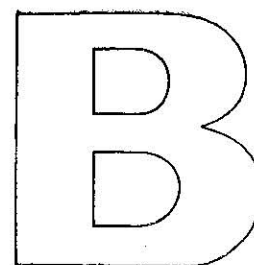


Scanned by Rusivan

Rusivan



ДЛЯ ВУЗОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ САМОЛЕТОВ

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности "Самолетостроение"*



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1987

Авторы: Е. С. Войт, А. И. Ендогур, З. А. Мелик-Саркисян,
И. М. Алявдин

Рецензенты: Я. Г. Кокушин, В. К. Хоменко и кафедра конструкций самолетов Харьковского авиационного института

Проектирование конструкций самолетов: Учебник
П79 для студентов вузов, обучающихся по специальности «Самолетостроение»/Е. С. Войт, А. И. Ендогур, З. А. Мелик-Саркисян, И. М. Алявдин. — М.: Машиностроение, 1987. — 416 с.: ил.

(В пер.): 1 р. 40 к.

Изложены принципы рационального проектирования элементов самолетных конструкций, способы обеспечения прочности при минимальной массе. Рассмотрены типы и методы расчета соединений деталей и алгоритмы проектирования стыковых узлов. Приведены требования к агрегатам самолета, критерии оптимизации конструкторских решений. Дана оценка влияния технологических процессов изготовления агрегатов самолета и используемых материалов на выбор конструктивно-силовой схемы агрегата. Приведены методы проекторочных расчетов на прочность, примеры конструкций агрегатов самолетов.

П 3606030000-116
038 (01)-87 116-87

ББК 39.53

© Издательство «Машиностроение», 1987

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга является учебником по курсу «Проектирование конструкций самолетов», охватывающему вопросы проектирования деталей, узлов и агрегатов планера самолета. Она восполняет недостающее звено между учебниками по курсам «Конструкции самолетов» и «Проектирование самолетов», обеспечивая таким образом методическое единство в системе конструкторской подготовки студентов по специальности «Самолетостроение» в авиационных вузах. Для усвоения данного курса студенты должны иметь необходимые знания по сопротивлению материалов, теоретической механике, деталям машин, строительной механике, технологии самолетостроения, авиационному материаловедению, конструкциям самолетов и расчету самолета на прочность.

К самолетным конструкциям предъявляются такие требования, как высокая прочность при минимальной массе, надежность и долговечность, достаточная жесткость, производственная и эксплуатационная технологичность. Чтобы при проектировании удовлетворить всем этим, часто противоречивым, требованиям, конструктор должен обладать глубокими знаниями различных дисциплин и умением найти оптимальное решение поставленной задачи, наиболее рационально спроектировать деталь, узел и агрегат самолета. Инженер-конструктор должен хорошо владеть современными методами проекторочных расчетов элементов авиационных конструкций, чтобы иметь возможность еще в процессе проектирования оценить потребные сечения и массу создаваемых деталей, узлов и агрегатов в целом. Значительную помощь конструктору могут оказать ЭВМ, использование которых позволяет перебрать за короткое время большое число возможных вариантов, чтобы выявить оптимальное конструкторское решение. Но заменить творческую мысль человека машина не может, она является только его помощником, и чем глубже развито конструкторское мышление проектанта, тем шире его возможности общения с машиной.

Бурное развитие авиационной науки и техники приводит к появлению новых материалов, новых технологических решений, позволяющих создавать принципиально новые конструкции, однако фундаментальные методические положения проектирования остаются неизменными. В связи с этим в учебнике основное внимание уделено изложению основ проектирования, выбору порядка про-

ведения проектировочных расчетов с целью оценки создаваемой конструкции, методологии разработки и принятия конструкторских решений. Эти навыки принятия самостоятельных решений студенты должны получить в процессе лабораторно-практических занятий, чтобы закрепить их в дальнейшем при выполнении курсовых и дипломного проектов.

Не следует относиться к приведенным в учебнике примерам, рекомендуемым конструктивным решениям и методам расчета как к нормативным и рассматривать их как единственно возможные. Авторы убеждены, что проектирование, являясь творческим процессом, предполагает возможность различных вариантов технических решений.

Первые шесть глав учебника посвящены вопросам проектирования конструкции узлов и деталей самолета, последующие — проектированию агрегатов планера самолета. Это соответствует последовательности изложения лекционного курса. В приложении помещены типовые задачи и справочные материалы, которые могут помочь студентам в практических занятиях, курсовом и дипломном проектировании.

Главы 1 ... 6, 8 (кроме разд. 8.7) и 9 написаны Е. С. Войт, гл. 7 — А. И. Ендогуром, гл. 10 и разд. 8.7 — И. М. Алявдиным, гл. 11 — З. А. Мелик-Саркисяном.

Авторы приносят благодарность инженерам А. А. Панкевичу и С. А. Разбитному за помощь в подготовке материалов гл. 6 и приложения 6.

ГЛАВА 1

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ САМОЛЕТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

1.1. ХАРАКТЕРИСТИКА УСЛОВИЙ РАБОТЫ САМОЛЕТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

1.1.1. Основные этапы проектирования самолета

В процессе создания самолета проектно-конструкторские работы условно можно разбить на три этапа.

Первый этап — разработка аванпроекта — по заданным тактико-техническим требованиям (ТТТ) проводятся теоретические расчеты и некоторые экспериментальные исследования, необходимые для выявления облика самолета, его конфигурации — аэродинамической компоновки, обеспечивающей требуемые летно-технические характеристики (ЛТХ). На этом этапе проектировщик определяет необходимый состав оборудования и полезной нагрузки, проводит их предварительную компоновку (взаимное размещение), разрабатывает предварительные силовые схемы основных агрегатов, предварительные схемы технологического членения самолета и выбирает материал конструкции. На основании аванпроекта принимают решение о целесообразности дальнейшей разработки проекта.

Второй этап — разработка эскизного проекта — заключается в более глубоком обосновании ЛТХ самолета путем широкого применения экспериментальных работ (продувки моделей, создания специальных моделирующих стендов, испытания на прочность отдельных новых типов конструкций и т. д.), а также расчетов на ЭВМ. Чем подробнее и глубже проведены на начальных этапах экспериментальные работы, тем короче будет процесс доводки самолета, тем раньше самолет выйдет в полет и не успеет в процессе создания морально устареть.

На этом этапе проводится более глубокая разработка конструкции агрегатов, технологических и конструктивных разрезов, компоновки самолета в целом. По нагрузкам, заданным отделами прочности и аэродинамики, конструктор в процессе конструирования проводит подробные проектировочные расчеты и с точностью до 5 % подсчитывает массу будущей конструкции (при этом проводится обоснование выбранных типов конструкции, строится макет самолета, позволяющий произвести взаимную пространственную увязку агрегатов и систем самолета). На основании эскизного проекта макетная комиссия дает комплексную оценку проекта, необходимую для принятия решения о разработке рабочего проекта и его реализации.

Третий этап — рабочее проектирование — это разработка комплекта рабочих чертежей на все агрегаты самолета и их элементы, а также комплекта технической документации (технологической, эксплуатационной и т. д.), необходимой для изготовления, сборки, монтажа как отдельных агрегатов и систем, так и самолета в целом. При этом уточняются расчеты массы и расчеты на прочность всех элементов конструкции.

На этом этапе конструктор должен выбрать оптимальный способ изготовления деталей, спроектировать детали, изготавливаемые различными технологическими методами, сделать проектные расчеты и точно определить массу создаваемой конструкции. Рабочие чертежи оформляют в соответствии с единой системой конструкторской документации (ЕСКД).

1.1.2. Определение минимальной массы конструкции

Одним из важнейших факторов, влияющих на все ЛТХ самолета, является его масса. Поэтому конструктор должен всегда стремиться к созданию конструкции минимальной массы (если это не противоречит другим требованиям, предъявляемым к самолету, таким, как надежность, технологичность, минимальная стоимость и т. п.).

Взлетную массу самолета можно представить в виде

$$m_0 = m_k + m_{c.y} + m_{об} + m_T + m_{ц.н} + m_{эк},$$

где m_k — масса конструкции; $m_{c.y}$ — масса силовой установки; $m_{об}$ — масса оборудования; m_T — масса топлива; $m_{ц.н}$ — масса целевой нагрузки; $m_{эк}$ — масса экипажа.

В практике обычно пользуются понятием относительных масс

$$\bar{m}_k = \frac{m_k}{m_0}; \quad \bar{m}_{c.y} = \frac{m_{c.y}}{m_0} \quad \text{и т. д.}$$

Интересно отметить, что, несмотря на большой диапазон полетных масс, отношение m_k/m_0 для самолетов данного типа одного поколения, характеризующегося определенным уровнем развития техники, колеблется в узких пределах. В настоящее время:

для маневренных самолетов $\bar{m}_k = 0,3 \dots 0,35$;

для ограниченно маневренных $\bar{m}_k = 0,28 \dots 0,32$;

для неманевренных самолетов $\bar{m}_k = 0,25 \dots 0,29$.

Уменьшение взлетной массы самолета улучшает все (летно-технические, эксплуатационные, экономические) характеристики самолета. Рассмотрим влияние взлетной массы на некоторые основные ЛТХ самолета.

1. Тяга, потребная для горизонтального полета:

$$P_{\Pi} = \frac{m_0 g}{K},$$

где K — аэродинамическое качество.

Из этого выражения видно, что чем больше масса самолета, тем большая тяга требуется для совершения горизонтального полета, а следовательно, и больше масса и лобовое сопротивление двигателя.

2. Посадочная скорость самолета

$$V_{\text{пос}} = A \sqrt{\frac{m_0}{S c_y}},$$

где A — числовой коэффициент; S — площадь крыла; c_y — коэффициент аэродинамической нормальной силы.

Видно, что при минимальной взлетной массе будет наименьшая посадочная скорость, а следовательно, и наименьшая длина пробега, что влечет за собой уменьшение длины взлетно-посадочной полосы.

3. Высота полета определяется плотностью воздуха на высоте

$$\rho_H = \frac{2m_0 g}{c_y V^2 S},$$

где g — ускорение свободного падения; V — скорость полета т. е. самолет меньшей массы может осуществлять горизонтальный полет на большей высоте, где плотность воздуха меньше.

Аналогичные соотношения можно привести и для массы оборудования, силовой установки, снаряжения и т. д. Точно также можно показать, что увеличение массы ухудшает и все другие характеристики самолета (время разгона, время набора высоты, скороподъемность и т. д.).

Приведенные выше примеры характеризуют только качественное влияние массы, количественное ухудшение характеристик по этим формулам достаточно точно определить нельзя. Требуются более тщательные расчеты, которые будут рассмотрены в курсе «Проектирование самолетов».

Масса самолета определяется еще на стадии предварительного проектирования как «минимальная» для удовлетворения требуемых по ТТТ летных характеристик. В процессе создания самолета необходимо не превысить запроектированную массу. Поэтому необходимо, чтобы конструктор четко представлял себе, что перетяжеление конструкции влечет за собой обязательное ухудшение всех характеристик разрабатываемого самолета.

1.1.3. Технологичность конструкции

Технологичность наряду с массовыми, аэродинамическими и другими характеристиками является одним из важнейших показателей совершенства конструкции. Под *технологичностью* понимают комплекс свойств конструкции, позволяющих применять при ее изготовлении наиболее совершенные технологические процессы, обеспечивающие высокое качество при минимальных затратах труда и времени, а следовательно, при мини-

мальной стоимости. Для создания технологичной конструкции конструктор должен быть хорошо знаком с применяемыми на данном производстве технологическими процессами и должен четко представлять, какие из них целесообразней применить в проектируемом им изделии.

Технологичная конструкция отвечает ряду требований:

1. Применение большего числа стандартных и нормализованных элементов, что позволяет осуществлять их массовое производство на специализированных предприятиях. Это снижает себестоимость и повышает качество.

2. Большая унификация элементов, т. е. применение конструктивно подобных, идентичных элементов с небольшими изменениями. Например, применение конструктивно подобных кронштейнов, накладок и др. Это приводит к повторяемости процессов изготовления, повышению серийности, снижению себестоимости.

3. Обеспечение высокой преемственности конструкций, т. е. создание новых конструкций с использованием уже освоенных технологических процессов.

4. Простота формы, облегчающая механизацию технологических процессов.

5. Использование в конструкции легкообрабатываемых материалов (на современных самолетах до 40 ... 50 % от общей массы приходится на алюминиевые сплавы).

6. Возможно меньшие требования к точности и чистоте обработки поверхности, что снижает трудоемкость, а следовательно, и стоимость.

7. Обеспечение наивысшего коэффициента использования материала.

Понятие «технологичность» относительно, его надо рассматривать применительно к конкретному уровню развития техники и технологии производства. Технологичные в определенный период конструкции через некоторое время из-за развития технологии могут оказаться нетехнологичными.

Надо помнить, что чрезмерно большой объем новых технологических процессов может значительно удлинить сроки подготовки серийного производства, поэтому их надо вводить постепенно (первоначально для группы элементов).

1.1.4. Обеспечение надежности, живучести и удобства эксплуатации

Надежность — свойство самолета, обеспечивающее нормальное функционирование в заданных условиях в течение требуемого периода времени. Надежность является внутренним свойством конструкции или системы и обеспечивается в основном внутренней структурой самолета: надежностью материала (высоким сопротивлением усталости), надежностью конструктивной схемы (например, применением кессонной конструкции крыла

со многими стенками), надежностью систем (дублированием, использованием резервных систем).

Живучесть — способность самолета функционировать при действии на него различных внешних неблагоприятных факторов и в нерасчетных условиях эксплуатации. Например, при отказе гидросистемы вследствие разрушения гидропроводов, вызванного внешними причинами, функционирование обеспечивается второй гидросистемой. Практически для повышения надежности и живучести проводят одни и те же мероприятия, например, дублирование, но подход к ним совершенно различен: с точки зрения надежности на самолете желательно иметь две равнозначные гидросистемы, а как они размещены — неважно, с точки зрения живучести важно не только иметь две гидросистемы, но и правильно их разместить на самолете, например, на разных бортах, так чтобы под воздействием внешней причины разрушалась одна система, а не две. Поэтому живучесть определяется в основном компоновочными мероприятиями.

Долговечность, или ресурс — общее время работы самолета с промежуточными ремонтами до полного изнашивания.

Для самоокупаемости самолета очень важна величина ресурса, так как на начальном этапе эксплуатации гражданского самолета окупаются затраты на его производство, а затем уже он начинает приносить прибыль. В настоящее время для пассажирских самолетов установлен ресурс 30 тыс. ч. Для военных самолетов ресурс меньше, так как они морально устаревают и их снимают с производства.

Простота эксплуатации и ремонтпригодность являются важными свойствами, которые следует учитывать при создании всех типов самолетов. Необходимо обеспечить удобство подхода к объектам обслуживания, удобство регламентных и ремонтных работ. В самолете имеется большое число элементов, требующих замены в процессе эксплуатации (например, бронзовые втулки в шарнирных соединениях, отдельные подшипники и т. п.). Для этого в конструкции предусматривают съемные панели, технологические лючки и т. д.

1.2. ХАРАКТЕРИСТИКА РАЦИОНАЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ САМОЛЕТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Под рациональными технологическими процессами мы будем понимать такие, в результате применения которых изготовление составных частей и сборка самолета в целом требуют наименьших затрат труда и времени.

Естественным желанием конструктора является проектирование такого самолета, удовлетворяющего ТТТ, который имел бы наименьшую массу, малую трудоемкость изготовления и, следовательно, малую себестоимость и мог бы быть изготовлен в наи-

кратчайшие сроки. Но, к сожалению, требование минимальной массы противоречит другим, в частности, малой трудоемкости изготовления (разъемы удобны для изготовления, но увеличивают массу самолета). Поэтому конструктору всегда приходится отыскивать компромиссное решение, и чем полнее он учтет существующий и перспективный уровни развития техники, тем совершеннее будет созданная конструкция. Чем следует руководствоваться при достижении этой цели? В самом общем виде это можно сформулировать следующим образом: сокращение числа и укрупнение деталей уменьшает массу самолета и способствует внедрению прогрессивных технологических процессов, а следовательно, уменьшает трудоемкость изготовления и стоимость изделия. Действительно, многодетальность в большинстве случаев усложняет конструкцию. При проектировании она ведет к выпуску большого числа рабочих чертежей, требующих взаимной увязки, детализовки, больших затрат времени на их изготовление; усложняет управление производством; приводит к непроизводительной загрузке станочного парка, непроизводительному использованию мощных прессов, к увеличению трудоемкости сборочных работ; многодетальность требует большого количества крепежных деталей, а стыки, как правило, неравнопрочны, следовательно, увеличивается масса конструкции. Иногда трудно найти такую форму массы, чем составной. Здесь все зависит от таланта и опыта конструктора. Часто из экономических соображений приходится увеличивать массу, а если это увеличение велико, — использовать составные элементы. Таким образом, при проектировании элементов самолета конструктор должен стремиться использовать все пути, ведущие к сокращению числа деталей. Основным средством достижения этой цели является переход к более прогрессивным технологическим процессам, в том числе к штамповке и литью.

Штамповка деталей из листового материала, профилей и труб является одним из наиболее прогрессивных технологических процессов, особенно в серийном и массовом производстве, применяется для изготовления многих деталей каркаса, элементов продольного и поперечного наборов, разного рода косынок и накладок, фитингов и т. д. Трудоемкость изготовления деталей современного самолета штамповкой составляет до 20 % от общей трудоемкости.

Штамповка позволяет:

- 1) получить детали минимальной массы;
- 2) изготавливать детали со сравнительно высоким коэффициентом использования металла заготовки;
- 3) применять широкую механизацию и автоматизацию технологического процесса, а следовательно, достичь высокой производительности труда;
- 4) получить высокую точность и чистоту поверхности;
- 5) резко сократить число деталей.

Горячая штамповка широко применяется в современном самолетостроении. Процесс этот производителен, позволяет получать детали с высокими механическими свойствами сложной конфигурации. Горячую штамповку экономически выгодно применять при крупносерийном производстве из-за сложности оснастки и оборудования, а также для деталей с большой площадью необрабатываемой поверхности.

При выборе способа изготовления надо учитывать, что литые детали сложной конфигурации всегда дешевле штампованных, и поэтому, если позволяют условия прочности, лучше изготавливать детали литьем. На опытных самолетах (предполагаемых далее к серийному производству) никогда сразу не используют штампованные детали. Их получают из кованных, прессованных и катаных заготовок путем механической обработки с соблюдением соответствующих штамповочных уклонов, радиусов перехода, закруглений, толщин и высоты ребер. Это очень дорого, но так поступают потому, что надо получить идентичные детали для проверки прочности.

Литье для изготовления деталей самолетных конструкций является исключительно прогрессивным методом. Однако применяемые в настоящее время литейные сплавы обладают низкими прочностными характеристиками, особенно ударной вязкостью и пластичностью. Во всем мире ведутся работы по созданию высокопрочных и пластичных литейных материалов, повышению точности изготовления литых деталей, разрабатываются способы чистого литья, при котором детали не требуют последующей обработки. Литье позволяет получить детали со сложными криволинейными поверхностями, произвольно расположенными полостями и выступами, с минимальным числом обрабатываемых поверхностей при небольших припусках на эту обработку. Это имеет особое значение для деталей из сверхпрочных сплавов. В литых деталях возможно наиболее рациональное распределение материала по сечению, которого нельзя достичь при других способах. Это несколько компенсирует невысокие свойства литейных материалов и дает выигрыш по массе. Литые детали, изготовленные методом точного литья (под давлением, по выплавляемым моделям) обеспечивают высокую точность и чистоту поверхности, обладают повышенной жаропрочностью. Если повысить прочность и пластичность литейных материалов, литье может стать основным способом изготовления элементов самолета.

Механическая обработка деталей до настоящего времени широко применяется в самолетных конструкциях. Обработке резанием подвергается более 30 % деталей самолета, в том числе крупногабаритные литые детали, штампованные детали каркаса и узлов, пояса лонжеронов, стрингеры, контурные и фланцевые стыки, кронштейны, цилиндры, штоки и т. д. Несмотря на то, что механическая обработка весьма невыгодный технологический процесс из-за колоссальных потерь материала в стружку, она

все же применяется достаточно широко, так как позволяет получать детали минимальной массы.

Неграмотно спроектированная деталь может вызвать чрезвычайное удорожание механической обработки, потребовать изготовления сложной оснастки и дополнительных приспособлений. Об этом не должен забывать конструктор при создании новых элементов конструкции.

1.3. ВЫБОР МАТЕРИАЛА КОНСТРУКЦИИ

При создании новой конструкции одним из определяющих факторов, влияющих на ее совершенство, является правильный выбор материала. При выборе материала необходимо учитывать:

- 1) его стоимость;
- 2) возможность применения в технологических процессах, необходимых для изготовления детали заданной конфигурации и габаритных размеров;
- 3) степень освоения технологических процессов обработки данного материала;
- 4) возможность использования данного материала в условиях эксплуатации будущей конструкции;
- 5) удельные прочностные и жесткостные характеристики;
- 6) усталостные характеристики материала, определяемые скоростью наступления и распространения усталостных разрушений.

Установлено, что материалы по-разному работают на разные виды нагружения и деформации. Одни материалы хорошо работают на растяжение, другие — на продольный изгиб, третьи — на сдвиг. Критерием, оценивающим способность того или иного элемента конструкции работать на данный вид нагружения, является коэффициент его удельной прочности. При нормальной температуре коэффициенты удельной прочности для различных видов нагружения имеют вид:

σ_b/ρ — растяжение и чистое сжатие; \sqrt{E}/ρ — продольный изгиб; $\sqrt[3]{\sigma^2/\rho}$ — поперечный изгиб; τ_b/ρ — сдвиг, где σ_b — временное сопротивление; E — модуль упругости; τ_b — временное сопротивление сдвигу.

Эти коэффициенты используются при проектировании конструкции минимальной массы, работающей на данный вид нагружения.

В качестве примера приведем расчет элемента, работающего на растяжение, по критерию удельной прочности. На элемент конструкции длиной l (рис. 1.1) действует растягивающая сила P . Определим требуемую пло-

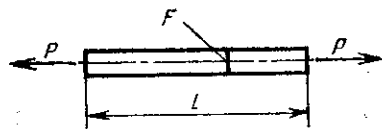


Рис. 1.1. Стержень, работающий на растяжение

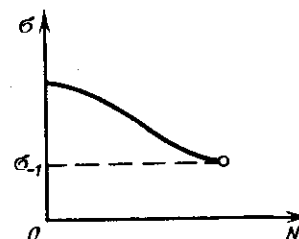


Рис. 1.2. Кривая Веллера

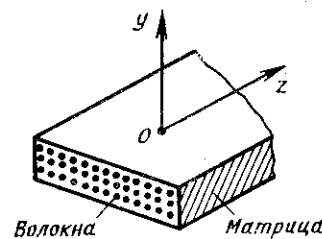


Рис. 1.3. Образец из композиционных материалов

щадь сечения F из условия сохранения работоспособности конструкции до разрушения $F = P/\sigma_b$. Массу элемента в этом случае можно вычислить по формуле

$$m = \rho Fl = \rho l P \frac{1}{\sigma_b} = \frac{\rho l}{\phi},$$

где $\phi = \sigma_b/\rho$ — коэффициент удельной прочности.

Тогда $m_{\min} = Pl/\phi_{\max}$, т. е. для уменьшения массы стержня надо выбирать материал с наибольшим значением коэффициента удельной прочности. Необходимо учитывать, что при повышенных температурах коэффициенты удельной прочности требуют корректировки.

При расчете самолетных конструкций на прочность принято, что при эксплуатационной нагрузке напряжение в конструкции не должно превышать $\sigma_{0,2}$, т. е. при n^3 напряжение составляет $\sigma_{0,2}$; при разрушающей нагрузке $n = n^3 f$ напряжение равно σ_b , где f — коэффициент безопасности, равный $\approx \sigma_b/\sigma_{0,2}$; n^3 и n — соответственно коэффициенты эксплуатационной и расчетной перегрузок. Для большинства авиационных материалов отношение $\sigma_b/\sigma_{0,2} = 1,5$. С повышением температуры $\sigma_{0,2}$ и σ_b у многих материалов изменяются различно. Поэтому при сравнении таких материалов по критерию удельной прочности коэффициент σ_b/ρ надо заменять на σ'_b/ρ , где $\sigma'_b = \sigma_{0,2}^f$; $\sigma_{0,2}^f$ — значение $\sigma_{0,2}$ при данной температуре; σ'_b — условное значение разрушающего напряжения. Еще одним важным критерием при выборе материала конструкции является его сопротивление усталости, характеризующее скорость появления разрушений при циклическом нагружении, а также скорость распространения появившихся трещин. Сопротивление усталости характеризуется кривой Веллера (рис. 1.2), показывающей зависимость σ от числа циклов нагружения. Коэффициент σ_{-1}/ρ (где σ_{-1} — предел выносливости при изгибе при симметричном цикле нагружения гладкого образца) необходимо учитывать при выборе материала для конструкций, подвергающихся действию циклических нагрузок.

При проектировании элементов конструкций, работающих в условиях кинетического нагрева, большое значение придается ползучести материала, характеризуемой критериями $\sigma_{0,2/100}$ и $\sigma_{0,2/100}/\rho$, где $\sigma_{0,2/100}$ — предел ползучести при высоких температурах (напряжение, вызывающее деформацию 0,2 % за 100 ч).

Материал, выбранный по критерию удельной прочности, еще полностью не характеризует массу будущей конструкции, так как необходимо учитывать ряд технологических ограничений, не позволяющих использовать полученные по расчету сечения, это ограничения по допускаемой толщине обшивки — сортамент листов, сортамент профилей, допускаемые толщины литых и штампованных деталей и т. д.

Не во всех случаях материал конструкции выбирают из условия прочности. Существует большое число (до 30 %) малонагруженных элементов, таких, как часть поперечного набора у концов крыла и оперения, различные детали оборудования и др. Если эти элементы выполнять из высокопрочных материалов, то потребные сечения могут оказаться столь малыми, что их по технологическим соображениям невозможно изготовить. Для этих элементов надо применять легкие алюминиевые и магниевые сплавы. Материал конструкции существенно влияет на ее массу, стоимость и технологичность. Учесть при выборе материала все эти факторы конструктору помогает его практический опыт. Перечень основных материалов, применяемых в авиастроении, приведен в приложении 1. В самолетостроении достаточно широко используют неметаллические материалы — для носовых радиопрозрачных коков, остекления кабины, тепло- и звукоизоляции, для разного рода прокладок и уплотнений и т. п.

В последнее десятилетие в мировом авиастроении ведутся широкие исследования по созданию композиционных материалов (КМ) и конструкций из них. *Композиционный материал* — это материал, состоящий из высокопрочных волокон, уложенных в определенном направлении, и матрицы, являющейся связующей для этих волокон (рис. 1.3). В качестве наполнителей могут быть использованы волокна таких высокопрочных материалов, как углерод, бор, кремний, графит, бериллий и др., в качестве связующего — синтетические смолы или сплавы металлов. Соотношения между объемами наполнителя и матрицы могут быть различными, так же как и расположение волокон относительно осей Oy и Oz . В соответствии с этим изменяются механические свойства КМ. Изотропности в КМ добиться очень трудно, почти невозможно, но это и не требуется, так как волокна располагают в направлении основных усилий. Поскольку КМ обладают высокой прочностью и жесткостью при малой массе, то их применение весьма перспективно как для силовых, так и для несилowych элементов конструкции. Пока их широкому применению препятствуют высокая стоимость и отсутствие опыта проектирования. Особую сложность вызывают стыковые соединения конструкций из КМ. Но малая масса и большая надежность подобных конструкций позволяют широко их применять в дальнейшем. В настоящее время проводятся опытные работы по внедрению КМ в самолето- и двигателестроении. Отдельные конструктивные элементы из КМ уже используются на некоторых отечественных и зарубежных самолетах.

ГЛАВА 2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

2.1. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ПО ЕСКД

Согласно ЕСКД установлены следующие наименования видов изделий:

Деталь — изделие, изготовленное из однородного материала без применения сборочных операций, а также изделие, изготовленное с применением покрытий, сварки, пайки, склейки и т. д. (например, трубка, спаянная или сваренная из одного куска материала).

Сборочная единица — изделие, составные части которого подлежат соединению на заводе-изготовителе (например, сварной цилиндр стойки шасси).

Комплекс — два или более специализированных изделия, не соединенных на заводе-изготовителе путем сборочных операций, но предназначенных для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций (например, самолет с установленными подвесными баками). В авиационной промышленности еще широко применяются старые понятия — «узел» и «агрегат».

2.1.1. Классификация основных элементов конструкции

Все элементы, составляющие конструкцию самолета, можно разделить на:

- элементы внешней поверхности: обшивки;
- элементы каркаса;
- элементы продольного набора: лонжероны, стрингеры, бимсы, стенки;
- элементы поперечного набора: нервюры, шпангоуты;
- элементы соединения: узлы подвески, косынки, накладки, кронштейны и т. д.;
- элементы управления и механизмов: качалки, траверсы, детали шасси и силовых цилиндров, тяги и т. д.;
- элементы крепления: болты, гайки, шайбы, винты, валики, заклепки и т. д.

Большинство этих элементов стандартизовано.

2.1.2. Нумерация чертежей

Последовательность сборки элементов самолета находит свое отражение в системе нумерации чертежей. Нумерации, которая проводится в соответствии с ЕСКД, подлежат все вы-

пускаемые чертежи. Для летательных аппаратов и наземного оборудования используется предметная система обозначения чертежей, согласно которой чертежи деталей, узлов, подгрупп и комплексных групп (за исключением стандартных и нормализованных) обозначаются номером, состоящим из следующих частей:

- а) индекса изделия — одна или несколько букв, цифр или их сочетания;
- б) номера модификации изделия;
- в) номера комплексной группы — две цифры;
- г) номера группы — две цифры;
- д) порядкового номера детали или узла — четыре или пять цифр, для сборочных чертежей последняя цифра 0;
- е) обозначения вида документации (СБ — сборочный, 01 — правая деталь, 02 — левая деталь).

Например, чертеж имеет номер 012-02-20-04-0026-01, это значит: 012 — индекс изделия; 02 — номер модификации; 20 — номер комплексной группы; 04 — номер группы чертежей; 0026 — номер детали; 01 — номер вида документации.

Номера для конструктивных комплексных групп самолета установлены в соответствии с нормалью 57АО (см. приложение 2).

2.2. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ САМОЛЕТА

Для того чтобы рационально спроектировать тот или иной элемент конструкции, необходимо четко представлять себе его место в общей конструктивно-силовой схеме и долю участия в работе конструкции, т. е. от какого элемента он воспринимает и на какой передает заданную нагрузку.

Существует ряд положений, обязательных при проектировании наиболее выгодных конструкций и не меняющихся с течением времени (своего рода таблица умножения проектирования).

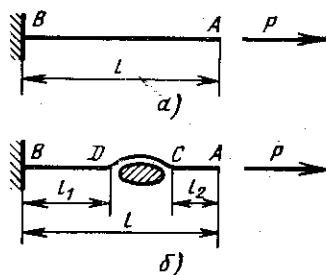


Рис. 2.1. Передача силы кратчайшим путем

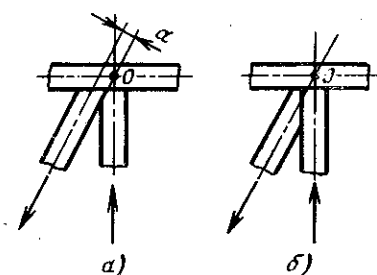


Рис. 2.2. Сочленение элементов узла; а — неправильное; б — правильное

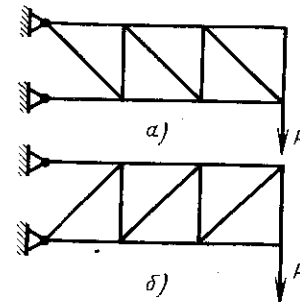


Рис. 2.3. Варианты расстановки раскосов в ферме:

а — раскос работает на растяжение; б — раскос работает на сжатие

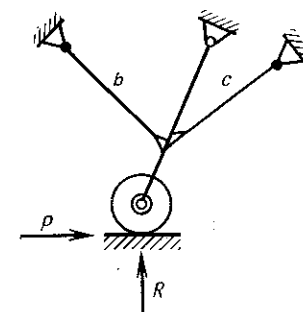


Рис. 2.4. Стойка с подкосом, служащим для восприятия осевых усилий

1. Чтобы конструкция имела наименьшую массу, необходимо при проектировании предусмотреть передачу силы по кратчайшему пути и по возможности по прямой.

В качестве примера рассмотрим передачу силы из точки A в точку B (рис. 2.1). При использовании для передачи силы стержня AB, работающего на растяжение, мы получаем конструкцию минимальной массы (см. рис. 2.1, а). В конструкции, представленной на рис. 2.1, б, из-за помехи появляется дополнительный элемент DC, работающий на изгиб. Масса этой конструкции будет больше. Это объясняется тем, что при растяжении и чистом сжатии эпюра нормальных напряжений по сечению равномерная и стержень работает с полной загрузкой до σ_b . При изгибе наибольшие напряжения испытывают крайние волокна, наиболее удаленные от нейтральной оси. Все остальные элементы сечения недогружены, в результате масса конструкции получается больше.

Характерным примером неправильного конструктивного решения является узел фермы, показанный на рис. 2.2, а. Силы, направленные по оси стержней фермы, будут уравниваться в случае пересечения их в точке O (рис. 2.2, б). При наличии эксцентриситета a на пояс фермы дополнительно действует изгибающий момент, который может вызывать его преждевременное разрушение. Особенно сильно такое конструктивное решение понизит сопротивление усталости пояса фермы. В зоне действия дополнительного момента конструкция может преждевременно разрушаться при работе на повторные нагрузки. При передаче силы необходимо стремиться к тому, чтобы большинство длинных элементов работало на растяжение, а коротких — на сжатие.

На рис. 2.3, а, б показаны две фермы. В первом варианте на сжатие работают короткие стержни-стойки, длинные раскосы работают на растяжение. Во втором варианте на сжатие работают длинные стержни-раскосы. Так как при сжатии стержень может потерять устойчивость при $\sigma_{кр} < \sigma_b$, то чем длиннее стержень,

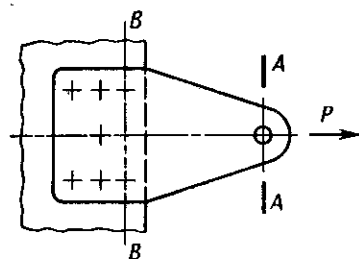


Рис. 2.5. Равнопрочный кронштейн

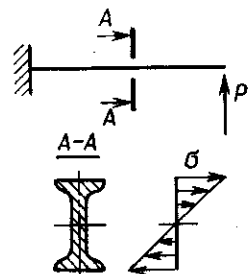


Рис. 2.6. Напряжения, возникающие в балке, работающей на изгиб

тем меньше его критическое напряжение, т. е. тем большим должно быть его сечение для увеличения радиуса инерции $i = \sqrt{J/F}$, где J — момент инерции сечения; F — площадь сечения, а следовательно, тем больше будет масса конструкции.

В качестве второго примера можно рассмотреть показанную на рис. 2.4 стойку шасси с подкосом. Если подкос поставлен в направлении b , он работает на растяжение, если в направлении c — на продольный изгиб. Очевидно, что в первом случае масса подкоса будет меньше.

2. Для уменьшения массы при проектировании конструкции надо стремиться к равнопрочности. Правильно спроектированная деталь (узел) должна разрушаться по всем сечениям при достижении действующей силой разрушающего значения. Например, у кронштейна (рис. 2.5) при достижении силой P значения P_p должны одновременно срезаться все болты, разорваться продольные по сечениям $A-A$, $B-B$ и т. д.

3. При проектировании конструкции необходимо стремиться к равномерному предельному нагружению материала в сечении. Например, сечение элемента, работающего на поперечный изгиб (рис. 2.6), необходимо выполнять с максимальным удалением массы материала от нейтральной оси.

4. При проектировании конструкций необходимо стремиться к тому, чтобы все детали были работающими, чтобы по возможности каждая деталь выполняла как можно больше функций. Необходимо использовать все свободные объемы. Например, кессон крыла на большинстве пассажирских самолетов используется одновременно как бак для топлива. В данном случае мы имеем двойное уменьшение массы как из-за отсутствия дополнительного бака, так и благодаря разгрузке крыла весом горючего. Герметические кабины на большинстве самолетов являются одновременно элементом фюзеляжа, работающим на все его нагрузки. Вставные кабины, работающие только на перепад давлений, значительно увеличивают массу самолета. Силовой шпангоут крепления узла кила обычно стремятся использовать также для крепления узлов или оси стабилизатора; это также позволяет уменьшить массу.

При проектировании конструкции необходимо всегда четко представлять себе способ ее изготовления, стремясь к использованию наиболее технологичных методов:

- применять простейшие заготовки;
- назначать минимальную чистоту обработки, необходимую для функционирования конструкции;
- уменьшать число деталей;
- не назначать чрезмерную точность изготовления там, где она не требуется по условиям работы конструкции, это значительно снизит стоимость производства.

2.3. СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ПРИ МИНИМАЛЬНОЙ МАССЕ КОНСТРУКЦИИ

В самолетостроении сечения элементов конструкции подбирают по разрушающим нагрузкам и по разрушающим напряжениям. Для отдельных элементов конструкции, работающих на растяжение, за разрушающие принимают меньшие напряжения с учетом работы на усталость. Для элементов, работающих на сжатие с потерей устойчивости, за разрушающее принимается критическое напряжение $\sigma_{кр}$. Рассмотрим основные пути обеспечения прочности при наименьшей массе конструкции.

2.3.1. Выбор формы сечения

Выбрав рациональную форму сечений элементов конструкции, можно добиться уменьшения ее массы, не снижая прочности. При выборе формы сечения надо стремиться к тому, чтобы материал был сосредоточен в более напряженных зонах.

При растяжении и чистом сжатии (без потери устойчивости) элемента целесообразно применять симметричное сплошное сечение (рис. 2.7), поскольку напряжения равномерно распределены по всей его высоте. При выборе формы сечений стержневых систем, работающих на растяжение и сжатие, как правило, определяющим является напряжение, при котором происходит потеря устойчивости. Возможна общая (рис. 2.8, а) и местная (рис. 2.8, б) потеря устойчивости трубной системы.

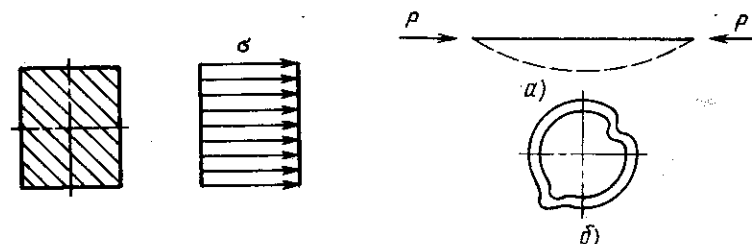


Рис. 2.7. Напряжения, возникающие в балке, работающей на сжатие и растяжение

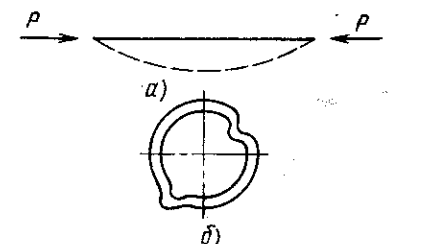


Рис. 2.8. Общая (а) и местная (б) потеря устойчивости трубной системы

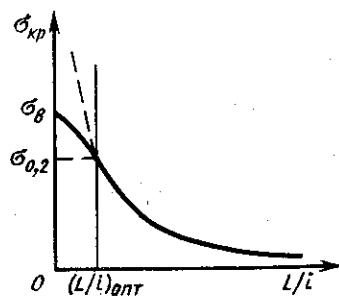


Рис. 2.9. Кривая Эйлера

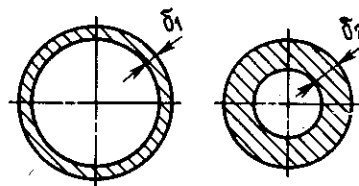


Рис. 2.10. Трубы с одинаковой площадью сечения, но различными моментами инерции

(рис. 2.8, б) потеря устойчивости. При местной потере устойчивости ось остается прямой, но на поверхности появляются вмятины и складки. При общей потере устойчивости в пределах применимости формулы Эйлера критическая сила и критическое напряжение определяются выражениями

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{L^2}; \quad \sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{(L/i)^2}, \quad (2.1)$$

где c — коэффициент заделки; L — длина стержня; L/i — гибкость; F — площадь сечения.

Зависимость критического напряжения от гибкости приведена на рис. 2.9. Значение $(L/i)_{опт}$ характеризует предел применимости формулы Эйлера. При гибкостях меньше $(L/i)_{опт}$ материал начинает течь, и $\sigma_{кр}$ можно определить только по эмпирическим формулам. Форму сечения элементов конструкции равной длины, работающих на сжатие, выбирают в зависимости от момента инерции сечения. Так, моменты инерции сечений труб одинаковой длины, имеющих равные площади сечений, но разные диаметры и толщину стенки (рис. 2.10) различны (момент инерции сечения первой трубы будет больше, чем у второй; следовательно, $\sigma_{кр1} > \sigma_{кр2}$). Поэтому для увеличения $\sigma_{кр}$ надо по возможности увеличивать диаметр, уменьшая толщину трубы δ , но это возможно только до определенного предела, так как в тонкой оболочке может возникнуть местная потеря устойчивости с критическим напряжением

$$\sigma_{кр.м} = \frac{0,9kE}{(d/\delta)^2}, \quad (2.2)$$

где k — коэффициент, зависящий от формы и геометрии сечения, определяется по справочникам; d — диаметр трубы (для профиля длина элемента); δ — толщина элемента.

Учитывая общую и местную потери устойчивости, размеры сечения выбирают из условия $\sigma_{кр} = \sigma_{кр.м}$, при этом получают конструкцию наименьшей массы. Как правило, сечения труб и профилей, работающих на продольный изгиб, рекомендуется подбирать по графикам, приведенным в справочниках по расчету самолета на прочность. На графиках приводятся зависимости

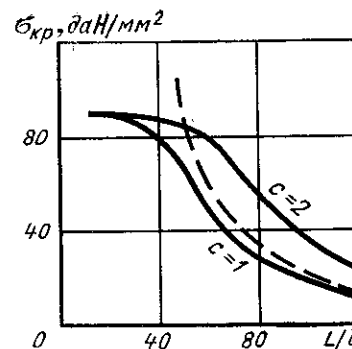


Рис. 2.11. Зависимость критических напряжений от гибкости:
— — — кривая Эйлера

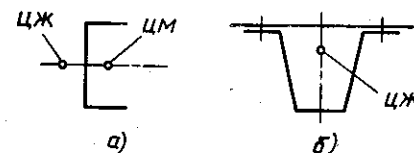


Рис. 2.12. Местоположение центра жесткости в открытом профиле (а) и стержне повышенной устойчивости на сжатие (б)

$\sigma_{кр} = f(L/i)$ с учетом общей и местной потери устойчивости, формы сечения, способа закрепления элемента и его материала. Примерный вид графика для трубы из 30ХГСА с $\sigma_{в} = 100$ даН/мм² и $\sigma_{0,2} = 80$ даН/мм² приведен на рис. 2.11. Для повышения местной устойчивости элемента применяют гофрированные, отбортованные и рифтованные конструкции. У стержней, центр жесткости (ЦЖ) которых не лежит на линии центров масс (ЦМ) сечений (по которой направлена действующая сила), помимо выпучивания наблюдается закручивание стержня. Это относится к открытым профилям типа швеллера и уголка (рис. 2.12, а). Критическое напряжение при этом значительно снижается. Его значение определяется эмпирической формулой

$$\sigma'_{кр} = \sigma_{в} \frac{1 + \nu}{1 + \nu + \nu^2}, \quad (2.3)$$

где $\nu = \frac{\sigma_{в}}{\sigma_{кр}}$; $\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{(L/i)^2}$.

Для повышения $\sigma_{кр}$ применяют стержни с замкнутым контуром (рис. 2.12, б). Для этого открытый профиль приклепывают к обшивке.

При определении критического напряжения местной потери устойчивости открытого профиля элементы, из которых он состоит, схематично представляют в виде отдельных пластин (рис. 2.13), имеющих соответствующее опирание кромок и нагруженных сжимающими силами. Так, для приведенного на рисунке таврового профиля определяют местную устойчивость ножки $\sigma_{кр.н} = \frac{0,9kE}{(b_1/\delta_1)^2}$ и полки $\sigma_{кр.п} = \frac{0,9kE}{(b/\delta)^2}$. При определении коэффициента k считают, что пластина имеет одностороннюю заделку. При выборе оптимальных форм сечений стержневых элементов, применяемых в самолетостроении, необходимо также

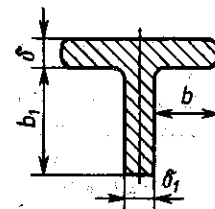


Рис. 2.13. Представление профиля в виде отдельных пластин

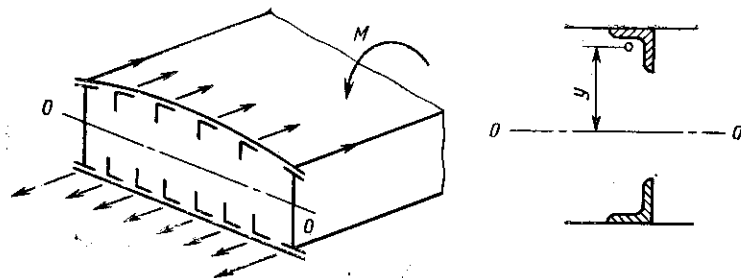


Рис. 2.14. Осевые нагрузки, действующие на стрингер

учитывать способ их соединения с соседними элементами. Некоторые элементы имеют шарнирную связь. К ним относятся тяги управления, раскосы стойки и пояса ферм, подкосы шасси, тяги подвески двигателя и др. Работают эти элементы на чисто осевые нагрузки и определяющей при выборе их конфигурации является потеря устойчивости. Оптимальными для них являются симметричные замкнутые сечения, как правило, в виде труб с максимальным диаметром и минимальной толщиной, определяемой из условия местной потери устойчивости. Другой вариант — стержневые системы, включенные по всей длине в работу конструкции. К таким элементам, в первую очередь, относятся стрингеры, подкрепляющие обшивку агрегатов. Форму сечения стрингеров определяют из условия работы на сжатие всей панели, осевые сжимающие нагрузки в которой являются следствием поперечного изгиба агрегата (рис. 2.14). Как уже говорилось в разд. 2.2, при поперечном изгибе надо стремиться к максимальному удалению основной массы материала от нейтральной оси. Поэтому для стрингеров наиболее целесообразны тавровые, уголовые и другие виды сечений, основная масса которых расположена в зоне наибольших напряжений.

Для элементов конструкции, работающих на кручение, наиболее оптимален замкнутый контур. Для тонкостенных конструкций, чаще всего применяемых в самолетостроении, напряжения сдвига и распределенные касательные усилия при кручении определяются выражениями

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{2\omega\delta}; \quad q_{кр} = \frac{M_{кр}}{2\omega}, \quad (2.4)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент; δ — толщина контура; ω — площадь, ограниченная средней линией контура (рис. 2.15).

Как видно из формулы, для уменьшения действующих напряжений надо увеличивать площадь контура. Толщину обшивки δ выбирают с учетом возможности местной потери устойчивости. Таким же образом нагружены обшивки всех основных агрегатов самолета. Наименьшая масса обшивок, работающих только на кручение, всегда будет при наибольших величинах площади, ограниченной контуром сечения агрегата.

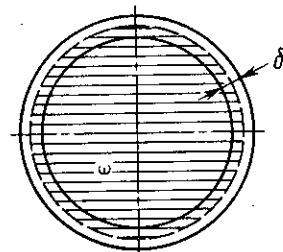


Рис. 2.15. Замкнутый контур, работающий на кручение

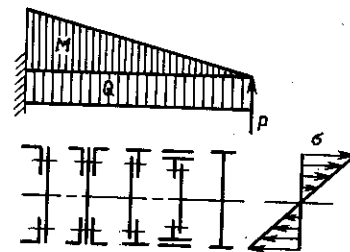


Рис. 2.16. Оптимальные формы двухпоясной балки, работающей на изгиб

Масса элементов конструкции, работающих на поперечный изгиб в своей плоскости, минимальна при удалении основного материала сечения подальше от нейтральной оси — в зоне максимальных напряжений. Типовые сечения, целесообразные при работе на изгиб, приведены на рис. 2.16.

В основном конструкции минимальной массы, работающие на изгиб, представляют собой двухпоясные плоские тонкостенные балки. Эти балки могут быть составными — состоящими из поясов, склепанных с тонкой стенкой, и цельноштампованными двухтаврового сечения.

Рассмотрим работу такой балки на нормальные и касательные напряжения (рис. 2.17). Обозначим через H_{cp} расстояние между центрами масс площадей поясов балки. Построим эпюру нормальных напряжений и эпюру распределенных сил на единицу высоты сечения $P_i = \sigma_i b_i$, где σ_i — напряжение в данном волокне; b_i — текущая ширина, равная b для пояса и δ для стенки. Эпюра распределенных сил P_i показывает, что в двухпоясной балке на нормальные силы практически работают только пояса. Это объясняется пренебрежимо малым значением момента инерции стенки. Для определения усилий по поясам запишем

$$\sigma = \frac{My}{J}; \quad J = 2 \frac{bh^3}{12} + 2bh \left(\frac{H_{cp}}{2} \right)^2.$$

Моментом инерции стенки пренебрегаем. Тогда

$$\sigma = \frac{M \frac{H_{cp}}{2}}{2bh \left[\frac{h^2}{12} + \left(\frac{H_{cp}}{2} \right)^2 \right]}.$$

Так как $h^2/12$ много меньше $(H_{cp}/2)^2$, то для проекторочных расчетов этим членом в знаменателе можно пренебречь и записать

$$\sigma = \frac{M \frac{H_{cp}}{2}}{2bh \left[\frac{h^2}{12} + \left(\frac{H_{cp}}{2} \right)^2 \right]} = \frac{M}{H_{cp}bh} = \frac{M}{H_{cp}F_n}. \quad (2.5)$$

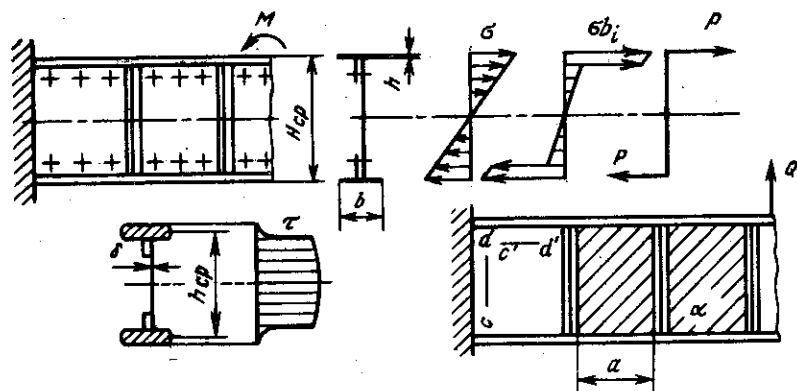


Рис. 2.17. Нагружение элементов двухпоясной балки при изгибе и срезе

Отсюда потребная площадь пояса будет

$$F_{\Pi} = \frac{M}{H_{cp} \sigma_v} = \frac{P}{\sigma_v}, \quad (2.6)$$

где $P = M/H_{cp}$ — осевая сила, действующая по поясу.

Полученное выражение тем точнее, чем меньше строительная высота пояса h , так как при этом меньше сказывается неравномерность распределения напряжений по высоте.

При выборе сечения поясов необходимо учитывать работу одного из них на сжатие. Поэтому при выборе соотношения ширины и высоты пояса надо учитывать возможность местной потери устойчивости лапкой пояса. Желательно подобрать такое соотношение b/h , при котором $\sigma_{кр.м} = \sigma_v$ (при условии, что пояс не теряет общей устойчивости).

Рассмотрим восприятие двухпоясной балкой перерезывающей силы. Запишем выражение для касательных напряжений в элементах балки

$$\tau = \frac{QS}{Jb},$$

где Q — перерезывающая сила, действующая в сечении; S — статический момент отсеченной площади, находящейся выше элемента, для которого определяется напряжение; b — ширина элемента.

Построим эпюру касательных напряжений по сечению балки (см. рис. 2.17). Так как в выражении для τ величина $Q/J = \text{const}$, то касательные напряжения будут зависеть только от S/b . Ширина пояса во много раз превышает толщину стенки, поэтому значение касательных напряжений, возникающих в поясе, пренебрежимо мало. Отсюда можно принять, что касательные напряжения передаются только стенкой. Криволинейность эпюры τ зависит от степени нарастания статического момента S .

Так как статический момент пояса, равный $S_{\Pi} = F_{\Pi} \frac{H_{cp}}{2}$, намного превышает момент от отсеченной части стенки, то криволинейность эпюры весьма незначительна, и ею при проектировочных расчетах можно пренебречь, приняв

$$\tau = \frac{Q}{H_{cp} \delta_{ст}}; \quad \delta_{ст} = \frac{Q}{H_{cp} \tau_v}, \quad (2.7)$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки.

При работе на сдвиг стенка может разрушиться от чистого среза по линиям cd или $c'd'$ (см. рис. 2.17) или потерять устойчивость при напряжениях

$$\tau_{кр} = \tau_v \frac{1 + \nu}{1 + \nu + \nu^2}, \quad (2.8)$$

где $\nu = \tau_v/\tau_0$; $\tau_0 = \frac{0,9kE}{(b/\delta_{ст})^2}$; $k = 5,6 + \frac{3,8}{(a/b)^2}$.

При потере устойчивости возникают растягивающие напряжения по стенке вдоль волны, возникающей при потере устойчивости

$$\sigma_{ст} = 2\tau \left(1 - \frac{\tau_{кр}}{\tau}\right). \quad (2.9)$$

Эти напряжения догружают пояса балки поперечной нагрузкой. При этом сжатый пояс начинает работать на продольно-поперечный изгиб, что нежелательно. Целесообразнее не допускать потери устойчивости стенкой, приняв за ее разрушающие напряжения критические, т. е. считать, что $\tau_{ст} \leq \tau_{кр}$. Для элементов конструкций, работающих на изгиб в двух плоскостях, срез и кручение, целесообразно применять замкнутые сечения с разном масс в плоскости действия наибольшего изгибающего момента. В конструкциях самолета такие элементы встречаются в основном в стойках шасси. Это полувилки крепления колес (рис. 2.18), рычаги. Оптимальными, с точки зрения минимальной массы, для таких конструкций являются пустотелые сечения, образованные из двух штамповок, сваренных по длине. Толщина стенок штамповок определяется из условия изгиба в двух плоскостях и сдвига от кручения и перерезывающей силы.

2.3.2. Учет силового потока при включении элементов конструкции в работу

Большинство элементов конструкции не сразу всем сечением включается в работу, это надо учитывать и с целью экономии массы удалять лишний неработающий материал. Рассмотрим это на примерах.

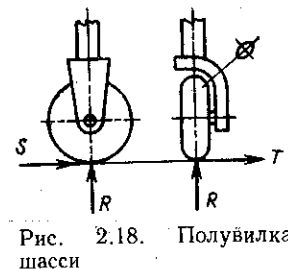


Рис. 2.18. Полувилка шасси

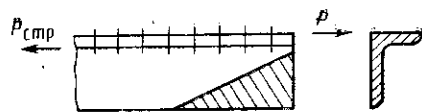


Рис. 2.19. Включение стрингера в работу

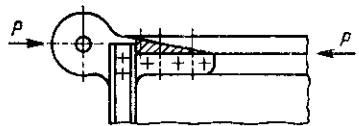


Рис. 2.20. Включение стыкового башмака в работу

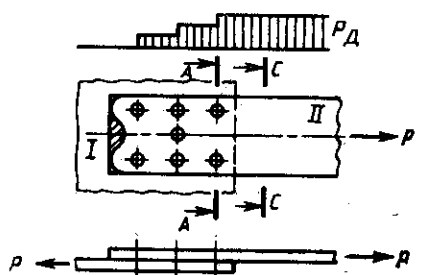


Рис. 2.21. Нагрузка на элемент кронштейна

И n заклепок, работающих на срез. Каждая заклепка передает силу $P_B = P/n$. От действия силы в сечениях элемента II возникают напряжения $\sigma_i = P_D/F_i$, где P_D — действующая в данном сечении сила; F_i — площадь сечения. Как видно, нагрузка, действующая в элементе II, будет уменьшаться от сечения C—C к сечению A—A, так как сила P через заклепки постепенно передается на элемент I. Опасным сечением будет A—A, так как в нем действует полная сила P , а сечение ослаблено отверстиями под заклепки. Потребная площадь сечения будет $F_{A-A} = P/\sigma_B = \delta(b - nd_a)$, где b — потребная ширина элемента; n — число заклепок в сечении; δ — толщина элемента, определенная из условия смятия под заклепкой; d_a — диаметр заклепки. Все остальные сечения будут нагружены меньше, и в них можно убрать лишний материал.

2.3.3. Учет концентрации напряжений при изменении площади сечения

При изменении нагрузки недопустимо резко менять несущую площадь сечения, так как это может вызывать концентрацию напряжений, значительно снижающую сопротивление усталости конструкции. Рассмотрим это на примерах.

Пример 1. Рассмотрим соединение двух деталей (рис. 2.22). При резком переходе от площади сечения F_2 к площади сечения F_1 напряжение $\sigma_2 = P/F_2$ меняется на $\sigma_1 = P/F_1$. В результате в угловых точках a и b возникает концентрация напряжений, так как распределенные силы не успевают выровняться. В итоге

Пример 1. Стрингер, подкрепляющий обшивку, постепенно через заклепки воспринимает от обшивки силу $P_{стр}$ (рис. 2.19). Эта сила определяется как $P_{стр} = \sigma_{в.стр} F_{стр}$, где $F_{стр}$ — площадь сечения стрингера.

Одна заклепка, работающая на срез, может передать силу P_B . Для передачи полной силы на стрингер потребуется n заклепок, где $n = P_{стр}/P_B$. Начиная с сечения, где расположена n -я заклепка, стрингер полностью включится в работу. До этого сечения он недогружен, и лишний материал может быть удален (заштрихованная площадь на рис. 2.19). В связи с тем, что число стрингеров на самолете велико, экономия массы может быть значительной.

Пример 2. В стыковом узле крыла (рис. 2.20) пояс лонжерона можно постепенно сводить на нет по мере передачи им нагрузки на стыковой башмак узла. Сечение же стыкового башмака должно при этом постепенно увеличиваться по мере нарастания действующей на него нагрузки.

Пример 3. В конструкции самолетов для передачи нагрузки широко применяются разного рода косынки и накладки. Рассмотрим передачу нагрузки накладкой II на элемент конструкции I (рис. 2.21). Сила P передается элементом II на элемент

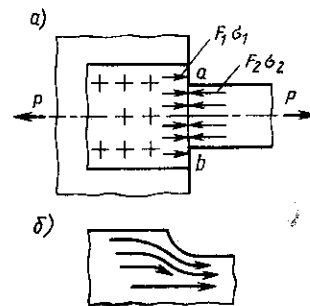


Рис. 2.22. Концентрация напряжений, возникающая при изменении площади сечения

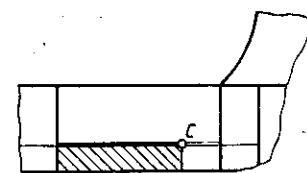


Рис. 2.23. Концентрация напряжений в зоне бимса

после нескольких нагружений возможно появление трещин и разрушение конструкции от усталостных повреждений. Во избежание появления концентрации напряжений переход от сечения F_1 к F_2 надо выполнять плавно по радиусу (см. рис. 2.22, б), тогда напряжения будут изменяться постепенно и концентрация не возникнет. Особенно опасна концентрация напряжений для высокопрочных материалов, таких, как стали 30ХГСА, 30ХГСНА, алюминиевый сплав В95 и др., склонных к появлению трещин.

Пример 2. Для усиления люка в фюзеляже вдоль выреза ставится мощный продольный элемент — бимс (рис. 2.23). При конструировании одного из самолетов конструкторы столкнулись со следующим явлением — в зоне границы бимса (точка C) появились трещины. Это место усилили, трещины стали появляться еще активнее. Когда бимс продлили дальше до следующего шпангоута и постепенно перевели в стрингер, трещины исчезли. Анализ этого явления позволил прийти к заключению, что трещины были результатом концентрации напряжений в зоне резкого перепада жесткостей.

2.3.4. Учет ослабления конструкции в местах стыка

В местах стыка происходит ослабление несущего сечения отверстиями под заклепки или болты. Это надо учитывать и проводить соответствующее усиление сечения. Кроме того, надо располагать стыки так, чтобы в сечении было по возможности меньше ослаблений, желательно в менее нагруженных сечениях. Так, например, в месте стыка обшивок выполняют утолщение (рис. 2.24). Это достигается обычно путем химического фрезерования (травления). Обшивку также утолщают в зоне крепления нервюр. При стыке поясов и стенки двухпоясной балки типа лонжерона крыла желательно все три стыка выполнять в разных сечениях.

Стыки панелей фюзеляжа размещают в зоне наименьших касательных напряжений, как показано на рис. 2.25 (точки 1, 2, 3, 4).

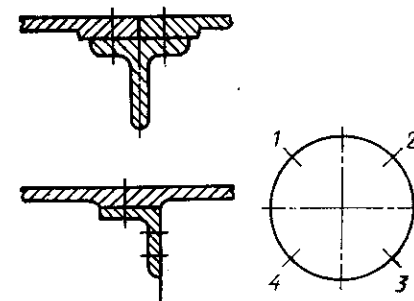


Рис. 2.24. Усиление обшивки в зоне стыка (слева)

Рис. 2.25. Места стыка панелей фюзеляжа (справа)

2.3.5. Учет вырезов и усиление конструкции

Наличие выреза вызывает в конструкции резкое изменение потока распределенных сил, которые ведут себя аналогично потоку жидкости, обтекающему препятствия (рис. 2.26). Поток сил еще до отверстия начинает искривляться, перед отверстием и за ним появляются как бы зоны разрежения (без нагрузки), а наибольшего значения элементарные распределенные силы достигают около краев отверстия (точка a и c). В результате эпюра напряжений в сечении I—I получается неравномерной, с наибольшими напряжениями на краях отверстия, равными $\sigma_{\max} \approx 3\sigma_{\text{ср}}$, где $\sigma_{\text{ср}} = P/F$. Возникающая концентрация напряжений резко снижает сопротивление усталости конструкции, а следовательно, и ее ресурс: особенно опасна концентрация напряжений для конструкций из высокопрочных материалов, а также для конструкций, подверженных динамическим и знакопеременным нагрузкам.

Рассмотрим несколько вариантов усиления конструкции в зоне отверстия.

1. Для уменьшения ослабления сечения вырезами отверстия стараются делать в шахматном порядке для того, чтобы снизить число отверстий в одном сечении (рис. 2.27).

2. Для снижения концентрации напряжений и предотвращения появления трещин отверстия под лючки в обшивке обязательно окантовывают. Кроме того, под обшивку в местах вырезов часто приклепывают усиливающие накладки (рис. 2.28), которые способствуют восприятию и перераспределению действующих в местах выреза сил. Сечение накладок пока не поддается точному расчету. В практике конструкторских бюро при выборе окантовки отверстий разной формы основываются на данных эксперимента.

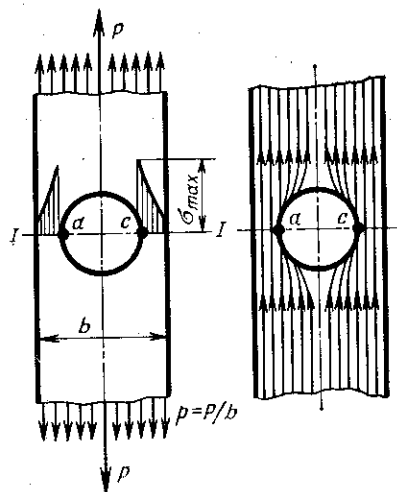


Рис. 2.26. Концентрация напряжений у выреза

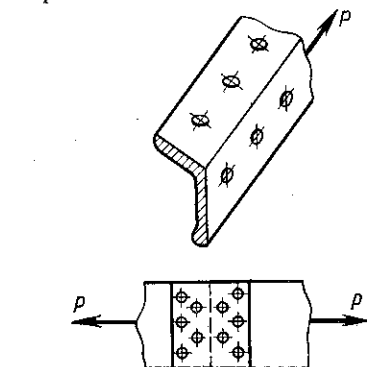


Рис. 2.27. Постановка заклепок в шахматном порядке

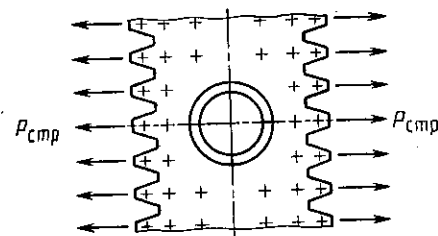


Рис. 2.28. Усиление конструкции в зоне выреза

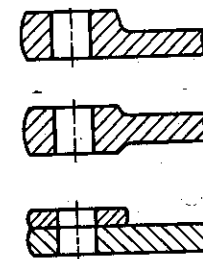


Рис. 2.29. Усиление проушины в зоне отверстия

3. В механически обрабатываемых литых и штампованных деталях места вырезов усиливают местными утолщениями (рис. 2.29).

4. Вырезы отверстий облегчения в стенках нервюр и шпангоутов выполняют с отбортовками, которые повышают устойчивость и играют роль окантовок.

2.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ, ИЗГОТАВЛИВАЕМЫХ РАЗНЫМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ СПОСОБАМИ

Тип заготовки, из которой изготавливается деталь, во многом определяет специфику ее проектирования и оформления чертежа.

2.4.1. Проектирование деталей, изготавливаемых холодной штамповкой

Холодная штамповка широко применяется для изготовления деталей из листового материала. Это в основном элементы каркаса самолета — нервюры, стенки, шпангоуты, накладки и др. В процессе штамповки из штампуемого материала образуются отгибы борта — для соединения со смежными деталями, отбортовки для повышения устойчивости, рифтовки, глухие отбортовки и т. д.

При проектировании деталей, изготавливаемых холодной штамповкой, рекомендуется:

1) проектировать борта только с открытыми или нулевыми малками. Борта шпангоутов фюзеляжа (рис. 2.30, а) для цилиндрических

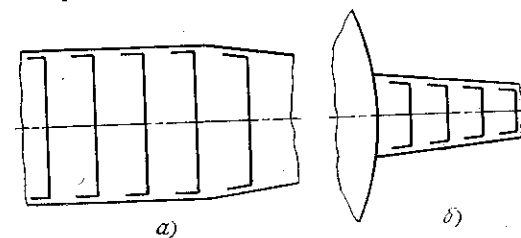


Рис. 2.30. Шпангоуты (а) и нервюры (б) с положительной малкой

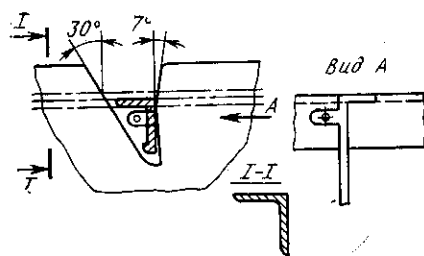


Рис. 2.31. Оформление выреза под стрингер

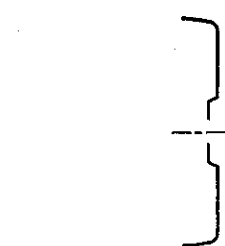


Рис. 2.32. Выполнение отбортовки

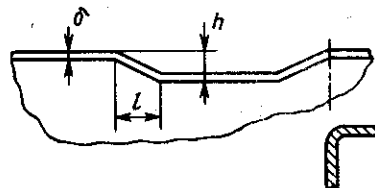
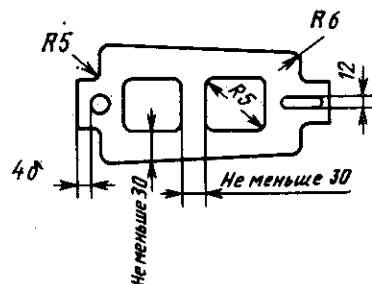


Рис. 2.33. Выполнение подсечек

Рис. 2.34. Размеры перемычек между отверстиями, радиусыгиба



дрической части должны проектироваться с нулевой малкой, а для конической части — с открытой малкой, закрытая малка усложняет штамповку шпангоута, установку и клепку. Нервюры крыла (рис. 2.30, б) необходимо также изготавливать только с открытой малкой;

2) формы и размеры рифтов и зиговок выбирать по нормальям. Вырезы для продольного набора (под стрингеры) выполняют по стандартам в соответствии с формой сечения стрингера. Например, для бульбоуголка возможен вырез с язычком и без язычка (рис. 2.31);

3) направление выштамповки отбортовок (рис. 2.32) должно совпадать с направлением гибки бортов;

4) форму и глубину подсечек (рис. 2.33) выполнять по стандартам;

5) размеры перемычек между отверстиями, радиусыгиба, высоты бортовгиба, радиусы закругления брать по технологиче-

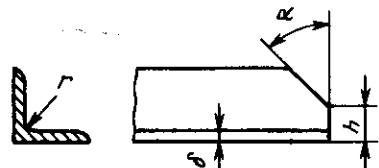


Рис. 2.35. Скосы на полках профилей

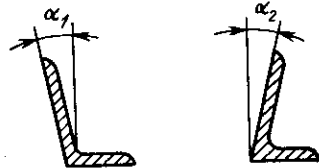


Рис. 2.36. Малковка прессованных профилей

ским справочникам (рис. 2.34);

6) при подштамповке деталей из прессованных профилей скосы на полках профилей выполнять только по прямой (рис. 2.35). Углы скоса α следует брать равными 45; 50; 75°; $h = \delta + r + 2$.

Малковку прессованных профилей (рис. 2.36) проводят в соответствии с нормалью. Наименьшие радиусыгиба деталей из прессованных профилей (рис. 2.37) полкой внутрь принимаются при $R \geq 6H$ и полкой наружу — при $R \geq 5H$. Не рекомендуется гнуть профиль стенкой наружу (см. рис. 2.37, в).

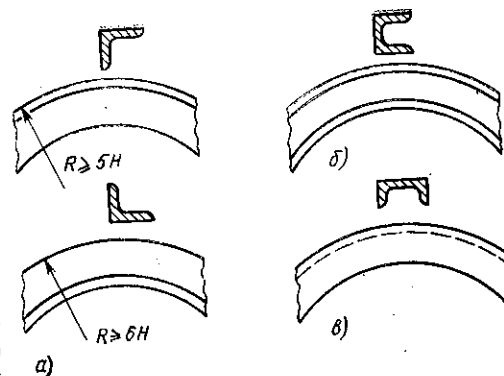


Рис. 2.37. Радиусыгиба деталей из прессованных профилей

2.4.2. Проектирование деталей, изготавливаемых горячей штамповкой

Себестоимость горячей штамповки из-за сложности оснастки и оборудования значительно больше себестоимости литья. Поэтому ее выгодно применять для деталей, на которых подавляющее большинство поверхностей можно оставлять необработанными. При проектировании горячештампованных деталей необходимо:

- 1) стремиться к простоте геометрических форм и плавности перехода от одного сечения к другому;
- 2) проектировать детали так, чтобы из одной заготовки получать одновременно и правую, и левую деталь;
- 3) делать детали симметричными;

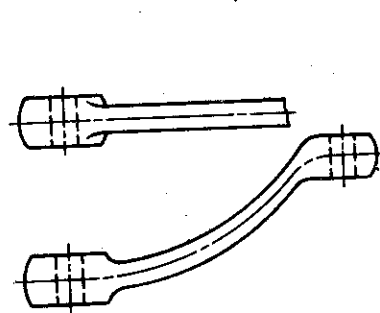


Рис. 2.38. Положение линии разреза штампа

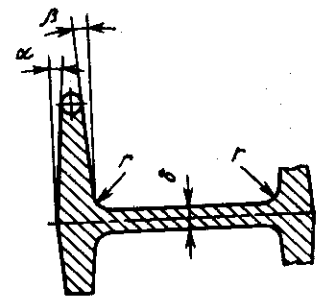


Рис. 2.39. Внешние и внутренние уклоны на штампованных деталях

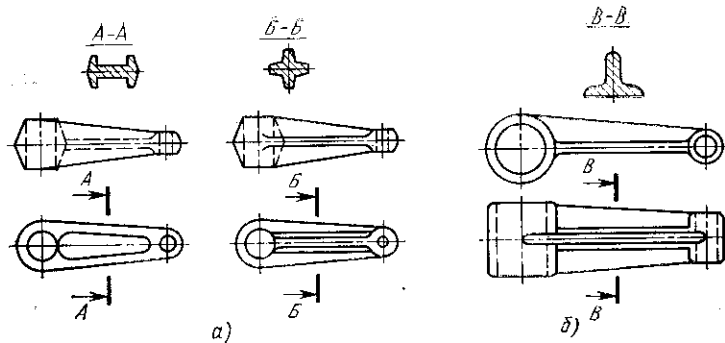


Рис. 2.40. Возможные сечения штампованных деталей:
а — симметричное; б — несимметричное

4) по возможности обеспечивать линию разреза штампа в одной плоскости (рис. 2.38);

5) назначать штамповочные уклоны в соответствии с применяемым материалом и размерами детали (величины уклонов следует брать по таблицам из технологических справочников); учитывать, что внешние уклоны α всегда меньше внутренних β (рис. 2.39). В среднем $\alpha = 5 \dots 7^\circ$, $\beta = 7 \dots 10^\circ$;

6) соблюдать требуемые толщины полотна δ и высоты ребер. Для крупногабаритных деталей технологичнее, когда ребра расположены с одной стороны полотна, а вторая сторона гладкая, так как такая деталь обладает меньшей массой. Двухсторонние ребристые детали с двухтавровыми и швеллерными сечениями менее технологичны, чем детали с крестообразными тавровыми сечениями (рис. 2.40). Следует избегать переменных по толщине ребер, так как это удорожает изготовление штампов;

7) при переменной высоте ребра и переменном расстоянии между ребрами следует применять переменный радиус сопряжения ребер с полотном (рис. 2.41);

8) шероховатость поверхности деталей из цветных металлов после штамповки $R_{z40} \dots 80$. Шероховатость поверхности сталь-

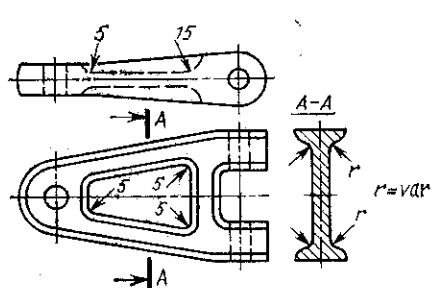


Рис. 2.41. Деталь с переменной высотой ребра

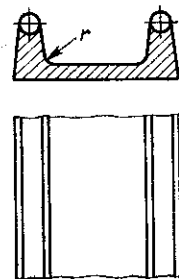


Рис. 2.42. Оформление чертежа горячей штампованной детали

ных деталей хуже из-за появления на поверхности окалины;

9) при оформлении чертежей горяче-штампованных деталей следует вычерчивать необрабатываемые поверхности, расположенные перпендикулярно плоскости разреза, со штамповочными уклонами; штамповочные уклоны в плане изображать двумя линиями (рис. 2.42); размеры детали представлять от баз, принятых для механической обработки; не указывать размеры цепочкой; на толщину стенок и перемычек указывать допустимые отрицательные отклонения; размеры толщин ребер определять для ребра, заканчивающегося радиусом — диаметром его вершины. Если вершина ребра имеет два радиуса, то толщину ребра определять расстоянием между точками пересечения боковой грани и вершины ребра (рис. 2.43); при определении расстояний между центрами отверстий указывать допустимые отклонения.

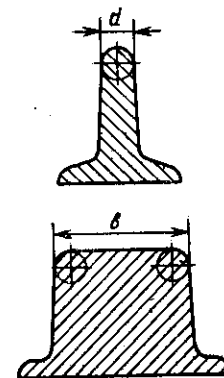


Рис. 2.43. Определение толщины ребра

2.4.3. Проектирование деталей, изготавливаемых литьем

Методом литья рекомендуется изготавливать детали со сложными криволинейными поверхностями, плоскостями и выступами, расположенными произвольно, при минимальном количестве обрабатываемых поверхностей. Это особенно важно при изготовлении деталей из сверхпрочных сплавов, с трудом поддающихся обработке резанием.

Особенностями литых деталей являются: однородные механические свойства во всех направлениях, повышенная жаростойкость, высокая точность и малая шероховатость поверхности (R_{z20}, R_{z40}), высокая жесткость благодаря монолитности детали. Недостатками литых деталей из цветных сплавов являются пониженные механические свойства, но этот недостаток несколько

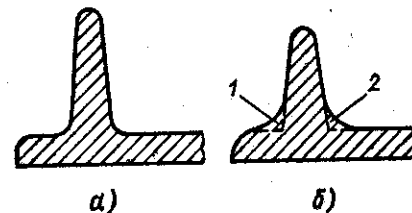


Рис. 2.44. Сечение литой детали:
а — без рыхлот; б — с рыхлотами

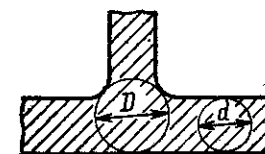


Рис. 2.45. Применение правила вписанных окружностей при выборе радиусов сопряжения стенок и ребер

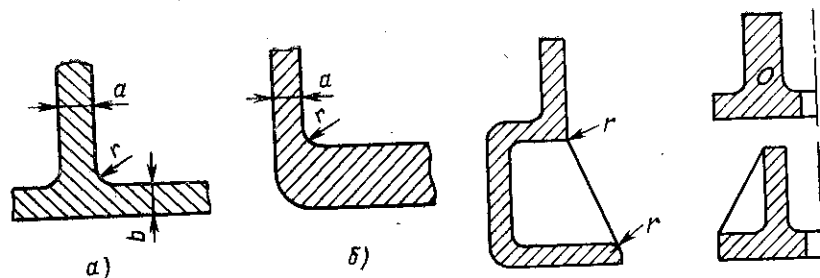


Рис. 2.46. Выбор радиусов при сопряжении стенок или ребер

Рис. 2.47. Расположение ребер в литых деталях

компенсируется лучшим конструктивным оформлением сечения, позволяющим получить большой момент инерции.

Прочность литых деталей из легированной стали почти не отличается от прочности вдоль волокон деталей из деформируемой стали, но они менее пластичны (малое относительное удлинение ϵ , поперечное сужение и ударная вязкость).

При выпуске чертежей на литые детали необходимо учитывать применяемый способ литья и в соответствии с этим предоставлять на деталях требуемые радиусы закруглений и литейные уклоны. Способы литья выбирают по технологическим справочникам в зависимости от материалов, размеров и конфигурации заготовок, с учетом требуемой шероховатости поверхности. Наименьшую шероховатость поверхности можно получить литьем под давлением тонкостенных деталей ($\delta = 2,5 \dots 3$ мм) из цветных металлов сложной конфигурации. При проектировании литых деталей надо выдерживать необходимые литейные уклоны (для облегчения извлечения детали из формы); радиусы закруглений и уклоны зависят от способа литья и приводятся в технологических справочниках. Необходимо учитывать, что очень малые радиусы

перехода приводят к концентрации напряжений и появлению трещин, чрезмерно большие — к образованию массивов с усадочными дефектами в виде рыхлот и раковин. Рекомендуются следующие минимальные радиусы для литья: под давлением — 0,3 мм; по выплавляемым моделям — 0,25 мм; в песчаные формы, в кокиль и оболочковые формы — 3 мм. Для выбора радиусов сопряжений стенок и ребер следует пользоваться правилом вписанных окружностей (рис. 2.45). Отношение D/d должно быть не менее 1,3 при заданной толщине сопрягаемых стенок. При сопряжении стенок толщиной до

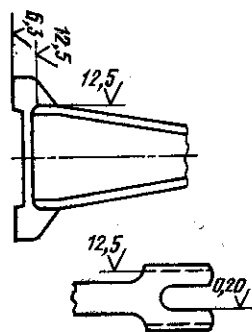


Рис. 2.48. Поверхности детали, подвергаемые механической обработке

10 мм рекомендуется брать $r = (a + b)/3$ (рис. 2.46, а). При сопряжении стенок или ребер толщиной до 6 мм с массивом (рис. 2.46, б) радиус должен быть равен толщине тонкого элемента a ; во избежание сосредоточения массы материала, приводящего к появлению рыхлот и раковин, желательно убирать лишний материал, усиливая конструкцию ребрами (рис. 2.47). Подрезка ребер при дальнейшей механической обработке недопустима. Вообще следует стремиться к минимуму механической обработки, например, на кронштейне (рис. 2.48) с этой целью в месте основания предусмотрены бобышки.

2.4.4. Проектирование деталей, изготавливаемых механической обработкой

Механической обработкой — обработкой резанием — изготавливаются детали, требующие высокой точности и малой шероховатости поверхности. Механическая обработка применяется также после штамповки, литья, сварки для повышения точности размеров сопрягаемых поверхностей деталей. Так как процесс механической обработки очень неэкономичен из-за больших потерь металла в стружку, то необходимо выбирать такую конфигурацию детали, чтобы для ее изготовления из заготовки требовалась минимальная обработка.

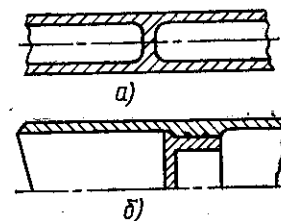


Рис. 2.49. Изготовление доньшка штока:
а — нецелесообразное; б — целесообразное

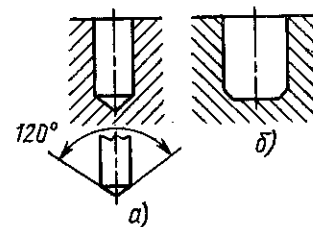


Рис. 2.50. Изображение на чертеже отверстий, выполняемых:
а — сверлом; б — зенкером

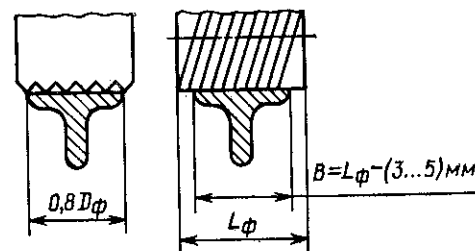


Рис. 2.51. Учет стандартного размера фрез при оформлении чертежа

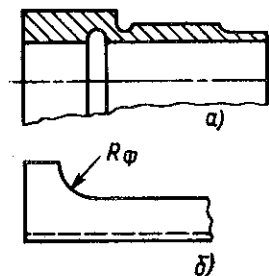


Рис. 2.52. Проточки для выхода резца (а) или фрезы (б)

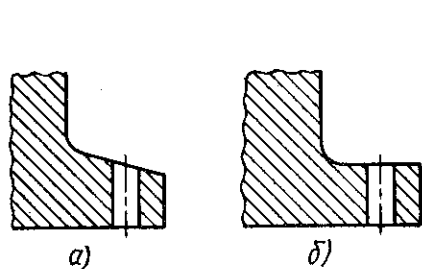


Рис. 2.53. Отверстия в деталях:
а — нетехнологичное; б — технологичное

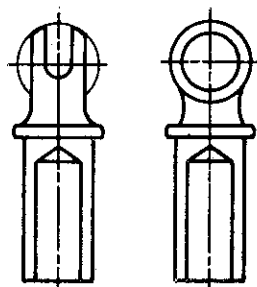


Рис. 2.54. Образование проушин из тел вращения

При проектировании деталей, подлежащих механической обработке, необходимо соблюдать следующие правила:

1) выбирать заготовку для детали таким образом, чтобы в стружку уходило минимальное количество металла. Например, шток амортизатора можно точить из круглой болванки (рис. 2.49, а), образуя при этом донышко штока с двух установов, или можно в качестве заготовки взять толстостенную трубу, обработать ее, а донышко сделать вставным (рис. 2.49, б). Во втором случае экономия материала будет значительной;

2) конструктор должен знать, каким инструментом выполняется то или иное отверстие, и соответствующим образом оформить его на чертеже (рис. 2.50);

3) если плоскость должна быть фрезерована, то надо знать стандартные размеры фрез. При торцевом фрезеровании ширина обрабатываемой поверхности B (рис. 2.51) должна быть равна $0,8D_f$. При цилиндрическом фрезеровании ширина должна быть на 3 ... 5 мм меньше длины фрезы;

4) при расточке и фрезеровании следует предусматривать проточки для выхода резца, фрезы или шлифовального круга (рис. 2.52);

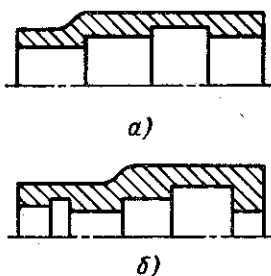


Рис. 2.55. Обработка ступенчатой детали:
а — с одного установа; б — нетехнологичное решение

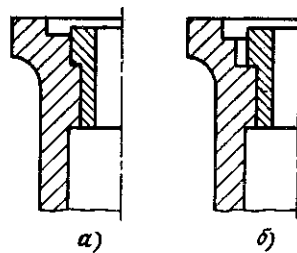


Рис. 2.56. Посадка детали:
а — по двум плоскостям; б — с одной сопрягаемой поверхностью

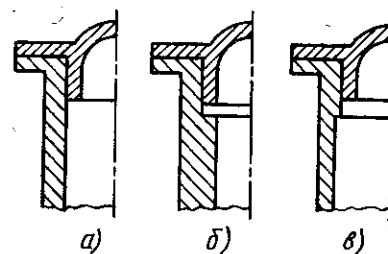


Рис. 2.57. Способы сокращения длины обрабатываемых поверхностей

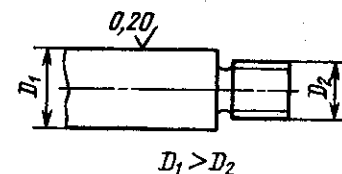


Рис. 2.58. Выполнение фаски для предотвращения повреждения резьбы при вворачивании

5) необходимо избегать сверления под острым углом (рис. 2.53), отверстия в деталях стремиться выполнять сквозными;

6) следует избегать обработки по контуру (ушей, проушин и т. д.), так называемую обкатку, проушины изготавливать из тел вращения (рис. 2.54);

7) стараться выполнять ступенчатые отверстия так, чтобы возможна была их обработка с одного установа (рис. 2.55);

8) избегать одновременной посадки по двум плоскостям, так как это затрудняет сборку (рис. 2.56), предусматривать для ступенчатых сочленений только одну сопрягаемую поверхность, как показано на рис. 2.56, б;

9) по возможности сокращать длину обрабатываемых поверхностей (рис. 2.57);

10) при выполнении наружных резьбовых соединений следует предусматривать фаску под углом 45° для предохранения резьбы от повреждения при вворачивании. На внутренних резьбовых соединениях предусматривать фаски для облегчения захода при свинчивании. Шлифуемый диаметр должен быть больше диаметра резьбы (рис. 2.58).

3.1. ТИПЫ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

В самолетостроении встречается два типа соединений: неразъемные (прочные или прочноплотные) и разъемные (неподвижные, малоподвижные и подвижные). Рассмотрим подробнее, что представляют собой эти соединения.

3.1.1. Неразъемные соединения

Типичными неразъемными прочными соединениями являются соединения стыков элементов каркаса — обшивки со стрингерами и нервюрами, поясов лонжеронов с обшивкой и стенками, а также крепление узлов подвески рулей, элеронов, разного рода кронштейнов, косынок, накладок и т. п. Осуществляются эти соединения при помощи соединительных элементов: заклепок, болтов, винтов, а также сварки, склейки. Все эти соединения несут полную нагрузку, передавая ее с одного элемента на другой. Прочноплотные соединения помимо передачи нагрузки еще обеспечивают герметизацию стыка (герметические швы). Эти соединения получаются в результате клепки, сварки и склейки.

3.1.2. Разъемные соединения

Разъемные соединения применяются для соединения элементов конструкции, подвергающихся разборке или имеющих в процессе работы относительное смещение.

Неподвижное соединение осуществляется при помощи болтов, замков, специальных винтов. Элементы соединения не имеют взаимного перемещения, но могут подвергаться расстыковке в процессе эксплуатации. Типичным примером неподвижного разъемного соединения являются стыковые узлы крыла и оперения (рис. 3.1, а). Неподвижное разъемное соединение другого типа — это лючок (рис. 3.1, б), установленный на замках или специальных винтах.

Для неподвижных разъемных соединений напряжение смятия $\sigma_{см}$ принимают равным $(1 \dots 1,3) \sigma_B$. Для особо ответственных узлов считают $\sigma_{см} = \sigma_B$.

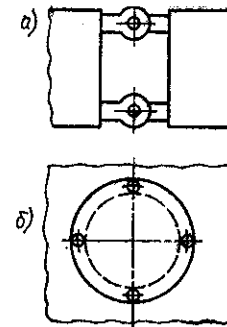


Рис. 3.1. Неподвижные разъемные соединения

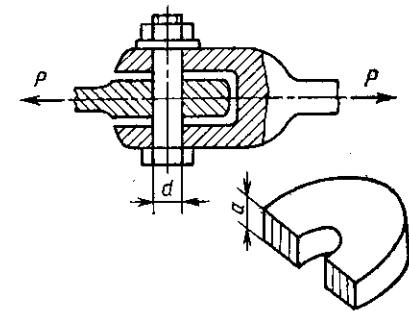


Рис. 3.2. Подвижное разъемное соединение

Малоподвижные и подвижные соединения отличаются друг от друга не степенью подвижности, а тем, какие нагрузки действуют на перемещаемые элементы в момент их взаимного смещения. *Подвижным* называется такое соединение, взаимное перемещение деталей которого происходит при действии больших расчетных нагрузок. При этом возможно выдавливание смазки, трение без смазочного материала и сильное изнашивание трущихся поверхностей (рис. 3.2). Для подвижных соединений с целью уменьшения давления на единицу трущейся поверхности снижают напряжение смятия $\sigma_{см} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_B$. Из-за этого увеличивается площадь поверхности смятия $F_{см} = ad$ (см. рис. 3.2), но также значительно увеличиваются размер и масса проушины. Проведем сравнение масс проушин неподвижного и подвижного соединений. Для проушин неподвижного соединения примем $\sigma_{см} = \sigma_B$, тогда площадь смятия равна $F_{см} = P/\sigma_{см} = P/\sigma_B = a_1 d$; $a_1 = \frac{P}{d\sigma_B}$. Для проушин подвижного соединения примем $\sigma_{см} = 0,2\sigma_B$, тогда $F_{см} = \frac{P}{0,2\sigma_B} = a_2 d$; $a_2 = \frac{5P}{d\sigma_B}$. При $d = \text{const}$ $a_2 = 5a_1$.

Следовательно, и масса проушин подвижного соединения увеличится в пять раз. Поверхность контакта можно увеличить, увеличивая d , оставляя размер a без изменения, при этом $d_2 = 5d_1$. Так как из условия среза болт такого сечения не требуется, то его можно выполнять полым. Но такое решение нецелесообразно, так как значительно увеличивается масса проушин. Это объясняется тем, что в выражение для определения объема проушины размер a входит в первой степени, а диаметр d , определяющий ее площадь, — в квадрате. В этом случае для рассмотренного нами примера масса увеличится в 25 раз. Но в отдельных случаях, если конструкция не позволяет увеличить высоту проушины a , приходится увеличивать диаметр болта.

Малоподвижное соединение характеризуется отсутствием больших нагрузок при взаимном перемещении соединяемых эле-

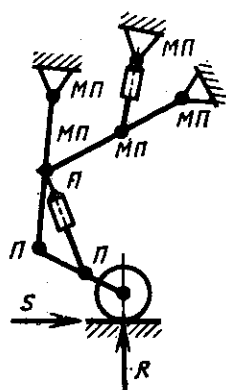


Рис. 3.3. Подвижные (П) и малоподвижные (МП) соединения

ментов. Для такого соединения принимают $\sigma_{см} = 0,65\sigma_B$.

Подвижных и малоподвижных соединений много в стойке шасси с рычажной подвеской колеса (рис. 3.3). Подвижными являются узлы крепления рычага и крепления амортизатора с рычагом и стойкой. В момент их перемещения на конструкцию действует полная расчетная нагрузка от удара при посадке. Малоподвижными являются узлы крепления подкоса и подвески стойки к конструкции самолета. Звенья в этих узлах перемещаются, когда самолет уже оторвался от земли и на стойку действует только ее вес и лобовое сопротивление. Эти нагрузки значительно ниже расчетных нагрузок от удара при посадке.

3.2. ВИДЫ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

3.2.1. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения широко применяются в самолетостроении для образования неразъемных прочных и прочно-плотных швов. В конструкциях самолетов из алюминиевых сплавов заклепочные соединения составляют около 60 % от общего числа соединений. В самолетах, изготавливаемых из титановых и стальных сплавов, более широко применяются сварные соединения. Выбор вида соединения определяется назначением и условиями работы агрегата или узла, нагрузками, действующими на конструкцию, толщиной соединяемых элементов, применяемыми материалами. Заклепочное соединение должно быть спроектировано так, чтобы заклепка работала на срез. Если действующая нагрузка вызывает отрыв головки, заклепки заменяют болтами.

Конструкция агрегатов должна обеспечивать выполнение заклепочных соединений на клепальных прессах. Ручная клепка пневмолотками допускается для не более 8—10 % заклепок диаметром до 4 мм. Клепка стальных заклепок проводится только прессовым способом. В качестве материалов для заклепок применяются алюминиевые сплавы Д18П, В65, Д19П, В94, АМг5П; стальные сплавы 15А, 1Х18Н9Т, 20ГА, 30ХГСА. Заклепки из В65 устанавливают в местах, где требуется повышенная прочность, в основном в конструкциях из В95. Заклепки из Д18П применяют для клепки обшивки и каркаса. Для клепки конструкции из магниевого сплава и алюминиевого литья применяют заклепки из АМг5П. Клепка теплонагруженных конструкций осуществляется свежескаленными заклепками из Д19П. При выборе типа заклепок руководствуются следующими соображениями:

1. Для силовых швов, не выходящих на аэродинамический обвод, рекомендуется применять заклепки с плоской головкой, позволяющие проводить их групповую клепку на прессах. Для ручной клепки внутреннего набора применяют заклепки с полукруглой головкой. Такие заклепки иногда можно применять и для элементов внешней поверхности, так как они дешевле потайных, прочнее, не требуют дополнительной операции зенкования гнезд в обшивке.

2. Для внешней поверхности обшивки целесообразно применять потайные заклепки двух типов — с углом раствора головки 90° и 120°. При толщине обшивки меньше высоты головки заклепки применяют заклепки только с углом 120°.

3. В местах с односторонним подходом устанавливают заклепки с сердечником (рис. 3.4, а), состоящие из двух частей: пистона с потайной или полукруглой головкой (из материала Д18П или 1Х18Н9Т) и стержня из Д16П или 20Х13. Для односторонней клепки высоконагруженных швов применяют заклепки с высоким сопротивлением срезу из конструкционной стали (рис. 3.4, б), состоящие из корпуса, винта и кольца.

В настоящее время особое внимание уделяется увеличению ресурса самолета и его систем. Ресурс пассажирского самолета должен быть увеличен до 40—60 тыс. ч. Установлено, что длительность безаварийной эксплуатации планера, его надежность зависят прежде всего от его способности противостоять усталостным разрушениям. Опыт эксплуатации показал, что 75—80 % всех усталостных разрушений планера самолета происходит в местах соединения элементов конструкции. Отсюда очевидна необходимость повышения ресурса заклепочных соединений. Это касается в первую очередь швов с потайными заклепками, основным недостатком которых является низкое сопротивление усталости при работе на повторные и циклические нагрузки. Это объясняется концентрацией напряжений в точках а и б (рис. 3.5) на границе зенкованного отверстия, что особенно опасно для тонких обшивок с $\delta = 1 \dots 2$ мм, у которых высота гнезда под головку почти равна толщине листа, и в обшивке заклепка сидит без всякого натяга. В результате в зоне концентрации напряжений часто возникают трещины. Кроме этого, сопротивление усталости потайного соединения снижается из-за некоторого несовпадения углов наклона головки и отверстия ас и bd, при-

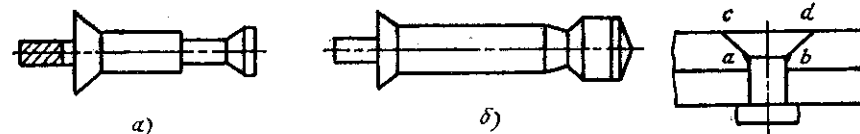


Рис. 3.4. Заклепки для односторонней клепки: а — с сердечником; б — с высоким сопротивлением срезу

Рис. 3.5. Концентрация напряжений в потайной заклепке

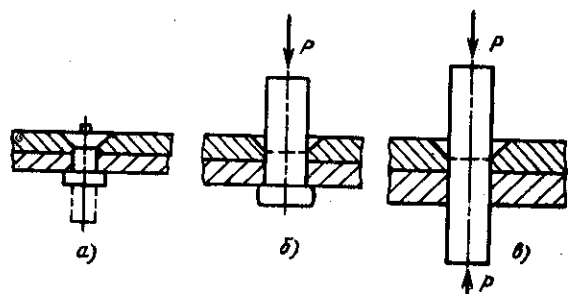


Рис. 3.6. Виды заклепок, обеспечивающих повышенную надежность соединения: а — заклепка с компенсатором; б — заклепка с ПЗГ; в — заклепка-стержень

водящего к недостаточной затяжке соединения и неравномерному давлению головки на поверхность.

Наиболее действенными методами повышения сопротивления усталости заклепочного соединения являются: создание больших диаметральных натягов, вызывающих сжимающие напряжения в зоне отверстия и уменьшающих концентрацию напряжений в точках *a* и *b* от основного растягивающего усилия; увеличение осевой затяжки пакета, приводящей к росту сил трения между листами обшивки и уменьшению нагрузок на заклепки. При этом материалом заклепки также заполняется зенкованное гнездо под головкой потайных заклепок. При обычном методе клепки заклепок с потайной головкой радиальный натяг возникает только в стержне со стороны замыкающей головки и не доходит до места соприкосновения склепываемых листов. Отсутствие натягов головки заклепок в обшивке требует внутришовной герметизации, что резко усложняет и удлиняет цикл сборки.

В последние годы в СССР и за рубежом ведутся большие работы по созданию новых методов клепки, обеспечивающих осевой и диаметральный натяги. Одним из таких методов является клепка заклепками с потайной замыкающей головкой (ПЗГ), при которой расклепывается замыкающая потайная головка (рис. 3.6, б). Излишек материала, выступающий над обшивкой, сфрезеровывается. При этом методе усталостная долговечность увеличивается примерно в восемь раз. Клепка заклепками с ПЗГ не требует внутришовной герметизации и применяется в тех случаях, когда высота цилиндрического отверстия под заклепку составляет 25 % толщины листа обшивки, иначе обшивка при клепке коробится и герметизация нарушается. Толщина обшивки δ при этом должна быть не менее 1,8 мм. Для тонких обшивок ($\delta = 1,2 \dots 1,8$ мм) применяют заклепки с компенсатором (рис. 3.6, а), которые в настоящее время получили широкое распространение. При клепке обшивок толщиной $\delta \geq 3,5$ мм заклепки с ПЗГ уже не обеспечивают осевой натяг, создается только диаметральный натяг со стороны замыкающей головки. Для таких толщин обшивок в последние годы стали применять клепку стержнями, при

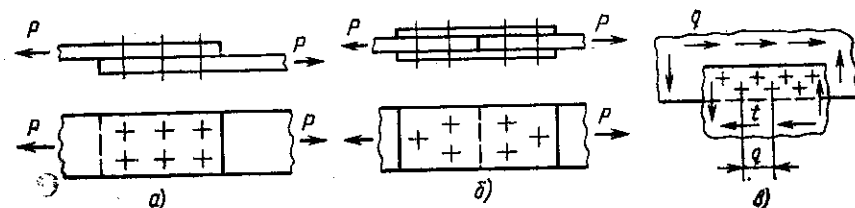


Рис. 3.7. Типичные заклепочные соединения: а — односрезное; б — двухсрезное; в — соединение листов, работающих на сдвиг

которой одновременно осаживаются обе головки. В этом случае во всем соединении создается и осевой, и диаметральный натяги. Опыты показали, что наибольшее повышение усталостной долговечности (до 10 раз) достигается при создании на стыке соединяемых деталей натяга не менее 0,7 % диаметра заклепки, что соответствует напряжению, примерно равному пределу пропорциональности.

Если в процессе клепки обеспечить еще и затяжку пакета, то можно получить большие усилия осевой затяжки, что еще более повысит выносливость соединения. Типичные заклепочные соединения приведены на рис. 3.7. На рис. 3.7, а показано соединение заклепками двух обшивок, работающих на растяжение. При этом заклепки работают на срез от силы P , действующей поперек шва. Сила среза, действующая на одну заклепку, будет $P_{ср} = P/m$, где m — число заклепок в соединении.

Для двухсрезного шва (см. рис. 3.7, б) сила среза, действующая на заклепку, $P_{ср} = P/(2m)$.

На рис. 3.7, в показано соединение двух листов, работающих на сдвиг, нагруженных распределенными касательными усилиями q . В этом случае сила среза одной заклепки будет $P_{ср} = qt/n$, где t — шаг заклепок в одном ряду; n — число рядов.

Основными параметрами заклепочного соединения являются: t — шаг заклепок; d — диаметр заклепки; a — расстояние от заклепки до края листа; δ — толщина склепываемых листов; S — толщина пакета (рис. 3.8). При многорядном шве расстояние между осями швов принимают равным $3d$, что создает удобство подхода при сверлении, зенковании и клепке.

Заклепочное соединение может быть односрезным, реже двухсрезным. Параметры шва и размеры заклепок выбирают из условия равнопрочности заклепок и листа обшивки. Из этого условия и с учетом возможных производственных неточностей получаем следующие зависимости:

$$d = 2\sqrt{\sum \delta} = 2\sqrt{S}; a = 2d + 2 \text{ мм.} \quad (3.1)$$

Для односрезных заклепок $t = 3d$; для двухсрезных заклепок $t = 5d$. При выборе диаметра заклепок надо учитывать, что напряжение среза с увеличением диаметра снижается, поскольку

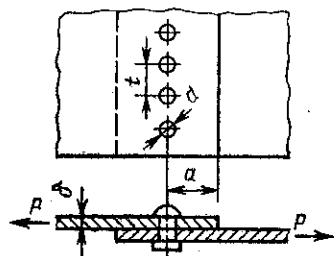


Рис. 3.8. Параметры заклепочного соединения

При клепке узлов, косынок и подобных деталей шаг не нормируется, а определяется конструкцией узла. В таких узлах не рекомендуется ставить в направлении силы более 6—8 заклепок в ряд, поскольку при большом числе заклепок силы между ними распределяются неравномерно.

При проектировании заклепочного соединения необходимо проверить лист обшивки под заклепкой на смятие. Площадь смятия листа вычисляют по следующей формуле:

$$F_{\text{л}} = d\delta = \frac{P_{\text{з}}}{\sigma_{\text{см. л}}}, \quad (3.2)$$

где d — диаметр заклепки; δ — толщина листа обшивки; $P_{\text{з}}$ — сила, воспринимаемая заклепкой; $\sigma_{\text{см. л}}$ — допускаемое напряжение смятия листа, равное $1,5\sigma_{\text{в}}$.

Значения разрушающих нагрузок смятия листов под заклепкой приводятся в соответствующих стандартах.

Напряжение разрыва листа между заклепками определяется полной силой, действующей на лист, на длине t , шагом заклепочного шва и толщиной листа:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{P}{F} = \frac{P}{(t-d)\delta} \leq k\sigma_{\text{в}}, \quad (3.3)$$

где $\sigma_{\text{р}}$ — напряжение разрыва; P — полная сила разрыва листа на длине t , F — площадь разрыва; $k = 0,94$ — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений около отверстий.

В отдельных случаях, например при клепке обшивок, заклепки подвергаются действию незначительных растягивающих усилий, направленных на отрыв головки. Такие заклепки следует проверять на разрыв, принимая допускаемое напряжение на разрыв равным $\sim 0,6\sigma_{\text{в}}$. При этом условие прочности заклепки при растяжении запишется в виде

$$\sigma_{\text{отр}} = \frac{4P}{\pi d_3^2} = 0,6\sigma_{\text{в}}. \quad (3.4)$$

толстый стержень при расклепывании увеличивается меньше, чем несколько тонких. Стандартные диаметры заклепок и шаг выбирают по ГОСТу. Для повышения технологичности следует стремиться к тому, чтобы в пределах одного отсека или панели по возможности применялись заклепки одного типа-размера. Шаг заклепок в шве при соединении элементов каркаса берется по ГОСТу равным $t_{\text{max}} = 40\delta$.

3.2.2. Болтовые соединения

Когда потребные диаметры заклепок становятся более 8 мм, вместо них в неразъемных соединениях используют болты. Во всех разъемных соединениях применяют болты, работающие как на срез, так и на разрыв.

В подвижных разъемных соединениях болты, как правило, работают на срез и еще выполняют функцию оси, вокруг которой происходит взаимное перемещение деталей. Основными параметрами болтового соединения являются диаметр и длина болта, которая определяется выражением (рис. 3.9)

$$L = S + H_{\text{г}} + S_{\text{ш}} + \Delta h,$$

где $\Delta h = (1,2 \dots 2)$ шага резьбы — запас нарезной части болта.

Стандартные длины болтов приведены в ГОСТе. Диаметры болтов также выбирают по стандартам в зависимости от действующих нагрузок отдельно для болтов, работающих на срез и на растяжение.

Болты, работающие на срез, должны плотно прилегать к отверстию. При свободной посадке может произойти изгиб болта. Поэтому болты, работающие на срез в неподвижных соединениях, изготавливают по $h8$, а отверстия — по $H9$ или $H8$, для подвижных соединений с подшипниками болты выполняют по $f7$.

Для лучшей работы пакета на смятие в его теле должна размещаться гладкая часть болта, выход резьбы должен быть под шайбой, а резьба — только под гайкой. Гайка невысокая.

Доказано, что усталостная долговечность болтового соединения, работающего на срез, значительно повышается при увеличении осевого натяга. Поэтому возможно, что в скором времени высота гаек для таких болтов увеличится (иначе резьба не выдержит на срез большого осевого натяга). Для болтов, работающих на растяжение, не требуется посадки по высокому классу точности, соединение не люфтует из-за затяжки. Болты выполняют по $h12$ и отверстия под них делают с зазором $0,1 \dots 0,2$ мм. Резьба — длинная, заходит в тело пакета. Гайка высокая. Болты, работающие на растяжение, обычно разрушаются по резьбе из-за среза и смятия витков в местах перехода от нарезной части болта к гладкой. Это объясняется наличием концентрации напряжений в зоне сбега резьбы. Прочность нарезной части болта, находящейся в соединении с гайкой, зависит также еще от контактных напряжений, возникающих в витках резьбы, а также от неравномерного распределения нагрузки между витками резьбы на длине свинчивания. Первые витки, расположенные у опорной поверхности гайки, нагружены гораздо больше, чем последую-

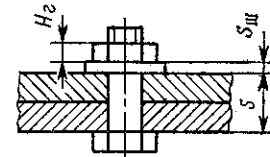


Рис. 3.9. Параметры болтового соединения

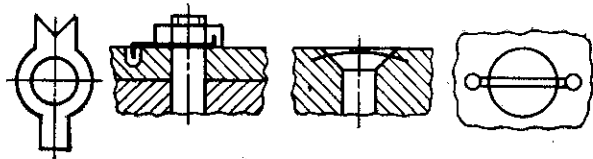


Рис. 3.10. Виды контролки болтовых соединений

щие, причем наиболее нагруженным является первый виток, который воспринимает до 30 % всей нагрузки. Следствием этого является неблагоприятное сочетание деформации гайки и болта под нагрузкой. Этим и объясняется наиболее частое разрушение резьбы именно по первому витку от опорной поверхности, особенно при знакопеременных нагрузках. Увеличение числа витков резьбы в гайке и, следовательно, ее высоты неэффективно. Поэтому высоту гайки обычно берут равной $(0,8 \dots 0,9) d$, где d — наружный диаметр резьбы. Применение гаек из материала с модулем упругости меньшим, чем у материала болта, приводит к более равномерному распределению нагрузки по виткам. Для соединений, работающих на разрыв, диаметр болта подбирают по ГОСТу по внутреннему диаметру резьбы.

Для болтов, работающих одновременно на срез и растяжение, соответствующие диаметры подбирают из условия работы на срез и растяжение. Из двух диаметров берется наибольший. Для него по третьей теории прочности определяют суммарное действующее напряжение

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_b,$$

где σ_p — напряжение разрыва в болте; τ — напряжение среза в болте.

При выборе диаметра болтов надо учитывать, что в силовых конструкциях не рекомендуется применять болты диаметром менее 5 мм. При установке единичных болтов их диаметр должен быть не менее 8 мм. Толщину стенки полых болтов во избежание их овализации рекомендуется делать не менее 0,25 диаметра болта.

Шаг болтов так же, как и для заклепок, определяется из условия прочности соединяемых деталей при передаче действующих сил. Минимальный шаг болтов лимитируется возможностью подбора гаечного ключа. Этот размер также должен выдерживаться при постановке болта вблизи стенки или другой детали, мешающей подходу ключа. Размеры под гаечные ключи приводятся в нормальных.

Для повышения ресурса болтовых соединений так же, как и для заклепок, применяют увеличение радиального и осевого натягов. Наибольшее повышение сопротивления усталости достигается натягом, при котором в стержне болта возникают напряжения, равные 0,6 ... 0,8 предела пропорциональности. Даль-

нейшее увеличение затяжки нецелесообразно, так как может привести к преждевременному разрушению соединения. Дополнительного увеличения ресурса можно добиться путем поверхностной пластической деформации отверстий под болт, получаемой раскаткой и дернованием, это равносильно установке болта с большим натягом (дернование — это протягивание через предварительно образованное отверстие инструмента несколько большего диаметра).

Контровка неразъемных болтовых соединений осуществляется кернением, о чем должна быть сделана соответствующая запись на чертеже. Разъемные болтовые соединения можно контролировать шплинтами, применяя корончатые гайки. Возможна контровка специальными стандартными шайбами (рис. 3.10). Для резьбовых соединений, находящихся внутри цилиндров и труб, применяют контровку шпильками с клеем, штифтами, валиками. Кроме того, для неразъемных соединений можно использовать самоконтрящиеся гайки.

При одностороннем подходе применяются анкерные гайки. Гайки приклепываются к внутренним элементам конструкции заранее, а в процессе сборки ответный элемент конструкции привинчивается к гайке винтом.

При оформлении чертежа позиции на болт, гайку, шайбу и шплинт для одного соединения проставляются совместно, как показано на рис. 3.11.

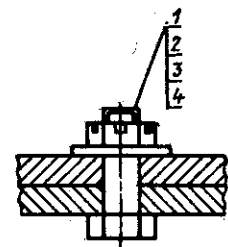


Рис. 3.11. Обозначения болтового соединения на чертеже:

1 — болт; 2 — гайка; 3 — шайба; 4 — шплинт

3.2.3. Алгоритм расчета болтовых и заклепочных соединений при внецентренном приложении нагрузки

На практике конструктор часто встречается с задачей определения нагрузок на болты или заклепки крепления разного рода кронштейнов, косынок и накладок. В ряде случаев нагрузка, приложенная к этим элементам (передаваемая этими элементами), не проходит через центр жесткости сечения болтов. В результате помимо среза от действия силы болты воспринимают дополнительно срезающую нагрузку от момента, создаваемого силой относительно центра жесткости. При большом числе болтов или заклепок задачу приходится решать методом последовательного приближения, что достаточно трудоемко. В связи с этим целесообразно использовать для ее решения ЭВМ. Поэтому изложение последовательности решения данной задачи приведено в форме алгоритма.

Рассмотрим расчет болтов или заклепок крепления кронштейна к стенке в случае приложения нагрузки в точке, не совпадающей с центром жесткости сечения болтов (рис. 3.12). В этом случае

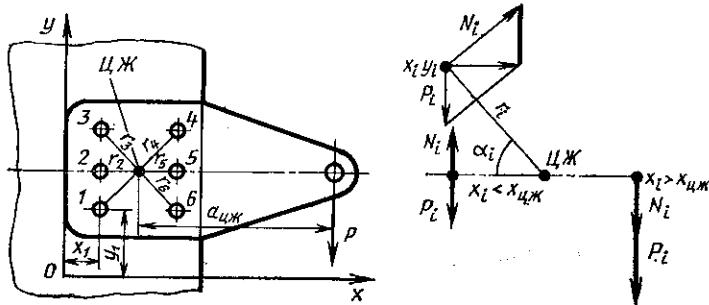


Рис. 3.12. Работа болтов при внецентренном приложении нагрузки

нагрузка на каждый болт будет складываться из геометрической суммы сил: силы P_i , являющейся частью приложенной силы P , воспринимаемой одним болтом:

$$P_i = \frac{PF_i G_i}{\sum_{i=1}^n G_i F_i}, \quad (3.5)$$

где F_i — площадь среза i -го болта; G_i — модуль упругости 2-го рода; $G_i F_i$ — жесткость болта на срез (сила приложена к болту параллельно действующей силе P), и дополнительной силы P_{Mi} от крутящего момента $M = Pa_{цж}$, где $a_{цж}$ — расстояние от центра жесткости сечения болтов до точки приложения силы P . Сила P_{Mi} направлена перпендикулярно радиусу r_i , соединяющему центр жесткости с центром сечения i -го болта. Величина силы определяется как

$$P_{Mi} = \frac{M_i}{r_i}, \quad (3.6)$$

где $M_i = MG_i F_i r_i^2 / \sum_{i=1}^n G_i F_i r_i^2$ — крутящий момент, приходящийся на данный болт.

Составим алгоритм расчета болтового соединения.

1. Дана сила P , действующая параллельно оси Oy , с координатой точки приложения x .

2. Задаются числом болтов, их диаметрами, координатами и материалом

$d_1, d_2, \dots, d_n; x_1, x_2, \dots, x_n; y_1, y_2, \dots, y_n; G_1, G_2, \dots, G_n$.

3. Определяют площади сечения болтов

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, F_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}, \dots, F_n = \frac{\pi d_n^2}{4}.$$

4. Определяют жесткости болтов на срез

$$G_1 F_1; G_2 F_2; \dots; G_n F_n.$$

5. Вычисляют сдвигающую силу, действующую на каждый болт:

$$P_1 = \frac{PF_1 G_1}{\sum_{i=1}^n G_i F_i}, \dots, P_n = \frac{PF_n G_n}{\sum_{i=1}^n G_i F_i}.$$

6. Определяют координаты центра жесткости сечений болтов

$$x_{цж} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i F_i x_i}{\sum_{i=1}^n G_i F_i}, \quad y_{цж} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i F_i y_i}{\sum_{i=1}^n G_i F_i}. \quad (3.7)$$

7. Находят величину крутящего момента относительно центра жесткости

$$M = P(x - x_{цж}). \quad (3.8)$$

8. Вычисляют значения радиусов центров сечений болтов относительно центра жесткости

$$r_i = \sqrt{(x_{цж} - x_i)^2 + (y_{цж} - y_i)^2}. \quad (3.9)$$

9. Определяют крутящий момент, приходящийся на каждый болт:

$$M_i = M \frac{G_i F_i r_i^2}{\sum_{i=1}^n G_i F_i r_i^2}, \quad (3.10)$$

где $r_i^2 = (x_{цж} - x_i)^2 + (y_{цж} - y_i)^2$.

10. Определяют дополнительную сдвигающую силу от крутящего момента

$$P_{Mi} = M_i / r_i.$$

Прикладываем силу перпендикулярно радиусу. Сила P_{Mi} направлена в сторону вращения, если силы P_i направлены в сторону действия силы P (т. е. приложены как активные).

11. Находят суммарную силу, действующую на каждый болт:

$$\bar{R}_i = \bar{P}_i + \bar{P}_{Mi}, \text{ т. е. } R_i = \sqrt{P_i^2 + P_{Mi}^2 - 2P_i P_{Mi} \cos \alpha_i}, \quad (3.11)$$

где $\cos \alpha_i = \frac{x_{цж} - x_i}{r_i}$;

при $x_i = x_{цж}$, $\alpha_i = 90^\circ$, $\cos \alpha_i = 0$

$$R_i = \sqrt{P_{Mi}^2 + P_i^2};$$

при $y_i = y_{цж}$, $\alpha_i = 0$, $\cos \alpha_i = 1$;

при $x_i < x_{цж}$

$$R_i = P_{Mi} - P_i;$$

при $x_i > x_{цж}$ $R_i = P_{Mi} + P_i$ (см. рис. 3.12).

Прочность болта проверяют по наибольшей силе R_i . Если $R_{i \max}/F_i \leq \tau_b$, то расчет заканчивают.

Нами была рассмотрена постановка задачи в общем случае. На практике чаще ставят болты или заклепки одинакового диаметра из одного и того же материала, т. е.

$$d_1 = d_2 = \dots = d_n; \quad G_1 = G_2 = \dots = G_n.$$

В этом случае целесообразно при расчете на ЭВМ провести сравнение вычисленных диаметров с диаметрами стандартных болтов. Должно выполняться условие

$$\tau_{действ} \leq 1,01 \tau_b,$$

где $\tau_{действ} = R_{i \max}/F_i$.

Если это условие не выполняется, то машина сама повторяет расчет для болтов большего диаметра.

3.2.4. Сварные соединения

Сварка как метод неразъемного соединения выгодна в отношении уменьшения массы. До настоящего времени сварка широко применялась в конструкции шасси, топливных баков, разного рода баллонов и цилиндров системы оборудования. В элементах каркаса из алюминиевых сплавов сварные соединения практически не использовались.

С появлением стальных и титановых конструкций каркаса толщины обшивки значительно уменьшились. Для того чтобы такая обшивка не теряла устойчивости между точками ее соединения с каркасом, необходимо значительно увеличить число заклепок. Расчеты показали, что при замене панелей из Д16Т на равнопрочные им по устойчивости панели из титанового сплава ВТ14 потребное число точек соединения на 1 м^2 поверхности панели увеличи-

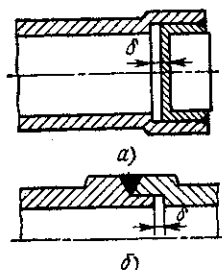


Рис. 3.13. Допуски на расширение материала при сварке:

а, б — различные варианты зазоров

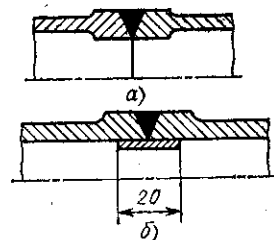


Рис. 3.14. Предотвращение проплава при сварке:

а — сварка без кольца; б — способ сварки с применением медного кольца

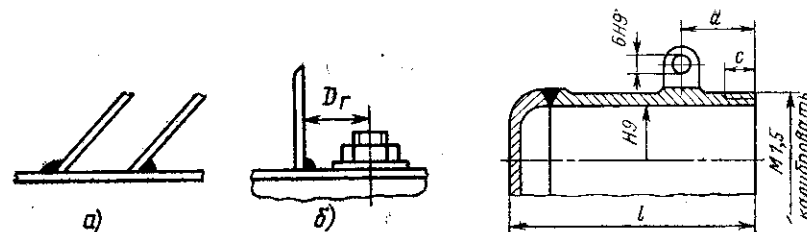


Рис. 3.15. Обеспечение подхода при сварке

Рис. 3.16. Постановка размеров на сварочном чертеже

вается примерно в 100 раз, а при замене на панели из стали СН4 — в 200 раз. Если на обычном пассажирском самолете с обшивкой из сплава Д16Т число точек соединения обшивки с каркасом составляет примерно 900 тыс., то при переходе на титановые сплавы и стали их количество может дойти до десятков и сотен миллионов на изделие, что совершенно недопустимо из-за роста затрат и уменьшения надежности. Поэтому в титановых и стальных конструкциях неизбежен переход с точечных (заклепочных) соединений на сплошные, выполняемые аргоно-дуговой сваркой, в том числе со сквозным проплавом, плазменной и электронно-лучевой, а также находящейся в стадии освоения диффузионной сваркой в вакууме.

Недостатком сварки являются остаточные напряжения в сварном шве. При сварке сложных узлов эти напряжения приводят к поводке конструкции. Рассчитать заранее величину поводок невозможно. Напряжения снимаются последующей термообработкой, но форма остается искаженной, и конструкцию надо править. Учитывая вышесказанное, при проектировании сварных конструкций надо соблюдать следующие требования:

- 1) сварные швы должны быть симметричными. Для этого два сварщика сваривают изделие одновременно с двух сторон;
- 2) не следует применять одновременно различные виды сварки на одном и том же узле;
- 3) во избежание появления трещин нельзя допускать концентрации нескольких сварных швов;
- 4) необходимо предусматривать технологические зазоры на расширение материала при нагреве (рис. 3.13);
- 5) при сварке встык следует предусматривать меры предосторожности для предотвращения протекания материала при проплавах. На рис. 3.14, б показан способ сварки с применением медного кольца, которое потом может быть сточено. На рис. 3.13, б приведено конструктивное решение, при котором проплавы предотвращаются буртом на цилиндре;

6) из условия равнопрочности необходимо увеличивать сечение в зоне шва. Так как $\sigma_{в.ш} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{в.осн}$, то $F_{ш}/F_{осн} = \sigma_{в.осн}/\sigma_{в.ш}$. Расчет на прочность в зоне сварного шва можно проводить как для обычного материала, но с учетом ослабления;

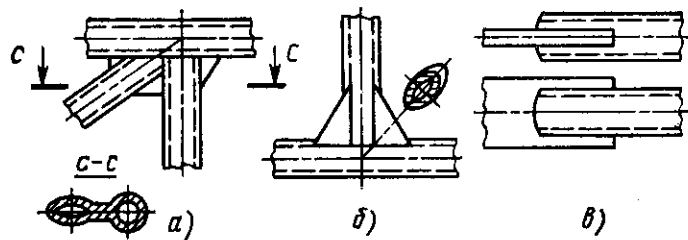


Рис. 3.17. Усиление сварного узла:

а — плоской косынкой; б — двойной криволинейной косынкой; в — прорезной косынкой

7) не следует размещать отверстия вблизи шва, так как это ведет к дополнительной концентрации напряжений и к появлению трещин;

8) необходимо учитывать возможность подхода для сварки (рис. 3.15, а), предусматривать расстояние от свариваемых деталей до болтов и гаек, как показано на рис. 3.15, б; расстояние от оси болта (гайки) до свариваемой детали должно быть не меньше диаметра гайки;

9) из-за поводов конструкции окончательную механическую обработку мест сопряжения сварного узла с другими элементами конструкции надо проводить после сварки (рис. 3.16). Резьбу нарезают до сварки, после сварки ее калибруют, что должно быть отмечено на сварочном чертеже. Антикоррозийное покрытие проводится после сварки;

10) при сварке узлов из труб, а также ферменных трубчатых конструкций для усиления соединения рекомендуется приваривать косынки (рис. 3.17). (С помощью косынок увеличивают длину сварного шва, работающего на срез.);

11) при сварке труб, сечения которых нельзя увеличить в зоне сварного шва, рекомендуется делать косой шов (рис. 3.18, б и в) для уменьшения ослабления сечения и увеличения длины шва, работающего на срез;

12) размеры и форма подготавливаемых к сварке деталей, а также выполненных швов должны соответствовать указанным в руководящих технологических материалах;

13) сварные швы на чертеже обозначают по ГОСТу в соответствии с ЕСКД.

Материалы, применяемые в самолетостроении, обладают различной свариваемостью. Хорошо свариваются малоуглеродистые стали 20 и 25, легированные стали 30ХГСА и 30ХГСНА, жаропрочные стали, алюминиевые сплавы АК, АМц, АМг, АЛ9, титановые сплавы ВТ14, ВТ22, никелевые сплавы типа ЭП99 и др.

Удовлетворительной свариваемостью обладают магниевые сплавы, алюминиевый сплав АЛ8. Не сваривается сталь 45.

Сварные узлы из легированной стали 30ХГСНА нашли широкое применение в таких элементах конструкции шасси, как ци-

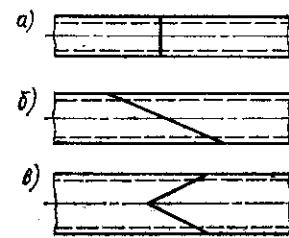


Рис. 3.18. Удлинение сварного шва:

а — прямого; б, в — косого

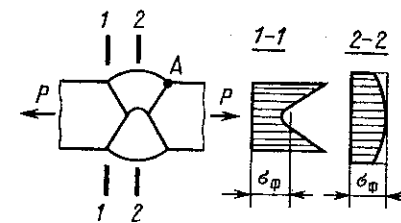


Рис. 3.19. Напряжения в сварном шве

линдры и штоки амортизаторов, траверсы, рычаги, вилки и полу-вилки, подвески колес, тележки и др. В настоящее время в этих конструкциях начали широко использоваться титановые сплавы ВТ14 и ВТ22. Эти сплавы обладают хорошей свариваемостью и, обеспечивая такую же прочность и жесткость, как детали из 30ХГСНА, позволяют уменьшить массу на 15 ... 20 %. Это объясняется высокими значениями их удельной прочности σ_b/ρ и удельной жесткости \sqrt{E}/ρ . Но так как у 30ХГСНА $\sigma_b = 160$ даН/мм², а у ВТ22 $\sigma_b = 110 ... 120$ даН/мм², то сечения элементов из ВТ22 получаются больше и требуют больших объемов для размещения. В то же время это дает некоторое преимущество, заключающееся в том, что детали из титановых сплавов получают более толсто-стенными, поэтому неровности на их поверхности от механической обработки, риски, металлургические дефекты влияют на их сопротивление усталости в значительно меньшей степени, чем у тонко-стенных конструкций из стали. Кроме того, детали, изготовленные из ВТ22 и ВТ14, не требуют защиты от коррозии. Это особенно важно для мест, постоянно подвергающихся воздействию воды, грязи, песка.

Сварные конструкции из малоуглеродистой стали типа стали 20 в основном применяются при постройке легких самолетов и в планеростроении в виде ферменных конструкций фюзеляжей.

Для изготовления сварных панелей обшивки скоростных самолетов ($M \geq 2,2$) применяются стали типа СН4, ВНС. Для обшивок, работающих при температурах до 300 ... 350 °С, могут быть использованы сварные конструкции из титановых сплавов типа ОТ4-1.

Для сварных баков применяют алюминиевые сплавы типа АМг6.

Никелевые сплавы, обладая большой жаростойкостью, могут найти применение для изготовления сварных панелей каркаса и тепловых защитных экранов для гиперзвуковых самолетов и ракетопланов.

Все принятые в практике методы расчета сварных соединений приближенные. Они позволяют быстро получить решение, но нуждаются в дополнительной корректировке, основанной на опыте, накопленном в процессе изготовления, эксплуатации и экспери-

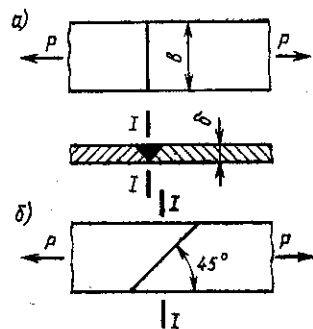


Рис. 3.20. Сварное соединение:
а — встык; б — при косом срезе

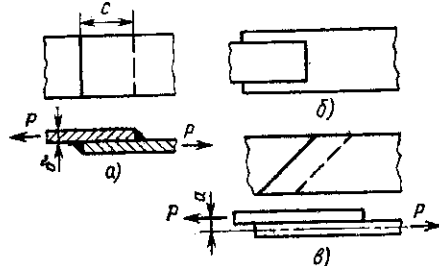


Рис. 3.21. Сварное соединение внахлестку:
а — лобовое; б — фланговое; в — угловыми швами

ментального исследования. При расчете на прочность ослабление зоны сварного шва учитывается коэффициентом $\varphi = \sigma_{в. ш} / \sigma_{в. осн}$, где $\varphi = 0,7 \dots 0,95$. Расчет прочности сварных соединений ведется в предположении, что напряжения по сечению шва распределены равномерно. Соединение встык является наиболее надежным и характеризуется наименьшими значениями концентрации напряжений. Наиболее напряженным является участок перехода от поверхности шва к поверхности основного металла (рис. 3.19, зона А).

Условие прочности сварного шва, выполненного встык (рис. 3.20), имеет вид

$$\sigma = \frac{P}{b\delta} \leq \varphi \sigma_{в.},$$

где b — длина сварного шва; δ — толщина свариваемых материалов; P — растягивающая сила; $\varphi = 0,9$.

Сварной шов, выполненный под углом $\beta = 45^\circ$ (см. рис. 3.20, б) имеет одинаковую прочность с основным материалом. Напряжения в сечении I—I определяют, принимая $\varphi = 1$, т. е. $\sigma = P/(b\delta) \leq \sigma_{в.}$

Соединение внахлестку (рис. 3.21) выполняют угловыми швами. Недостатком таких соединений является повышенная концентрация напряжений, обусловленная моментом $\Delta M = Pa$, возникающим из-за искривления потока действующих сил. Это ограничивает применение швов внахлестку в особо ответственных узлах с высоким уровнем напряжений. Величина нахлестки должна быть не менее 4δ . Лобовые и фланговые швы при растяжении (сжатии) рассчитывают из условия среза шва по гипотенузе, длину которой принимают равной $0,7k$, где k — длина катета сварного шва (рис. 3.22). Условие прочности соединения записывается в виде

$$\tau = \frac{P}{0,7kl} \leq \varphi (\tau_{в.}).$$

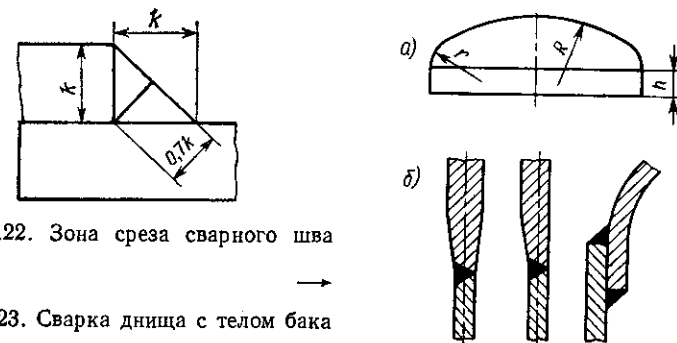


Рис. 3.22. Зона среза сварного шва

Рис. 3.23. Сварка днища с телом бака

где l — суммарная длина швов ($l = l_1 + l_2 + \dots + l_n$); $\tau_{в.} = 0,6\sigma_{в.}$ — временное сопротивление срезу для основного материала; $\varphi = 0,7 \dots 0,8$.

При расчете величину катета сварного шва можно принимать $k = \delta$. При сварке деталей разной толщины за δ принимается наименьшая толщина. Из условия прочности при сварке выпуклых днищ с телом бака, работающего на внутреннее давление, на днище рекомендуется выполнять цилиндрическую часть высотой h (рис. 3.23, а). Это делают с целью, чтобы изгибающий момент, возникающий у места соединений днища с цилиндром, не влиял на прочность сварного шва, который плохо работает на изгиб. При соединении днища и оболочки корпуса разной толщины встык предпочтительно, чтобы их срединные поверхности являлись одна продолжением другой (рис. 3.23, б); хотя и допускается также смещение внешних и внутренних поверхностей. При разной толщине деталей делают плавный переход от одной поверхности к другой с уклоном не более $1:4$. В отдельных случаях допускается и соединение внахлестку, но с обязательной сваркой внутри и снаружи емкости. Совершенно недопустимо соединение днища с корпусом, работающим под значительным давлением, без перехода, т. е. под углом.

3.2.5. Клеевые соединения

В современных авиационных конструкциях клеевые соединения находят все более широкое применение, этому способствует появление новых высокопрочных, термо- и влагостойких клеев.

Можно отметить ряд преимуществ клеевых соединений по сравнению со сварными и заклепочными, а именно:

- отсутствие концентрации напряжений;
- отсутствие ослабления сечения (отверстиями при клепке и внутренними напряжениями при сварке);
- более чистая поверхность, чем при клепке и сварке;
- герметичность соединения;

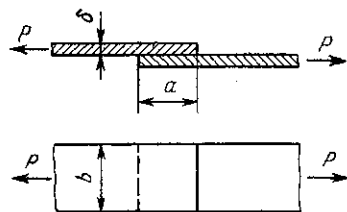


Рис. 3.24. Склейка элементов конструкции, работающих на растяжение

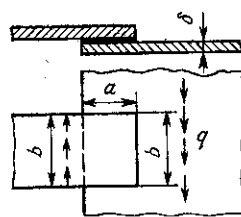


Рис. 3.25. Склейка элементов конструкции, работающих на сдвиг

малая масса соединения;
малая стоимость.

В то же время у клеевых соединений есть существенные недостатки, ограничивающие их применение:

сложность контроля качества склейки;
низкая теплостойкость большинства клеев;
быстрое старение многих клеев.

В настоящее время в конструкции планера самолета склейка используется в основном совместно с клепкой или с точечной сваркой для повышения надежности, герметичности и сопротивления усталости соединений. Не вызывая значительного увеличения массы, клей в заклепочном соединении воспринимает часть нагрузки, разгружая таким образом заклепки и повышая долговечность конструкции (при расчете на прочность в данном случае клей не учитывается).

Клеевая пленка в проектируемой конструкции должна располагаться так, чтобы клей работал на срез. На отрыв клей работает плохо.

Основные параметры клеевого соединения выбирают из условия равнопрочности склеиваемого листа и клеевой пленки (рис. 3.24). При работе клеевого соединения на разрыв условие равнопрочности запишется в виде $P_{кл} = P_{л}$

$$\tau_{в. кл} b a = \sigma_{в. л} b \delta, \quad (3.12)$$

где b — ширина листа; δ — толщина листа; a — длина склейки (длина нахлестки); $\tau_{в. кл}$ — временное сопротивление клея сдвигу; $\sigma_{в. л}$ — временное сопротивление листа разрыву.

Из записанного равенства получаем следующее соотношение

$$\frac{a}{\delta} = \frac{\sigma_{в. л}}{\tau_{в. кл}}. \quad (3.13)$$

При работе склеиваемых листов на сдвиг на длине b под действием распределенных сдвигающих усилий q (рис. 3.25) условие равнопрочности запишется в виде

$$\tau_{в. л} b \delta = \tau_{в. кл} b a,$$

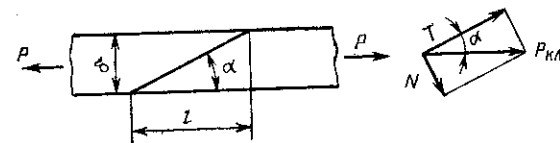


Рис. 3.26. Склейка на ус

где $\tau_{в. л}$ — временное сопротивление сдвигу листа; $\tau_{в. кл}$ — временное сопротивление сдвигу клея, или

$$\frac{a}{\delta} = \frac{\tau_{в. л}}{\tau_{в. кл}}. \quad (3.14)$$

При склейке внахлест передача сил происходит с эксцентриситетом δ , это снижает сопротивление усталости соединения. Возникающий в зоне передачи сил местный момент $\Delta M = P\delta$ снижает прочность клеевого соединения, особенно при циклических нагрузках. Чтобы избежать этого, применяют склейку на ус, при которой сила передается более равномерно, а также увеличивается длина склейки.

Рассмотрим работу соединения на ус при растяжении силой P (рис. 3.26). Разложим силу $P_{кл}$ на касательную к плоскости склейки T и нормальную к плоскости склейки N

$$T = P_{кл} \cos \alpha; \quad N = P_{кл} \sin \alpha. \quad (3.15)$$

Выражения для силы T и N можно записать в виде

$$T = \tau_{в. кл} b \frac{\delta}{\sin \alpha}; \quad (3.16)$$

$$N = \sigma_{в. кл} b \frac{\delta}{\sin \alpha}, \quad (3.17)$$

где b — ширина склейки; $\delta/\sin \alpha$ — длина склейки. Сила,рывающая лист, будет

$$P = \sigma_{в. л} b \delta. \quad (3.18)$$

Выразим из уравнений (3.15) и (3.16) силу $P_{кл}$

$$P_{кл} = \frac{T}{\cos \alpha} = \tau_{в. кл} b \frac{\delta}{\sin \alpha \cos \alpha}. \quad (3.19)$$

Из условия равнопрочности приравняем силу $P_{кл}$ силе P

$$\tau_{в. кл} b \frac{\delta}{\sin \alpha \cos \alpha} = \sigma_{в. л} b \delta$$

и окончательно получаем

$$2 \frac{\tau_{в. кл}}{\sin 2\alpha} = \sigma_{в. л} \text{ или } \sin 2\alpha \leq \frac{2\tau_{в. кл}}{\sigma_{в. л}}, \quad (3.20)$$

что и является одним из условий равнопрочности листа и клеевого шва. Найдем из выражений (3.15) и (3.17) силу $P_{кл}$

$$P_{кл} = \frac{N}{\sin \alpha} = \sigma_{в. кл} \frac{b\delta}{\sin^2 \alpha}. \quad (3.21)$$

Приравнявая выражения (3.21) и (3.18), получаем условие равнопрочности при работе клеевого соединения на отрыв

$$\sigma_{в. кл} \frac{b\delta}{\sin^2 \alpha} = \sigma_{в. л} b\delta; \quad \sin^2 \alpha \leq \frac{\sigma_{в. кл}}{\sigma_{в. л}}. \quad (3.22)$$

Из двух условий (3.20) и (3.22) выбирают наименьшее значение угла α для получения равнопрочной конструкции.

3.2.6. Клеесварные соединения

Клеесварные соединения — это соединения, выполненные точечной электросваркой, у которых в промежутках между сварными точками находится клей. Клей наносят до сварки или после нее (сварка по клеевой пленке стала возможной только в последние годы, после получения клея, не препятствующего прохождению тока).

Прочность клеесварного соединения равна сумме прочности сварного и клеевого соединений. Прочность клея зависит от величины нахлестки a (рис. 3.27). Сила, которую выдерживает клеесварное соединение, определяется как

$$P_{кл. св} = ab\tau_{кл} + P_1 \frac{b}{t}, \quad (3.23)$$

где a — ширина склейки (величина нахлеста); b — длина склейки; P_1 — прочность одной точки на срез; t — шаг сварных точек.

Применение клеесварных соединений целесообразно при соединении с обшивкой элементов каркаса, работающих на сжатие, так как наличие клея исключает возможность местной потери устойчивости обшивкой в промежутках между сварными точками. При появлении термостойких клеев клеесварные соединения смогут широко применяться в титановых и стальных конструкциях каркаса. Это объясняется тем, что титановые и стальные обшивки имеют гораздо меньшую толщину, чем обшивки из алюминиевых сплавов. При этом для предотвращения местной потери устойчивости обшивки (выпучивания между точками крепления) требуется большое число точек соединения этой обшивки с силовым набором. Это достигается путем перехода на сплошные сварные соединения или, по-видимому, на менее трудоемкие клеесварные соединения.

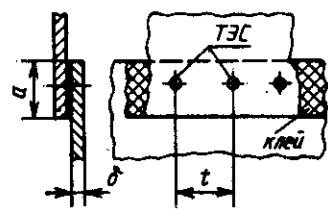


Рис. 3.27. Клеесварное соединение

3.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРОУШИН

В большинстве разъемных соединений, применяемых в конструкции самолета, широко используются разного рода проушины. От правильности проектирования проушин в значительной степени зависит надежность узлов, агрегатов и самолета в целом. При проектировании надо учитывать, что любой стык является критическим местом и сделать его равнонапряженным регулярному полотну без значительного увеличения массы невозможно. Но необходимо стремиться к тому, чтобы это увеличение массы было минимальным. К увеличению массы проушины ведет наличие концентрации напряжений в зоне отверстия, а масса проушин подвижных соединений увеличивается из-за снижения напряжения смятия под болтом и соответствующего увеличения размеров проушины.

3.3.1. Проектирование проушин неподвижных соединений

Рассмотрим проектирование проушины неподвижного разъемного соединения (рис. 3.28). В сечении А—А проушины напряжения будут изменяться неравномерно. Напряжения достигают наибольшего значения на краях отверстия проушины

$$\sigma_{\max} = 3\sigma_{\text{ср}},$$

где $\sigma_{\text{ср}} = P/(ab)$; P — действующая сила; a — толщина проушины; b — ширина проушины.

Наличие концентрации напряжений не позволяет рассчитывать проушину на разрыв по разрушающему напряжению. За разрушающее напряжение в этом случае принимается величина $k\sigma_{\text{в}}$, где k — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений. Коэффициент k зависит от формы проушины, а именно от соотношений b/d и y/x , а также от материала проушины. Значение k всегда меньше единицы. Приближенно k можно определить по эмпирической зависимости

$$k \approx 0,565 + 0,48 \frac{y}{x} - 0,1 \frac{b}{d}. \quad (3.24)$$

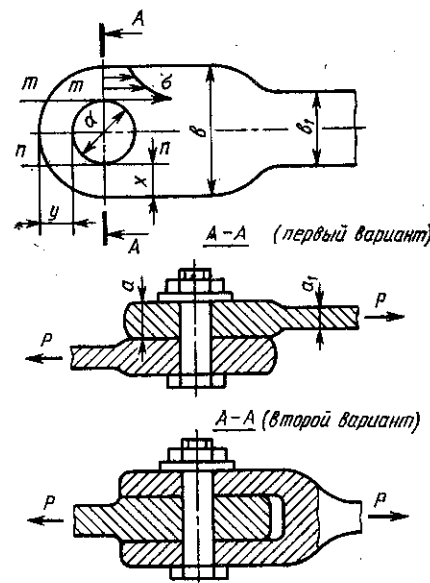


Рис. 3.28. Соединение типа проушины

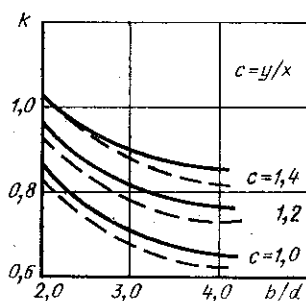


Рис. 3.29. Приближенная зависимость $k = f(b/d)$:
— — — одна проушина;
— — — две проушины

Точнее k определяют по экспериментальным графикам, приводимым в справочниках. Примерный вид графика показан на рис. 3.29. Точный график приведен в приложении 3. С учетом коэффициента k потребная площадь сечения проушины будет

$$F = 2xa = \frac{P}{k\sigma_B}, \quad (3.25)$$

где F — площадь разрыва проушины по сечению $A-A$. При $b/d = 2$ и $x = y$ $k = 0,89$ для алюминиевых сплавов; $k = 0,83$ для 30ХГСА.

Приведем алгоритм расчета проушины неподвижного разъемного соединения:

1. Задаются силой P , вызывающей разрыв проушины.
2. Задаются числом проушин, а следовательно, числом поверхностей среза болта ($m = 1$ — односрезный; $m = 2$ — двухсрезный). Задаются материалом болта, т. е. σ_B ; τ_B .
3. Определяют площадь сечения болта из условия работы на срез

$$F = \frac{P}{\tau_B m}.$$

4. Определяют диаметр болта

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\tau_B m \pi}}.$$

В справочниках приведены диаметры болтов в зависимости от перерезывающей силы, поэтому пункты 3 и 4 можно опустить (при расчете на ЭВМ нормаль на болты должна быть введена в память машины).

5. Из условия работы проушины на смятие определяют ее толщину a . Для этого вычисляют $\sigma_{см} = (1 \dots 1,3) \sigma_B$ и из выражения для площади смятия $F_{см} = ad = P/\sigma_{см}$ находим

$$a = \frac{P}{d\mu\sigma_B}, \quad (3.26)$$

где $\mu = 1 \dots 1,3$; a — толщина проушины (для двухсрезного соединения толщина средней проушины или суммарная толщина двух крайних проушин).

6. Из условия разрыва по сечению $A-A$ определяют остальные размеры:

а) задаются значением b/d в пределах $2 \dots 3$ (при больших значениях получается малая величина k и растет масса проушины).

Для уменьшения массы проушины желательно задаваться значением b/d ближе к двум; $b/d < 2$ принимать нельзя, так как $x_{\min} \geq d/2$;

- б) по отношению b/d находят x

$$x = \frac{b-d}{2}; \quad (3.27)$$

- в) определяют значение k , соответствующее выбранным параметрам проушины, из выражения для площади разрыва

$$F = \frac{P}{k\sigma_B} = 2ax.$$

Тогда

$$k = \frac{P}{2ax\sigma_B}. \quad (3.28)$$

Зная k и b/d , по графикам $k = f(b/d)$ находят значения $c = y/x$, т. е. $y = cx$.

Если при расчете получилось $k > 1$, то необходимо задаться другим значением b/d и повторить расчет.

При расчете на ЭВМ значение k определяется по эмпирической зависимости $k = 0,565 + 0,48 \frac{y}{x} - 0,1 \frac{b}{d} = \frac{P}{2ax\sigma_B}$. При этом

$$y = x \left(0,208 \frac{b}{d} - 1,177 \right) + \frac{P}{0,96a\sigma_B}. \quad (3.29)$$

При расчете проушины с учетом коэффициента k проверку прочности на срез по сечениям $m-m$ и $n-n$ (см. рис. 3.28) можно не проводить.

Площадь сечения за проушиной определяют по выражению

$$F_1 = \frac{P}{\sigma_B} = a_1 b_1.$$

Если проушина выполнена из алюминиевого сплава, то для предотвращения ее смятия под стальным болтом в нее целесообразно запрессовать стальную втулку. В этом случае при расчете на смятие за площадь смятия $F_{см}$ принимают $F_{см} = ad_{вт}$, т. е. проверяют проушину на смятие не под болтом, а под втулкой.

3.3.2. Проектирование проушин подвижных соединений

В проушинах подвижных соединений типа качалок и тяг управления, узлов подвески рулей и других, подвергающихся действию сравнительно небольших расчетных нагрузок и, следовательно, имеющих небольшие размеры, минимальное трение может быть обеспечено применением подшипников качения (шариковых

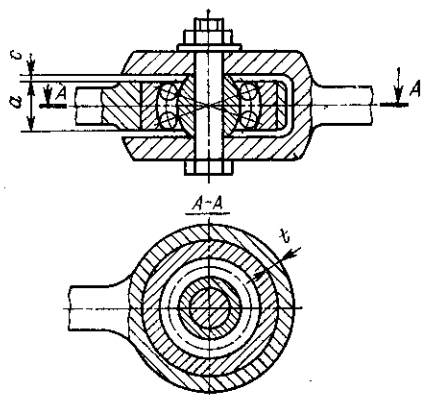


Рис. 3.30. Проушина подвижного соединения с запрессованным подшипником

или роликовых). Подшипники запрессовываются в проушину и дополнительно кернятся или развальцовываются (рис. 3.30). Соединение проушины с подшипником становится неподвижным. Определяющим при расчете на прочность такой проушины становится не смятие, а разрыв. Из-за установки в проушину подшипника ее размеры увеличиваются. Значительная высота подшипника приводит к увеличению толщины проушины a . В связи с этим при расчете проушины на разрыв размер перемычки t часто получается очень малым.

В этом случае величину t надо выбирать из условия прочности при запрессовке подшипника.

Ориентировочно, в зависимости от материала проушины, рекомендуются следующие минимальные размеры t :

для проушин из стали 30ХГСА $t = 2 \dots 3$ мм;

для проушин из алюминиевых сплавов $t = 3 \dots 4$ мм;

для проушин из магниевых сплавов $t = 4 \dots 5$ мм.

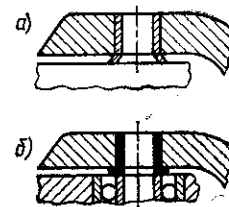
Эти величины учитывают также возможную овальность отверстия под подшипник. При расчете проушины на разрыв коэффициент k , учитывающий концентрацию напряжений, можно не вводить, так как при запрессовке подшипника в стенках проушины возникают сжимающие напряжения, которые снижают концентрацию напряжений от растяжения. Для шарнирных соединений с подшипниками применяются специальные болты из 30ХГСА или 14Х17Н2 с посадкой $f7$. В шарнирных соединениях, допускающих ориентировку (перекос), подшипник устанавливается обязательно в средней проушине. Расстояние от плоскости подшипника до внешней проушины c (см. рис. 3.30) определяет возможный угол ориентировки. При проектировании средних проушин с подшипником выбор параметров соединения обычно начинают не с расчета болта, как для неподвижного соединения, а с выбора подшипника под заданную нагрузку. Если подшипник подобран правильно, то отверстие под болт или ось в его внутреннем кольце соответствует шарнирному болту, выдерживающему заданную нагрузку. Толщина подшипника определяет высоту проушины. При этом по ГОСТу толщина проушины

$$a = a_n + 2f, \quad (3.30)$$

где a_n — толщина подшипника; f — величина, задаваемая в ГОСТе. Так, для подшипников с внешним диаметром 20 ... 30 мм при-

Рис. 3.31. Постановка втулок под болт проушины неподвижного соединения:

a — подшипник в проушине с выступающим кольцом; b — без выступающего кольца



нимается $f = 0,2$ мм; для подшипника диаметром 30 ... 40 мм $f = 0,25$ мм.

Диаметр проушины определяют из расчета на разрыв с учетом ограничений, накладываемых на размер t . В торцах проушины протачиваются канавки для развальцовки или кернения подшипника. Размеры и расположение канавок нормированы. За счет затяжки болта и большего, чем в подшипнике, трения, соединение болта с внешними проушинами можно считать неподвижным. Поэтому расчетным случаем для них также будет не смятие, а разрыв. Параметры внешних проушин определяют по методике расчета неподвижных разъемных соединений. Если проушины изготовлены из алюминиевого или магниевых сплавов, то для повышения их долговечности и предотвращения от смятия под стальным болтом в них запрессовываются стальные втулки. Если подшипник, запрессованный в среднюю проушину, имеет выступающее кольцо, то втулки заторцовываются заподлицо с наружными проушинами. При отсутствии у подшипника выступающего внутреннего кольца втулки выполняются с буртами (рис. 3.31), упирающимися во внутреннее кольцо подшипника.

В проушинах подвижных соединений, работающих при высоких значениях расчетной нагрузки (проушинах подвески рычагов и двухзвенников шасси, тележек шасси и т. п.), применять подшипники качения обычно бывает нецелесообразным, так как из-за этого резко увеличиваются габаритные размеры, а следовательно, и масса соединений. Наличие же несколько большего трения для этих узлов не имеет столь существенного значения. В этих соединениях применяют обычно подшипники скольжения в виде втулок. Проектирование этих конструкций имеет свои особенности. Так, для уменьшения размеров, а следовательно, и массы конструкции в этих узлах уменьшают число подвижных соединений. Это достигается фиксацией болта относительно средней или крайних проушин. В соединении (рис. 3.32) нагрузка приложена по оси элементов соединения, при этом не имеет существенного

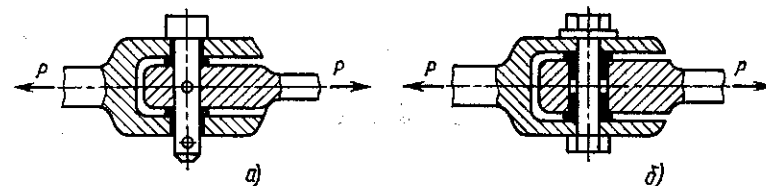


Рис. 3.32. Подвижное соединение с подшипниками скольжения:

a — с наружными подвижными соединениями; b — с внутренними подвижными соединениями.

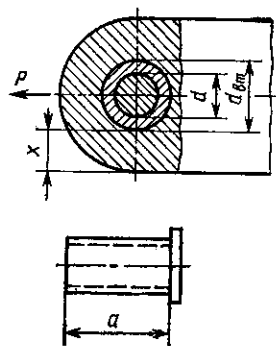


Рис. 3.33. Параметры втулки

значения, какое соединение делать подвижным относительно внешних или внутренней проушины. На рис. 3.32, а показано соединение, в котором болт зафиксирован относительно средней проушины. Соединение крайних проушин с болтом (или осью) является подвижным. Для уменьшения трения в эти проушины запрессованы втулки — подшипники скольжения. Втулки могут быть изготовлены из бронзы типа БРАЖМц или для особо нагруженных соединений из стали 30ХГСА. Втулки рассчитаны на определенный ресурс и подлежат замене. Параметры втулок так же, как и подшипников качения, задаются ГОСТом. В соединении, приведенном на рис. 3.32, б, подвижным является соединение средней проушины с болтом. Относительно крайних проушин болт фиксируется затяжкой, а иногда и дополнительными средствами, например выступом-упором на одной из крайних проушин, в который упирается головка болта, что препятствует его провороту. В средней проушине запрессованы две втулки. С точки зрения работы под нагрузкой оба соединения при заданном направлении нагрузки практически идентичны. Незначительным преимуществом обладает первое соединение благодаря разнесению базы вращающихся поверхностей, что положительно сказывается при появлении непредусмотренных боковых нагрузок (уменьшает их влияние и препятствует перекосам). Однако более технологичным является второе соединение. Это объясняется следующим. Для устранения люфта между проушинами выступающую часть втулок надо торцевать точно под размер. При изготовлении первого соединения для торцевания требуется специальная калиброванная фреза, при выполнении второго соединения эту операцию проводят с помощью двух обычных фрез, поставленных на заданном расстоянии.

При определении параметров подвижного соединения втулку рассчитывают на смятие под болтом (рис. 3.33). Площадь смятия будет

$$F_{\text{см}} = da = \frac{P}{\sigma_{\text{см. вт}}},$$

где d — диаметр болта и внутренний диаметр втулки; a — длина втулки и соответственно высота проушины; $\sigma_{\text{см. вт}} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{\text{в. вт}}$; $\sigma_{\text{в. вт}}$ — временное сопротивление на разрыв материала втулки.

Если втулка изготовлена из бронзы ($\sigma_{\text{в. вт}} \approx 60 \text{ даН/мм}^2$), то длина ее получается достаточно большой, в результате этого значительно увеличивается размер a проушины. Так как втулка запрессована в проушине, то их соединение является неподвиж-

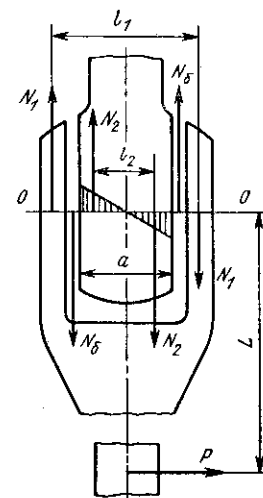


Рис. 3.34. Подвижное соединение, работающее на изгиб

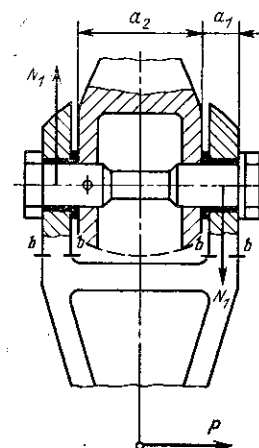


Рис. 3.35. Конструктивное оформление подвижного соединения, работающего на изгиб

ным, поэтому расчет на смятие проушины под втулкой можно не проводить. Прουшину рассчитывают на разрыв по ранее рассмотренной методике с введением коэффициента, учитывающего концентрацию напряжений k . При расчете на разрыв площадь разрыва определяем по выражению

$$F = (b - d_{\text{вт}})a = \frac{P}{k\sigma_{\text{в}}} = 2\chi a,$$

где $d_{\text{вт}}$ — внешний диаметр втулки; $\sigma_{\text{в}}$ — временное сопротивление материала проушин.

За счет большой длины втулки a , определенной в результате расчета на смятие, при расчете на разрыв потребный радиус сечения получается меньшим, чем $d_{\text{вт}}/2$, что дает как бы дополнительный запас прочности соединению.

Для подвижных соединений, передающих изгибающий момент от поперечной нагрузки, важен правильный выбор параметров проушины, относительно которой болт подвижен. В сечении $O-O$ (рис. 3.34) действует сила P и изгибающий момент $M = PL$. Основной нагрузкой, действующей на проушины, будут силы N_1 и N_2 , уравнивающие и передающие изгибающий момент. Для крайних проушин $N_1 = PL/l_1$, для средней проушины $N_2 = PL/l_2$, где $l_2 = \frac{2}{3}a$ (из-за неравномерностей эпюры сил).

Так как $l_1 \gg l_2$, то $N_1 \ll N_2$. Отсюда следует, что подвижными целесообразнее делать внешние проушины, так как они менее нагружены. Для уменьшения сил N_1 желательно увеличивать расстояние между внешними проушинами. При этом также раз-

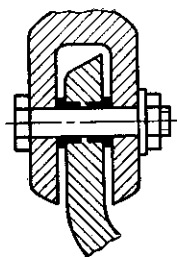


Рис. 3.36. Крайняя проушина с отдельным болтом

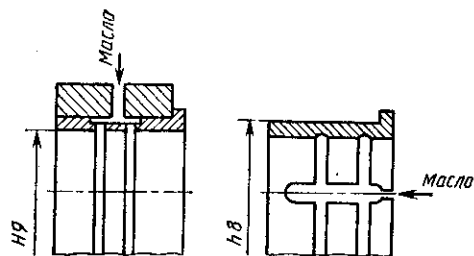


Рис. 3.37. Смазка болта

гружается болт, так как действующее на него срезающее усилие равно $N_6 = PL/a$. Если по конструктивным соображениям возможно увеличение расстояния между крайними проушинами, то соединение делают в виде, представленном на рис. 3.35. При дальнейшем увеличении a целесообразно выполнять соединение в виде трех левых и трех правых проушин, соединенных отдельными болтами (рис. 3.36). В соединении, показанном на рис. 3.35, применять отдельные болты не следует, поскольку проушины начинают работать, как в односрезном соединении, и нагружаются неравномерно. Общий болт выравнивает нагрузку между проушинами. Кроме того, болт нужен для равномерного восприятия проушинами перерезывающей силы P в сечении $b-b$. При отсутствии болта сечение одной проушины надо рассчитывать на полную силу P . Затяжка болта включает в работу вторую проушину, а перерезывающую силу, действующую на проушину, с некоторым запасом можно принять равной $0,6P$. Параметры сечения $b-b$ рассчитывают из условия одновременного действия растягивающей силы N_1 и срезающей силы $0,6P$. Определяют $\sigma = N_1/F_{b-b}$; $\tau = 0,6P/F_{b-b}$, где F_{b-b} — площадь сечения $b-b$.

Напряжение, возникающее в сечении, определяют по третьей теории прочности

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_b.$$

Все проушины подвижного соединения требуют обязательной смазки. Смазочный материал должен вводиться между болтом (осью) и втулкой (подшипником скольжения), запрессованной в проушину (рис. 3.37). Как правило, смазывание осуществляется при помощи масленки, вворачиваемой в тело проушины или в головку болта. Для смазывания всей внутренней поверхности втулки в ней делают канавки для протока масла — кольцевые, спиральные или пересекающиеся. Втулки изготавливают или из бронзы БРАЖМц, или для случая больших нагрузок — из стали 30ХГСА. При этом σ_b стальной втулки должен быть меньше σ_b проушины, чтобы при работе на смятие в первую очередь сминалась бы втулка, а не проушина. Кроме того, этим предотвращают возможность

возникновения на оси (или болте) рисок или задиров от более прочной втулки. Втулка запрессовывается в тело проушины по внешнему диаметру, а иногда еще дополнительно фиксируется от возможного поворота с тем, чтобы была гарантирована полная неподвижность втулки. Отверстие для оси (болта) внутри втулки выполняется по $H9$ или $H8$. В соединении применяется шарнирный болт. Если масленка вворачивается в головку болта, то в его теле делают проточки для протекания масла. Чаще в этом случае применяется специальный полый болт, на который выпускается чертеж. Ослабление болта проточками приводит к увеличению его диаметра. Все это влечет за собой увеличение размеров соединения, а следовательно, и его массы. В связи с этим целесообразнее вворачивать масленку в тело проушины.

3.4. УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ

Если в общем машиностроении, как правило, подшипники применяются в многооборотных соединениях, то в авиационных конструкциях подшипники работают в иных условиях. Частота их вращения значительно меньше, а требования к отсутствию трения у них выше. В связи с этим в самолетных конструкциях не применяют подшипники, указанные в машиностроительных каталогах, а используют только подшипники, предусмотренные авиационными стандартами.

При проектировании соединения подшипники подбирают по разрушающим нагрузкам. При выборе типа подшипников руководствуются следующим.

Для соединений, в которых отсутствует перекося (например, крепление качалок управления на оси), применяются однорядные радиальные подшипники. Помимо радиальной эти подшипники могут воспринимать незначительную осевую нагрузку, величина которой не должна превышать 70 % недоиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Преимуществом этих подшипников являются наименьшие потери на трение. В малогабаритных узлах, в которых затруднена установка самостоятельных уплотняющих устройств в корпусе узла, подшипники применяются с защитными шайбами.

Для соединений, требующих значительного перекося (до 30°) внутреннего кольца относительно наружного (например, концы тяг управления, узлы подвески рулей и т. д.), применяются радиальные сферические одно- и двухрядные подшипники. Помимо радиальной эти подшипники могут воспринимать незначительную осевую нагрузку, величина которой не должна превышать 20 % недоиспользованной допустимой радиальной нагрузки.

Для шарнирных подвижных соединений, работающих с большим перекося под воздействием только радиальной нагрузки, применяются шарнирные сферические подшипники; для восприятия осевой нагрузки в одном или двух направлениях используются упорные подшипники одно- и двухрядные.

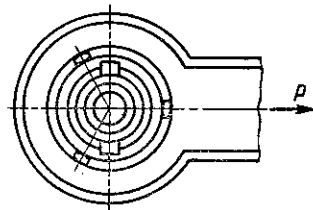


Рис. 3.38. Установка подшипника

Для соединений, работающих под большими нагрузками, могут быть применены роликовые подшипники, обладающие большой грузоподъемностью. Они предназначены для восприятия радиальной и незначительной осевой нагрузок, могут быть выполнены радиально-сферическими (допускающими перекос до 5°) и обладают большим коэффициентом трения, чем шариковые. Эти подшипники могут быть выполнены также коническими, в этом случае они воспринимают и значительную осевую нагрузку. При ограниченных размерах соединения, воспринимающего только радиальную нагрузку, могут использоваться игольчатые подшипники, которые применяются без внутреннего и наружного колец. При действии комбинированных нагрузок в радиальном и осевом направлениях можно применять радиально-упорные шарикоподшипники. Оди-нарный подшипник может воспринимать и чисто осевую нагрузку, действующую в одном направлении. Для восприятия больших осевых нагрузок возможна установка нескольких штук подшипников друг за другом.

Для запрессованных в корпусе шариковых и шарнирных подшипников в зависимости от прочности материала корпуса согласно руководящим технологическим материалам (РТМ) применяются заделка сплошной развальцовкой и по специальной проточке и кернение в 6- и 8-ми точках с проточкой и без проточки. Размеры проточки указывают на чертеже в соответствии со стандартом.

Для заделки подшипников, требующих демонтажа в процессе эксплуатации, применяются стопорные кольца.

При заделке шарнирного подшипника паз в наружном кольце, а также цилиндрический поясok на сфере внутреннего кольца должны устанавливаться перпендикулярно направлению действующего усилия. Это требование необходимо указывать на сборочном чертеже, а положение подшипника изображать, как показано на рис. 3.38. Посадка подшипника на валу осуществляется по системе отверстия, а в корпусе — по системе вала. Рекомендуемые посадки для подшипников (посадки для отверстий в корпусе) даются в зависимости от материала корпуса и от типа подшипников. Болт (ось) под подшипник выполняют, как правило, с посадкой $f7$.

3.5. ШОМПОЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шомпольное соединение представляет собой многоушко-вое, расположенное по всей длине стыка, неподвижное или мало-подвижное соединение. Проушины в этом соединении обычно называются петлями. Связующим звеном вместо болта является

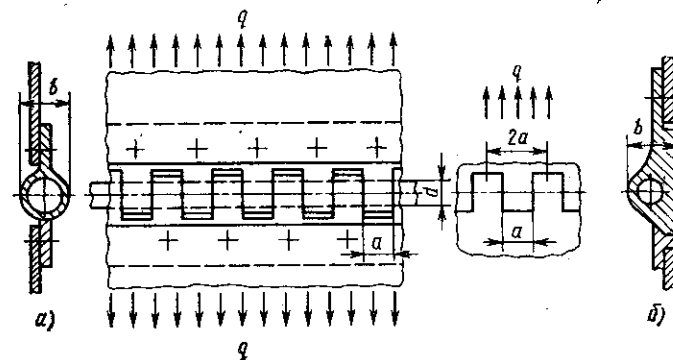


Рис. 3.39. Шомпольное соединение:
а — с круглой петлей; б — с плоской петлей

шомпол. Шомпольное соединение применяют в конструкции открывающихся люков прямолинейной формы. При этом три стороны крышки люка крепятся замками или винтами, а на четвертой устанавливается шомпольное соединение, позволяющее при освобождении замков (винтов) поворачивать крышку люка относительно оси шомпола. Ось шомпола должна быть прямолинейна, чтобы не было закусывания или заклинивания при повороте. При наличии такого соединения конструкция агрегата работает как единое целое, поэтому в расчете на прочность наличие выреза под люк можно не учитывать. Шомпольные соединения нормализованы.

Рассмотрим действие на шомпольное соединение распределенных усилий q , перпендикулярных оси шомпола (рис. 3.39). Обозначив ширину петли a , находим силу, воспринимаемую одной петлей:

$$P_{\Pi} = 2qa. \quad (3.31)$$

Определим диаметр шомпола из условия среза

$$P_{\Pi} = 2qa = \frac{2\pi d^2}{4} \tau_{\text{в}},$$

тогда

$$d = \sqrt{\frac{4qa}{\pi \tau_{\text{в}}}}. \quad (3.32)$$

Запишем условие смятия петли под шомполом

$$P_{\Pi} = 2qa = ad\sigma_{\text{см}},$$

откуда

$$d_{\min} = \frac{2q}{\sigma_{\text{см}}}. \quad (3.33)$$

Определим параметры петли при работе ее на разрыв

$$P_{\Pi} = 2qa = (b - d) a \sigma_{\text{в}}, \quad b - d = \frac{2q}{\sigma_{\text{в}}},$$

где b — толщина петли.

Значение a получаем, приравняв выражения (3.32) и (3.33):

$$\frac{2q}{\sigma_{\text{см}}} = \sqrt{\frac{4qa}{\pi \tau_{\text{в}}}}; \quad \frac{(2q)^2}{\sigma_{\text{см}}^2} = \frac{4qa}{\pi \tau_{\text{в}}}; \quad a = \frac{\pi q \tau_{\text{в}}}{\sigma_{\text{см}}^2}. \quad (3.34)$$

Петлю можно выполнять круглой и плоской (см. рис. 3.39, a и b). Плоская петля дает более плавный переход от шомпольного соединения к обшивке.

ГЛАВА 4

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТЫКОВЫХ УЗЛОВ, КРОНШТЕЙНОВ И КАЧАЛОК

4.1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРОНШТЕЙНОВ НАВЕСКИ УПРАВЛЯЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Управляющие поверхности самолета: рули, элероны, триммеры, гасители подъемной силы, некоторые виды механизации крыла: щитки, закрылки, а также створки люка шасси, грузовых люков и другие элементы соединяются с неподвижными частями конструкции самолета при помощи узлов навески, основными элементами которых являются кронштейны.

Форма кронштейнов зависит от того, к каким силовым элементам конструкции они крепятся. Так, кронштейн, который устанавливается на плоской стенке, как правило, выполняется плоским. Часто кронштейны устанавливаются на двухпоясных плоских балках типа лонжеронов или нервюры. В этом случае кронштейн может быть выполнен или в виде трехзвенной фермы, или в виде плоской, зашитой стенкой рамы.

Кронштейны, устанавливаемые на плоской стенке, представляют собой обычно узлы подвески рулей, закрепляемые между хвостиками двух нервюр (рис. 4.1). Эти кронштейны способны воспринимать только нагрузку, действующую в их плоскости, работая при этом на изгиб и срез. Их изготавливают штамповкой из материалов АК4, АК6, Д16. Кронштейны имеют постоянную толщину δ . Кронштейны крепятся к стенке нервюры с помощью заклепок, при расчете которых необходимо учитывать дополнительные срезающие усилия от внецентренного приложения нагрузки. Чтобы избежать эксцентриситета при передаче сил, снижающего сопротивление усталости конструкции, соединение следует делать двухсрезным, устанавливая кронштейн между двумя стенками. Размеры сечения кронштейна выбирают из условия совместного действия изгибающего момента и перерезывающей силы

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_t^2} \leq \sigma_{\text{в}},$$

где $\sigma_t = \frac{PxH_t/2}{J_t}$ — напряжение от действия изгибающего момента в текущем сечении; H_t — высота сечения, расположенного на расстоянии x от оси проушины; Px — изгибающий момент в сечении; $\tau_t = P/(H_t\delta)$ — касательные напряжения в сечении; J_t — момент инерции сечения.

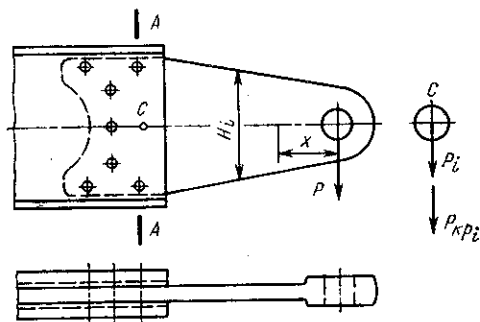


Рис. 4.1. Кронштейн, устанавливаемый на стенке

В зоне крепления к стенке опасным будет сечение $A-A$ (см. рис. 4.1), воспринимающее полную нагрузку и ослабленное отверстиями под заклепки. После сечения $A-A$ нагрузка на кронштейн уменьшается по мере ее передачи на стенку. Число заклепок, крепящих кронштейн к стенке, и соответственно конфигурация его законцовки выбираются в соответствии с действующей нагрузкой. При этом надо стремиться так располагать заклепки, чтобы плечо от центра жесткости до действующей силы было минимальным. Нежелательно ставить заклепки на оси кронштейна между центром жесткости и точкой приложения силы P , так как на эту заклепку будет действовать сумма сил: часть силы P_i и часть силы $P_{кр}$ крутящего момента, и она всегда будет перегружена (на рисунке точка C). Для лучшего восприятия изгибающего момента (при минимальной массе) желательно по возможности увеличивать высоту кронштейна H_i .

Кронштейн, устанавливаемый на двухпоясной плоской балке типа лонжерона или стенки крыла или оперения, можно рассматривать как плоскую двухпоясную раму, зашитую тонкой стенкой. В общем случае задача определения усилий в элементах кронштейна является статически неопределенной, так как наряду со сдвигом стенки пояса работают на изгиб. Поскольку изгиб всегда связан с увеличением массы, желательно разгрузить пояса, догрузив перерезывающей силой стенку. Как правило, база крепления кронштейна B ограничена расстоянием между поясами балки, на которой он устанавливается (рис. 4.2), расстояние до оси проушины кронштейна l также задано положением оси вращения отклоняемой поверхности.

Представим кронштейн в виде рамы $AECD$, закрепленной на двух опорах, которыми являются болты крепления подошвы кронштейна. Определим реакцию опор в точках A и C

$$X_A = X_C = \frac{Pl}{B}; \quad Y_A = P.$$

Рассмотрим равновесие элемента длиной x (см. рис. 4.2, б). Сумма моментов относительно точки D' будет равна нулю.

$$\sum M_{D'} = X_A(B - x \operatorname{tg} \beta) + X_C x \operatorname{tg} \beta - Y_A x - N_{AE} H_x \cos \alpha = 0,$$

где α и β — углы наклона поясов рамы.

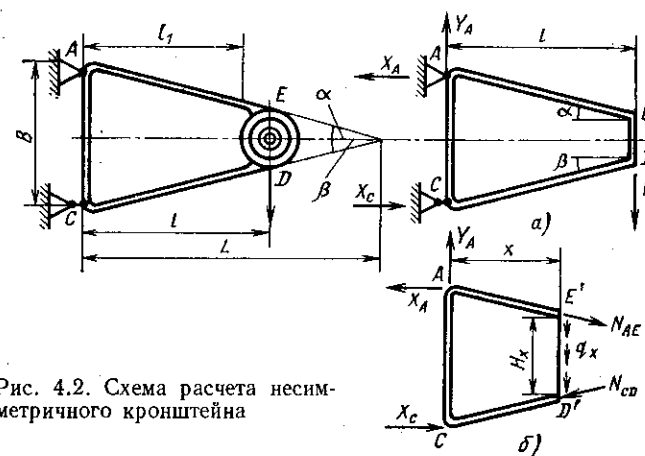


Рис. 4.2. Схема расчета несимметричного кронштейна

Отсюда

$$N_{AE} = \frac{Pl}{H_x \cos \alpha} - \frac{Px}{H_x \cos \alpha} = \frac{P(l-x)}{\cos \alpha [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]}. \quad (4.1)$$

Аналогично

$$N_{CD} = \frac{Pl}{H_x \cos \beta} - \frac{Px}{H_x \cos \beta} = \frac{P(l-x)}{\cos \beta [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]}. \quad (4.2)$$

Рассмотрим равновесие элемента относительно оси Oy

$$q_x H_x + N_{AE} \sin \alpha + N_{CD} \sin \beta - Y_A = 0,$$

$$\text{отсюда } q_x = \frac{P}{H_x} \left[1 - \frac{x}{H_x} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) - \frac{l}{H_x} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) \right] = \frac{P}{H_x^2} \times [B - l(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)].$$

Так как $H_x + x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) = B$, при $x = 0$ $H_x = B$

$$q_{x=0} = \frac{P}{B^2} [B - l(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)],$$

тогда

$$q_x = q_{x=0} \left(\frac{B}{H_x} \right)^2;$$

при $x = l_1$

$$q_{x=l_1} = q_{\max} = \frac{P [B - l_1 (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]}{B - l_1 (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)^2} = \frac{P}{B - l_1 (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)};$$

при $x = l$

$$N_{AE(x=l)} = N_{CD(x=l)} = 0.$$

Определим усилие в стойке AC , рассматривая равновесие узлов A и C относительно оси Oy :

$$N_{AC}(y=y_A) = Y_A - N_{AE}(x=0) \sin \alpha = P \left(1 - \frac{l}{B} \operatorname{tg} \alpha \right); \quad (4.3)$$

$$N_{AC}(y=y_C) = N_{CD}(x=0) \sin \beta = \frac{Pl}{B} \operatorname{tg} \beta.$$

Определяем необходимые площади сечений элементов

$$F_{AE} = \frac{N_{AE}}{\sigma_B} = \frac{P(l-x)}{\cos \alpha [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)] \sigma_B}; \quad (4.4)$$

при $x = 0$

$$F_{AE}(x=0) = \frac{Pl}{\sigma_B B \cos \alpha}, \quad (4.5)$$

$$F_{CD} = \frac{P(l-x)}{\cos \beta [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)] \sigma_B};$$

при $x = 0$

$$F_{CD}(x=0) = \frac{Pl}{\sigma_B B \cos \beta}, \quad (4.6)$$

$$F_{AC} = \frac{N_{AC \max}}{\sigma_B} = \frac{N_{AC}(y=y_A)}{\sigma_B} = \frac{P \left(1 - \frac{l}{B} \operatorname{tg} \alpha \right)}{\sigma_B},$$

$$\delta = \frac{q_{x \max}}{\tau_B} = \frac{P}{\tau_B [B - l_1(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]} = \frac{P}{\tau_B H_{x=l_1}}. \quad (4.7)$$

Если оси поясов кронштейна (см. рис. 4.2) проходят через ось проушины, т. е. $l = L$, то

$$N_{AE} = \frac{P}{\cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)} = \text{const}; \quad (4.8)$$

$$F_{AE} = \text{const};$$

$$F_{CD} = \frac{P}{\cos \beta (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)} = \text{const}; \quad (4.9)$$

$$F_{CD} = \text{const};$$

$$N_{AC} = N_{CD} \sin \beta;$$

$$B = L (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta); \quad (4.10)$$

$\delta = 0$, т. е. стенки не требуется.

При проектировании кронштейна чаще всего его рассматривают как двухпоясную плоскую балку. При этом принимают, что изгибающий момент полностью воспринимается поясами, а перерезывающая сила — стенкой.

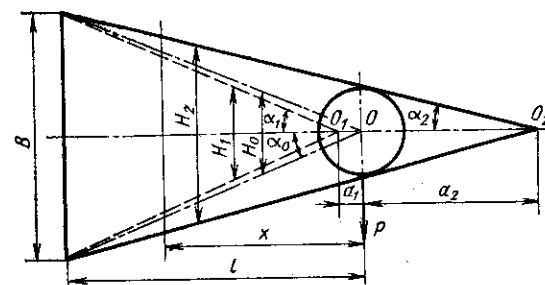


Рис. 4.3. Параметры симметричного кронштейна

Рассмотрим симметричный кронштейн. Возможны три варианта выполнения его конструкции. В первом варианте проушина кронштейна несколько вытянута и средние линии поясов кронштейна пересекаются на расстоянии a_1 от оси подшипника (рис. 4.3). Обычно такую конструкцию применяют при большом угле наклона поясов. Во втором варианте оси пересекаются вне кронштейна на расстоянии a_2 от центра проушины или точки приложения силы. В третьем варианте оси пересекаются в центре подшипника.

Изгибающий момент, действующий в сечении, расположенном на расстоянии x от оси подшипника, для всех трех вариантов будет $M_x = Px$. Напряжение, вызываемое изгибающим моментом в сечении, будет

$$\sigma_i = \frac{M_x y_i}{J_i} = \frac{M_x H_i/2}{J_i},$$

где $J_i = 2 \frac{b_i \delta_i^3}{12} + 2F_{ni} (H_i/2)^2$; b_i — ширина пояса в сечении x , δ_i — толщина пояса; H_i — расстояние между центрами тяжести поясов кронштейна в сечении x ; F_{ni} — площадь пояса в сечении

$$F_{ni} = \delta_i b_i.$$

Так как толщина пояса, как правило, мала, то первый член в выражении момента инерции пренебрежимо мал по сравнению со вторым, поэтому в проекторочных расчетах его можно не учитывать. Тогда получаем

$$\sigma_i = \frac{M_x H_i/2}{2F_{ni} (H_i/2)^2} = \frac{M_x}{F_{ni} H_i} = \frac{N_{xi}}{F_{ni}}, \quad (4.11)$$

где $N_{xi} = M_x/H_i$ — сила, приложенная к центру тяжести пояса, действующая параллельно оси кронштейна.

Определим значения сил N_{xi} для рассматриваемых трех вариантов

$$N_{x1} = \frac{M_x}{H_1}; \quad N_{x2} = \frac{M_x}{H_2}; \quad N_{x0} = \frac{M_x}{H_0}, \quad (4.12)$$

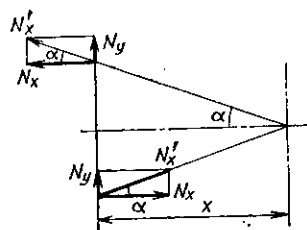


Рис. 4.4. Силы, действующие на элементы симметричного кронштейна

где $H_1 = 2(x - a_1) \operatorname{tg} \alpha_1$; $H_2 = 2(x + a_2) \operatorname{tg} \alpha_2$; $H_0 = 2x \operatorname{tg} \alpha_0$. Подставив значения H_i в уравнения (4.12), получаем

$$N_{x1} = \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_1} \frac{x}{x - a_1}; \quad (4.13)$$

$$N_{x2} = \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_2} \frac{x}{x + a_2}; \quad (4.14)$$

$$N_{x0} = \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} \frac{x}{x} = \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} = \text{const}, \quad (4.15)$$

где α_0 , α_1 и α_2 — соответственно углы наклона средней линии поясов по отношению к оси кронштейна.

Проанализировав выражения (4.13) и (4.14), можно установить, что значение N_x в первом варианте с ростом x будет убывать, во втором варианте увеличиваться. При $x = l$

$$N_{x0} = N_{x1} = N_{x2} = \frac{Pl}{B},$$

так как

$$B = 2 \operatorname{tg} \alpha_1 (l - a_1) = 2 \operatorname{tg} \alpha_2 (l + a_2) = 2l \operatorname{tg} \alpha_0.$$

При расчете кронштейна в первом приближении можно принять, что пояса работают на осевые усилия N_x . В этом случае стенка должна рассчитываться на сдвиг от полной силы P .

Для более точного расчета сечений поясов надо учитывать усилия, действующие вдоль оси пояса (рис. 4.4), равные $N'_{xi} = N_{xi} / \cos \alpha_i$. Тогда при расчете стенки кронштейна приходится учитывать ее разгрузку вертикальными составляющими $N'_{yi} = N_{xi} \operatorname{tg} \alpha_i$. Полная сдвигающая стенку сила будет

$$Q_i = P - 2N_{xi} \operatorname{tg} \alpha_i = P - 2N'_{xi} \sin \alpha_i, \quad (4.16)$$

при $\alpha = \alpha_0$

$$Q_0 = P - \frac{2P}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} \operatorname{tg} \alpha_0 = 0,$$

т. е. нагрузка на стенку отсутствует и кронштейн будет чисто ферменной конструкцией.

Определим площади сечений поясов для трех вариантов конструкций кронштейна

$$F_{\pi i} = \frac{N'_{xi}}{\sigma_B}, \text{ тогда}$$

$$F_{\pi 1} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_1} \frac{x}{x - a_1}; \quad (4.17)$$

$$F_{\pi 2} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_2} \frac{x}{x + a_2}; \quad (4.18)$$

$$F_{\pi 0} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_0}; \quad (4.19)$$

при $x = l$

$$F_{\pi 1} = \frac{Pl}{B\sigma_B \cos \alpha_1} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_1} \frac{l}{l - a_1};$$

$$F_{\pi 2} = \frac{Pl}{B\sigma_B \cos \alpha_2} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_2} \frac{l}{l + a_2};$$

$$F_{\pi 0} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_0}.$$

Потребная площадь стенки кронштейна определится как

$$F_{ст} = \frac{Q}{\tau_B} = \frac{P - 2N'_x \sin \alpha}{\tau_B},$$

тогда

$$F_{ст1} = \frac{P \left(1 - \frac{x}{x - a_1}\right)}{\tau_B} = \frac{P}{\tau_B} \left(1 - \frac{x}{x - a_1}\right); \quad (4.20)$$

$$F_{ст2} = \frac{P \left(1 - \frac{x}{x + a_2}\right)}{\tau_B} = \frac{P}{\tau_B} \left(1 - \frac{x}{x + a_2}\right). \quad (4.21)$$

Так как величина $x/(x - a_1)$ с ростом значения x уменьшается, то площадь сечения стенки в варианте 1 будет увеличиваться к основанию кронштейна. В варианте 2 потребное сечение стенки, наоборот, будет уменьшаться к основанию кронштейна.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Для всех трех вариантов исполнения кронштейнов в корневом сечении площади поясов близки по размерам и отличаются только величиной $1/\cos \alpha_i$;

2. Если оси поясов пересекаются в центре подшипника, то сечение поясов остается постоянным по всей длине кронштейна и равным $\frac{Pl}{B\sigma_B \cos \alpha_0} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_0}$.

3. Если оси поясов кронштейна пересекаются до оси подшипника, то площади сечений поясов увеличиваются от корневого сечения в направлении к подшипнику и имеют минимальное значение $F_{\pi \min} = \frac{Pl}{B\sigma_B \cos \alpha_1}$.

Сечение стенки кронштейна увеличивается в направлении к основанию кронштейна.

4. Если оси поясов кронштейна пересекаются за подшипником, то их сечения увеличиваются в направлении от подшипника к основанию, имея максимальное значение $F_{\pi \max} = \frac{Pl}{B\sigma_B \cos \alpha_2}$. Сечение стенки кронштейна увеличивается по мере приближения к подшипнику.

5. Если оси поясов кронштейна пересекаются в центре подшипника, то потребная толщина стенки $\delta_{от} \equiv 0$ и кронштейн

превращается в чисто ферменную конструкцию. Сжатый пояс фермы следует проверять на общую потерю устойчивости от действия силы

$$N'_0 = \frac{N_0}{\cos \alpha_0} = \frac{P}{2 \sin \alpha_0}.$$

6. Кронштейн, выполненный по варианту 1, имеет наибольшую массу. В связи с этим кронштейны, имеющие большое основание и малую длину, целесообразно заменять ферменной конструкцией с пересечением осей поясов в центре подшипника.

Пояса кронштейнов во всех трех вариантах необходимо рассчитать на местную потерю устойчивости, принимая площадь сечения пояса $F_{\Pi} = b\delta$, где b — ширина пояса; δ — толщина пояса.

Из соображения технологичности толщину пояса делают постоянной, а площадь сечения меняют путем изменения его ширины. Так как в вариантах 1 и 2 сопряжение пояса со стенкой имеет тавровое сечение, а для ферменного варианта сечение пояса выбирают в виде тавра, то при расчете на местную потерю устойчивости пояса лапку пояса шириной $b/2$ рассматривают как пластину, заделанную с одной стороны. В этом случае напряжение местной потери устойчивости будет иметь вид

$$\sigma_m = \frac{0,9kE}{\left(\frac{b}{2\delta}\right)^2},$$

где k — коэффициент, определяемый по справочнику в зависимости от формы сечения и вида заделки.

Если напряжение σ'_m превышает предел пропорциональности, то напряжение σ'_m определяют по эмпирической формуле

$$\sigma'_m = \sigma_b \frac{1 + \nu}{1 + \nu + \nu^2}, \quad (4.22)$$

где $\nu = \sigma_b / \sigma_m$.

Для ферменного кронштейна сжатый пояс необходимо проверить на общую потерю устойчивости по выражению

$$\sigma_{кр} = \frac{c\pi^2 E}{(l/i)^2},$$

где i — радиус инерции, c — коэффициент заделки, или, если $\sigma_{кр}$ превышает предел пропорциональности, то

$$\sigma'_{кр} = \sigma_b \frac{1 + \nu'}{1 + \nu' + \nu'^2},$$

где $\nu' = \sigma_b / \sigma_{кр}$.

На основании проведенных расчетов запишем порядок проектирования кронштейна (алгоритм проектирования).

Заданы: P — нагрузка на кронштейн, приложенная на оси вращения управляемой поверхности; l — расстояние от точки приложения нагрузки до плоскости крепления кронштейна на двухпоясной балке; B_{\max} — возможная максимальная ширина основания кронштейна из условия подхода при установке его между поясами балки.

Ширину B выбирает сам проектант, но с целью уменьшения массы желательнее разнести пояса кронштейна возможно дальше, т. е. до значения B_{\max} . Кронштейн чаще всего выполняется штамповкой из материалов АК4, АК6, АК8. Малоагруженные кронштейны изготавливают литьем из алюминиевого сплава АЛ9 или магниевых сплавов.

1. По заданной силе подбирают подшипник. Обычно в кронштейнах узлов подвески рулей используются радиальные сферические шарикоподшипники с выступающим внутренним кольцом. Такой подшипник допускает незначительное ориентирование, исключаящее заклинение узлов навески руля при деформациях киля или стабилизатора. Подшипник, устанавливаемый в проушину кронштейна, подбирается по заданной нагрузке по каталогу авиационных подшипников. Подшипник запрессовывается в проушину по соответствующей посадке и кернится или развальцовывается.

Толщина проушины должна быть равна

$$a = a_{\Pi} + 2c,$$

где a_{Π} — ширина внешней обоймы подшипника; c — расстояние от края проушины до внешней обоймы подшипника.

Величина c стандартизована и зависит от наружного диаметра подшипника. Например, для подшипников диаметром 20 ... 30 мм $c = 0,2$ мм; для подшипников диаметром 30 ... 40 мм $c = 0,25$ мм.

2. Определяют размеры проушины. Расчет ее ведется не на смятие, а на разрыв, так как соединение подшипника с проушиной неподвижное и $\sigma_{см} = (1 \dots 1,3) \sigma_b$. Из-за значительной толщины проушины a , обусловленной шириной подшипника, размер ее перемычки l получается обычно малым. Поэтому допустимую величину перемычки выбирают из условия ее прочности при запрессовке подшипника. Значения допустимых перемычек для проушин из разных материалов были приведены в подразд. 3.3.2. Диаметр болта, соединяющего кронштейны навески узлов, определяют по внутреннему диаметру подшипника. Обычно применяются стандартные болты для шарнирных соединений.

3. Определяют конфигурацию кронштейна. Из основания, ограниченного размером B_{\max} (рис. 4.5), проводят касательные к проушине. Они будут являться границей поясов кронштейна. Касательные продолжают до пересечения с осью кронштейна. Так как толщина поясов δ мала, то можно условно принять, что расстояние от точки пересечения касательных до оси подшипника и является размером a_2 , а образованный ими с осью угол и есть

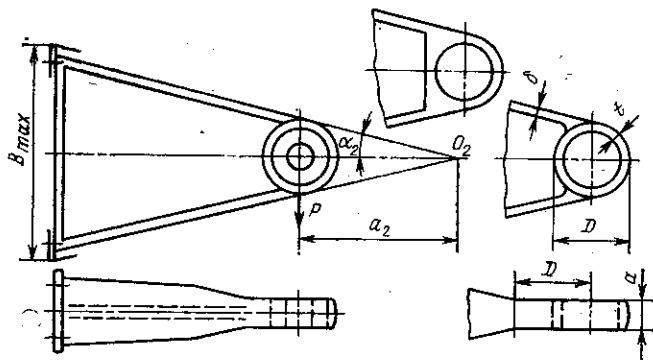


Рис. 4.5. Основные элементы симметричного кронштейна

угол α_2 . Если толщина поясов будет значительной, то положение точки O_2 можно будет в дальнейшем уточнить.

4. Определяют площадь сечения поясов кронштейна. Для этого замеряют размер a_2 и определяют значение $\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{B_{\max}}{2(l + a_2)}$; по тангенсу находят угол α_2 , $\sin \alpha_2$ и $\cos \alpha_2$. Ширину кронштейна до сечения $x = (0,8 \dots 1) D$ принимают постоянной, равной толщине проушины a . В этом сечении кронштейн переходит в двутавр и имеет минимальную площадь сечения пояса, определяемую выражением

$$F_{\Pi} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_2} \frac{D}{D + a_2} \text{ при } x = D.$$

Так как $F_{\Pi} = b\delta$, а $b_D = a$, то $\delta = F_{\Pi D}/a = \text{const}$.

Из условия технологичности толщина пояса δ кронштейна остается постоянной по его длине. Ширина пояса определяется выражением

$$b_{\max} = \frac{F_{\Pi \max}}{\delta} = \frac{Pl}{B\sigma_B \delta \cos \alpha_2}.$$

Зная действующую силу P и задаваясь материалом кронштейна σ_B , определяют b_D и b_{\max} .

Если полученная ширина b_{\max} конструктивно не увязывается с размерами подошвы кронштейна, то несколько изменяют толщину пояса δ . После этого определяют необходимые сечения пояса по длине кронштейна по выражению

$$F_{\Pi x} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_2} \frac{x}{x + a_2}.$$

Для данной конфигурации кронштейна при найденных значениях $\sin \alpha_2$ и a_2

$$F_{\Pi x} = \text{const} \frac{x}{x + a_2}.$$

Используя табл. 4.1 значений $x/(x + a_2)$ для известного a_2 , или графики, приведенные на рис. 4.6, находят изменение площади

Таблица 4.1

x	Значения $\frac{x}{x + a_2} = f(x)$																		
	a_2																		
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100				
10	0,365	0,286	0,250	0,223	0,200	0,182	0,167	0,154	0,143	0,133	0,125	0,118	0,110	0,100	—				
20	0,500	0,445	0,400	0,364	0,333	0,307	0,286	0,266	0,250	0,237	0,222	0,211	0,200	0,182	0,167				
30	0,600	0,544	0,500	0,461	0,427	0,400	0,375	0,353	0,333	0,316	0,300	0,286	0,273	0,250	0,230				
40	0,666	0,615	0,572	0,532	0,500	0,470	0,444	0,421	0,400	0,381	0,364	0,348	0,334	0,308	0,286				
50	0,715	0,666	0,625	0,588	0,556	0,525	0,500	0,476	0,455	0,436	0,416	0,400	0,385	0,358	0,333				
60	0,750	0,706	0,666	0,630	0,600	0,571	0,545	0,522	0,500	0,480	0,461	0,445	0,428	0,400	0,375				
70	0,778	0,736	0,700	0,666	0,636	0,608	0,584	0,560	0,538	0,518	0,500	0,483	0,466	0,437	0,411				
80	0,800	0,762	0,730	0,696	0,667	0,640	0,615	0,593	0,571	0,551	0,533	0,516	0,500	0,470	0,444				
90	0,820	0,784	0,750	0,720	0,691	0,666	0,644	0,620	0,600	0,580	0,562	0,545	0,528	0,500	0,474				
100	0,833	0,800	0,770	0,742	0,715	0,690	0,668	0,645	0,625	0,607	0,590	0,572	0,555	0,526	0,500				
110	0,846	0,814	0,786	0,759	0,733	0,709	0,688	0,667	0,647	0,629	0,611	0,595	0,579	0,550	0,524				
120	0,857	0,828	0,799	0,774	0,750	0,727	0,706	0,686	0,667	0,649	0,632	0,615	0,600	0,571	0,545				
130	0,867	0,839	0,813	0,788	0,765	0,743	0,722	0,703	0,684	0,667	0,650	0,634	0,619	0,590	0,565				
140	0,875	0,848	0,824	0,799	0,778	0,757	0,737	0,718	0,700	0,683	0,667	0,651	0,636	0,609	0,583				
150	0,882	0,857	0,833	0,811	0,789	0,769	0,750	0,732	0,714	0,698	0,682	0,667	0,652	0,625	0,600				
160	0,889	0,865	0,842	0,821	0,800	0,780	0,762	0,744	0,727	0,711	0,696	0,681	0,667	0,640	0,615				
170	0,895	0,872	0,850	0,829	0,810	0,791	0,773	0,756	0,739	0,723	0,708	0,694	0,680	0,654	0,629				
180	0,900	0,878	0,857	0,837	0,818	0,799	0,783	0,766	0,749	0,735	0,720	0,706	0,692	0,667	0,643				
190	0,905	0,884	0,864	0,844	0,826	0,809	0,791	0,776	0,760	0,745	0,731	0,717	0,703	0,679	0,655				
200	0,909	0,889	0,869	0,851	0,833	0,816	0,800	0,784	0,769	0,755	0,741	0,727	0,714	0,689	0,667				

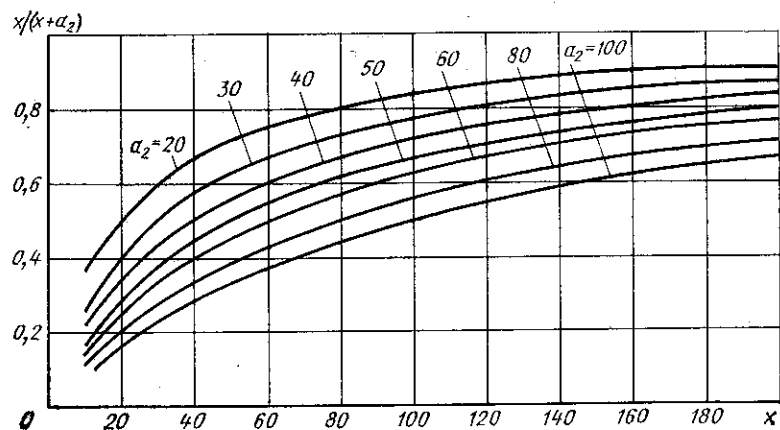


Рис. 4.6. Зависимость $x/(x+a_2)$ от x

сечения пояса по длине кронштейна. Анализируя график изменения $x/(x+a_2)$ вдоль кронштейна, можно отметить, что для заданного a_2 он повторяет характер изменения площади пояса и соответственно его ширины. Характерно малое изменение потребной ширины пояса примерно до половины длины кронштейна. Причем чем больше длина, тем монотоннее убывает потребная ширина пояса в направлении к оси подшипника. С увеличением значения a_2 кривая $x/(x+a_2)$ становится все более пологой. Вблизи от подшипника наблюдается достаточно резкое изменение (уменьшение) потребной ширины пояса.

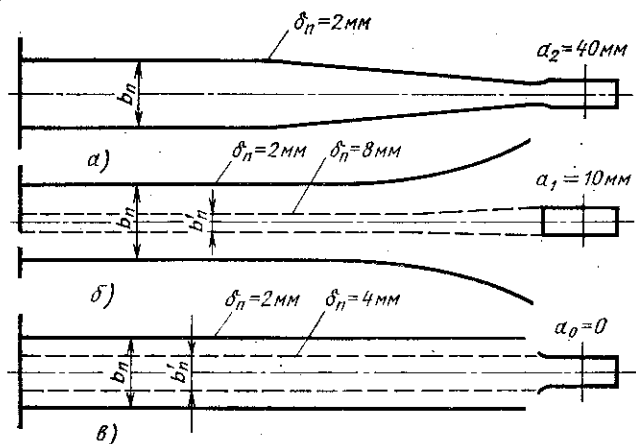


Рис. 4.7. Конфигурации поясов симметричных кронштейнов для трех расчетных случаев:

a — оси поясов пересекаются в центре проушины; $б$ — оси поясов пересекаются перед центром проушины; $в$ — оси поясов пересекаются за центром проушины

На рис. 4.7 показаны конфигурации поясов кронштейнов для трех расчетных случаев $a_2 = 40$ мм, $a_1 = 10$ мм, $a_0 = 0$, $l = 150$ мм, $B = 100$ мм, $\tan \alpha_2 = 0,263$; $\sin \alpha_2 = 0,255$; $P = 1000$ даН; $\sigma_B = 40$ даН/мм². Расчет этих поясов дается в приложении 4.

Проектируемый кронштейн с соотношением $(b/\delta)_{\max}$ проверяют на местную потерю устойчивости, после чего считают пояса кронштейна спроектированными.

5. Определяют потребную толщину стенки кронштейна $\delta_{ст}$. Площадь сечения стенки задается выражением

$$F_{стx} = \frac{P}{\tau_B} \left(1 - \frac{x}{x+a_2}\right) = \frac{P}{0,65\sigma_B} \left(1 - \frac{x}{x+a_2}\right).$$

Сечение стенки увеличивается по мере приближения к проушине. Из соображения технологичности стенку выполняют постоянной толщиной $\delta_{ст}$, равной значению в сечении, близком к $x = D$, $\delta_{ст} = F_{стx}/H_x$. Пользуясь табл. 4.1, находят $F_{стx}$ для нескольких сечений. Зная $\delta_{ст}$, вычисляют потребную высоту стенки по длине кронштейна. Лишний материал стенки убирают с помощью вырезов. В зоне основания кронштейна оставляют перемычку площадью

$$F_{с-с} = \frac{P}{\sigma_B} \left(1 - \frac{l}{B} \tan \alpha_2\right).$$

Эта перемычка необходима для восприятия вертикальной составляющей сил в зоне крепления пояса кронштейна.

6. Рассчитывают болты крепления кронштейна. Болты подбирают из условия работы на разрыв и срез. Для уменьшения нагрузки на болты их следует размещать как можно дальше от оси кронштейна, располагая на уровне поясов. Ширину основания, на которой располагаются болты (рис. 4.8), желательно брать как можно меньшей для уменьшения влияния местного изгиба основания под каждым болтом. При этом минимальное расстояние от стенки кронштейна до оси болта определяется из условия возможности подхода гаечным ключом. Если для передачи осевой и перерезывающей сил достаточно крайних болтов, то целесообразно убрать среднюю часть основания (заштрихованная область на рис. 4.9). Этим облегчают сборку и уменьшают поверхность основания, которую надо обрабатывать для точного прилегания ее к стенке.

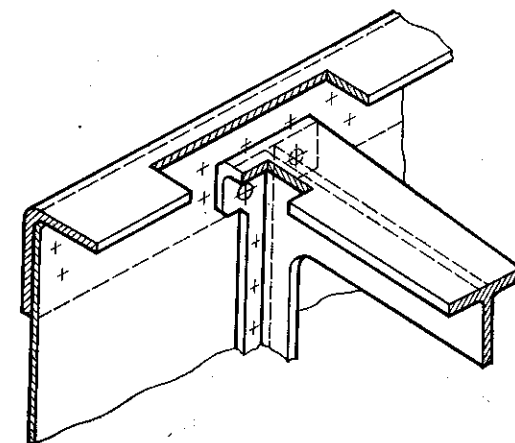


Рис. 4.8. Установка кронштейна на стенку

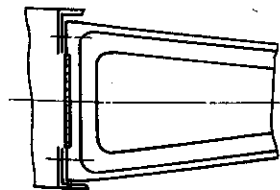


Рис. 4.9. Основание кронштейна

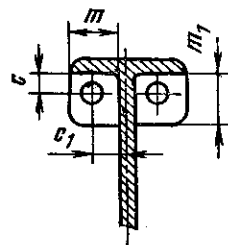


Рис. 4.10. Схема расчета болтов крепления кронштейна

Растягивающие усилия, приходящиеся на все болты:

$$P_b = \frac{Pl}{nH_b},$$

где n — число болтов сверху или снизу; H_b — расстояние между верхними болтами.

Усилие среза, воспринимаемое болтом:

$$P_{б.ср} = \frac{P}{2n},$$

где $2n$ — полное число болтов.

По каждому усилию по ГОСТу подбирают диаметр болта. Из двух диаметров выбирают наибольший и для него определяют суммарное действующее напряжение от среза и растяжения

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_v,$$

$$\text{где } \sigma_p = \frac{P_b}{F_b}; \tau = \frac{P_{б.ср}}{F_b}.$$

7. Рассчитывают толщину основания кронштейна.

Основание кронштейна надо рассчитать на смятие под болтами и на местный изгиб под отдельным болтом.

Из условия смятия толщина основания

$$\delta_{осн} = \frac{P_{б.ср \max}}{d_b \sigma_{см}},$$

где $P_{б.ср \max}$ — наибольшее срезающее усилие, действующее на болт; d_b — диаметр болта; $\sigma_{см} = 1,3\sigma_v$ — напряжение смятия основания.

Так как толщина основания (или бобышки на основании под болты) постоянна, то расчет ее проводим по наиболее нагруженному болту.

Из условия изгиба (рис. 4.10)

$$\sigma = \frac{P_b c}{W} = \frac{6P_b c}{m \delta_{осн}^2} \leq \sigma_v, \quad (4.23)$$

где $W = J/y$ — момент сопротивления, или, если $c_1 > c$:

$$\sigma = \frac{P_b c_1}{W_1} = \frac{6P_b c_1}{m_1 \delta_{осн}^2}. \quad (4.24)$$

4.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРОНШТЕЙНОВ НАВЕСКИ РУЛЕЙ, ДОПУСКАЮЩИХ КОМПЕНСАЦИЮ В ОСЕВОМ НАПРАВЛЕНИИ

В процессе постановки кронштейнов подвески рулей на агрегат очень трудно обеспечить параллельность их осей (рис. 4.11). Непараллельность может привести к затруднению поворота рулевых поверхностей и в отдельных случаях к заклиниванию рулей. Повышение точности изготовления и сборки увеличивает стоимость производства. Простейшим решением, позволяющим обеспечить параллельность осей, является применение кронштейнов с компенсатором (их еще называют кронштейнами с промежуточной серьгой), которые нашли в настоящее время широкое распространение.

В узлах навески такого типа (рис. 4.12, а) появляется лишняя связь серьги с кронштейном, позволяющая установить серьгу точно по оси $O-O$, т. е. перпендикулярно оси вращения руля. После установки серьги болт ее крепления к кронштейну затягивается, и соединение становится неподвижным. В проушину серьги вставляется шариковый сферический подшипник, допускающий перекос в $1-2^\circ$. Проушины серьги работают на разрыв и смятие от сил $N_1 = Pl_1/a_1$, проушины кронштейна — от сил $N_2 = Pl_1/H_2$. Болт работает на срез от сил $N_b = Pl_1/H_b$. Для уменьшения массы серьги и болта желательно сильнее разносить проушины серьги, насколько это позволяют проушины основного кронштейна. Сечения поясов и стенок серьги и кронштейна определяют по рас-

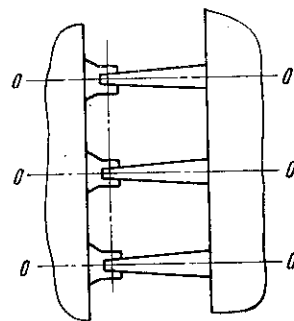


Рис. 4.11. Расположение узлов подвески рулевой поверхности

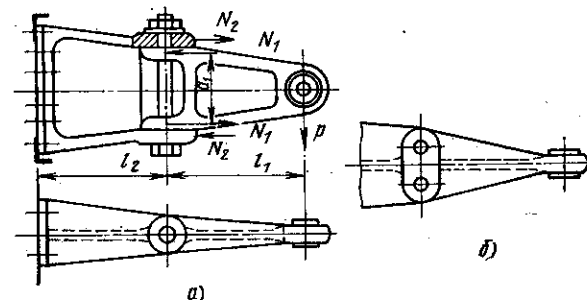


Рис. 4.12. Кронштейн подвески рулевой поверхности:

а — кронштейн, допускающий осевую компенсацию при установке; б — кронштейн, не допускающий осевой компенсации

смотренной в разд. 4.1 методике. Применение подобного типа конструкций узлов подвески дает еще определенное преимущество при сборке. Серьга заранее устанавливается на кронштейне руля при его сборке, а подвеска руля осуществляется постановкой вертикального болта, соединяющего серьгу с основным кронштейном. Так как для выдерживания базы узлов подвески требуется установка одного жесткого (фиксирующего) узла, то его можно выполнить по схеме рассмотренного ранее жесткого кронштейна, но технологически целесообразнее применить для него конструкцию с промежуточной серьгой, но зафиксированной двумя вертикальными болтами, не допускающими ориентировки (рис. 4.12, б).

4.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДВЕСКИ РУЛЕЙ ТИПА КАРДАННОГО ШАРНИРА

При проектировании рулевых поверхностей большой протяженности из-за значительных деформаций крыла их разбивают на две секции, подвешенные каждая на двух узлах. В этом случае целесообразно внешние узлы подвески установить на ограничивающих элерон нервюрах, а средние объединить в один общий узел типа карданного шарнира, допускающий взаимное перемещение секций друг относительно друга в двух плоскостях. К этому узлу подводится и качалка привода элерона. Одно из возможных конструктивных решений среднего узла элерона приведено на рис. 4.13. В рассматриваемой конструкции проушины I левой и II — правой секций выполнены во взаимно перпендикулярных плоскостях. Они крепятся болтами к проушинам звена I узла и обеспечивают возможность взаимного поворота двух секций, что предотвращает заклинивание элерона. Элероны подвешиваются через звено I к стальным накладкам нервюр крыла 3 и 4. В месте

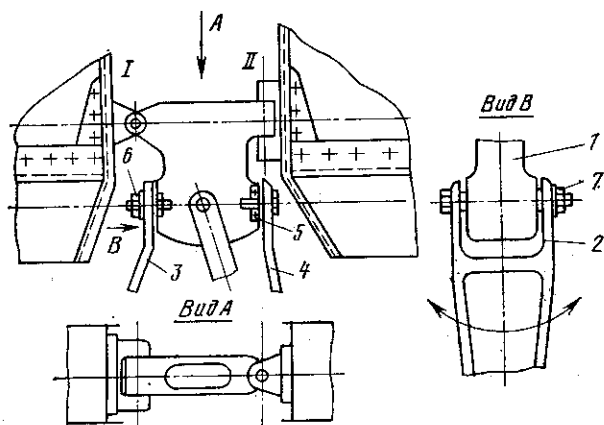


Рис. 4.13. Карданный узел подвески

подвески в звено I запрессовываются шариковые подшипники 5. Подвеска осуществляется двумя шпильками 6. Для управления элероном к звену I в плоскости, перпендикулярной оси вращения, устанавливается качалка 2, закрепляемая болтом 7.

4.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРОНШТЕЙНОВ И КАЧАЛОК СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

4.4.1. Проектирование качалок системы управления

Качалки системы управления подразделяются на несилловые, назначение которых — поддержание тяг проводки без изменения их направления (рис. 4.14, а), и силовые, при помощи которых производится изменение направления движения тяг. Силовые поворотные качалки выполняются как с двумя рычагами (типа кронштейнов), лежащими на одной прямой, так и с рычагами, расположенными под произвольным углом друг к другу в данной плоскости, перпендикулярной оси втулки (ступицы) (рис. 4.14, б, в). Для обеспечения жесткости концы качалок, расположенных под углом друг к другу, должны быть связаны жестким звеном, нагруженным продольными силами. Качалки системы управления изготавливают штамповкой из материалов АК4, АК6. Проушины качалок чаще выполняют двойными. Одинарная проушина с подшипником устанавливается в тягах управления, так как в них предусматривается стальной наконечник, в который запрессовывается подшипник. Для повышения прочности проушин вилок качалки на смятие в них запрессовывают стальные втулки. Если подшипник, установленный в тяге, имеет выступающее внутреннее кольцо, то втулки торцуются заподлицо с поверхностью проушины. Если подшипник без выступающего внутреннего кольца, то запрессовываются втулки с буртом. Втулки стандартизованы. Рычаги качалок коромыслового типа выполняют двутаврового сечения с тонкой стенкой. Рычаг качалки от вилки до ступицы работает на изгиб, аналогично кронштейну.

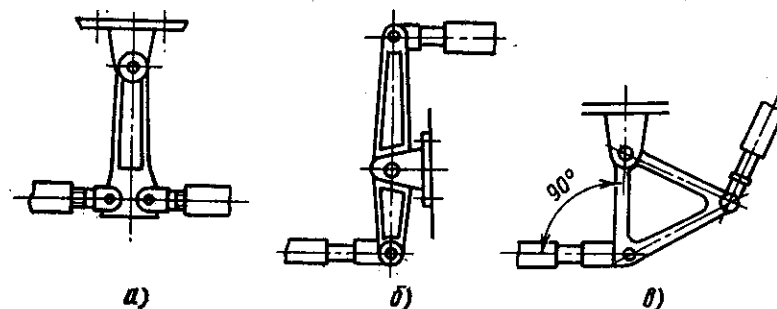


Рис. 4.14. Виды качалок управления:

а — поддерживающая качалка; б — рычажная качалка; в — качалка замкнутой треугольной формы

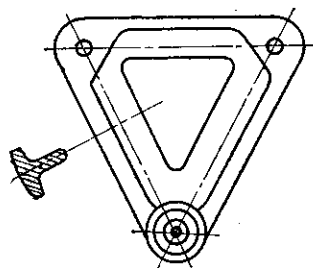


Рис. 4.15. Качалка управления замкнутой треугольной формы

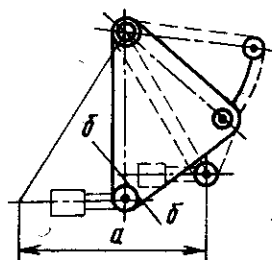


Рис. 4.16. Определение выреза в проушине качалки

Нагрузки на рычаги незначительны, и часто их сечение определяется не из условия прочности, а из соображений жесткости и технологичности. Для повышения жесткости угловые качалки выполняют замкнутой треугольной формы (рис. 4.15). При проектировании таких качалок необходимо обеспечить пересечение осей всех проушин в центре ступицы и расположение центров тяжести сечений ребер на этих осях. В этом случае, по аналогии с кронштейном, при нагрузке, действующей в плоскости качалки, все ее ребра будут работать только на осевые усилия и схема будет чисто ферменной. Если это условие не соблюдается или если действуют дополнительные боковые силы, то в элементах качалки может возникнуть изгиб и требуется постановка стенок.

При проектировании вилки качалки необходимо назначить такую глубину фрезерования паза в вилке под наконечник, чтобы не было «закусывания» тяги в качалке (рис. 4.16). При этом паз в качалке целесообразно фрезеровать наискось, благодаря чему снижается высота проушины вилки качалки и повышается устойчивость качалки и вилки при сжатии (линия б—б на рис. 4.16). Максимальный ход тяги обозначен буквой a . Особенно ответственным узлом качалки является ступица, которая должна обеспечить свободное вращение качалки без заедания, а также отсутствие люфта вдоль оси вращения качалки. Для обеспечения базы при возможных боковых непредвиденных нагрузках в ступице устанавливаются два разнесенных подшипника. При этом ширину ступицы рекомендуется принимать не менее 25 ... 30 мм. В основном применяют два типа ступиц. На рис. 4.17, а показана ступица с двухсторонней расточкой гнезд под подшипники. Подшипники запрессовываются в них и заделываются в соответствии с ГОСТом или запрессовываются на клею ВК-9, применение которого возможно в пределах температур $\pm 60^\circ\text{C}$. Внутренние кольца подшипника распирают распорной втулкой, имеющей на своей поверхности два кольцевых выступа, обеспечивающих расположение ее оси по оси ступицы. Эту втулку устанавливают, чтобы предотвратить перетяг внутреннего кольца подшипника при затяжке осевого болта. Недостатком такого конструктивного реше-

ния является необходимость двухсторонней расточки гнезд под подшипники, при которой трудно выдержать соосность. На рис. 4.17, б показана установка подшипников при сквозной расточке гнезд. Эта конструкция более технологична, опорой внешних колец подшипника в этом случае являются разжимные стопорные кольца, обеспечивающие восприятие значительных осевых нагрузок. Внутренние кольца также распирают втулкой. В нейтральном положении тяги подходят к качалке под прямым углом к ребрам (если в системе управления нет дифференциальности). В процессе управления эти углы меняются. Нагрузки от тяг управления на качалки задаются после расчета кинематики управления (в соответствии с кинематической схемой). Как правило, максимальные нагрузки на качалки возникают не в нейтральном, а в каком-то промежуточном положении. На эти нагрузки и проводится расчет качалок.

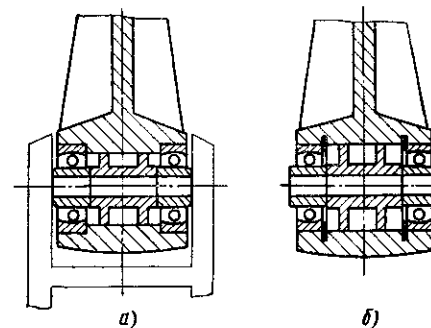


Рис. 4.17. Два типа ступиц качалки

При проектировочном расчете вилки качалки рассчитывают на разрыв в соответствии с методикой расчета проушин, изложенной в подразд. 3.31. Основание вилки проверяют на совместное действие изгибающего момента и перерезывающей силы. При расчете вилки сечение болта, крепящего тягу, считается заданным из расчета тяги управления и соответствующего подбора установленного в ней подшипника. Расчет ребер ферменной качалки ведут по схеме, приведенной на рис. 4.18. Заданные силы, передаваемые тягами, раскладываются в направлении ребер. Так, сила P_1 раскладывается на N_{1-2} , действующую по ребру 1—2, и N_{1-3} , направленную по ребру 1—3. Так же раскладывается сила P_2 . Так как сумма моментов всех сил, действующих на качалку, равна нулю относительно центра ступицы, то составляющие $N_{1-2} = N_{2-1}$ и равнодействующая всех сил проходит через точку 3. Для опреде-

ления является необходимость двухсторонней расточки гнезд под подшипники, при которой трудно выдержать соосность. На рис. 4.17, б показана установка подшипников при сквозной расточке гнезд. Эта конструкция более технологична, опорой внешних колец подшипника в этом случае являются разжимные стопорные кольца, обеспечивающие восприятие значительных осевых нагрузок. Внутренние кольца также распирают втулкой. В нейтральном положении тяги подходят к качалке под прямым углом к ребрам (если в системе управления нет дифференциальности). В процессе управления эти углы меняются. Нагрузки от тяг управления на качалки задаются после расчета кинематики управления (в соответствии с кинематической схемой). Как правило, максимальные нагрузки на качалки возникают не в нейтральном, а в каком-то промежуточном положении. На эти нагрузки и проводится расчет качалок.

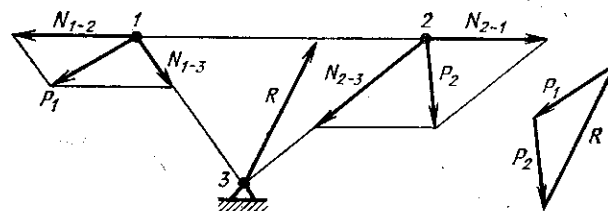


Рис. 4.18. Усилия, действующие на элементы качалки управления

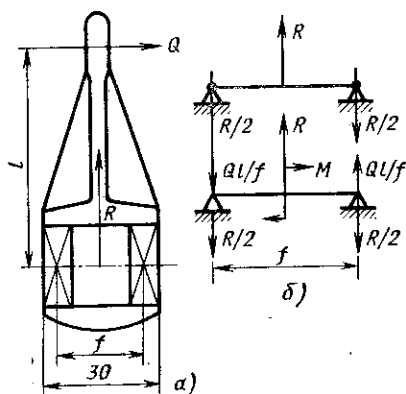


Рис. 4.19. Нагружение ступицы качалки

ления равнодействующей всех сил, приложенных к ступице, строим треугольник сил, параллельных заданным. Замыкающая треугольник сила по величине равна равнодействующей R , а по направлению должна быть ей параллельна. Прикладываем эту силу к ступице качалки. Каждый из двух подшипников, устанавливаемых во втулке, подбирается на половину этой нагрузки (рис. 4.19, а). Если на качалку действует еще дополнительная боковая сила, приложенная в перпендикулярной плоскости, то момент от этой силы вызывает пару сил (рис. 4.19, б) догружающую один и разгружающую второй подшипник нагрузкой Ql/f (см. рис. 4.19, б). Суммарная нагрузка, на которую подбирается подшипник, равна $R_{\Pi} = Ql/f + R/2$.

Ребра качалки рассчитывают на продольный изгиб от направленных по ним осевых усилий. Ребра, как правило, имеют тавровое сечение. Если площади сечений всех ребер одинаковы, то на продольный изгиб рассчитывают наиболее длинное ребро, а также ребро, на которое действуют наибольшие нагрузки. Если на одно из звеньев качалки действует боковая нагрузка, перпендикулярная ее плоскости, то в конструкцию качалки необходимо ввести тонкую стенку и рассматривать ее как зашитую поясную раму.

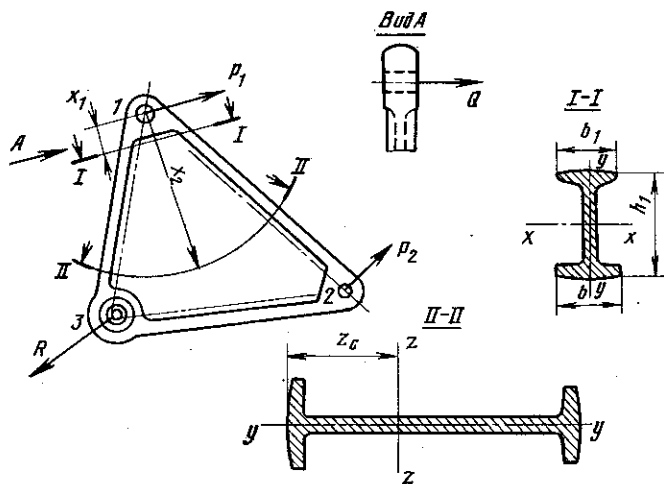


Рис. 4.20. Качалка, нагруженная боковыми усилиями

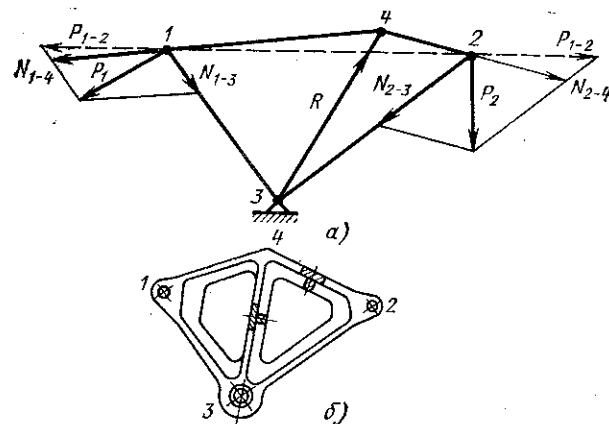


Рис. 4.21. Качалка с дополнительным ребром

При проектировочном расчете одно-два сечения рассчитывают на изгиб (рис. 4.20). Во-первых, рассчитывают на изгиб в двух плоскостях сечение I—I: определяют изгибающий момент от сил P_1 и Q на плече x_1 , моменты инерции сечения J_x и J_y , напряжения $\sigma_x = \frac{M_{P1}x_1/2}{J_x}$; $\sigma_y = \frac{M_{Qb}y/2}{J_y}$; $\sigma_{\Sigma} = \sigma_x + \sigma_y$ и запас прочности $\eta = \sigma_{\Sigma}/\sigma_{\Sigma}$. Далее рассчитывают сечение II—II, в котором действует наибольший изгибающий момент, расположенное на расстоянии x_2 от проушины. Так как момент от поперечной силы в основном передается ребром 1—3, то целесообразно сечение этого ребра выполнить большим. В этом случае при расчете на изгиб сечения II—II в качестве главных осей следует выбирать оси, проходящие через центр тяжести сечения ($z-z$ и $y-y$). Определим величину $z_c = \sum Fz/\sum F$. Относительно этих осей находят J_z и J_y , σ_y и σ_z . После чего определяют $\sigma_{\Sigma} = \sigma_y + \sigma_z$ и $\eta = \sigma_{\Sigma}/\sigma_{\Sigma}$.

Минимальную массу всегда будут иметь ферменные качалки (при отсутствии действия боковых сил) со стержнями (ребрами), нагруженными осевыми усилиями. Но при большом растворе треугольной качалки в ряде случаев ребро 1—2 оказывается большой длины, и обеспечение его устойчивости на сжатие требует значительного увеличения массы конструкции. В этом случае бывает целесообразным введение дополнительного ребра 3—4. Тогда ребро 1—2 трансформируется в два слабонагруженных элемента 1—4 и 4—2. Желательно найти такое положение ребра 3—4, чтобы при наибольших нагрузках, действующих на качалку, ее масса была бы минимальной. Для того чтобы ребро 3—4 не было нулевым, неработающим стержнем фермы, ребра 1—4 и 4—2 устанавливаем под некоторым углом (рис. 4.21, а). По-видимому, целесообразно расположить дополнительное ребро по направлению действия равнодействующей R . Примерный конструктивный вид качалки показан на рис. 4.21, б.

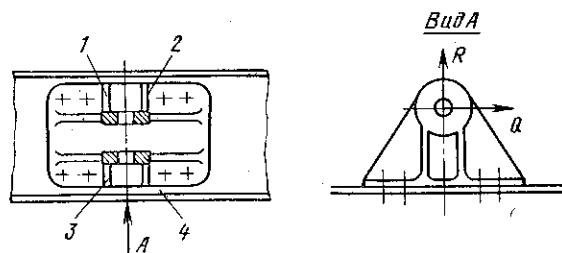


Рис. 4.22. Кронштейны системы управления

4.4.2. Проектирование кронштейнов системы управления

Кронштейны подвески качалок, рычагов и различных механизмов к силовым элементам каркаса планера имеют свои особенности. Одним из основных требований к этим кронштейнам является обеспечение их жесткости, так как недостаточная жесткость может сильно снизить жесткость всей проводки управления. В связи с этим при проектировании кронштейнов необходимо обращать особое внимание на обеспечение передачи нагрузок кратчайшими путями, что является одним из основных условий для обеспечения повышенной жесткости. Ребра кронштейнов должны соединять точки крепления качалок, передающих нагрузку на кронштейн, и точки крепления кронштейна к силовым элементам каркаса. Так как подшипники устанавливаются в ступице качалки с определенным разнесением (ширина ступицы 25—30 мм), то на кронштейне должны быть предусмотрены две широко разнесенные проушины (рис. 4.22). При проектировании кронштейна надо учитывать возможность возникновения в системе управления не предусмотренных боковых нагрузок. С целью обеспечения жесткости на нем устанавливаются дополнительные ребра (1, 2, 3, 4) в направлении, перпендикулярном проушинам. Так как нагрузки, действующие на кронштейны, как правило, невелики, то для повышения их жесткости целесообразно выполнять их из легких материалов достаточно большого сечения. Их можно изготавливать литьем из магниевых сплавов типа ВМ-63, а также штамповкой из АК4, АК6. Кронштейны рассчитывают по методике, рассмотренной ранее; соединение болта с проушиной кронштейна считают неподвижным.

4.5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТЫКОВЫХ УЗЛОВ

Стыковые узлы служат для соединения между собой отдельных частей самолета и передачи усилия с одной части на другую. Стыковые узлы относятся к группе разъемных неподвижных соединений. В зависимости от вида передаваемой нагрузки их можно подразделить на узлы, передающие только силы, так

называемые шарнирные узлы, и узлы, передающие силы и момент. Шарнирные узлы используются в основном для соединения продольных стенок крыла и оперения, не работающих на изгиб. Моментными узлами стыкуют лонжероны крыла, оперения и других агрегатов.

Так как стыковые узлы являются особо ответственными элементами конструкции, то для повышения безопасности при их расчете разрушающую нагрузку принимают в 1,25 раза большей.

4.5.1. Проектирование стыковых узлов, передающих поперечную силу

При стыковке стенок крыла и оперения широко используются так называемые шарнирные стыковые узлы. Эти узлы предназначены для передачи в месте разъема стенки действующей по ней перерезывающей силы и незначительной осевой силы, возникающей от изгиба (изгиб от силы лобового сопротивления). Так как помимо шарнирных в конструкции предусматриваются и моментные узлы, стыкующие лонжероны, то перемещения в шарнирных узлах отсутствуют и их соединение с ответными проушинами является неподвижным.

Конструкция шарнирных узлов зависит от величины передаваемой нагрузки и от строительной высоты стенки, на которой они устанавливаются. При незначительной нагрузке и большой высоте стенки нецелесообразно делать хвостовик узла на всю высоту стенки и на ее пояса. В этом случае хвостовик выполняется плоским, так же как и сам узел (рис. 4.23, а), и его размер определяется числом болтов или заклепок, необходимых для его установки на стенке с целью передачи действующей силы Q и момента, возникающего от внецентренного приложения нагрузки. Так как соединение узла со стенкой при этом будет односрезным, то возникает некоторый эксцентриситет при передаче сил, снижающий сопротивление усталости. Если имеется двухсторонний подход к стенке, то целесообразней соединение с ней узла выполнять двухсрезным (рис. 4.23, б). В этом случае не только

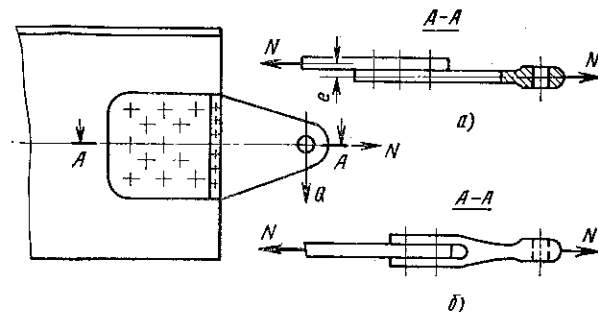


Рис. 4.23. Плоский шарнирный узел крыла, установленный на стенке

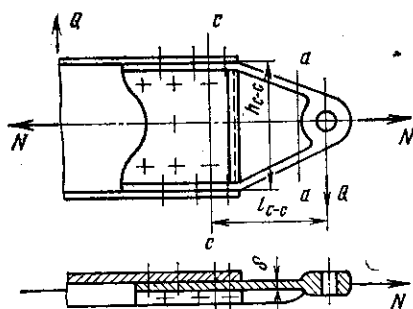


Рис. 4.24. Шарнирный узел крыла, установленный на стенке и имеющий пояс

повышается сопротивление усталости, но и уменьшаются число крепежных элементов и соответственно размеры хвостовика узла, что снижает его массу. Такие узлы изготавливают из стали 30ХГСА и штампуемых алюминиевых сплавов

типа АК4, АК6. При малой строительной высоте стенки и больших значениях действующих сил хвостовик узла выполняется на всю высоту стенки двухпоясной конструкции (рис. 4.24), практически узел представляет собой башмак с одной проушиной. В качестве заготовки для башмака применяют штамповку из алюминиевых сплавов типа АК4, АК6 или при больших нагрузках из 30ХГСА. В проушину алюминиевого башмака желательно запрессовать стальную втулку для повышения ее прочности на смятие под стальным болтом.

Для определения параметров стыкового соединения составим алгоритм расчета башмака и его крепления.

1. Определяют требуемое сечение болта из условия среза суммарной силой $R = \sqrt{Q^2 + N^2}$.

2. Рассчитывают проушину на разрыв и смятие (алгоритм расчета проушины был приведен в разд. 3.3).

3. Определяют требуемую толщину стенки δ из расчета сечения $a-a$ на разрыв силой N и срез силой Q .

4. Сечение пояса выполняют постоянным, определяя его ширину из конструктивных соображений — возможности крепления к поясам стенки, а толщину из условия смятия под болтами крепления к поясу стенки. В зоне излома пояса башмака необходимо устанавливать вертикальный профиль, воспринимающий составляющие сил, вызывающих сжатие стенки башмака.

5. Задаются числом и диаметром болтов (заклепок) крепления башмака к стенке. Составляют алгоритм расчета болтов в соответствии с подразд. 3.2.3. В алгоритме учитывают, что сила N распределена между всеми болтами пропорционально их жесткостям на срез. Силу Q воспринимают только болты крепления стенки башмака к стенке. Момент относительно центра жесткости от силы Q воспринимается всеми болтами. Плечо r_i относительно центра жесткости для всех болтов крепления пояса башмака к поясу стенки находится на одинаковом расстоянии от пояса и измеряется по перпендикуляру, опущенному из центра жесткости на плоскость среза вертикальных болтов. При окончательном выборе диаметра болтов надо проводить проверку стенки, к которой крепится башмак, на смятие. Сумма расстояний между болтами

в наиболее нагруженном сечении $c-c$ должна быть не меньше высоты стенки башмака в сечении $a-a$. Размеры пояса башмака определяют из расчета сечения $c-c$. Допустим, что пояса воспринимают только осевые силы от изгибающего момента $M = Ql$. В сечении $c-c$ этот момент равен $M_{c-c} = Ql_{c-c}$. Тогда требуемое сечение пояса будет

$$F_{II} = \frac{Ql_{c-c}}{h_{c-c}\sigma_B},$$

где h_{c-c} — расстояние между центрами тяжести сечений поясов.

С точки зрения технологии сборки башмак лучше выполнять без поясов, так как это упрощает его установку. Но при этом увеличивается толщина стенки башмака δ , следовательно, и эксцентриситет при передаче сил, что снижает сопротивление усталости соединения и его ресурс.

4.5.2. Проектирование стыковых узлов, передающих изгибающий момент и поперечную силу

Типичным представителем узлов, передающих силу и момент, являются стыковые узлы лонжеронов крыла и оперения. Эти узлы служат для передачи в зоне стыка момента от осевых сил, действующих по оси центров тяжести поясов лонжеронов; поперечной силы, передаваемой стенкой лонжерона, и поперечной силы, возникающей от действия крутящего момента, воспринятого бортовой нервюрой. Кроме того, они воспринимают еще незначительную боковую силу от лобового сопротивления крыла или оперения.

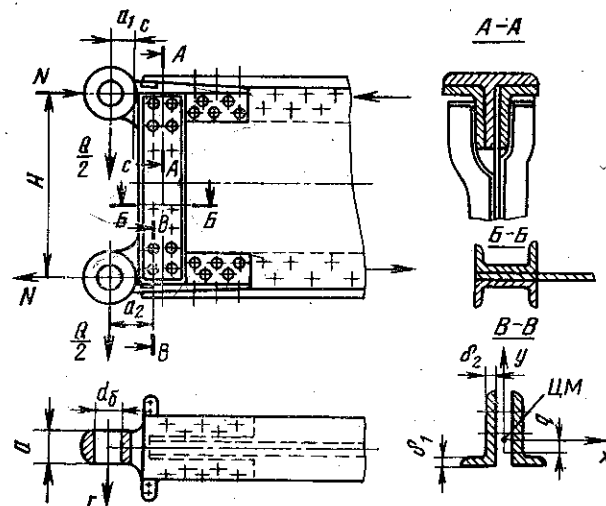


Рис. 4.25. Стыковой узел крыла, передающий силу и момент

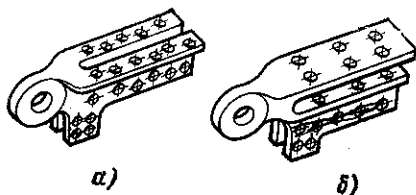


Рис. 4.26. Виды стыковых башмаков

Стыковой узел может быть выполнен как с вертикально (рис. 4.25), так и с горизонтально расположенными проушинами. Узел выполнен в виде двух стыковых башмаков, установленных на поясах лонжеронов. При малой строительной высоте крыла возможно объединение двух башмаков в один общий узел. В настоящее время технологически возможно выполнять стыковые проушины за одно целое с поясом лонжерона. Но как бы ни были выполнены верхняя и нижняя проушины, между ними обязательно должна существовать жесткая связь; в рассматриваемой схеме эта жесткая связь осуществляется в виде вертикального профиля, распределяющего между ними поровну перерезывающую силу Q . Стыковые узлы обычно изготавливают из стали 30ХГСА штамповкой, а затем механической обработкой доводят до требуемых размеров. Обработке подлежат поверхности сопряжения узла с поясами лонжеронов, боковые поверхности проушин. Сверлятся отверстия под стыковочный болт и под элементы крепления башмака к лонжерону. С целью уменьшения массы конструкции башмака и элементов его крепления к лонжерону соединение целесообразно выполнять двухсрезным. Такое соединение можно осуществить, выфрезеровывая в башмаке паз (в виде вилки), который позволяет завести башмак с охватом двух сторон пояса лонжерона (рис. 4.26). Такое соединение обеспечивает симметрию передачи осевой нагрузки с пояса лонжерона на стыковую проушину, а также двухсрезность болтов крепления башмака к ножке пояса. Крепление полки пояса при этом в варианте, показанном на рис. 4.26, а, остается односрезным, на рис. 4.26, б — двухсрезным. Верхний и нижний башмаки соединяются между собой стойками, приклепанными в промежутке между башмаками к стенке лонжерона. Стойки обеспечивают совместность восприятия верхним и нижним узлом перерезывающей силы, действующей по стенке лонжерона. Расчетным случаем как для нижней, так и для верхней проушины является растяжение. При сжатии сама проушина практически не работает. Нижняя проушина рассчитывается на разрыв в случае А (А'), верхняя работает на растяжение при обратном нагружении крыла (случай D (D')) с половинной нагрузкой. Поэтому нижняя проушина выполняется больших размеров, чем верхняя. Так как стыковой узел помимо изгибающего момента и перерезывающей силы должен передавать поперечную силу от крутящего момента, приходящего по бортовой нервюре, то необходимо предусматривать связь стыкового башмака со стенкой и поясом нервюры.

Приведем последовательность проектировочного расчета стыкового узла.

1. Определяют суммарную силу, действующую на болт:

$$R = \sqrt{N^2 + (Q/2)^2},$$

где $N = M/H$ — осевое усилие; M — изгибающий момент в зоне стыка; Q — перерезывающая сила, возникающая от крутящего момента и перерезывающей силы, действующей на крыло; H — расстояние между центрами стыковочных болтов.

2. По суммарной силе определяют площадь болта

$$F_6 = \frac{R}{m\tau_b},$$

где m — число срезов болта.

Отсюда $d_6 = 2\sqrt{F_6/\pi}$. Если по действующей силе можно подобрать стандартный болт, то диаметр болта определять не надо.

3. Рассчитывают толщину нижней проушины на разрыв и смятие от силы R по методике, рассмотренной в разд. 3.3, для разъемных неподвижных соединений $a = \frac{R}{d_6\sigma_b}$, считая, что $\sigma_{см} = \sigma_b$. Из условия прочности на разрыв $\frac{R}{a(b-d_6)k} = \sigma_b$ определяют остальные параметры проушины.

4. Рассчитывают опасное сечение башмака $c-c$, подвергающееся разрыву силой N , срезу силой $Q/2$ и изгибу моментом $\frac{Q}{2}a_1$

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{N}{F_{c-c}} + \frac{Qa_1}{2J_{c-c}}\right)^2 + 4\left(\frac{Q}{2F_{c-c}}\right)^2} \leq \sigma_b,$$

где F_{c-c} — площадь башмака в сечении $c-c$; a_1 — расстояние от оси болта до сечения $c-c$; J_{c-c} — момент инерции сечения $c-c$ башмака

$$J_{c-c} = \frac{bh^3}{12}.$$

5. Для определения размеров вилки башмака проводят расчет болтов ее крепления к поясу лонжерона. Принимают, что осевая сила N воспринимается всеми болтами, соединяющими вилку с поясом. Поперечная сила Q воспринимается болтами, соединяющими стойки с вилкой. Момент от силы Q воспринимается всеми болтами пропорционально их жесткости на срез. В первом приближении сечения болтов подбирают без учета догрузки от момента. Диаметр болтов принимают не менее 8 мм. При этом учитывают, что все горизонтальные болты двухсрезные, а вертикальные односрезные. Если позволяет высота ножки пояса лонжерона, то болты устанавливают в шахматном порядке (чтобы меньше ослаблять отверстиями сечения пояса и башмака). Расстояния между болтами и до горизонтальной части вилки от болтов выбирают из условия возможности подхода гаечным ключом. Для крепления башмака к горизонтальной полке применяют болты

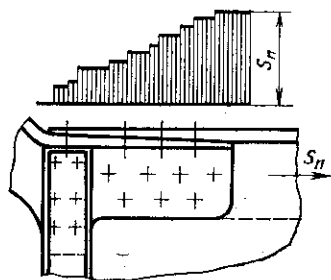


Рис. 4.27. Схема крепления башмака к поясу лонжерона

с потайной головкой. Учтя все эти условия, получают требуемое число срезов болтов для передачи силы

$$m = N/P_6,$$

где P_6 — нагрузка, воспринимаемая одним срезом болта принятого диаметра.

Аналогичным образом подбирают требуемые сечения болтов крепления стоек по действию силы Q . При этом требуемые сечения болтов, соединяющих башмак со стойкой и поясом, по-

лучаются большими, так как болты воспринимают одновременно осевую и поперечную силу. После расчета болтов в первом приближении определяют положение центра жесткости соединения как центра масс площадей среза всех болтов. Находят момент силы Q относительно центра жесткости и распределяют его между всеми болтами пропорционально полярным моментам инерции по методике, изложенной в подразд. 3.2.3. За радиус r для всех вертикальных болтов принимаем перпендикуляр, опущенный из центра жесткости на плоскости среза этих болтов. Определив суммарные нагрузки на все болты, уточняют их диаметры. Если сечения болтов изменились, то, подобрав новые диаметры, проводят вторую итерацию.

6. В соответствии с требуемым числом болтов и их расположением уточняют параметры вилки башмака. Толщину вертикальных ребер вилки δ_2 находят из условия смятия под наиболее нагруженным болтом. Проводят расчет опасного сечения $B-B$ вилки (см. рис. 4.25), расположенного на расстоянии a_2 от оси болтов проушины. В сечении действуют растягивающая сила N , изгибающие моменты $(Q/2) a_2$ и Nq , где q — расстояние от центра масс сечения $B-B$ до линии действия силы N . В результате таких нагрузок в сечении $B-B$ возникает напряжение

$$\sigma_{B-B} = \frac{N}{F_{B-B}} + \frac{(Q/2) a_2 - Nq}{J_x} y \leq \sigma_B,$$

где F_{B-B} — площадь сечения башмака; J_x — момент инерции башмака относительно оси Ox .

Место приложения силы N можно подобрать так, чтобы $(Q/2) a_2 - Nq = 0$. Поскольку $N \gg Q$, то $a_2 \gg q$, т. е. эксцентриситет может быть незначительным. С целью уменьшения массы пояса лонжерона и вилки башмака можно постепенно по мере передачи на башмак нагрузки наращивать его сечение за счет увеличения толщины горизонтальных полок и одновременно в том же порядке уменьшать сечение пояса лонжерона с уменьшением действующей на него нагрузки (рис. 4.27). На рисунке приведена эпюра осевых сил, действующих по поясу лонжерона.

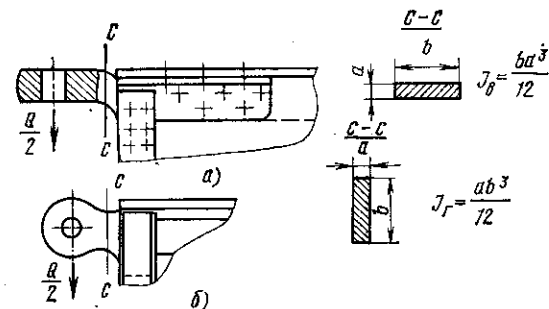


Рис. 4.28. Стыковой узел с вертикальными (а) и горизонтальными проушинами (б)

Такое конструктивное решение имеет один существенный недостаток, заключающийся в том, что затруднительно сверлить отверстия под вертикальные болты в наклонной плоскости. Возможным решением в данном случае будет совместное сверление отверстий для поясов лонжерона и башмака.

7. При проектировочном расчете сечения стойки ее толщину подбирают из условия смятия под болтами при передаче силы $Q/2$, а ширину — из условия разрыва (или сжатия) силой $Q/2$. Обе стойки, как правило, выбираются швеллерного сечения. Возможно применение в стыковом соединении горизонтально расположенных проушин (рис. 4.28). Такие проушины технологичны, так как упрощают сверление отверстий под стыковой болт и обеспечивают взаимозаменяемость.

С точки зрения работы самой проушины обе конструкции равнопрочны. Но при рассмотрении прочности башмака в сечении $C-C$ видно, что проушина с горизонтальным болтом воспринимает изгибающий момент $(Q/2) a_1$ в плоскости наибольшей жесткости с моментом инерции $J_r = ab^3/12$, а проушина с вертикальным болтом — в плоскости наименьшей жесткости с моментом инерции $J_r \gg J_B$, это приводит к значительному увеличению массы стыкового башмака. Поэтому применение проушины с горизонтальным расположением болта возможно только при введении дополнительных

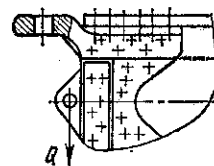


Рис. 4.29. Стыковой узел с дополнительной [проушиной, передающей перерезывающую силу

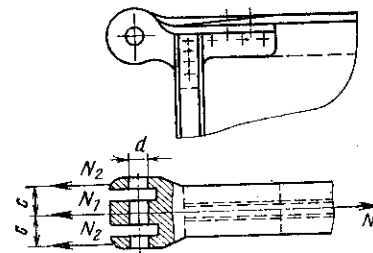


Рис. 4.30. Гребенчатое стыковое соединение

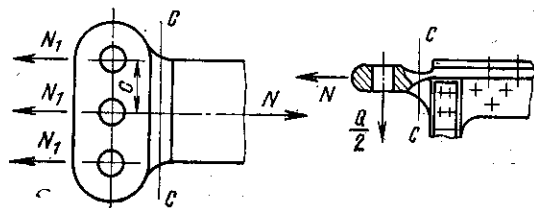


Рис. 4.31. Стыковое соединение с горизонтальной проушиной с тремя вертикальными болтами

соединений, передающих только перерезывающую силу. Одно из возможных конструктивных решений такого соединения показано на рис. 4.29. При том же значении изгибающего момента с уменьшением строительной высоты крыла значительно возрастает величина осевой силы $N = M/H$, где H — расстояние между центрами проушин. Потребные размеры проушин становятся чрезвычайно большими, и они или должны сильно выйти за обвод крыла или при уменьшающемся за счет размеров проушин размере H их масса должна сильно увеличиться. Одним из возможных решений в этом случае является переход от соединения ухо — вилка к гребенчатому с несколькими проушинами (рис. 4.30). Это приводит к увеличению числа срезов стыковых болтов и соответствующему уменьшению их потребных диаметров, что влечет за собой увеличение плеча H и уменьшение размера проушин. Недостатком гребенчатого соединения является эксцентриситет в передаче сил на крайние проушины. Средняя проушина, которую делают в два раза шире крайних, подвергается действию только осевого усилия. Крайние догружаются моментом на плече c , что снижает сопротивление усталости соединения. Кроме того, наличие момента при небольшой технологической неточности может привести к изгибу стыковочного болта и к его преждевременному разрушению. В связи с этим такие соединения применяются редко. При малой строительной высоте крыла изменяется соотношение между осевой N и перерезывающей Q силами. За счет роста осевых сил и из-за малого плеча H определяющим при расчете сечения $C-C$ оказывается разрыв силой N , а не изгиб моментом, равным $(Q/2) a_1$. В этом случае постановка горизонтальных проушин с несколькими двухсрезными вертикальными болтами становится целесообразной (рис. 4.31). Если лонжерон выполняется штамповкой, то обычно заодно штампуется и узел, который потом дополнительно обрабатывается по местам сопряжения с ответным узлом. Из-за достаточно большой ширины сечения $C-C$ возрастает жесткость в плоскости проушины, и эксцен-

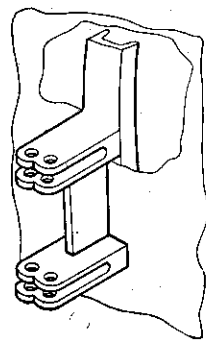


Рис. 4.32. Стыковое соединение, усиленное ребром для восприятия вертикальных сил

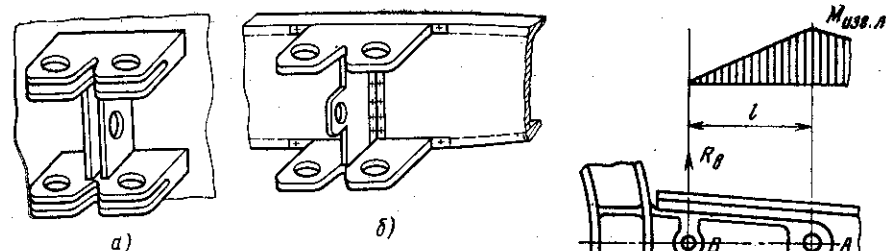


Рис. 4.33. Стыковое соединение с горизонтальными проушинами и дополнительной проушиной для восприятия поперечной силы

Рис. 4.34. Стыковой узел с горизонтальной базой

триситет в передаче сил на крайние проушины не вызывает их изгиба. В связи с этим нагружение всех трех (или двух) болтов становится более равномерным. Исключается изгиб стыковых болтов, что имело место в гребенчатом соединении. Дополнительного повышения жесткости соединения при работе на изгиб от поперечной силы Q можно добиться путем установки в ответной проушине центроплана ребер (рис. 4.32). Возможным конструктивным решением подобного узла может быть постановка отдельной проушины, воспринимающей перерезывающую силу (рис. 4.33, б). В ответных вильчатых проушинах при этом между ребрами выполняется паз (рис. 4.33, а), в который заходит проушина, передающая перерезывающую силу и, соединяется с ними двухсрезным болтом. В связи с тем, что стыковые узлы помимо поперечной силы Q должны передать составляющую $Q_{кр}$, вызванную крутящим моментом, необходимо обеспечить их связь с бортовой нервюрой. При этом обычно бывает целесообразным соединить стенку нервюры со стенкой лонжерона, с которой сила передается на стыковые узлы. Пояса бортовой нервюры должны соединяться с башмаком стыкового узла, для чего на узле желательно предусмотреть небольшие дополнительные элементы крепления (см. рис. 4.25). В отдельных случаях перестык осуществляется накладкой или специальным фитингом.

Для очень тонких однолонжеронных крыльев иногда из компоновочных соображений бывает целесообразно применять стыковой узел с горизонтальной базой (рис. 4.34). В качестве такого узла применяется «клык», изготовленный заодно с силовым шпангоутом.

Клык заводится внутрь крыла и стыкуется с лонжероном в точках A и B болтами, работающими на срез под действием реакций R_A и R_B . На рисунке приведены эпюры моментов. На лонжероне, начиная от опоры A , момент падает до нуля. В то же

время изгибающий момент по клыку нарастает от опоры *A* к опоре *B*.

Так как строительная высота клыка меньше, чем высота лонжерона, то масса клыка, потребная для восприятия им момента, должна быть больше массы лонжерона при восприятии им момента вплоть до опоры *B*. Но при этом к массе лонжерона надо добавить массу стыковых узлов, которые надо было бы установить на лонжерон для передачи момента и силы на центроплан. Поэтому решить вопрос о целесообразности постановки клыка или узлов с горизонтальными проушинами можно только после сравнения значения массы для каждого конкретного случая, характеризующегося как действующими на крыло нагрузками, так и значением его максимальной строительной высоты.

ГЛАВА 5

СИЛОВАЯ УВЯЗКА КОНСТРУКЦИИ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЕЕ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

5.1. СОЗДАНИЕ АГРЕГАТОВ САМОЛЕТА ИЗ ОТДЕЛЬНЫХ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В предыдущих главах учебника были рассмотрены основные элементы, из которых собираются агрегаты (сборочные единицы) самолета. Для того чтобы из этих элементов получить работающие как единое целое сборочные единицы, необходимо рассмотреть способы передачи сил от элемента к элементу, так называемую силовую увязку конструкции. Большинство элементов конструкции обладает жесткостью только в каком-то определенном направлении. Это конструктор должен иметь в виду. Силовую увязку создаваемой конструкции необходимо проводить так, чтобы распределять действующие нагрузки на те элементы, которые способны их воспринимать. При этом надо учитывать, что чем короче будет путь передаваемой нагрузки, тем меньше будет масса конструкции. Перед тем как перейти к вопросу создания агрегатов самолета рассмотрим основные образующие самолетные конструкции элементы с точки зрения их нагружения.

1. *Стержни*, способные работать только на осевые нагрузки растяжения и сжатия (с потерей и без потери устойчивости). В самолетных конструкциях они составляют два класса элементов. Элементы первого класса изолированно работают на осевые нагрузки и имеют контакт с основной конструкцией только в концевых опорах; к таким элементам относятся тяги управления самолетом, ферменные конструкции, подкосы стоек шасси, тяги подвески двигателя; для этих элементов основными характеристиками при работе на растяжение является площадь сечения, при работе на сжатие — длина и собственный момент инерции. Оптимальными для таких конструкций являются замкнутые, симметричные формы сечения (рис. 5.1).

Элементы второго класса имеют связь с основной конструкцией на протяжении всей своей длины; к таким элементам относятся стрингеры, подкрепляющие обшивку, с некоторым допущением пояса лонжеронов (рис. 5.2). Для этих элементов форма сечения определяется частично удобством крепления к обводу контура обшивки, частично стремлением удалить их центры масс от нейтральной оси с целью уменьшения действующих на них осевых сил. Поэтому для таких элементов конструкции помимо собственного момента инерции при их расчете на сжатие при-

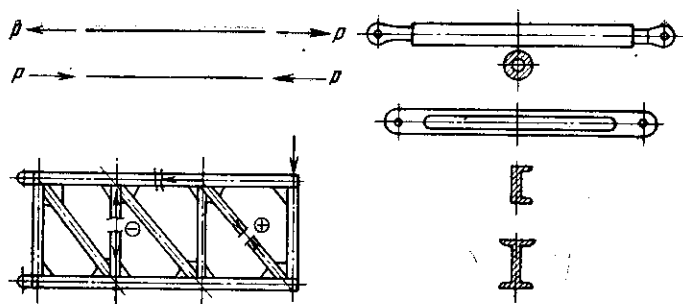


Рис. 5.1. Изолированные, работающие на осевые нагрузки элементы конструкции

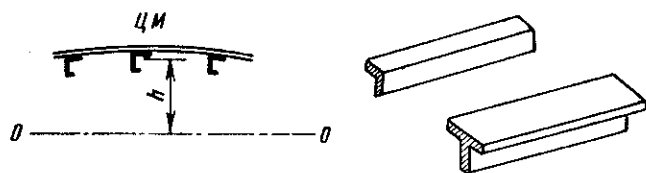


Рис. 5.2. Элементы, работающие на осевые нагрузки, связанные на протяжении всей длины с основной конструкцией

ходится также учитывать переносный момент инерции ввиду участия их в восприятии изгиба всего сечения конструкции.

2. *Тонкостенные двухпоясные плоские балки* (рис. 5.3), способные воспринимать только нагрузки, действующие в их плоскости, работая при этом на изгиб и срез. Такие балки могут быть выполнены как единое целое, могут быть и составными из поясов, стенок и стоек. Пояса этих элементов работают практически только на осевые усилия, отличаясь от стержней тем, что

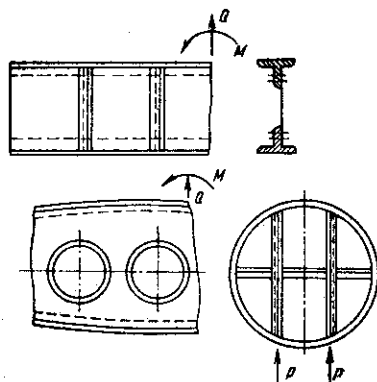


Рис. 5.3. Элементы конструкции, выполненные в виде двухпоясных плоских балок

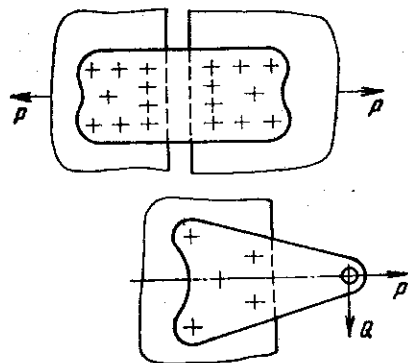


Рис. 5.4. Плоские косынки

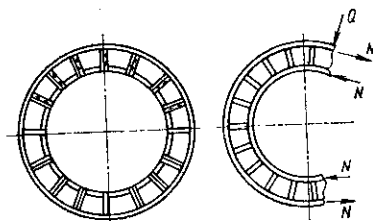


Рис. 5.5. Рамы

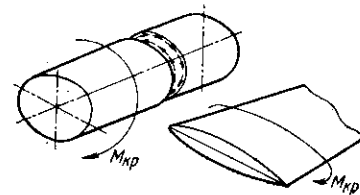


Рис. 5.6. Тонкостенные оболочки

напряжения в их сечениях не постоянны, а изменяются по высоте по линейному закону, достигая максимума в волокнах, наиболее удаленных от нейтральной оси. Пояса малой толщины работают аналогично стержням. Стенки этих балок способны воспринимать только поперечную силу, работая на сдвиг с потерей и без потери устойчивости.

В самолетных конструкциях такими балками являются лонжероны, нервюры, зашитые шпангоуты.

3. *Стенки*, передающие в своей плоскости перерезывающие и осевые силы. Это разного рода плоские кронштейны, накладки (рис. 5.4).

4. *Криволинейные брусья*, образующие рамы (рис. 5.5), работающие на изгиб, срез и растяжение в своей плоскости. Это большей частью шпангоуты фюзеляжа. Их основным параметром является момент инерции сечения.

5. *Тонкостенные замкнутые оболочки*, способные воспринимать крутящий момент (рис. 5.6). Такими оболочками являются обшивки всех основных агрегатов планера самолета. Характерным параметром этих оболочек является максимальная площадь контура (при принятой толщине обшивки).

6. *Балки*, работающие на все виды нагрузок во всех плоскостях (рис. 5.7). Это элементы конструкции шасси — цилиндры амортизатора, траверсы, рычаги подвески колес, вилки, оси цельноповоротных плоскостей и др. Для этих элементов основными параметрами являются площадь сечения, наибольший момент инерции в плоскости максимальных нагрузок, наибольшая площадь контура при работе на кручение.

5.2. ФОРМИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТОНКОСТЕННЫХ КОНТУРНЫХ ПОДКРЕПЛЕННЫХ БАЛОК

Рассмотрим образование из перечисленных в разд. 5.1 элементов типовых агрегатов планера самолета, представляющих

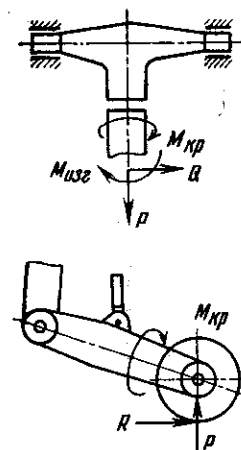


Рис. 5.7. Балки, работающие на все виды нагрузок

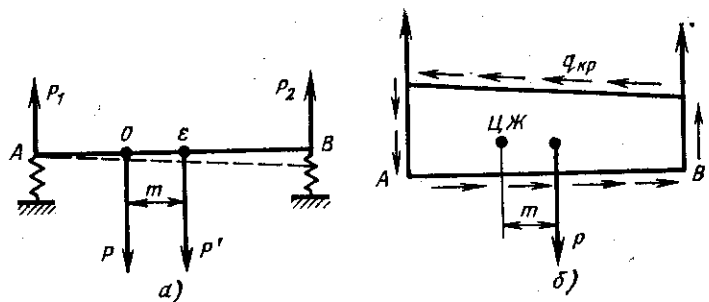


Рис. 5.10. Работа тонкостенной балки при изменении точки приложения нагрузки:
а — деформации, возникающие в балке; б — поток усилий, возникающих в обшивке балки

Поток вызывает дополнительные усилия в стенках в зоне опор, поддерживая (увеличивая) реакцию в опоре В и разгружая опору А, предотвращая искажение системы. При этом характерно, что перемещение силы от центра жесткости в сторону опоры вызывает ее догрузку возникающим потоком распределенных касательных сил кручения. Для предотвращения потери устойчивости обшивкой ее подкрепляют дополнительными продольными элементами, используя их также частично для восприятия осевых сил при изгибе балки.

5.3. СИЛОВАЯ УВЯЗКА КОНСТРУКЦИИ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ — ФИТИНГОВ, НАКЛАДОК И КОСЫНОК

Пространственная тонкостенная балка, рассмотренная выше, способна воспринимать все виды нагружения. Однако элементы, из которых она состоит, работают только на определенные нагрузки. Это надо учитывать при проектировании и соответствующим образом распределять действующие силы, т. е. осуществлять силовую увязку конструкции, вводя промежуточные элементы в виде косынок, накладок и фитингов. Рассмотрим ряд примеров силовой увязки конструкции.

Проведем силовую увязку конструкции в зоне крепления к продольной балке 1 кронштейна, нагруженного поперечной силой P . Поскольку в двухпоясной тонкостенной балке поперечную силу способна воспринимать только ее стенка, то кронштейн должен крепиться к ней (рис. 5.11, а) соответствующим числом заклепок или болтов. Но помимо поперечной силы в плоскости крепления кронштейна действует изгибающий момент $M = Pc$ (c — расстояние от точки приложения силы P до балки 1), который не способен воспринять продольная балка, так как он действует не в ее плоскости. Осевые силы N от момента могут воспринять и передать на обшивку только пояса поперечных балок 3. В связи

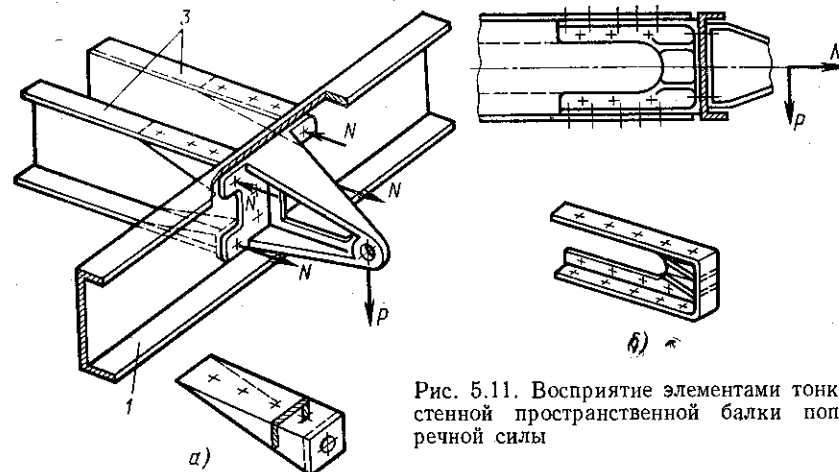


Рис. 5.11. Восприятие элементами тонкостенной пространственной балки поперечной силы

с этим необходимо ввести конструктивный элемент — фитинг, осуществляющий силовую увязку точек крепления кронштейна с поясами поперечных балок. Один из возможных типов фитинга представлен на рис. 5.11, а. Основание фитинга связано с болтом, передающим осевую силу N , верхняя и боковые грани фитинга крепятся заклепками к поясу балки 3. Практически работающими являются две грани, т. е. сечение типа уголка, но при этом из-за наличия незначительного плеча силы N относительно плоскости пояса балки 3 уголок может раскрываться от изгиба основания. Для предотвращения этого у фитинга предусматривается дополнительная третья грань, благодаря которой его сечение становится П-образным. Опасным сечением фитинга является его сечение по первому ряду заклепок, которыми он крепится к поясу поперечной балки. Площадь этого сечения определяется как

$$F_{\phi} = N/\sigma_{\text{в}},$$

где F_{ϕ} — площадь сечения фитинга, ослабленная отверстиями под первый ряд заклепок; N — осевая сила.

При выборе диаметра заклепок на смятие проверяют как сечение фитинга, так и сечение пояса поперечной балки $F_{\text{см}} = d_2 \delta = = P_2/\sigma_{\text{в}}$, где δ — толщина пояса или фитинга; P_2 — усилие приходящееся на одну заклепку; $\sigma_{\text{в}} = \sigma_{\text{см}}$ — напряжение смятия.

Потребное число заклепок крепления фитинга определяют на основании передачи на пояс полной силы N . По мере передачи фитингом силы на пояс, его сечение должно уменьшаться для уменьшения массы конструкции.

На рис. 5.11, а для наглядности приведена силовая увязка кронштейна с широко растянутым основанием. Такое решение конструкции кронштейна не является оптимальным, так как основание будет работать на изгиб. Целесообразнее выполнить

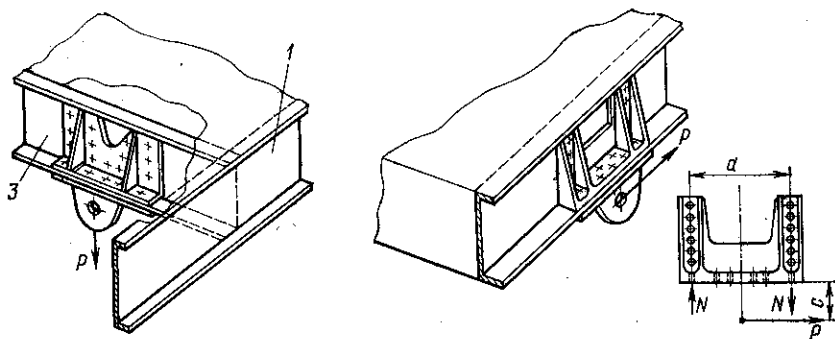


Рис. 5.12. Восприятие лонжероном тонкостенной балки поперечной силы

Рис. 5.13. Восприятие тонкостенной пространственной балкой продольной силы

кронштейн уже и провести его силовую завязку на одну поперечную балку, установленную как продолжение плоскости кронштейна. Пояс балки при этом должен быть таврового сечения, и фитинги надо устанавливать с левой и правой сторон балки. Но в этом случае пояс балки должен быть рассчитан на восприятие одновременно нагрузки, равной $2N$. Фитинги рассчитывают по приведенной выше методике. При малой строительной высоте продольной и поперечной балок бывает целесообразно применять с каждой стороны по одному общему фитингу, как показано на рис. 5.11, б. Для повышения жесткости фитинга в зоне передачи силы P на нем устанавливаются дополнительные ребра.

Рассмотрим силовую увязку конструкции при передаче на поперечную балку большой внешней поперечной силы (рис. 5.12). Для передачи силы с внешней стороны пояса балки поверх обшивки установлен кронштейн. Так как поперечную силу способны воспринимать только стенки двухпоясных балок, то необходимо предусмотреть дополнительный связующий элемент — фитинг, снимающий с пояса и передающий на стенку действующую силу. Подошва фитинга крепится болтами к внутренней стороне пояса балки (эти же болты используются для крепления внешнего кронштейна). К стенке балки фитинг крепится заклепками, работающими на срез от действия силы P . Диаметр заклепок определяют по величине действующей силы и из условия смятия стенки балки. Потребное сечение фитинга находится при расчете его на разрыв по первому ряду заклепок под действием полной силы P . Толщина фитинга определяется из условия его смятия под заклепками. Наличие эксцентриситета между осями болтов, передающих силу P на пояс, и заклепками крепления фитинга к стенке приводит к появлению незначительного изгибающего момента, стремящегося раскрыть нижний пояс балки. Для его восприятия предусмотрены два ребра. Если момент значительный, то для предотвращения закручивания поперечной балки необходимо установить в зоне крепления фитинга дополнительные накладки

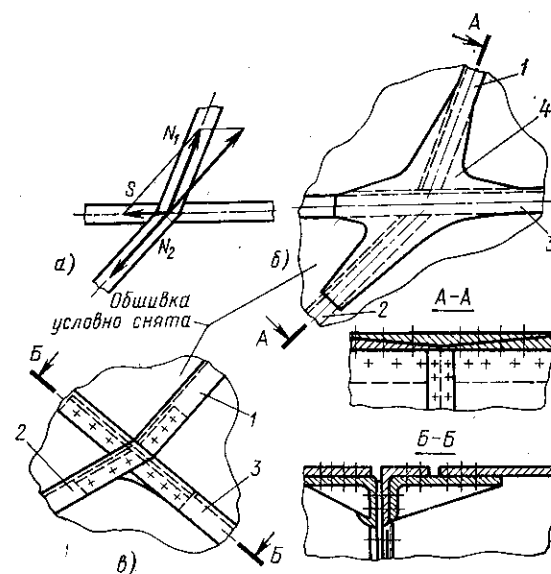


Рис. 5.14. Восприятие элементами тонкостенной балки усилия в зоне излома продольного элемента

(или уголки), расположенные перпендикулярно плоскости балки и передающие этот момент на обшивку.

Рассмотрим силовую увязку конструкции при передаче на нее внешней силы, действующей параллельно продольной балке на расстоянии s от ее плоскости (рис. 5.13). С кронштейна сила передается болтами на нижний пояс балки. Возникающий за счет выноса кронштейна момент $M = Ps$ трансформируется в пару сил $N = Pcs/a$, передаваемую фитингом на стенку. Число заклепок крепления фитинга определяется величиной действующей силы N и условием смятия стенки под заклепками. Для предотвращения раскрытия пояса балки из-за несовпадения плоскости болтов, передающих силу N , и плоскости среза заклепок крепления фитинга к стенке предусмотрены по два ребра.

Рассмотрим силовую увязку конструкции в зоне изменения направления (излома) пояса продольной балки (рис. 5.14). Так как пояс способен воспринимать только осевую силу, действующую в его плоскости, то в зоне излома появляется неуравновешенная боковая сила S . Воспринять такую силу способны только пояса поперечной балки, которую и требуется установить в месте излома (балка 3). Для передачи сил в требуемом направлении можно использовать накладку 4 (рис. 5.14, б). Сечение накладки возрастает по мере восприятия силы N_1 с пояса и уменьшается с передачей этой силы по двум направлениям. Число заклепок крепления накладки определяется величиной передаваемых сил. С целью экономии массы конструкции можно было бы

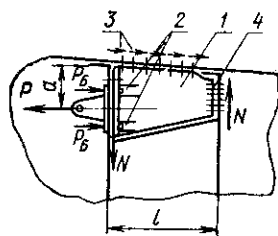


Рис. 5.15. Восприятие поперечными элементами нагрузки, перпендикулярной их плоскости, и силовая увязка конструкции

постепенно утолщать накладку, соответственно уменьшая толщину поясов по мере их разгрузки (рис. 5.14, б, сечение А—А). Но такое конструктивное решение трудно выполнить технологически. Поэтому чаще накладку изготавливают постоянной толщины, изменяя ее потребное сечение только за счет ширины. В зоне установки прокладки пояса или подсекаются, или подфрезеровываются. На рис. 5.14, в приведено другое конструктивное решение, выполненное при помощи фитингов, устанавливаемых внутри поясов продольной и поперечной балок. Конфигурация фитингов должна быть такой, чтобы они могли передать силу N_1 от пояса балки в виде сил N_2 и S на два пояса в зоне излома. Любые сосредоточенные нагрузки, приложенные к внутренним конструктивным элементам агрегатов (крыла, фюзеляжа и т. д.), не могут уравновеситься внутри конструкций, а должны быть переданы на элементы внешней поверхности — обшивку, стрингеры, пояса лонжеронов. Исключением является стенка лонжерона крыла или оперения, которая способна воспринять приложенную к ней сосредоточенную поперечную силу и, работая на сдвиг, передать эту силу в зону стыка с фюзеляжем, где она и уравновешивается.

В качестве примера силовой увязки конструкции при восприятии продольной силы, приложенной внутри конструкции к нервюре или шпангоуту, рассмотрим приведенную на рис. 5.15 схему. На силовую нервюру или усиленный шпангоут надо установить кронштейн, нагруженный силой, перпендикулярной плоскости шпангоута (нервюры). Для восприятия силы P устанавливается фитинг 1, выполненный в виде двухпоясной балки. Фитинг соединен болтами 2 через стенку шпангоута (нервюры) с подошвой кронштейна. В зоне передачи нагрузок от болтов на фитинге могут быть предусмотрены усиления в виде накладок или ребер. Одним из поясов фитинг крепится к внешнему контуру (обшивке); число заклепок 3 определяется из условия передачи на внешний контур полной силы P при отсутствии его смятия. Смещение на расстояние a линии действия силы P по отношению к плоскости среза заклепок 3 вызывает момент $M = Pa$, воспринимаемый стенкой фитинга. При проекторочном расчете, учитывая, что жесткость фитинга в поперечном направлении больше жесткости обшивки, можно принять, что этот момент уравновешивается парой сил $N = M/l$. Эти силы догружают болты 2 и заклепки или болты 4 и воспринимаются стенкой шпангоута (нервюры).

На рис. 5.16, а показан фитинг треугольной формы, воспринимающий нагрузку от кронштейна. В этом случае, так как на шпангоуте нет второй опоры, изгибающий момент будет вызывать

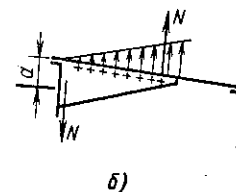
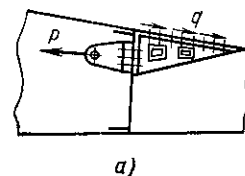


Рис. 5.16. Силовая увязка конструкции при продольной силе, приложенной вне плоскости поперечного элемента

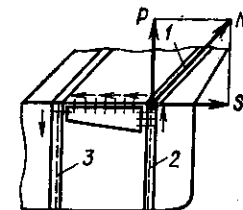


Рис. 5.17. Пример силовой увязки конструкции

дополнительные осевые усилия в заклепках и догружать изгибающим моментом элемент панели и сдвигающей силой N стенку шпангоута. Для усиления панели в зоне крепления фитинга желательно установить связанный с ним усиленный стрингер. Последний будет при этом работать на изгиб на пролете между двумя шпангоутами, опираясь на них как на опоры. Нагрузкой будут являться растягивающие усилия от заклепок (см. рис. 5.16, б). Равнодействующая этих сил равна N и приложена в центре тяжести треугольника нагрузок.

На рис. 5.17 приведен фитинг, передающий на контур горизонтальную составляющую S силы, действующей по поясу лонжерона кия. Расчет этого фитинга аналогичен расчету конструкции, приведенной на рис. 5.15.

Все рассмотренные выше положения не исчерпывают всех принципов проектирования. Многие положения вырабатываются конструктором по мере накопления собственного опыта. На первых порах, когда у конструктора еще не выработался профессиональный автоматизм, позволяющий охватить поставленную задачу комплексно, можно рекомендовать следующий алгоритм проектирования:

1) в соответствии с наложенными ограничениями и внешними условиями разработать функциональную (силовую, кинематическую, установочную) схему системы;

2) выбрать вид и тип соединений, в том числе крепежных деталей и элементов соединений;

3) учитывая эксплуатационные условия, выбрать материал конструкции и тип заготовок для получения деталей;

4) учитывая технологические ограничения, способы производства, масштаб производства, определить вид обработки заготовок, точность сопряжений;

5) в результате проекторочных расчетов выбрать окончательную форму сечений и их размеры;

6) вычертить конструкцию и нанести на чертеж всю необходимую информацию (размеры, номера деталей, технические указания и т. д.);

7) оформить расчеты прочности и специальные расчеты, сопутствующие процессу проектирования.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

В последние годы в практику проектирования все шире начинают внедряться электронно-вычислительные машины. Пока для конструирования достаточно сложных элементов конструкции еще не хватает памяти имеющихся в настоящее время ЭВМ. Но при создании таких сравнительно простых элементов, как плоские косынки, накладки, простые кронштейны возможно не только проектирование детали, но и изготовление этой детали на станках с числовым программным управлением.

Применение ЭВМ при проектировании силовых элементов планера самолета имеет большие перспективы. Оно позволит за более короткий срок получить качественно лучшее решение, чем при «ручном» проектировании, приведет к снижению массы как отдельных элементов, так и конструкции планера в целом. В перспективе это должно привести к созданию систем автоматизированного конструирования (САКР). Последнее является принципиально новой ступенью в проектировании и характеризует собой диалектический переход возросшего количества возможных вычислительных операций в новое качество получаемых изделий. Такие системы для разработки отдельных типов простых деталей уже созданы, но создание САКР для более сложных силовых элементов ограничено необходимостью большего количества вычислений и запоминания огромного объема информации, для которых недостаточно мощности современных ЭВМ, обладающих быстродействием около 1 млн. операций в секунду.

На рис. 6.1 приведена примерная схема САКР. Эта схема отражает последовательность выполнения операций при традиционном проектировании, но составляющие ее блоки имеют качественно другое содержание. Пока в большинстве случаев не удастся автоматизировать все указанные на рис. 6.1 операции, т. е. реализовать создание силового элемента, применяя один взаимосвязанный процесс от начала проектирования до изготовления. В большинстве случаев в первую очередь пытаются автоматизировать непосредственно «технологическое» проектирование с использованием набора типовых деталей, комплектующих силовые элементы, до выпуска чертежей. Гораздо сложнее автоматизированное распределение в пространстве силового материала [9]

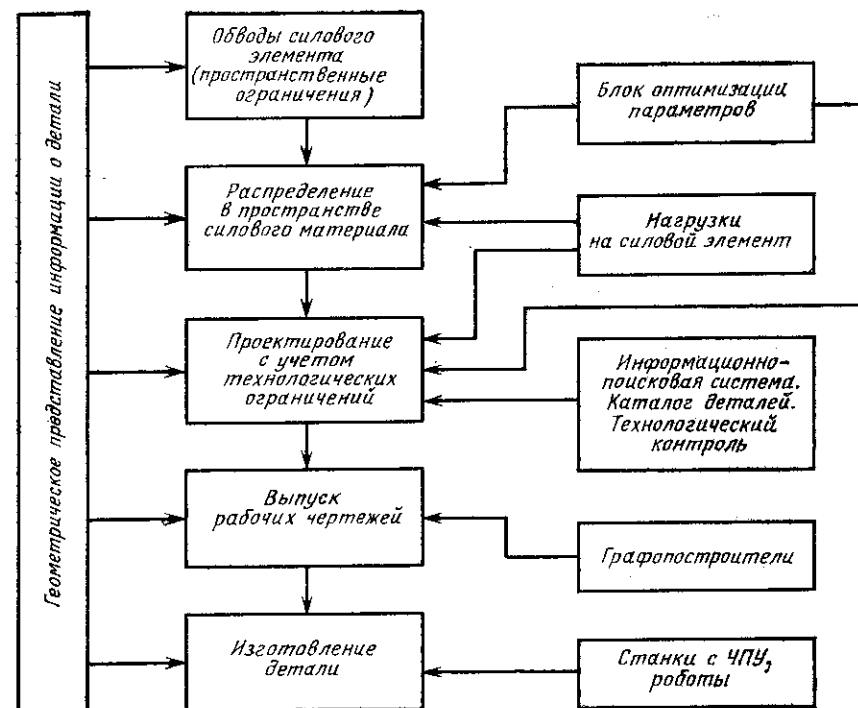


Рис. 6.1. Схема САКР

и автоматизированный переход от проектирования непосредственно к изготовлению деталей на станках с числовым программным управлением (ЧПУ). Практически на всех этапах автоматизированного проектирования необходимо участие человека, так как помимо формализуемых операций, выполняемых на ЭВМ, в процессе проектирования большую роль играет искусство конструктора. Поэтому человеку приходится постоянно участвовать в процессе автоматизированного проектирования, анализируя и корректируя промежуточные результаты (интерактивный режим работы). Чем опытнее конструктор, тем быстрее он может найти правильные решения, тем быстрее и качественнее будет проходить весь процесс проектирования.

При автоматизированном проектировании используются следующие периферийные устройства ЭВМ:

- алфавитно-цифровые и графические терминалы;
- графопостроители;
- устройства считывания графической информации (диджитайзеры).

Рассмотрим основные этапы разработки элементов конструкции с помощью ЭВМ:

- геометрическое представление информации;

распределение в пространстве силового материала;
конструирование с учетом технологических ограничений;
выпуск рабочих чертежей;
изготовление детали.

6.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ИНФОРМАЦИИ

Для удобства общения человека с ЭВМ, для проведения прочностных расчетов и выпуска рабочих чертежей необходимо геометрическое описание различных элементов конструкции.

Для хранения геометрической информации о детали в памяти ЭВМ необходимо представление ее в виде чисел. Для этого геометрическая модель должна состоять из легко описываемых математически поверхностей: плоскостей, цилиндров, эллипсов, сфер, конусов и т. д. Если геометрическая модель создана на плоскости, то она аппроксимируется набором плоских линий — прямых, окружностей, парабол и др.

Рассмотрим к примеру, каким образом можно хранить в памяти ЭВМ запись различных плоских линий.

Отрезок прямой. Чтобы полностью определить отрезок прямой, необходимы четыре параметра (рис. 6.2, а). Ими могут быть координаты концов отрезка $x_1; y_1$ и $x_2; y_2$ или координаты одного из концов, длина и угол наклона отрезка к одной из осей координат $x_1; y_1, l, \alpha$.

Дуга окружности. Для ее задания необходимы 5 параметров (рис. 6.2, б). Ими могут быть радиус, координаты центра окружности и углы начала и конца дуги: $R, x_{ц}, y_{ц}, \alpha_1$ и α_2 или координаты точек начала и конца дуги и радиус: $x_1; y_1, x_2; y_2, R$.

Дуга параболы. Для задания дуги параболы также необходимы пять параметров (рис. 6.2, в): координаты точек начала и конца дуги и угол наклона касательной к параболе в одной из точек к оси координат.

Аналогично можно задать параметры и других более сложных кривых. При этом очевидно, что чем выше порядок кривой, тем больше параметров ее характеризует и тем больший объем памяти ЭВМ она будет занимать. Еще более сложна информация в случае

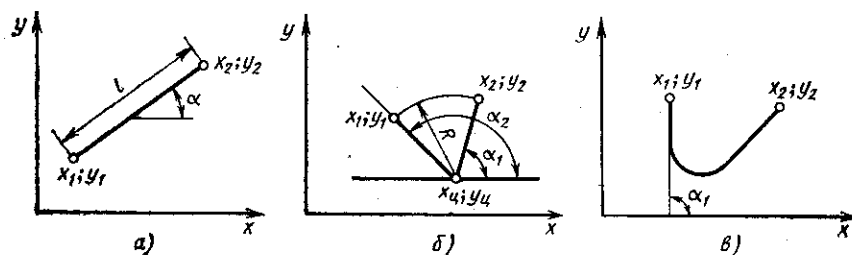


Рис. 6.2. Математическое представление:

а — отрезок прямой; б — дуги окружности; в — параболы

Рис. 6.3. Деталь, описываемая для занесения в память ЭВМ

пространственной математической модели. Например, чтобы описать достаточно простую деталь, приведенную на рис. 6.3, необходимо занести в память ЭВМ следующую информацию:

1. Коэффициенты поверхностей:

5 плоскостей (№ 1, 2, 3, 4, 5) — $5 \times 3 = 15$ коэффициентов;

сфера (№ 6) — 4 коэффициента;

круговой цилиндр (№ 7) — 3 коэффициента;

круговой конус (№ 8) — 4 коэффициента.

2. Признаки вида поверхностей — плоскость, сфера, круговой цилиндр, круговой конус.

3. Признаки пересечения поверхностей.

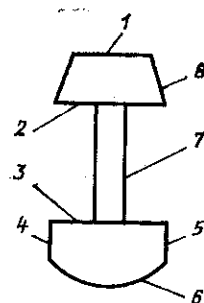
Для сравнительно простых тел их можно задать в виде квадратной симметричной матрицы связи с двумя признаками: 1 — есть пересечение, 0 — нет пересечения. Для детали, показанной на рис. 6.3, такая матрица будет иметь вид (в соответствии с нумерацией поверхностей на рисунке):

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	1	0	0	0	0	0	1
2	0	1	0	0	0	0	1	1
3	0	0	1	1	1	1	1	0
4	0	0	1	1	0	1	0	0
5	0	0	1	0	1	1	0	0
6	0	0	1	1	1	1	0	0
7	0	1	1	0	0	0	1	0
8	1	1	0	0	0	0	0	1

Иногда целесообразно хранить в памяти ЭВМ и параметры линий пересечения поверхностей.

Были попытки создания единого математического описания всех возможных геометрических объектов, т. е. создания универсального геометрического языка для ЭВМ. В основном эти попытки оканчивались неудачей из-за очень сложной информационной структуры такого языка, требующей огромных ресурсов ЭВМ и затрудняющей работу пользователя. Более приемлемыми оказались упрощенные варианты геометрических языков, работающих с ограниченным классом геометрических объектов. Например, в языке ГРАФОР используются только два типа кривых — прямая и окружность. Все остальные кривые аппроксимируются этими двумя типами при соответствующем подробном делении на участки.

Для описания тонкостенных балок авиационных конструкций, таких, как лонжероны, нервюры, шпангоуты, кронштейны и т. д., создан язык, использующий три понятия — узел, ребро и контур.



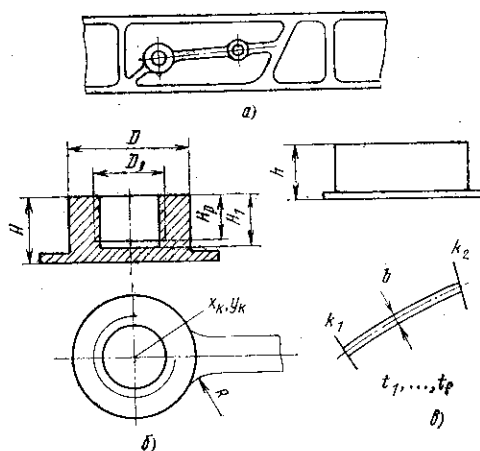


Рис. 6.4. Отсек тонкостенной балки:
а — элементы балки; б — узел детали; в — параметры контура

Сущность этого языка можно понять из рис. 6.4. Отсек тонкостенной балки, показанный на рис. 6.4, а, можно представить состоящим из узлов, ребер и нижней обшивки. Для узла задаются следующие параметры (рис. 6.4, б): номер узла k , координаты его центра x_k , y_k , высота узла от базовой поверхности H , внешний диаметр D ,

диаметр внутреннего отверстия D_1 , глубина отверстия H_1 , глубина резьбы H_R ; шаг резьбы S , радиус скругления вблизи узла R . Для описания ребра требуются следующие параметры: номера узлов, связанных данным ребром k_1, k_2 , признак типа и дополнительные параметры осевой линии t_1, \dots, t_f , высота ребра h , толщина ребра b ; параметрами контура являются его номер N_i и толщина стенки δ в пределах контура.

Достоинством такого типа специализированных языков является не только удобство работы с ними пользователя ЭВМ, но и пригодность их для различных этапов проектирования и изготовления деталей — проведения прочностных расчетов, выпуска рабочих чертежей, автоматического изготовления детали на станках с ЧПУ.

6.2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ В ПРОСТРАНСТВЕ СИЛОВОГО МАТЕРИАЛА

До недавнего времени распределение материала базировалось, главным образом, на интуиции и опыте конструктора. И только с появлением ЭВМ удалось несколько формализовать этот процесс. Применение методов автоматизированного поиска рационального распределения материала силовой конструкции позволило найти нестандартные решения, зачастую оказывающиеся более эффективными, чем интуитивно найденные конструктором. Необходимо отметить, что этот этап в общем процессе проектирования является в настоящее время еще наименее изученным. Пока в большинстве случаев распределение материала задает сам конструктор.

Существующие автоматизированные методы поиска распределения материала базируются на методе конечных элементов (МКЭ). Вид применяемых конечных элементов зависит от проек-

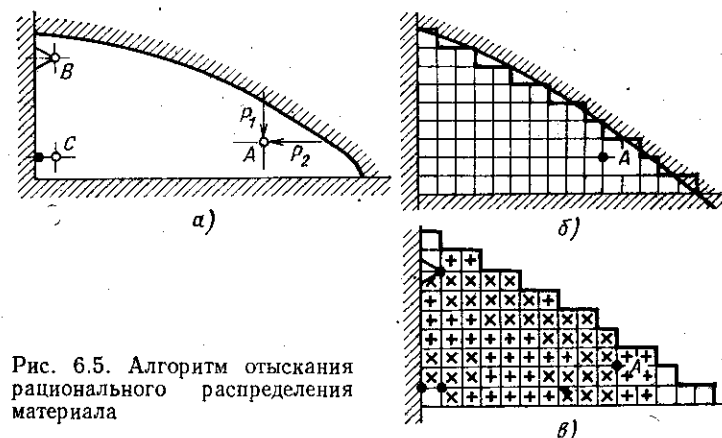


Рис. 6.5. Алгоритм отыскания рационального распределения материала

тируемого силового элемента. Чаще всего применяется прямоугольный параллелепипед переменной плотности. (Краткое описание МКЭ дается в приложении 5).

Рассмотрим принципы отыскания рационального распределения материала на примере проектирования плоского кронштейна, предназначенного для передачи сосредоточенной нагрузки на узлы конструкции.

В заданной точке пространства A даны компоненты вектора нагрузки P_1 и P_2 (рис. 6.5, а). Кроме того, задаются узлы, на которые должна передаваться нагрузка и ограничения на обводы конструкции.

Все отведенное пространство заполняется плоскими прямоугольными элементами переменной плотности, работающими на растяжение, сжатие и сдвиг (рис. 6.5, б). Пусть каждый из элементов имеет плотность ρ_i (для данной задачи аналогом плотности может быть толщина пластины). Принимаем, что характеристики материала элемента, а именно модули упругости первого и второго рода, предельные допускаемые напряжения прямо пропорционально зависят от плотности ρ_i

$$E_i = E_i \rho_i; \quad G_i = G_i \rho_i; \quad [\sigma_i] = [\sigma_i] \rho_i.$$

Конструкция статически неопределима и усилия P_1 и P_2 могут передаваться на узлы крепления различными путями, зависящими от распределения плотностей ρ_i . Деформации и усилия в силовых элементах можно определить с помощью МКЭ. Пусть общее число прямоугольных элементов равно m . Тогда задачу поиска рационального распределения материала можно сформулировать как задачу оптимизации: найти распределение плотностей элементов, характеризующееся вектором плотности $\bar{\rho} = \{\rho_1, \dots, \rho_m\}$, при котором масса конструкции $M = \sum_{i=1}^m S_i \rho_i$

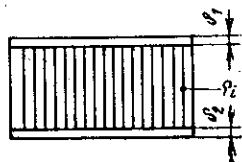


Рис. 6.6. Трехслойная пластина

минимальна при ограничениях на напряжения $[\sigma_{\text{э}i}] \leq [\sigma_i]$ и перемещение узла $A: U_A \leq [U_A]$, где S_i — площадь i -го элемента; $\sigma_{\text{э}i} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + 3\tau^2}$ — эквивалентное напряжение в элементе. Такая задача может быть решена любым из известных методов оптимизации, реализованном на ЭВМ. Особенностью такого метода решения будет большое время счета, поскольку оно пропорционально числу m . В ряде случаев к решению можно прийти и другим, более быстрым путем, используя критерий равнопрочности [8]. В этом случае используется итерационная процедура изменения ρ по формуле

$$\rho_i^{r+1} = \rho_i^r \frac{\sigma_{\text{э}i}}{[\sigma_i]},$$

где r — номер итерации.

Процесс продолжается до заданной сходимости по массе или по плотности. В работе [8] доказывается, что для одного случая нагружения, если ограничения наложены только на прочность, полученная таким образом конструкция будет конструкцией минимальной массы, а во всех остальных случаях отличие массы от минимальной не превышает 7 %.

Зная напряженное состояние элемента, можно построить для него главные оси и главные напряжения (рис. 6.5, в). Если нанести эти напряжения на каждый элемент, то можно определить и главные напряжения передачи усилий в конструкции. Таким образом, определяются рациональное распределение материала в конструкции и главные направления передачи усилий.

Для других типов конструкций используются конечные элементы другого вида. Так, для поиска распределения материала в трехслойной пластине (две обшивки, соединенные между собой жестким на сдвиг заполнителем), работающей на изгиб, таким элементом будет подобный ей элемент (рис. 6.6). Проектных параметров в этом случае для одного элемента будет три — толщина обшивок δ_1 и δ_2 , плотность заполнителя ρ_i .

6.3. УЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ

Полученное рациональное распределение материала носит для конструктора чисто рекомендательный характер, так как оно не учитывает явления потери устойчивости и многочисленных технологических ограничений на параметры конструкции. Поэтому на этом этапе конструктор для передачи усилий использует реальные силовые элементы, легко изготавливаемые технологически и не теряющие устойчивость при нагрузке — ребра, стрингеры, подкосы, стенки и т. д.

Для рационального выбора параметров этих элементов часто вновь приходится решать задачу оптимизации. Это особенно

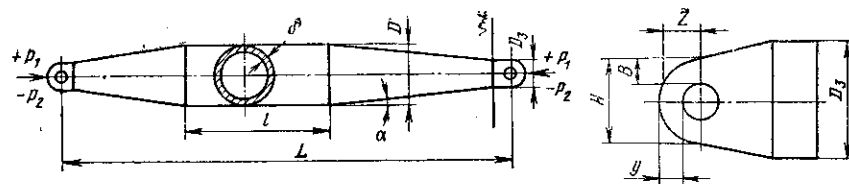
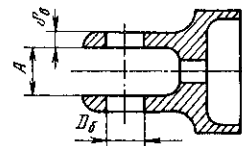


Рис. 6.7. Подкос ферменной конструкции

Рис. 6.8. Вилка подкоса



необходимо в тех случаях, когда конструкция состоит из многих элементов, работающих на устойчивость. Таким образом, распределение материала в реальной детали может сильно отличаться от ранее рекомендованного. В этом случае выбирается ряд параметров, подлежащих оптимизации и составляющих вектор $\bar{x} = \{x_1 \dots x_n\}$. После этого минимизируется функция массы всей детали $M = M(\bar{x})$ при ограничениях на прочность, устойчивость и деформацию элементов. При этом также используются специальные блоки оптимизации. Поиск решения в данном случае облегчается тем, что в большинстве случаев из соображений унификации параметры принимают дискретный ряд значений — стандартные толщины листов, диаметры под болты, углы штампов, размеры режущего инструмента, стандартные профили (из каталога) и т. д. Для этого в распоряжении конструктора должна быть информационно-поисковая система с каталогом необходимых размеров и профилей, выборку которых ЭВМ должна осуществлять автоматически. Такого рода проектирование иногда называется методом «типового элемента».

Рассмотрим применение этого метода на примере поиска рациональных конструктивных параметров стержней — подкосов ферменных конструкций (рис. 6.7).

Исходными данными для проектирования являются: длина подкоса по центрам проушин L ; значение растягивающей P_1 и сжимающей P_2 сил, действующих на подкос; характеристики материала, из которого изготовлен подкос; модуль упругости E ; временное сопротивление σ_B ; коэффициент сварного шва $k_{\text{св}}$.

Вектор оптимизации \bar{x} включает в себя параметры: толщину трубы δ ; D — максимальный диаметр трубы; диаметр законцовки D_3 ; угол конусности α ; параметры вилки законцовки (рис. 6.8); диаметр болта D_6 ; ширину ответной проушины A ; толщину щечек вилки δ_6 ; параметры щечек вилки B и y . Все остальные параметры вилки-законцовки зависят от вышеописанных и вытекают из условий технологии изготовления.

Таким образом, для описания конструкции стержня-подкоса необходимо определить 9 параметров. Их значения однозначно определяют массу подкоса M_n .

В качестве ограничений рассматривается выполнение следующих условий по прочности и устойчивости элементов подкоса: сохранение прочности подкоса в зоне сварного шва (сечение ξ на рис. 6.7)

$$\sigma_d^P = \frac{P_{\max}}{\pi D_{\text{ср}\xi} \delta} \leq \sigma_B k_{\text{св}},$$

где $D_{\text{ср}\xi} = D_{\xi} - \delta$; $P_{\max} = \max \{P_1 | P_2\}$;
сохранение общей устойчивости подкоса на длине L

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 F}{\left(\frac{L}{r}\right)^2} F k_{\text{цпл}} \geq |P_2|,$$

где F — площадь поперечного сечения в центре стержня; $k_{\text{цпл}}$ — коэффициент, учитывающий соотношение цилиндрического и конического участков стержня;
сохранение местной устойчивости трубы подкоса

$$\sigma_{\text{кр.м}} = \frac{kE}{\left(\frac{D}{2\delta}\right)} \geq \sigma_d = \frac{|P_{\max}|}{\pi D \delta}$$

$$\text{или } 2kE\delta \geq \frac{|P_{\max}|}{\pi \delta};$$

сохранение прочности на смятие вилки (см. рис. 6.8)

$$|P_{\max}| \leq 2\delta_B D_B \cdot 1,3\sigma_B;$$

сохранение прочности на разрыв щечек вилки

$$\sigma_d = \frac{P_1}{4\delta_B B} \leq \sigma_B;$$

сохранение прочности на срез щеки вилки

$$\tau_d = \frac{P_1}{4\delta_B z} \leq \tau_B \approx 0,6\sigma_B$$

$$\text{или } \frac{P_1}{4\delta_B \sqrt{y^2 + yD_B}} \leq 0,6\sigma_B.$$

Для минимизации массы подкоса по девяти вышеуказанным параметрам необходимо подключение блоков оптимизации, использующих методы случайного поиска или другие методы нахождения минимума. Практически каждый из девяти параметров принимает только дискретные значения, определяемые параметрами обрабатываемого инструмента, имеющимся сортаментом заготовок и другими технологическими и конструктивными особенностями. Например, D и δ определяются имеющимся сортаментом труб, α — набором штампов для изготовления полуконусов, D_{δ} — имеющимся сортаментом болтов и т. д. Даже если каждый пара-

метр принимает всего 5 значений, то возможное число подкосов составляет 5^9 вариантов. Понятно, что решение такой задачи возможно только на ЭВМ.

6.4. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ВЫПУСК РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Способ автоматизированного графического изображения силового элемента на чертеже со всеми необходимыми надписями, сечениями, видами в большей степени зависит от способа его геометрического моделирования на более ранних этапах разработки. Желательно, чтобы геометрический язык, используемый для выпуска рабочих чертежей, был таким же или очень близким к языку описания элемента при его конструировании с учетом ограничений технологии.

Комплекс графических программ для ЭВМ обычно состоит из следующих:

1. Подпрограмм, позволяющих вычерчивать простейшие графические элементы — прямые линии, дуги окружностей, эллипсов и т. д., являющихся основой для вычерчивания более сложных элементов.

2. Подпрограмм сопряжения простейших графических элементов между собой.

3. Подпрограмм для вычерчивания типовых деталей — ребер, болтов, гаек, профилей и т. д.

4. Подпрограмм для вычерчивания унифицированных узлов — креплений кронштейнов, фитингов, стоек, сложных профилей и т. д.

5. Подпрограмм изображения необходимых видов, разрезов, сечений силового элемента.

6. Сервисных программ для выполнения текстов, надписей, простановки размеров, штриховки и т. д.

Наиболее распространенными геометрическими языками, используемыми для автоматизированного выпуска чертежей в настоящее время, являются языки ГРАФОР и ФАП-КФ.

Необходимо отметить, что выпуск чертежей является необходимым этапом проектирования только в том случае, если в дальнейшем по этим чертежам деталь будут изготавливать неавтоматизированным способом. Если же предусматривается автоматизированное изготовление детали, то такой чертеж может быть полезен только для визуальной оценки полученного варианта конструкции с целью контроля ошибок. При создании законченных САКР, включающих в себя и автоматизированное изготовление, необходимость в выпуске чертежей отпадает.

6.5. АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ИЗГОТОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ

Если в процессе проектирования с учетом технологических ограничений заранее учесть особенность изготовления детали на станках с ЧПУ, то процесс перехода от проектирования

к получению готовой детали также может быть автоматизирован. Для этого математическое описание конструкции преобразовывается в описание траектории движения режущего инструмента.

Рассмотрим изготовление на фрезерном станке с ЧПУ тонкостенных балочных конструкций.

Математическая модель конструкции, построенная на геометрических понятиях узел — ребро — контур, позволяет достаточно легко построить необходимую траекторию движения фрезы. Для этого нужно выделить в конструкции конечное число уровней постоянной глубины, определить наилучшую последовательность их обхода и траекторию движения фрезы в горизонтальной плоскости каждого из уровней.

Необходимо также определить другие параметры технологического процесса, а именно:

- скорость резания;
- последовательность установки и крепления детали;
- время непрерывной (без перезаточки) работы фрезы;
- максимальную длину перфоленты, на которой записывается информация для станка;
- коэффициент снижения скорости при врезании фрезы;
- коэффициент снижения скорости при чистовой обработке.

Информация, необходимая для технологического процесса, обычно формируется в виде файлов на магнитном диске ЭВМ. Для передачи ее на станки может быть использована перфолента или прямая линия связи ЭВМ — станок.

ГЛАВА 7

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПАНЕЛЕЙ

Панельные конструкции могут входить в состав различных агрегатов самолета и выполнять разнообразные функции. Панели образуют аэродинамические поверхности крыла, оперения и фюзеляжа, их используют в качестве стенок шпангоутов и лонжеронов, полов кабин, противопожарных перегородок, стенок и регулируемых панелей воздухозаборников, панелей интерьера. В авиационных силовых установках панели применяются в качестве кожухов, в том числе шумопоглощающих, створок сопловых аппаратов и других деталей и узлов.

При выборе типа конструкции и проектировании панелей конструктор должен учитывать, с одной стороны, требования, предъявляемые к конструкции (нагрузку, заданные геометрию и форму, стыковку со смежными конструкциями, условия эксплуатации, экономические соображения и т. п.), с другой стороны, технологические возможности изготовления, наличие необходимых материалов, надежность работы, простоту конструктивного решения и, конечно, требование получения конструкции минимальной массы.

Следовательно, грамотное проектирование панелей невозможно без знания конкретной технологии их изготовления, конструктивных особенностей стыковки панелей, инженерных методов расчета параметров панелей из условий прочности и оптимальных соотношений параметров при минимальной массе панелей.

В научно-технической литературе приводятся данные, показывающие целесообразность применения того или иного типа панелей, однако следует учитывать, что чаще всего при этом берется только один из критериев. При рассмотрении различных критериев целесообразность применения панелей одного и того же типа может быть противоположной.

Так, например, в работе [24] приведены сравнительные данные средней стоимости единицы массы панелей различных типов при одинаковых масштабах зарубежного производства. В табл. 7.1 за единицу принята стоимость алюминиевой стрингерной панели.

Однако экономические соображения с учетом стоимости сэкеномленной массы агрегата при применении более дорогой конструкции могут быть решающими.

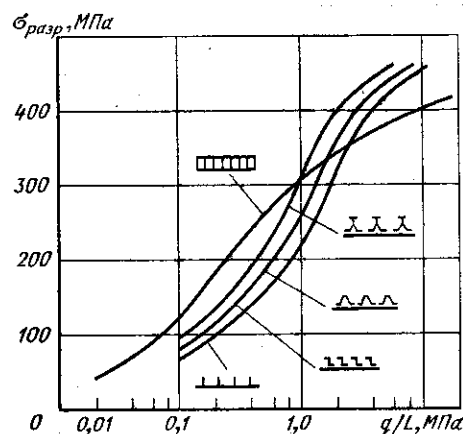


Рис. 7.1. Зависимость средних разрушающих напряжений панелей различных типов от напряженности при продольном сжатии

В книге [21] приведен график (рис. 7.1), показывающий зависимость средних разрушающих напряжений, определяющих массу панелей различных типов, от напряженности q/L при продольном сжатии (материал панелей — алюминиевый сплав). Видно, что меньшую массу (большие значения разрушающих напряжений) в диапазоне нагрузок q/L до 1 МПа имеют сотовые, свыше 1,3 МПа — стрингерные панели. Однако учет массы конструкции необходимых стыковых элементов и усиления в каждом конкретном случае может изменить диапазоны рационального применения того или иного типа конструкции, а экономические соображения или уровень подготовленности производства — и вовсе сделать невозможным применение более дорогого или сложного в изготовлении типа конструкции.

Поэтому в настоящей главе нет ответа на вопрос: какие панели лучше? Целесообразность применения той или иной конструкции определяется умением конструктора при проектировании агрегата наиболее полно использовать преимущества каждого типа панелей и уменьшить влияние имеющихся недостатков его применения. В разделах главы читателю дается материал для самостоятельного выбора типа и определения параметров наиболее рациональной конструкции панелей с учетом технологических возможностей изготовления, конструктивных особенностей стыковых соединений и использования инженерных методик расчета прочности панелей.

Таблица 7.1

Относительная стоимость панелей

Типы панели	Алюминиевые сплавы	Сплавы титана	Стали
Стрингерная	1,0	2,5	1,2
Гофровая	1,3	3,1	1,5
Монолитная	1	2,5	1,2
Сотовая:			
клееная	0,6	—	—
«Стресскин» *	—	2,2	1,5
паяная	—	3,6	2,0

* Здесь и далее наименованием «Стресскин» обозначается тип сварных сотовых панелей, технология изготовления которых предложена фирмой «Стресскин» (США) (см. разд. 7.2.4 и работу [2])

7.1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ФОРМЫ И КАЧЕСТВА ВНЕШНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ АГРЕГАТОВ САМОЛЕТА

В современном самолетостроении к поверхности агрегатов самолетов предъявляются высокие требования. Для повышения аэродинамических характеристик самолетов требуется как высокая точность выполнения контура обтекаемого обвода агрегата, так и хорошее качество его поверхности. Особое значение это имеет для современных сверхзвуковых самолетов. Допуски на точность обводов устанавливаются в зависимости от скорости полета, типа и размеров самолета, а также влияния качества поверхности данного агрегата на летные качества самолета в целом.

Наиболее жесткие требования предъявляются к крылу, оперению, рулям и элеронам самолета. Так, согласно данным [20], допуски на отклонение обводов для носовой части крыла составляют $\pm 0,6$ мм, центральной части крыла 0,8 мм, хвостовой части крыла 1 мм. Допуск на отклонение обводов фюзеляжа 1,0 ... 1,2 мм. Максимально допустимая величина ступенек при стыковке обшивок 0,1 мм (против потока) и 0,2 мм (по потоку). Для фюзеляжа эти величины соответственно равны 1 и 1,5 мм.

Главной причиной искажения формы обводов в процессе изготовления агрегатов является соединение обладающих большой жесткостью элементов каркаса со значительно менее жесткой обшивкой. Существует несколько способов сборки каркаса с обшивкой [20]. Рассмотрим основные.

7.1.1. Сборка по базе «поверхность каркаса»

В этом случае обшивка или панели устанавливаются на базовую поверхность жесткого каркаса и прижимаются к ней (рис. 7.2) во время выполнения соединения. В результате этого при сборке конструкции агрегата в стапеле в ней возникают внутренние напряжения. После выемки из стапеля конструкцию может «повести», так как напряжения в местах соединений переходят в новую равновесную форму.

В качестве примера рассмотрим каркас отсека, состоящий из продольного и поперечного наборов (рис. 7.3, а). В процессе изготовления элементы каркаса могут быть выполнены с определенными допусками ϵ , разрешающими положительные и отрицательные отклонения (рис. 7.3, б). Тогда при креплении обшивки к жестким элементам каркаса внешняя поверхность отсека получится неровной, будет иметь выпуклости и впадины. Появля-

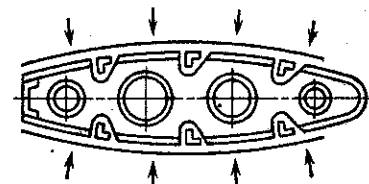


Рис. 7.2. Схема прижима обшивки к каркасу при сборке по базе «поверхность каркаса»

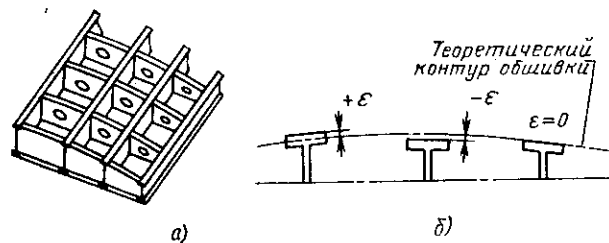


Рис. 7.3. Отклонения поверхности силовых элементов каркаса от теоретического контура

ющиеся при этом внутренние напряжения, складываясь с напряжениями от внешних нагрузок, могут привести к преждевременному разрушению конструкции, т. е. к снижению ее долговечности.

При работе в условиях высоких температур могут появиться дополнительно еще и температурные напряжения, приводящие к искажению формы и ухудшению условий работы конструкции.

Если отсек имеет переменную высоту и обладает кривизной (крыло, оперение), то возможны дополнительные напряжения в обшивке от закручивания поясов продольных элементов, подходящих к поперечным сечениям под разными углами — с переменной малой. К рассматриваемым на рис. 7.4 обводам поперечных сечений I, II и III пояс элемента каркаса, располагаемый параллельно передней кромке, подходит под разными углами φ_1 , φ_2 и φ_3 . При притягивании и приклепывании плоской заготовки обшивки к поясу в конструкции возникнут дополнительные внутренние напряжения от закручивания элементов.

В целом при сборке по базе «поверхность каркаса» — погрешность замыкающего размера (обводов) будет равна сумме погрешностей составляющих звеньев (силовые элементы, обшивка, пружинение).

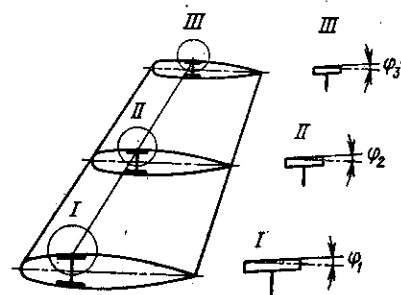


Рис. 7.4. Изменение углов малок поясов лонжерона при расположении параллельно передней кромке крыла

7.1.2. Сборка в приспособлении с базой «внешняя поверхность обшивки»

В этом случае обшивка или панель прижимается внешним обводом к опорным поверхностям сборочного приспособления на период ее присоединения к каркасу (рис. 7.5). При

Рис. 7.5. Прижим обшивки к приспособлению при сборке с базой «внешняя поверхность обшивки»

этом проектирование агрегатов необходимо проводить так, чтобы имелись компенсаторы, позволяющие убрать допуски на изготовление каркаса внутри обвода. В этом случае значительно уменьшаются внутренние напряжения и искажения внешней поверхности, что благоприятно сказывается на повышении долговечности и улучшении аэродинамической формы конструкции.

Рассмотрим примеры отсеков с поперечным и продольным наборами, выполненных с базированием по обшивке. На рис. 7.6, а компенсатором является стенка силового элемента каркаса, на рис. 7.6, б — удлиненный конец, разрезанный вдоль силового элемента, на рис. 7.6, в показано решение, при котором силовой элемент выполнен с отрицательным допуском и роль компенсатора выполняет дополнительный уголок, который крепится к стенке силового элемента каркаса и к обшивке. В некоторых случаях в качестве компенсатора применяют набор прокладок, делая при этом продольные и поперечные элементы каркаса с отрицательными допусками.

Пример цилиндрического отсека, выполненного с базировкой по теоретическому контуру — поверхности обшивки, приведен на рис. 7.7.

На рис. 7.7, а показаны компенсаторы, выполненные в виде дополнительных уголков, соединяющих шпангоут со стрингером, прикрепленным к обшивке. В этом случае уменьшена строительная высота шпангоута, что приводит к увеличению его массы.

В конструкции, изображенной на рис. 7.7, б, роль компенсатора выполняет дополнительный пояс шпангоута, соединенный с обшивкой и имеющий вырезы под стрингеры.

При невозможности (или нецелесообразности) установки продольных силовых элементов каркаса крыла или оперения по ли-

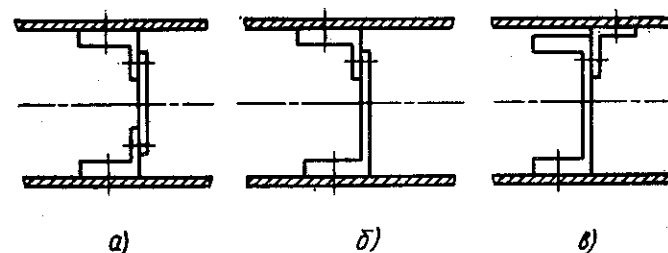
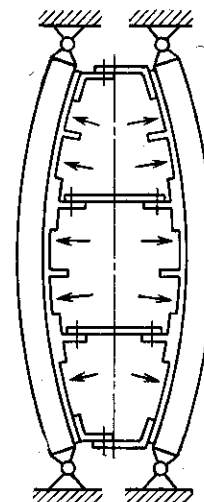


Рис. 7.6. Примеры компенсаторов высоты силовых элементов каркаса

Б. Е. С. Войт и др.

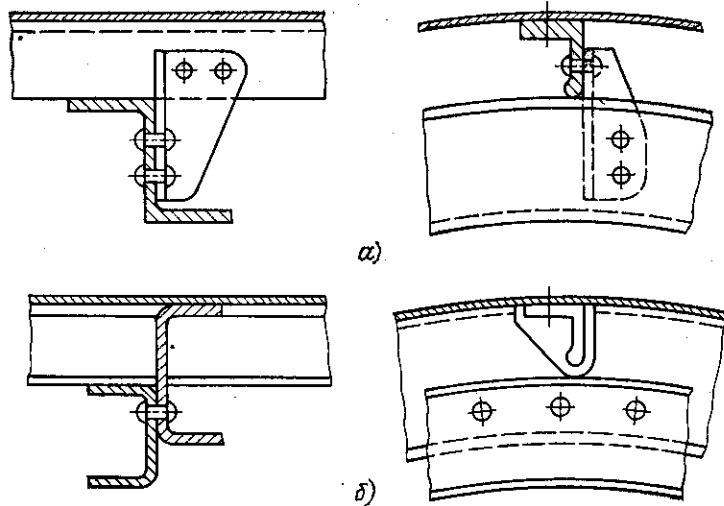


Рис. 7.7. Примеры компенсаторов при креплении шпангоутов к обшивке

нии постоянного процента хорд профиля, обеспечивающей отсутствие закручивания поясов продольных элементов (постоянную малку), необходима либо обработка внешней поверхности пояса под заданные углы наклона (переменная малка), либо применение компенсатора в виде, например, малковочных прокладок, устанавливаемых между поверхностью пояса и обшивкой (рис. 7.8).

При сборке с базой «внешняя поверхность обшивки» размеры по внешнему обводу агрегата равны размерам технологического приспособления минус пружинение собранных элементов конструкции при выемке агрегата из сборочного приспособления.

Такой технологический способ позволяет получить высокое качество формы агрегата и снижает трудоемкость сборочных работ, поскольку сборка панелей и секций может быть проведена предварительно на контрольных заклепках в стапеле и окончательно — на автоматическом оборудовании. Затем из готовых панелей собирают отсек или агрегат.

При сборке по базе «поверхность каркаса» применяют, как правило, ручные пневматические дрели и молотки.

Возможность или целесообразность применения той или иной сборочной базы определяется конструкцией агрегатов самолета, способами соединений деталей и узлов и требованиями к обводам агрегата.

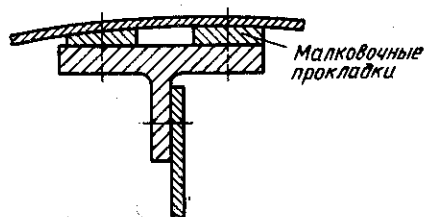


Рис. 7.8. Компенсаторы малок силовых элементов каркаса

7.2. ВИДЫ СИЛОВЫХ ПАНЕЛЕЙ

В конструкции планера самолета широко применяются панели различных видов: сборные и монолитные, с одной и двумя несущими обшивками, выполненные из металлических и неметаллических материалов.

Панели могут выполнять функции силовой конструкции планера, выдерживающей воздействие основных полетных нагрузок (панели крыла, фюзеляжа, оперения, канала воздухозаборника), вспомогательных элементов конструкции, работающих в экстремальных условиях или особых случаях эксплуатации (створки реверсов тяги, противопожарные перегородки), а также элементов конструкции, выполняющих определенные функциональные задачи (панели шумоглушения, тепловые экраны, радиопрозрачные панели, радиаторы).

Во всех этих случаях обязательно наличие одной или двух обшивок, как правило тонколистовых, формирующих поверхность агрегата или детали.

В зависимости от нагрузок, действующих на панель, и рабочих температур конструкции, панели могут быть выполнены из различных материалов: стеклопластиков, композиционных материалов, алюминиевых и титановых сплавов, сталей и жаропрочных материалов.

7.2.1. Материалы для изготовления панелей

В качестве материалов для обшивок панелей, стрингеров и усиливающих деталей применяются материалы, характеристики которых приведены в табл. 7.2. Значения характеристик прочности σ_b и $\sigma_{0,2}$, модуля упругости E приведены как ориентировочные, минимальные для данного типа материала при нормальной рабочей температуре 20 °C и уточняются в зависимости от конкретной марки и способа термообработки материала, в соответствии с данными ГОСТов и технических условий (ТУ), с учетом необходимой рабочей температуры конструкции. Все перечисленные материалы могут быть использованы для изготовления клепаных сборных панелей. Возможность использования материалов для других типов панелей, указана в соответствующей графе табл. 7.2.

В качестве клеев для клееклепанных и клееварных панелей, клеевых неметаллических стрингерных панелей и панелей с сотовым наполнителем применяются пленочные клеи типа ВК-24М, ВК-25, ВК-32-200, имеющие прочность на сдвиг $\tau_{сдв} = 15 \dots 20$ МПа, толщину пленки 0,15 ... 0,30 мм.

В качестве припоев для пайки стальных и титановых сотовых панелей применяются припои типа ВПр-13 и ВПр-15, соответственно имеющие прочность на сдвиг $\tau_{сдв} = 200 \dots 300$ МПа, толщина фольги припоя 0,05 ... 0,10 мм.

Таблица 7.2

Характеристики материалов, применяемых для изготовления панелей

Материал	Плотность ρ , г/см ³	$\sigma_{в'}$, МПа	$\sigma_{0,2'}$, МПа	$E \cdot 10^{-4}$, МПа	Тип панелей
Алюминиево-магниево-магнелиевые сплавы					
МА8	1,80	230	—	4,5	Прессованные »
АМг6	2,70	320	160	7,2	
Алюминиевые сплавы					
Д16Т	2,80	430	300	7,2	Прессованные
Д16АТВ	2,80	415	280	7,2	Прессованные, сотовые
Д16АТНВ	2,80	435	340	7,2	Сварные стрингерные, прессованные, сотовые, клееные
Д19АТВ	2,80	400	300	7,2	Прессованные
В95	2,80	520	440	7,2	»
В95АТ1СВ	2,80	530	460	7,2	
АК6	2,80	370	250	7,2	Штампованные »
АК8	2,80	440	320	7,2	
АЛ4	2,78	260	200	7,0	Литые »
АЛ9-1Т5	2,78	210	—	7,0	
Титановые сплавы					
ВТ1-0	4,50	400	—	11,0	Сварные стрингерные, сотовые сварные
ОТ4	4,55	700	580	11,0	То же
ОТ4-1	4,55	600	490	11,0	»
ВТ6С	4,65	850	—	11,0	»
ВТ20	4,65	950	730	11,0	Сварные стрингерные, сотовые паяные
ВТ15	4,85	900	700	11,0	То же
ВТ16	4,85	900	720	11,0	»
ВТ23	4,85	1100	800	11,0	»
ВТ20Л	4,65	900	800	11,0	Литые »
ВТ5Л	4,65	700	630	11,0	
Стали					
30ХГСА	7,80	1100	850	21,0	Сварные стрингерные, штампованные, прессованные
07Х15Н7ЮМ2 (ЭП35)	7,70	120	1000	19,0	Сотовые паяные, сотовые «Стресскин»
08Х15Н55Д2Т	7,80	1250	950	21,0	Сварные стрингерные, сотовые «Стресскин»
12Х18Н10Т	7,85	540	—	19,0	Сварные стрингерные, сотовые паяные, сотовые «Стресскин»
35ХГСЛ	7,80	1000	850	21,0	Литые

Продолжение табл. 7.2

Материал	Плотность ρ , г/см ³	$\sigma_{в'}$, МПа	$\sigma_{0,2'}$, МПа	$E \cdot 10^{-4}$, МПа	Тип панелей
<i>Жаропрочные сплавы</i>					
ХНВГ (ЭИ868)	8,90	950	—	19,0	Сварные стрингерные, сотовые паяные, сотовые «Стресскин»
ХН50ВМКТЮР (ЭП99-ИД)	8,90	1200	—	19,0	То же
<i>Стеклопластик</i>					
СТП-6А	1,80	400	—	—	Клееные стрингерные, сотовые клееные
<i>Углепластик</i>					
КМУ-ЗлН	1,40	Однонаправленный, растяжение 100	—	Однонаправленный, растяжение 16	Клееные стрингерные, сотовые клееные

7.2.2. Сборные панели

Под сборными панелями условно подразумевают панели, к обшивке которых заклепками, болтами или точечной сваркой присоединяют элементы силового набора: стрингеры, ребра жесткости, стыковочные и законцовочные профили. Это наиболее распространенные в современном самолетостроении панели стрингерного (рис. 7.9, а, б) и гофрового (рис. 7.9, в) типов.

В качестве стрингеров, ребер жесткости, стыковочных и законцовочных элементов могут использоваться гнутые профили из листового материала, форма сечения которых показана на рис. 7.10, а также профили, получаемые методом прессования или прокатки (рис. 7.11).

Высота сборных панелей чаще всего постоянна, поскольку изготовление гнутых или штампованных стрингеров переменной высоты сильно усложняет технологию, а прессованные профили переменной высоты не изготавливаются совсем. Некоторым видам гнутых и прессованных профилей простейшей формы переменные высота и толщина стенки могут быть приданы фрезерованием после изготовления.

Криволинейную форму сборные панели могут получить при сборке предварительно отформованной обшивки со стрингерами, которым придана кривизна в соответствии с местом установки каждого стрингера на криволинейную обшивку, а также при использовании общих для всех типов панелей способов формования криволинейных поверхностей для изготовления плоских панелей, приведенных в разд. 7.2.5.

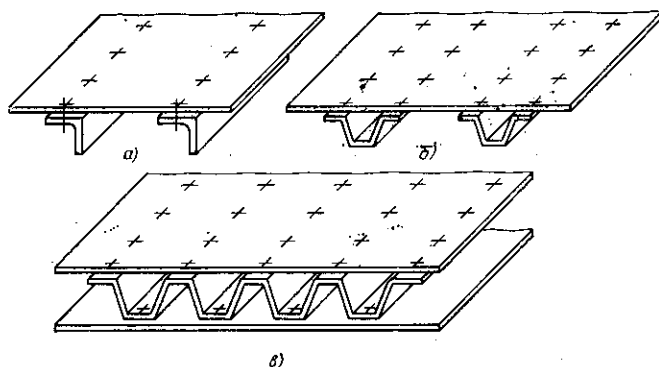


Рис. 7.9. Типы стрингерных и гофрированных панелей

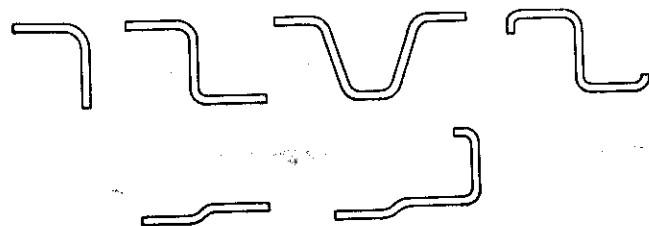


Рис. 7.10. Профили гнутых стрингеров

Клепка и приварка элементов продольного и поперечного силовых наборов может производиться на станках-автоматах, при этом габариты панелей ограничиваются лишь возможностями оборудования и могут достигать значительных размеров (как правило, в этом случае ограничивается только ширина панелей).

Для улучшения вибростойкости и ресурса применяют кле-клепанные и клеесварные соединения стрингеров и усиливающих элементов с обшивками панелей. Такие панели размерами до 2000×20 000 мм использованы в конструкции самолета Ан-22 [2].

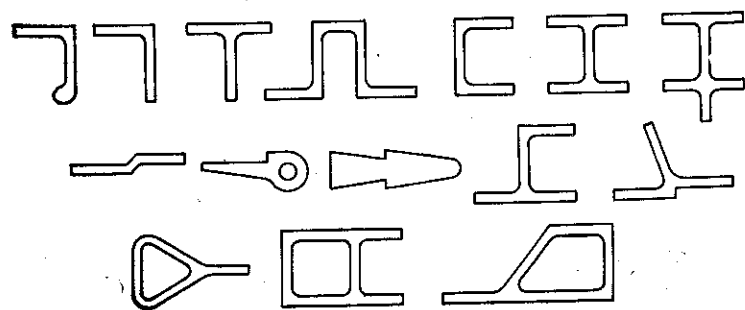


Рис. 7.11. Профили прессованных стрингеров

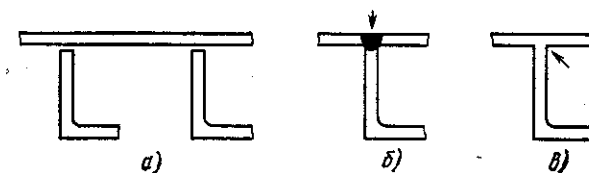


Рис. 7.12. Соединение обшивки панелей со стрингерами способами сквозного проплава и диффузионной сварки:

а — исходное положение; б — электронно-лучевая сварка; в — диффузионное сращивание

В настоящее время все большее применение находят панели из композиционных материалов, особенно с применением стекло- и углепластиков. В этом случае обшивка набирается из необходимого количества слоев стеклоткани или волокон, ориентированных в различных направлениях для придания прочности по направлениям действия основных нагрузок. Слои, пропитанные связующим, выкладываются на технологическую болванку с соответствующей формой поверхности. После полимеризации они образуют обшивку панели, которая в местах установки стрингеров может быть заранее усилена при наборе слоев.

Стрингеры из композиционного материала изготавливаются отдельно, выкладыванием слоев материала и полимеризацией заготовки в технологической форме, а затем приклеиваются к обшивке.

Радиопрозрачные панели изготавливаются из стеклоткани с применением связующих на основе смол.

Стрингерные панели из неметаллических материалов можно отнести как к сборным, так и монолитным панелям, поскольку присоединение стрингеров может быть проведено одновременно с процессами их полимеризации и обшивки.

Существуют также разновидности металлических сборных панелей, которые после изготовления представляют собой единое целое. Так, обшивка панелей может быть соединена со стрингерным набором методом сквозного проплава (рис. 7.12, а, б) или диффузионной сваркой (рис. 7.12, а, в). Такие панели имеют преимущество в массе за счет отсутствия двойных толщин материала в местах соединения стрингеров и обшивки.

7.2.3. Монолитные панели

Рост скоростей полета современных самолетов повышает требования к их аэродинамическим схемам и конструкциям. Снижаются относительные толщины крыла и оперения. Предъявляются повышенные требования к качеству внешней поверхности всех агрегатов самолета, а также в связи с увеличением скоростного напора — к жесткости конструкции из условий аэроупругости.

В зонах сжатых панелей с высокими уровнями напряженностей (отношение распределенной сжимающей нагрузки q к длине сжа-

той стойки L , где L , например,—расстояние между нервюрами крыла), когда панель может потерять как общую, так и местную устойчивость, необходимы и утолщение обшивки, и установка стрингеров с более частым шагом. Однако утолщение обшивки для увеличения местных критических напряжений нецелесообразно из-за большого приращения веса, а уменьшение шага между стрингерами в сборных конструкциях панелей может быть сделано до определенных технологических пределов. К тому же из-за ослабления обшивки отверстиями под заклепки значительно снижается сопротивление усталости конструкции.

В этом случае наилучшим проекторочным решением, отвечающим поставленным требованиям, будет применение монолитных панелей. У таких панелей обшивка изготавливается совместно с продольным, а иногда и поперечным силовыми наборами.

При применении монолитных панелей можно получить следующие преимущества:

- меньшее количество деталей при сборке;
- снижение трудоемкости за счет применения производственных процессов штамповки, прессования, литья, упрощения панельной сборки при базировке на обшивку;
- высокую герметичность за счет отсутствия отверстий, уменьшение дополнительного веса на герметизацию;
- улучшение усталостных свойств конструкции из-за отсутствия отверстий для клепки или концентрации напряжений в местах точечной сварки;
- улучшение качества внешней поверхности по сравнению со сборными панелями за счет отсутствия «утяжек» обшивки, коррозий при сборке.

Однако, как это обычно бывает у любых конструкций, применение монолитных панелей не свободно и от недостатков. К ним относятся:

большая стоимость и длительность изготовления заготовительной оснастки (штампов, матриц, форм для литья), что делает целесообразным применение таких конструкций только при больших сериях деталей;

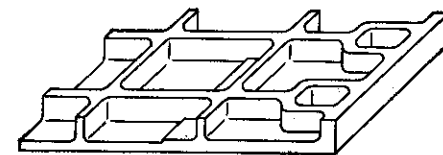
сложность выполнения конструктивных изменений в процессе доводки и модификации конструкции.

Профессиональное мастерство конструктора заключается в том, чтобы применить наиболее целесообразный тип конструкции. При этом наиболее полно должны быть использованы ее достоинства.

Для изготовления монолитных панелей применяются следующие технологические процессы:

- а) фрезерование (механическое и химическое);
- б) прессование;
- в) прокатка;
- г) горячая штамповка;
- д) литье.

Материалы для изготовления монолитных панелей приведены в табл. 7.1. Подробно методы изготовления монолитных панелей изложены в работе [8].



Фрезерованные панели, получаемые механическим фрезерованием из плит, широко используются в настоящее время. Для их изготовления применяются станки с ЧПУ. Выигрыш в массе панели по сравнению с клепаной конструкцией экономически оправдывает применение дорогостоящей сложной механической обработки. Фрезерованные панели могут иметь продольный и поперечный силовые наборы с изменяемыми шагами и толщинами ребер, изменяемую толщину обшивки, а также местные усиления необходимой толщины и конфигурации. Одновременно на панели могут быть сформированы места для крепления со смежной конструкцией: фитинги, усиления, стыковочные профили. Вид фрезерованной панели показан на рис. 7.13.

Положительными качествами этих панелей являются высокая точность размеров и чистота поверхности.

К недостаткам применения фрезерованных панелей относятся: высокая трудоемкость изготовления (в 3...4 раза выше, чем у прессованных панелей); огромные отходы материала в стружку (КИМ только 10...15%); худшее сопротивление усталости конструкции, так как в результате фрезерования перерезаются волокна материала, на поверхности остаются риски и зазоры от фрезы — последние могут оказаться причиной появления преждевременных усталостных трещин.

Несмотря на недостатки, фрезерованные панели находят широкое применение в конструкции крыльев и оперения самолетов (например, Ту-144, В-52, «Виккерс VC-10» и других).

Габариты панелей определяются возможностями фрезерных станков и могут достигать размеров 4000×10 000 мм. Минимальные толщины ребер и обшивки $\delta_{\min} = 1,5 \dots 2,0$ мм, минимальные радиусы закруглений и переходов зависят от материала и высоты панелей, а также от применяемого инструмента (фрез) и оснастки. Типовое сечение панели показано на рис. 7.14.

Травление (химическое фрезерование) гораздо более дешевый и производительный метод обработки больших поверхностей на малую глубину, чем механическое фрезерование. Травлением можно получить толщину листа из алюминиевых, титановых сплавов и сталей до 0,3 мм, обеспечив этим ступенчатое изменение толщины листа при заданном ее распределении по поверхности, используя травление в несколько переходов как по толщине обшивки, так и по форме сечения, как это показано на рис. 7.15.

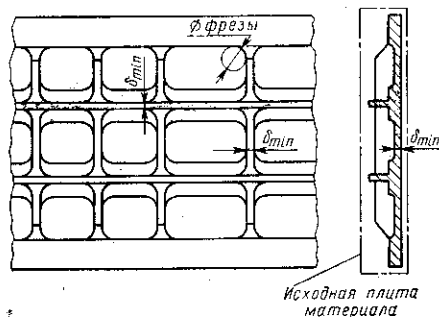


Рис. 7.14. Типовое сечение фрезерованной панели

Как правило, исходная толщина химически фрезеруемого листа (а следовательно, и высота ребер) не превышает 6 ... 8 мм. Полученные травлением панели обладают хорошими прочностными свойствами. Высокие качество и экономичность этого метода привели к его широкому использованию в авиационной промышленности, особенно для доработки деталей и панелей до окончательной минимальной толщины. При этом конструктивные и технологические излишки материала снимаются и уменьшается масса конструкции.

Серьезным недостатком процесса химического фрезерования являются сложные условия работы цехового оборудования и персонала, связанные с наличием в атмосфере цеха паров кислот, а также необходимость нейтрализации отработанных активных растворов.

Обработка плоских или криволинейных (рис. 7.16) заготовок на станках с программным управлением (или копировально-фрезерных) с пятью степенями свободы при механическом фрезеровании позволяет придавать панелям криволинейную форму. При химическом фрезеровании необходимая криволинейность должна быть придана исходной заготовке (см. рис. 7.15).

Прессованные панели. Прессование является наиболее рациональным способом изготовления монолитных панелей, получившим в настоящее время достаточно широкое применение.

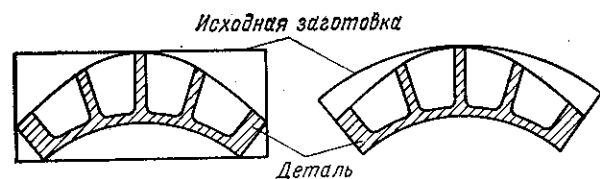


Рис. 7.16. Исходные заготовки для фрезерования панелей криволинейной формы

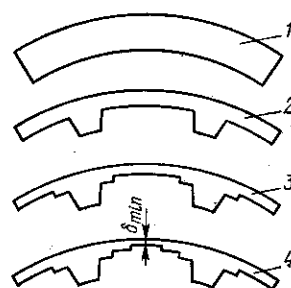


Рис. 7.15. Переходы при изготовлении панели методом химического фрезерования:

1 — исходная заготовка; 2 — переход I; 3 — переход II; 4 — переход III (готовая деталь)

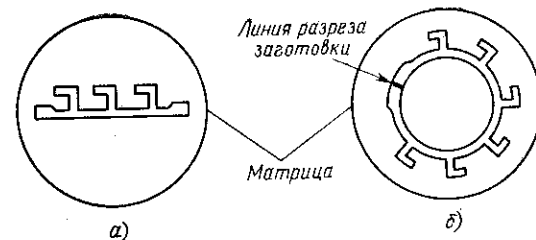


Рис. 7.17. Матрицы для изготовления прессованной панели

Прессованные панели изготавливаются из материалов АМц, Д16, ОТ4, 30ХГСА и других, указанных в табл. 7.2. Материал, прошедший процесс прессования, имеет высокий уровень механических характеристик, особенно вдоль панели.

Процесс прессования характеризуется высокой производительностью и экономичностью использования материала. Способ прессования панелей заключается в продавливании материала через фигурное отверстие в матрице в виде щели (рис. 7.17, а) или круга (рис. 7.17, б). При изготовлении согласно рис. 7.17, б трубчатую заготовку, полученную в результате прессования, разрезают по образующей и разворачивают в плоскую панель.

Наиболее часто применяемые формы сечений прессованных панелей показаны на рис. 7.18. По краям панели могут быть образованы утолщения, из которых образуют усиления, или применяют в качестве элементов, необходимых для стыковки.

В настоящее время возможно получение прессованных панелей шириной до 4500 мм и длиной до 25 000 мм [2, 20]. Толщина ребер и обшивки панелей от 3 мм и выше. На самолете Ан-22 применены прессованные панели из материалов Д16 и В95 шириной до 865 мм и длиной до 12 000 мм.

Недостатком прессованных панелей является возможность получения только панелей с параллельными ребрами при одинаковой форме сечения и толщине стенок по длине панели. С одной стороны, это является нерациональным с точки зрения расположения продольных силовых элементов по размаху крыла (рис. 7.19, а, б), с другой стороны, усложняется заделка продольных силовых элементов панели на стенки и лонжероны, расположенные к ним под некоторым углом (зона А, рис. 7.19, а).

Для необходимого изменения площади сечения панели при уменьшении нагрузок (изгибающего момента) при удалении от бортовой хорды, иногда сфрезеровывают по размаху часть силового набора

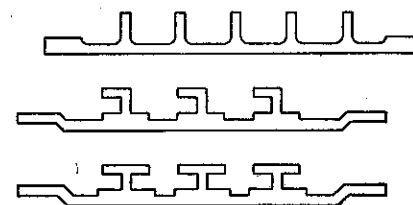


Рис. 7.18. Типовые формы сечений прессованных панелей

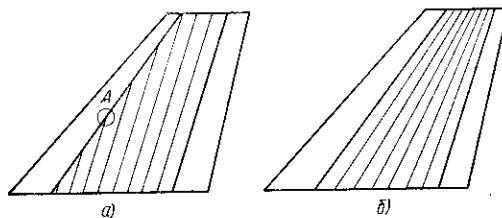


Рис. 7.19. Расположение продольных силовых элементов (стрингеров) по размаху крыла:

а — для прессованных панелей; б — для клепаемых панелей

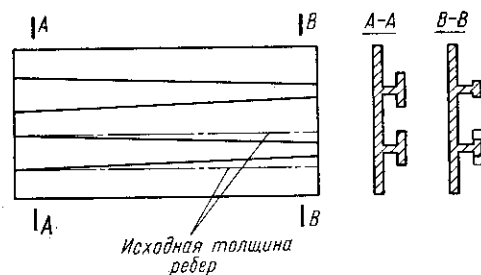


Рис. 7.20. Изменение площади сечений силовых элементов прессованных панелей

Недостатком катаных панелей является простая конфигурация их сечений (рис. 7.21).

Штампованные панели. Методом горячего прессования (штамповки) могут быть изготовлены панели не только с продольными и поперечными силовыми элементами переменного сечения, но и одновременно со стыковыми узлами для привязки к смежной конструкции. Форма панелей аналогична показанной на рис. 7.13, 7.14, 7.21 и 7.22. При штамповании панелей волокна материала располагаются наилучшим образом по сечению панели, такие панели обладают наиболее высокой прочностью.

Площадь штампованных панелей из цветных сплавов на современных самолетах может достигать 3 м², а масса штампованных деталей — до 1000 кг [2], однако для этого требуются прессы с усилиями 10 000 ... 30 000 тс на 1 м² площади панели.

Большая потребная мощность прессов является недостатком, сдерживающим применение штампованных панелей большого габарита. К недостаткам штампованных панелей относятся большая толщина стенок (4 мм) и низкая точность размеров. Наличие штампованных уклонов непроизводительно увеличивает массу панелей, особенно при использовании материалов с большой плотностью.

прессованной панели по высоте или ширине ребер (рис. 7.20). Однако в этом случае перерезаются волокна материала, что ухудшает прочность панели и увеличивает трудоемкость ее изготовления.

Катаные панели. Прокатка панелей может быть осуществлена из плоской или предварительно прессованной заготовки, при этом может быть получена панель не только с продольными, но и с поперечными ребрами (панель «вафельного» типа).

Толщина обшивки панели по сравнению с прессованной может быть уменьшена до 1 мм. Для изготовления катаной панели используют те же материалы, что и для прессованных панелей.

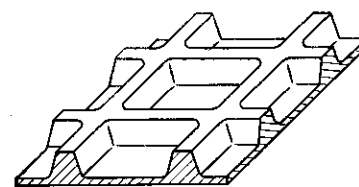


Рис. 7.21. Вид элемента катаных панелей

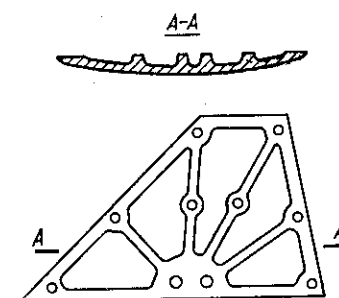


Рис. 7.22. Вид литой панели крыла →

Штампованные панели применяют в сильно нагруженных зонах при средне- и крупносерийном производстве агрегатов самолета.

Литые панели могут быть выполнены с поверхностью любой формы и с силовым набором любой конфигурации. Этим они выгодно отличаются от панелей других типов. Литыми могут быть выполнены крыло и оперение, состоящие всего из двух половин — верхней и нижней (см. рис. 7.22), при этом литая конструкция имеет лонжероны и узлы крепления к фюзеляжу. Силовые элементы и ребра могут располагаться в любых направлениях, однако высота их ограничена, для алюминиевых сплавов, например, она не более 60 мм.

В работе [8] показана возможность изготовления литых панелей с толщиной обшивки 2 ... 4 мм размером 1000×2000 мм методом выжимания из сплава АЛ9 ($\sigma_b = 200$ МПа).

Материалы, используемые для литых панелей, приведены в табл. 7.2.

Наиболее тонкие детали с толщинами стенок до 1,5 ... 2,0 мм получают литьем под давлением и по выплавляемым моделям.

Преимущества литых панелей:

возможность получить конструкции со сложным силовым набором и малой толщиной обшивки;

большая производительность труда при изготовлении панелей, меньшая трудоемкость изготовления оснастки, простота оборудования.

Основной недостаток, препятствующий широкому распространению литых панелей в самолетных конструкциях, — низкие механические свойства литейных материалов (см. табл. 7.2). Наличие рыхлот, раковин в литых деталях требует также увеличения коэффициента безопасности при расчете прочности конструкций до значений не менее $f = 2$. Все это (а также дополнительные технологические требования литейных уклонов, радиусов и другие) приводит к значительному утяжелению литых конструкций.

7.2.4. Многослойные конструкции

По условиям нагружения в ряде мест конструкции самолета требуется применение панелей, имеющих обшивку менее 1 мм, а зачастую и наличие не одной, а двух таких обшивок,

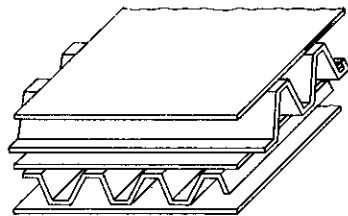


Рис. 7.23. Многослойная панель с пересекающимся гофрированным заполнителем

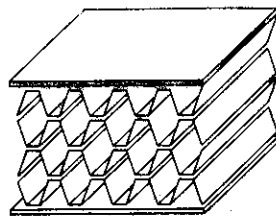


Рис. 7.24. Многослойная панель с заполнителем из параллельно расположенных гофров

ограничивающих панель с обеих сторон (концевые панели крыла, панели оперения, рулей и элеронов, панели канала воздухозаборника, перегородки, створки и другие). В этих случаях применение стрингерных панелей, с одной стороны, увеличивает массу конструкции, поскольку частота установки стрингеров для увеличения местных критических напряжений в обшивке ограничена и, поэтому не используются полностью прочностные возможности материала, а с другой стороны, необходимость присоединения второй обшивки значительно усложняет процесс изготовления панелей. Иногда в таких случаях применяются панели, состоящие из двух обшивок и расположенного между ними заполнителя в виде гофров, называемые «гофрированными панелями».

Гофрированные панели чаще всего делают из свариваемых материалов, что дает возможность присоединить гофры к обшивке точечной или роликовой электросваркой.

Одним из положительных свойств гофрированных панелей является возможность использовать их для теплонагруженных конструкций, так как гофр дает обшивке возможность при нагревании свободно деформироваться в поперечном направлении, уменьшая возможность появления температурных напряжений.

Недостатком гофрированных панелей является наличие в них прочности и жесткости только в одном направлении — в направлении гофра. При уменьшении толщины обшивки, например, из материала ОТ4, до 0,4 мм для обеспечения местной устойчивости при сжатии с высоким уровнем критических напряжений до $\sigma_{0,2} = 450 \dots 500$ МПа, требуется размер между точками крепления гофров порядка 10 ... 11 мм. Это технологически сложно, к тому же выполнить такие конструкции с гладкой обшивкой, без ребрения, практически невозможно.

В последнее время рассматривается вопрос использования гофрированных панелей не в силовых конструкциях, а в конструкциях теплозащитных панелей и в тепловых экранах. В этом случае гофрированная панель изготавливается в виде нескольких слоев в последовательно перпендикулярным (рис. 7.23) или параллельным (рис. 7.24) расположением гофрированного заполнителя. Толщина об-

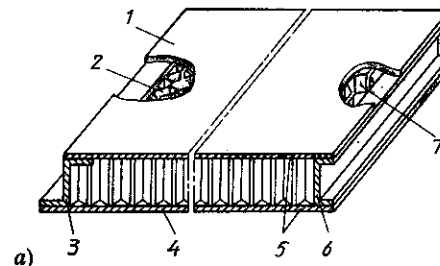
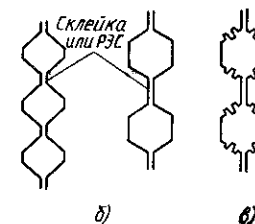


Рис. 7.25. Общий вид сотовой панели:

1, 4 — обшивки или несущие слои панелей; 2, 7 — сотовый заполнитель с квадратной или шестигранной ячейкой; 5 — галтель клея, припой или место диффузионного срачивания фольги заполнителя с обшивкой; 3, 6 — силовые или окантовочные элементы



шивок и гофрированного заполнителя таких панелей может составлять 0,1 ... 0,2 мм.

Для наилучшего использования тонкого материала в обшивках силовых конструкций, нагруженных сжатием или сдвигом в плоскости панели, необходимо наличие заполнителя, подкрепляющего обшивку по всей поверхности во всех направлениях с малым (менее 10 ... 12 мм) шагом подкрепления.

Сотовые панели. В 1950-х годах был найден способ изготавливать легкий и жесткий заполнитель из тонкой фольги, соединенной в виде сотовых ячеек, и надежно прикреплять его по торцам сотов к тонколистовой обшивке. Появились конструкции, названные «сотовыми панелями», хотя вид заполнителя не всегда соответствует шестигранному рисунку сотов (рис. 7.25, б).

В настоящее время существуют и успешно применяются несколько типов сотовых панелей. Чаще всего используются:

- а) неметаллические и дюралевые клеенные панели;
- б) титановые и стальные панели, свариваемые по методу фирмы «Стресскин» (в настоящее время фирма имеет название «Astech» *);
- в) титановые диффузионно-сварные панели;
- г) титановые и стальные паяные панели.

Трехслойная сотовая конструкция обладает рядом достоинств, важнейшими из которых являются высокие характеристики устойчивости несущих слоев (обшивок) из-за эффективного их подкрепления заполнителем и высокая жесткость на изгиб панели, благодаря разнесенным от нейтральной оси за счет заполнителя обшивкам. Кроме того, сотовые панели имеют ряд других преимуществ:

* В литературе сварные панели фирмы «Стресскин» («Stresskin») иногда называют диффузионно-сварными, так как их подвергают нагреву в вакуумных печах для улучшения качества точечной сварки отбортовки заполнителя с обшивкой за счет диффузионного срачивания в районе сварной точки. В настоящей книге диффузионно-сварными называются панели, заполнитель которых приваривается диффузионной сваркой по торцам фольги к обшивке встык, без отбортовки заполнителя.

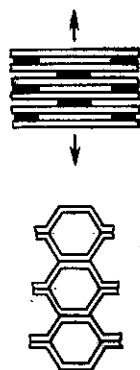


Рис. 7.26. Изготовление сотового заполнителя растяжкой пакета фольги

высокое качество формы и поверхности;
хорошую эксплуатационную надежность в условиях виброакустического нагружения вследствие отсутствия концентраторов напряжений и высоких собственных частот элементов панели;
высокую производственную технологичность, определяемую минимумом деталей, подаваемых на сборку, и возможностью полной автоматизации процесса изготовления;
хорошие тепло- и звукоизолирующие свойства.

Как и все другие конструкции, сотовые панели не свободны от недостатков. К ним относятся:

необходимость применения сложных станков-автоматов и специального оборудования для склейки, пайки или сварки заполнителя с обшивкой;

обязательное согласование между собой, а следовательно, и ограничение материалов, применяемых для изготовления заполнителей и обшивок, а также используемых для соединения обшивок с заполнителем;

необходимость защиты внутренней полости от попадания или накопления влаги и ряд других.

В сотовых конструкциях существует тесная связь между применяемыми материалами и технологией изготовления. Каждому конкретному технологическому типу сотовой панели (клееной, паяной, или сварной) соответствуют определенные группы материалов для несущих обшивок, заполнителя и соединения (клей, припой), обеспечивающие возможность надежного изготовления панели в целом. Материалы, наиболее часто применяемые для основного силового элемента панелей — обшивки, и их характеристики (для $T = 20^\circ\text{C}$) приведены в табл. 7.2.

В качестве заполнителей для клееных панелей из неметаллических композиционных материалов применяются сотовые заполнители из стеклоткани, бумаги «Номекс», а также заполнители из алюминиевых сплавов и сплавов титана. Заполнитель для диффузионно-сварных и паяных титановых панелей изготавливается из фольги ВТ6 или ВТ15, заполнитель для стальных паяных и сварных панелей из того же материала, что и обшивка. Ленты заполнителя для сварных панелей по методу «Стресскин» изготавливаются из хорошо штампуемых материалов типа ВТ1-0, 12Х19Н10Т, ЭП35.

Характеристики материалов для изготовления обшивок и заполнителей сотовых панелей, клеев и припоев для присоединения обшивок к заполнителям приведены в разд. 7.2.1.

Рис. 7.27. Схема склейки сотовой панели:

1 — шланг от вакуумного насоса; 2 — сотовая панель; 3 — вакуумный мешок; 4 — прижим; 5 — технологическая плита (основание); 6 — силовые элементы панели

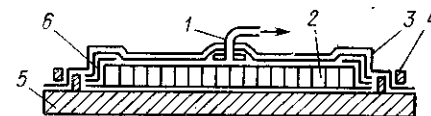


Схема клееных, паяных и диффузионно-сварных панелей показана на рис. 7.25, а, б.

Процесс изготовления таких панелей разделяется на два этапа: 1) изготовление сотового заполнителя (в виде так называемых «сотовых блоков»); 2) присоединение обшивок к сотовому блоку.

При изготовлении сотовому блоку придают форму поверхности, соответствующую форме обводов панели с учетом толщины присоединяемых обшивок.

Для сотовых конструкций, окончательная форма которых может быть получена из плоской панели-полуфабриката путем последующей деформации (см. разд. 7.2.5), исходная поверхность сотового блока может иметь плоскую форму.

Сотовые заполнители клееных панелей из алюминиевых сплавов и полимерных материалов изготавливают чаще всего методом растяжки пакета плоских полос фольги, склеенных в местах, соответствующих расположению двойных граней (рис. 7.26).

Сотовые заполнители из сплавов титана и сталей получают методом формования отдельных лент фольги с последующей точечной сваркой в местах соприкосновения граней на автоматизированных установках (см. рис. 7.25, б). Для увеличения жесткости грани сотовых ячеек могут иметь один или несколько рифтов (рис. 7.25, в).

Присоединение обшивок клееных панелей чаще всего производят в автоклавах. Схема сборки элементов панели в контейнер для склеивания показана на рис. 7.27. Размер клееной панели определяется размером автоклава и может достигать 3000×8000 мм. Высота заполнителя до 400 мм.

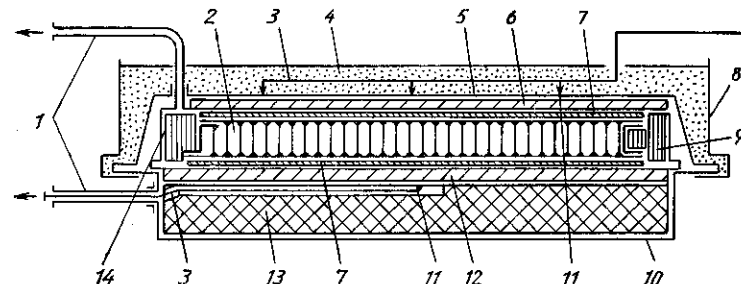


Рис. 7.28. Схема контейнера для пайки сотовых панелей:

1 — трубки к вакуумным насосам; 2 — сотовая панель; 3 — проводка к термодарам; 4 — песок; 5 — наружный кожух; 6 и 12 — медные листы; 7 — технологические выравнивающие листы; 8 — обойма; 9 и 14 — технологические сухари; 10 — внутренний кожух; 11 — термодары; 13 — графитовая плита (основание)

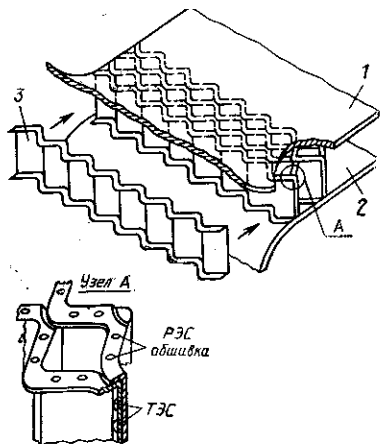


Рис. 7.29. Схема сборки сварных панелей по методу фирмы «Стресскин»: 1, 2 — обшивка панели; 3 — ленточка гофрированной фольги сотового заполнителя

Пайка и диффузионная сварка обшивок с сотовым блоком производится в печах. Схема сборки элементов панели в контейнер для этого случая показана на рис. 7.28.

Наиболее часто употребляемые размеры паяных и диффузионно сварных панелей 1000×1500 мм, 2000×3000 мм, но могут быть и больше, что определяется, в основном, размерами печей для нагрева контейнеров с панелями. Высота заполнителя таких панелей — до 120 мм. Силовые элементы у клееных и паяных панелей чаще всего вводят в состав панели при сборке контейнеров. Тогда после изготовления панели образуется неразъемное соединение (панель-агрегат). У диффузионно-сварных панелей силовые элементы чаще всего присоединяются к изготовленной панели-полуфабрикату, поэтому расположение силовых элементов внутри контейнера, показанное на рис. 7.28, характерно только для паяных панелей. Особенностью изготовления сварных панелей по методу фирмы «Стресскин» является то, что отформованные ленты заполнителя присоединяются к обшивкам панели роликовой электросваркой (РЭС) и соединяются между собой по ребрам граней ячеек точечной электросваркой (ТЭС) последовательно в процессе общей сборки — сварки панели на автоматических установках (рис. 7.29). При этом получают панели-полуфабрикаты плоские либо цилиндрические (диаметром более 1000 мм). Плоским панелям можно в дальнейшем придать криволинейную форму, как это описано в разд. 7.2.5. Силовые элементы присоединяются только к изготовленным панелям.

Размеры сварных панелей по методу «Стресскин» по ширине не превосходят 1200 ... 2000 мм, длина панелей не ограничена, высота заполнителя обычно не превышает 60 мм.

На рис. 7.25 изображены наиболее часто встречающиеся формы ячеек сотовых заполнителей. Видно, что сотовый заполнитель конструктивно анизотропен: жесткость и прочность его на сдвиг в направлении лент фольги и перпендикулярно этому направлению различны. Чаще всего используется заполнитель с шестигранной ячейкой.

Сотовые панели широко применяются в конструкции самолетов. На самолете «Хасслер В-58» 95% поверхности выполнено из клееных алюминиевых сотовых панелей, на самолете ХВ-70 «Вальки-

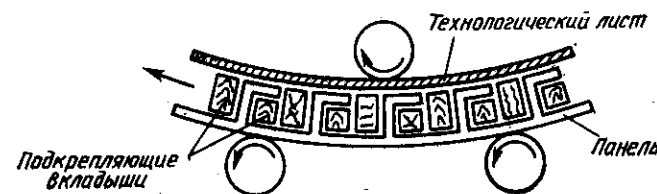


Рис. 7.30. Гибка панелей в валах

рия» 80% поверхности крыла и фюзеляжа занимают стальные паяные сотовые панели, створки реверса тяги на самолетах В-727, В-737 изготовлены из сварных панелей «Стресскин».

Случаи применения сотовых панелей, типовые конструкции агрегатов подробно изложены в книгах [3, 7], технология изготовления сотовых панелей — в книге [3].

7.2.5. Формообразование изготовленных панелей

Изготовленным сборным, монолитным и сотовым панелям из металлических материалов дополнительно может быть придана криволинейная форма поверхности, соответствующая необходимым аэродинамическим обводам. Для этого используют существующие технологические способы гибки и формообразования, максимально упрощая форму панелей, лучше всего сделав плоскую панель одинаковой высоты.

Гибка панелей в валах. В этом случае для стрингерных панелей необходимо принять меры для подкрепления выступающих элементов и обшивки, как это показано на рис. 7.30.

Для панелей с сотовыми заполнителями опытным путем устанавливают минимально возможные радиусыгиба, не вызывающие складок у сжатой обшивки, разрушений заполнителя и соединений (клейки, пайки, сварки).

Изгиб панелей с растяжением (рис. 7.31). Для этого используют растяжно-обтяжные (РО) или растяжно-гибочные станки

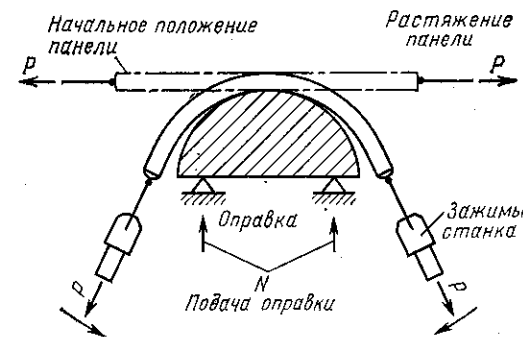


Рис. 7.31. Изгиб панелей с растяжением обшивки

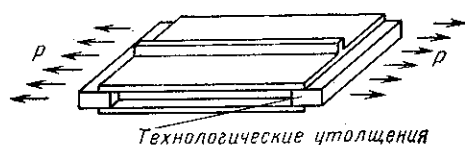


Рис. 7.32. Вид панели с захватами для растяжения обшивки

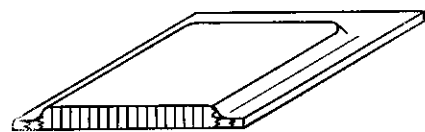


Рис. 7.33. Панель с обштампованными кромками

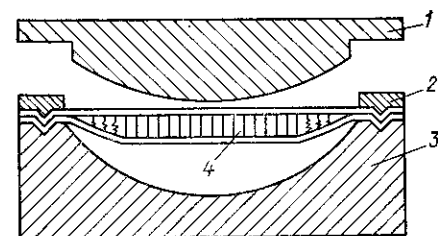


Рис. 7.34. Приспособление для штамповки сотовых панелей:

1 — пуансон; 2 — прижим; 3 — матрица; 4 — панель

вых сплавов и сталей применяется штампование изготовленных панелей. Особенно широко этот метод используется для оформления мест крепления к панели силовых элементов (рис. 7.33), а также для придания панелям необходимой криволинейной формы (рис. 7.34).

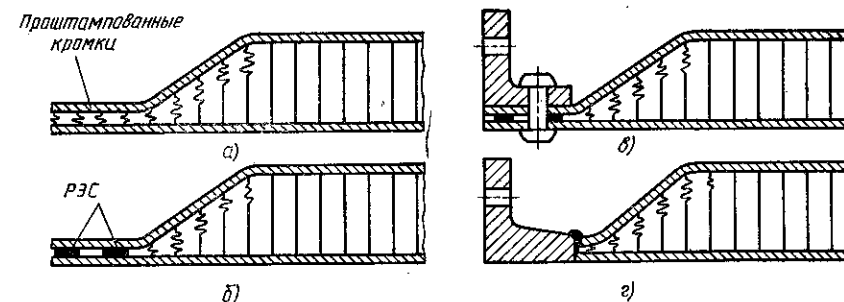


Рис. 7.35. Выполнение стыка на проштампованных кромках сотовой панели

(ПГР). В этом случае выступающие силовые элементы либо должны быть в растянутой зоне, либо противоположной оправке, либо утапливаться в прорезях ложементов или оправок.

Суммарные напряжения, возникающие при растяжении и изгибе во внешних от оправок обшивках, должны быть больше предела текучести ($\sigma_{0,2}$), но меньше σ_B . Напряжения в обшивках, прилегающих к оправке, не должны быть сжимающими.

Панели-полуфабрикаты должны иметь в местах захватов технологические утолщения или усиления, воспринимающие и распределяющие усилия на все сечение панели (рис. 7.32).

Изгиб с растяжением применяют чаще всего для монолитных и сотовых паяных и сварных панелей.

Штамповка панелей. Для придания формы и кривизны сотовым панелям из титановых сплавов и сталей применяется штампование изготовленных панелей.

При этом в местах деформации нарушается прямолинейность граней сотового заполнителя или он даже может быть смят «в лепешку» (рис. 7.35, а). Для увеличения прочности и жесткости полностью «проштампованные» кромки панели могут быть проварены роликовой сваркой одним или несколькими рядами швов через смятый заполнитель (рис. 7.35, б). Силовые или окантовочные элементы присоединяют клепкой (рис. 7.35, в) или сваркой (рис. 7.35, г) к проштампованным местам.

7.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТЫКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПАНЕЛЕЙ

Основной задачей силового стыкового соединения является связь панели со смежной конструкцией и передача всех нагрузок, действующих в стыке, на основные силовые элементы панели — обшивку, стрингеры, ребра жесткости или сотовый заполнитель.

Учитывая условия равнопрочности стыка и панели и уменьшения концентрации напряжений, в местах стыка регулярная конструкция панели должна быть усилена. Утолщения обшивки уменьшают концентрации напряжений в местах установки заклепок или ТЭС, а также компенсируют потерю площади сечения за счет отверстий под заклепки. Для перестыковки стрингеров и ребер жесткости используют накладки, фитинги, кницы и другие стыковочные элементы.

Для стыковки сотовых панелей внутрь панели, как правило, должны быть введены стыковочные элементы — профили, окантовки, зоны уплотненного заполнителя.

Если величины нагрузок в стыке меньше, чем максимальная нагрузка в регулярном сечении панели, конструкция стыкового соединения может быть упрощена.

7.3.1. Проектирование стыковых соединений сборных и монолитных панелей

Стрингерные сборные и прессованные панели. Стыковка листовых обшивок или продольных швов стрингерных панелей, как правило, не представляет сложности. В местах стыка обшивка подсекается (рис. 7.36, а) или фрезеруется (рис. 7.36, б) на необходимую толщину. Возможна стыковка обшивок на подкладку (рис. 7.36, в). Крепление производится заклепками, болтами или ТЭС, при этом шаг крепежа t связан с действующими растягивающими или сдвигающими распределенными усилиями q выражением

$$qt = P,$$

где P — разрушающее (расчетное) усилие среза крепежных элементов (заклепки, болта) или точечного сварного соединения.

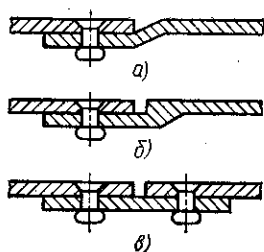


Рис. 7.36. Стык листовых обшивок

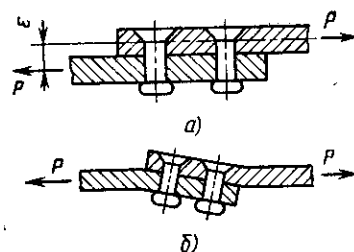


Рис. 7.37. Изгиб листа в месте стыка

В случае, если растягивающие и сдвигающие усилия действуют в обшивке панели совместно, то q — векторная сумма действующих распределенных нагрузок.

Недостатком соединений, показанных на рис. 7.36, является изгиб обшивок, возникающий вследствие эксцентриситета при передаче сил. К плоскости среза заклепок сила, растягивающая обшивку, приходит с дополнительным моментом $M = P \cdot e$ (рис. 7.37, а). Эта пара сил, изгибая нижний лист обшивки в месте стыка, через заклепки передается на верхний лист. В случае абсолютно жесткой конструкции величина изгибных напряжений в обшивках может быть в пять-шесть раз больше, чем напряжения от растяжения. При наличии упругих деформаций (рис. 7.37, б) величина изгибных напряжений уменьшается до 30 ... 50 % напряжений от растяжения обшивки.

Для повышения сопротивления усталости соединения целесообразно стык обшивок производить на силовых элементах (лонжеронах или стрингерах, нервюрах или шпангоутах).

При наличии в месте стыка силового элемента стыковка упрощается (рис. 7.38, а). Следует при этом обратить внимание на правильную стыковку обшивок на составных силовых элементах и профилях (рис. 7.38, в — правильно, рис. 7.38, б — неправильно).

Стрингеры, в основном, работают на растяжение—сжатие, в отличие от обшивки, которая работает еще и на сдвиг в плоскости обшивки. Поэтому в местах поперечного стыка панелей необходимо передать нагрузки, идущие как по стрингеру, так и по обшивке.

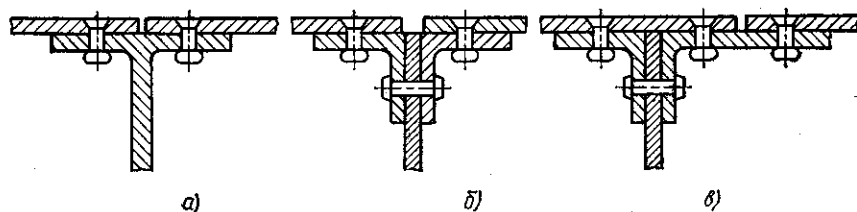


Рис. 7.38. Стыковка обшивок на силовом элементе

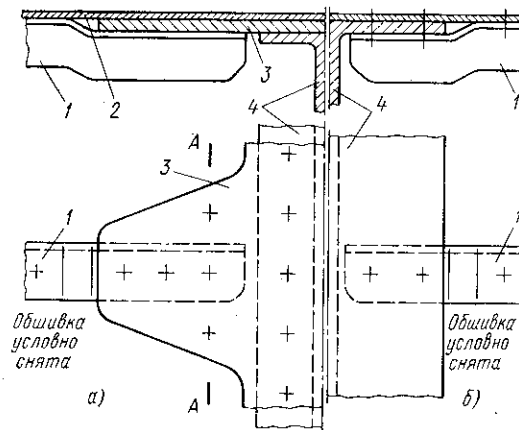


Рис. 7.39. Стыковка стрингеров на силовом элементе:
1 — стрингер; 2 — обшивки; 3 — накладка; 4 — силовой элемент

Это может быть выполнено с помощью усиливающих накладок (рис. 7.39, а), подсечки стрингера и заделки его на полку силового элемента (рис. 7.39, б) или фитингов (рис. 7.40). При этом следует учесть, что площадь сечения $A-A$ накладки, в общем случае, должна быть не меньше площади стрингера (см. рис. 7.39, а), а усилие, передаваемое фитингом и болтом (см. рис. 7.40), должно соответствовать нагрузке, действующей на стрингер.

В некоторых случаях роль стрингера сводится к повышению критических напряжений сдвига, передаваемых обшивкой. Тогда стрингер только разбивает панель на более мелкие клетки, повышая $\tau_{кр}$ за счет уменьшения размера клетки «б» в формуле

$$\tau_{кр} = \frac{0,9kE}{(b/\delta)^2}, \quad \text{где } k = 5,6 + \frac{3,8}{(a/b)^2}, \quad (7.1)$$

а также за счет увеличения « k » при изменении соотношения короткой « b » и длинной « a » сторон сдвигаемой пластины. В этом случае стрингеры могут не перестыковываться на силовом элементе между собой и не включаться в работу на растяжение—сжатие панели.

Штампованные, фрезерованные и литые панели. Такие панели могут иметь стыковые узлы, выполненные совместно с ребрами

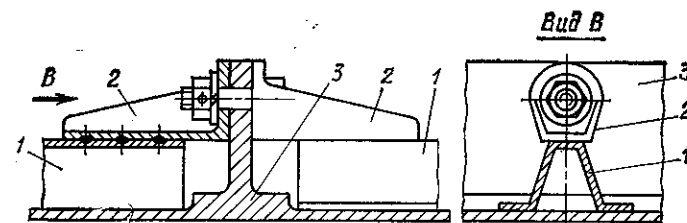


Рис. 7.40. Стыковка стрингеров через силовой элемент при помощи фитингов:
1 — стрингер; 2 — фитинг; 3 — силовой элемент

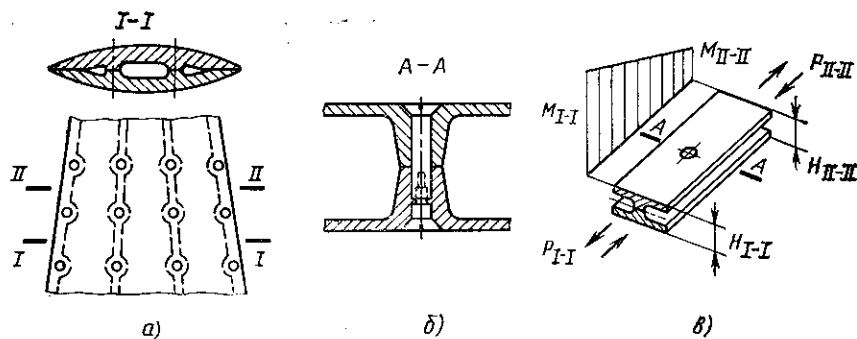


Рис. 7.41. Стыковка двух монолитных панелей крыла

и обшивкой, что упрощает их стыковку, но требует применения массивных стыковых элементов вдоль всего стыкуемого края панели (см. рис. 7.13).

При соединении между собой двух монолитных панелей, образующих узел или агрегат в целом (например, крыло), в них предусматриваются бобышки и утолщения в стенках лонжеронов для установки стяжных болтов с потайными головками (рис. 7.41, а, б). Стяжные болты работают на растяжение и срез.

Для точного определения нагрузок на болты необходимо провести сложные и длительные расчеты многосвязного контура. При проектировочном расчете, проводимом на начальном этапе проектирования панелей, можно принять ряд упрощающих допущений и определить сечения болтов в первом приближении.

Полагаем, что эпюра изгибающих моментов, воспринимаемых лонжероном крыла, нам известна, а изгибающий момент воспринимается поясами лонжерона. Вырезаем элемент лонжерона между болтами сечениями I—I и II—II (рис. 7.41, в).

В сечении I—I действует изгибающий момент M_{I-I} , расстояние между центрами тяжести площадей поясов лонжерона можно принять равным $(0,90 \dots 0,95) H_{I-I}$, тогда при одинаковой площади сечения поясов лонжерона на верхнюю и нижнюю панели действуют силы:

$$P_{I-I} = \frac{M_{I-I}}{0,9H_{I-I}}.$$

Аналогично, усилия в сечении II—II равны:

$$P_{II-II} = \frac{M_{II-II}}{0,9H_{II-II}}.$$

В этом случае верхняя панель сдвигается относительно нижней усилием $P_{ср} = P_{I-I} - P_{II-II}$, которое и воспринимается срезом болта в сечении А—А. Определим потребное сечение болта:

$$F_b = \frac{P_{ср}}{\tau_b} = \frac{1}{\tau_b} \left[\frac{M_{I-I}}{0,9H_{I-I}} - \frac{M_{II-II}}{0,9H_{II-II}} \right].$$

Проведенный расчет дает несколько большие площади сечения болтов, чем в точном методе, таким образом, мы получаем некоторый дополнительный запас прочности болтов.

7.3.2. Проектирование стыковых соединений сотовых панелей

При проектировании стыковых соединений сотовых панелей следует учитывать то, что для каждого конкретного технологического способа изготовления сотовой панели (клееной, паяной или сварной) существуют определенные возможности введения в процессе изготовления внутрь панели конструктивных элементов и усилий для стыковки.

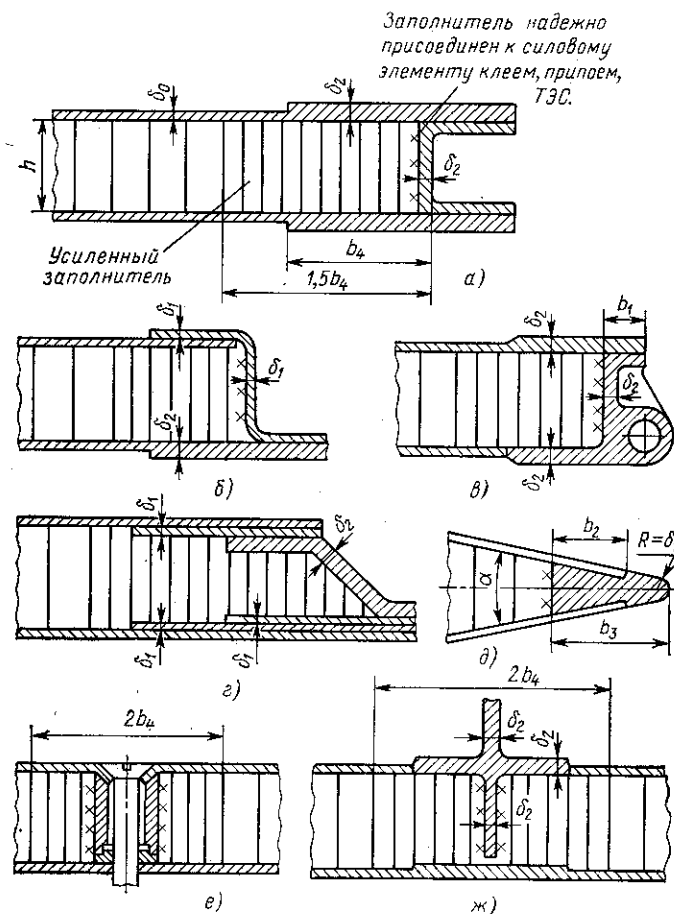
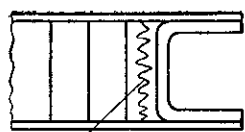


Рис. 7.42. Типовые конструкции усиления торцев сотовых панелей



Заполнитель и силовой элемент между собой не соединены

Рис. 7.43. Установка окантовочного элемента в изготовленных панелях-полуфабрикатах

У клееных и паяных панелей в процессе изготовления силовой элемент (профиль, узел, гребенку или усиление обшивки) можно поместить внутрь панели и надежно соединить как с заполнителем, так и с обшивкой, а также вывести стыкуемую часть этого элемента наружу за обвод панели для крепления со смежной конструкцией. В процессе склеивания или пайки все входящие в панель детали соединяются одновременно, образуя конструкцию, называемую панель-агрегат. Рекомендуемые относительные размеры усилений показаны на рис. 7.42, а.

Типовые конструкции стыковок и законцовок таких панелей показаны на рис. 7.42, б ... ж, а также на рис. 7.45, а, в. Места стыков при правильном выборе толщин усилений и стыковочных профилей выдерживают разрушающие нагрузки большие, чем регулярная часть сотовой панели.

При проектировании стыков следует учитывать, что обшивка панелей работает на растяжение, сжатие и сдвиг в плоскости панели, а заполнитель, работая на сдвиг, воспринимает перерезывающие силы, которые могут передаваться через стенку сило-

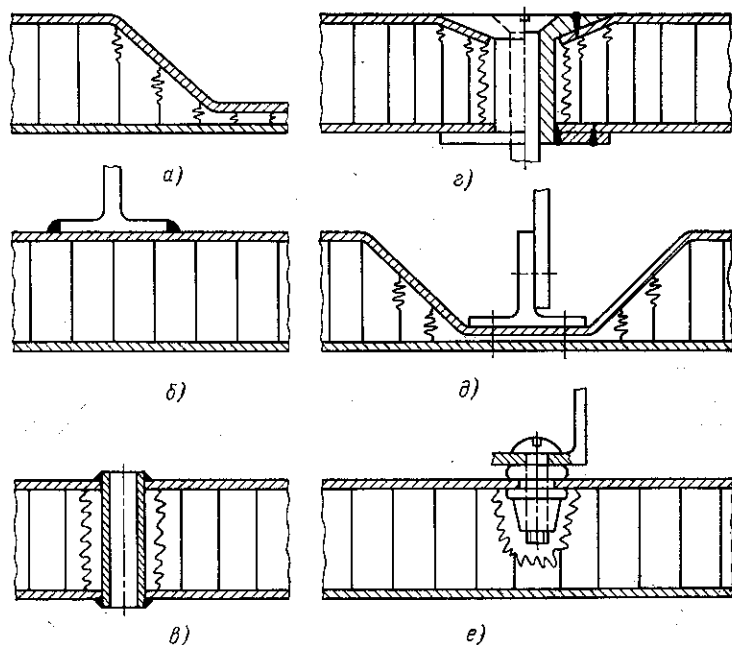


Рис. 7.44. Схемы типовых стыковок сотовых панелей

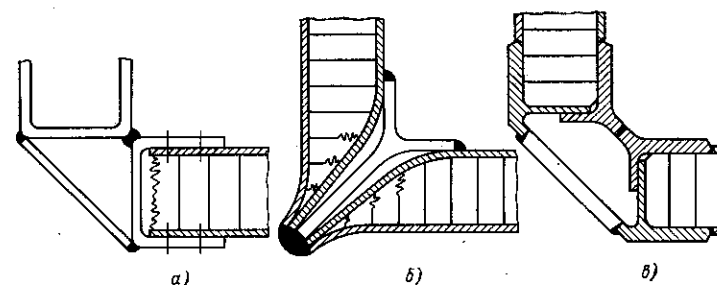


Рис. 7.45. Примеры конструкции соединений сотовых панелей под углом

вого элемента. Работает заполнитель также на отрывающие и сжимающие усилия, которые могут быть приложены перпендикулярно к поверхности обшивки панелей.

Для сварных сотовых панелей технологические способы сварки заполнителя с обшивкой не позволяют ввести внутрь панели при ее изготовлении и надежно соединить с заполнителем и обшивкой какой-либо силовой элемент, например, профиль для передачи внешних усилий непосредственно на заполнитель. Возможно лишь местное утолщение обшивки. Силовые элементы в этом случае могут прикрепляться снаружи к несущим обшивкам изготовленной панели-полуфабриката (рис. 7.43). При этом усилия с обшивки на заполнитель передаются через наиболее слабое звено конструкции — соединение обшивки с заполнителем.

В качестве типовых конструкций для диффузионно-сварных сотовых панелей могут быть использованы конструкции, показанные на рис. 7.42, а, б, в, д, е. Однако для надежной конструкции стыка обязательно требуется дополнительная приварка обшивок точечной или дуговой сваркой к силовым элементам. При этом особенно тщательно следует проверять прочность стыка при действии знакопеременных и вибрационных нагрузок. Как правило, стыковое соединение разрушается раньше, чем исчерпывается несущая способность регулярной части панели.

Типовые конструкции для всех типов сварных панелей, включая и изготовленные по методу «Стресскин», показаны также на рис. 7.44, а ... е и рис. 7.45, а, б. Стыковое соединение при продольном сжатии панели и поперечной нагрузке будет явно слабым местом. Однако на сдвиг в плоскости панели такие конструкции работают хорошо. Наиболее предпочтительно крепление силовых элементов через втулки, соединенные с обеими обшивками панелей (рис. 7.44, в, г).

На рис. 7.45 приведены примеры соединений панелей под углом.

Подробно вопросы проектирования стыковых соединений сотовых панелей разобраны в книге [7].

7.3.3. Герметизация панелей и стыковых соединений

Внутренние полости отсеков крыла и фюзеляжа, используемые в качестве топливных баков, помещения пассажирских кабин и экипажей, а также другие отсеки самолета, где может потребоваться изолирование внутреннего объема, должны быть герметичными. Для этого должны быть герметизированы заклепочные швы присоединения стрингеров у клепаных сборных панелей, заклепочные и болтовые стыковые соединения панелей всех типов, места присоединения к панелям силовых элементов (нервюр, шпангоутов и др.), а также места конструкции, где может произойти утечка воздуха и топлива вследствие зазоров, щелей, неплотного прилегания, наличия конструктивных и технологических отверстий, негерметичности самого материала или наличия сквозных производственных дефектов.

Чаще всего герметизация для работы в диапазоне температур до 200 °С производится при помощи жидкого герметика У-30М и герметика в виде ленты или жгута У-20М [20, 22].

Простейшие способы герметизации заклепок и болтов жидким герметиком показаны на рис. 7.46, а, б, внутришовная ленточная герметизация приведена на рис. 7.46, в, смешанная герметизация при стыковке к панели силового элемента, ограничивающего объем отсека, — на рис. 7.46, г. Пример герметизации стыкового фланцевого соединения показан на рис. 7.46, д, е.

Внутренняя полость трехслойных панелей с сотовыми заполнителями, имеющих неперфорированные обшивки и перфориро-

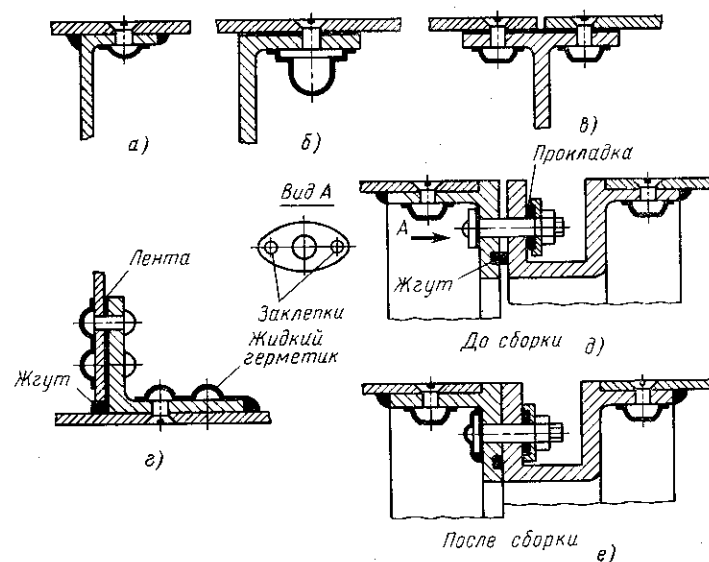


Рис. 7.46. Примеры герметизации заклепочных и болтовых соединений

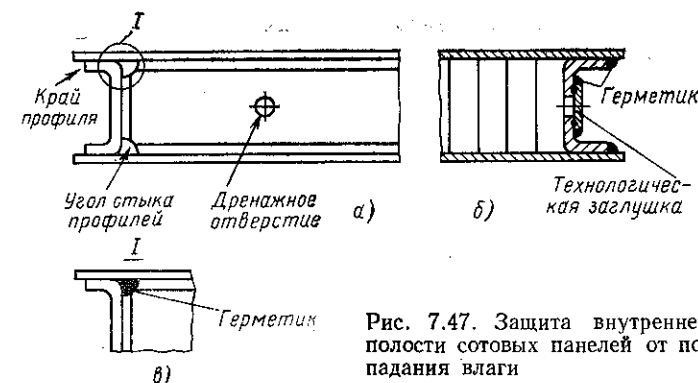


Рис. 7.47. Защита внутренней полости сотовых панелей от попадания влаги

ванный наполнитель, требует защиты от попадания влаги, поскольку ячеистая внутренняя полость панели при полете самолета на большой высоте (разряжение внутри панели) и приземлении самолета (атмосферное давление снаружи панели) может работать как насос, втягивающий атмосферный воздух с влагой внутрь панели, где влага конденсируется и постепенно накапливается. Это может привести к увеличению массы конструкции или (в случае клееных панелей или панелей из некоррозионностойких материалов) к ухудшению прочностных свойств соединения наполнителя с обшивкой и разрушению панели при нагреве обшивки и закипании влаги. Для исключения этого явления либо организуют дренаж внутренней полости панели, либо герметизацию панели по контуру, показанную на рис. 7.47, а (места, подлежащие герметизации) и 7.47, б, в (типичные виды герметизации).

7.4. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПАНЕЛЕЙ

Основными нагрузками, на которые работает панель, являются продольные растягивающие и сжимающие усилия, а также сдвигающие усилия в плоскости панели.

Для упрощения расчетов принимают, что в первую очередь обшивка панели определяется из условия работы на кручение контура крыла, оперения, фюзеляжа. Кроме этого обшивка работает совместно со стрингерами на растяжение-сжатие.

Задача конструктора — определить действующие в сечении панели расчетные (с учетом коэффициента безопасности) напряжения и сравнить их с допускаемыми.

При совместном действии нормальных σ и касательных τ напряжений в сечении панели, не вызывающих потери устойчивости, считают, что разрушение происходит при условии:

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \geq \sigma_{\text{в}}. \quad (7.2)$$

Потеря устойчивости обшивки при совместном действии нормальных и касательных напряжений происходит при значениях σ и τ , отвечающих условию

$$\frac{\sigma}{\sigma_{кр}} + \left(\frac{\tau}{\tau_{кр}} \right)^n = 1, \quad (7.3)$$

где $n = 1,7 \dots 2,0$, как это рекомендуется в работах [9, 13].

Поскольку расчет на прочность стрингерных и сотовых панелей имеет свои особенности, рассмотрим эти вопросы отдельно.

7.4.1. Расчет на прочность стрингерных панелей

При работе панели на растяжение действующие в стрингерах и обшивке максимальные напряжения не должны превышать разрушающих значений, т. е.

$$\sigma_p = k\sigma_v, \quad (7.4)$$

где коэффициент $k = 0,9$, учитывающий концентрацию напряжений в местах установки заклепок или сварных точек. В общем случае, коэффициент зависит от вида соединения и характеристик материала.

При работе панели на сжатие примем, что основным элементом, воспринимающим сжимающие усилия, будет являться стрингер с присоединенной к нему обшивкой. Для обшивки, не теряющей устойчивости, величина ее присоединения к стрингеру c будет равна расстоянию между стрингерами b (рис. 7.48). В случае потери устойчивости обшивки ширину присоединенного к стрингеру участка рассчитывают по формуле [9]:

$$c = 1,9\delta_{об} \sqrt{\frac{F}{\sigma_{кр. стр}}} = b \sqrt{\frac{\sigma_{кр. об}}{\sigma_{кр. стр}}} \leq b,$$

где $\delta_{об}$ — толщина обшивки; $\sigma_{кр. об}$, $\sigma_{кр. стр}$ — критические напряжения в обшивке и стрингере, соответственно.

Возможны два случая разрушения, если действующие напряжения превысят значения:

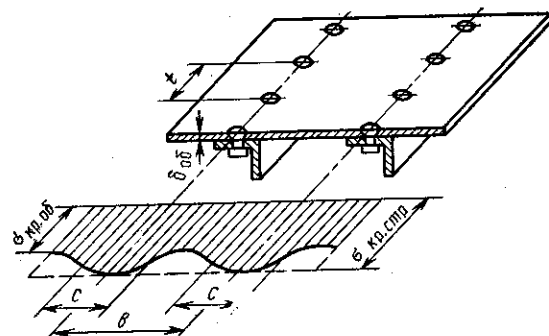


Рис. 7.48. Распределение напряжений в элементах сжатой стрингерной панели

- 1) критических напряжений общей потери устойчивости стрингера между нервюрами или шпангоутами $\sigma_{кр}^{общ}$;
- 2) местных критических напряжений элементов стрингера или присоединенной обшивки.

Величину критических напряжений при общей потере устойчивости стрингера с присоединенной обшивкой определяют по формуле:

$$\sigma_{кр}^{общ} = \frac{m_c^2 \pi E}{(l/i)^2}. \quad (7.5)$$

Здесь m_c — коэффициент, зависящий от условий опирания, т. е. конструкции стыковки стрингера к нервюре или шпангоуту. Для шарнирной опоры $m_c = 1$, для защемления $m_c = 2$; l — расстояние между нервюрами или шпангоутами; l/i — гибкость сжатого элемента; $i = \sqrt{J/F}$ — радиус инерции, где J и F соответственно момент инерции и площадь сечения стрингера с присоединенной обшивкой.

Выражение (7.5) справедливо, если обшивка работает с напряжением стрингера, т. е. нет потери устойчивости обшивки между заклепками вдоль стрингера (см. рис. 7.47), что определяется условием

$$\frac{\pi^2 E}{\left(\frac{i-d}{t} \right)^2} > \sigma_{кр. стр},$$

где t и d — соответственно шаг и диаметр заклепок,

$$i^2 = \frac{\delta_{об}^2}{12}.$$

Величину критических напряжений местной потери устойчивости $\sigma_{кр}^{местн}$ плоских участков обшивки и стенок стрингера рассчитываем по формуле [9]:

$$\sigma_{кр}^{местн} = \frac{0,9kE}{(b/\delta)^2}, \quad (7.6)$$

где $k = 0,9$ — коэффициент, учитывающий опорные условия пластинки со свободным краем (элемент А, рис. 7.49); $k = 4,0$ — коэффициент, учитывающий опорные условия пластинки без свободного края (элемент В, см. рис. 7.49); $b = b_A$ или $b = b_B$ — наименьший размер сжатой пластинки (см. рис. 7.49) с толщиной δ_A или δ_B соответственно.

Для того чтобы повысить устойчивость элементов стрингера со свободным краем, свободный конец пластинки делают с «бульбой» (рис. 7.50, а) или отгибают (рис. 7.50, б). В этом случае при расчете такого элемента можно принять $k = 4$.

Следует учитывать, что формулы (7.5) и (7.6) справедливы только для упругой зоны работы материала $\sigma_{кр} \leq \sigma_{пл}$. Если $\sigma_{кр} > \sigma_{пл}$, закон изменения действительных критических напря-

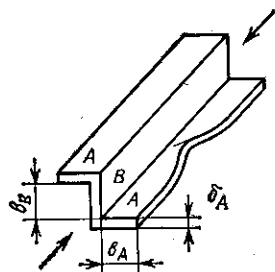


Рис. 7.49. Потеря устойчивости полки стрингера

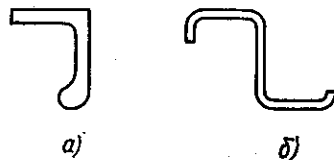


Рис. 7.50. Повышение жесткости свободного края полки стрингера

жений $\sigma_{кр}$ становится более сложным. Для этого случая можно использовать эмпирическую формулу:

$$\sigma'_{кр} = \sigma_v \frac{1 + \psi}{1 + \psi + \psi^2}, \quad (7.7)$$

где $\psi = \sigma_v / \sigma_{кр}$.

При работе панели на сдвиг действующие в обшивке напряжения не должны превосходить критических напряжений сдвига в обшивках панелей, рассчитанных по формуле (7.1), т. е.

$$\tau_{кр} = \frac{0,9kE}{(b/\delta)^2}$$

при значении $k = 5,6 + \frac{3,8}{(a/b)^2}$, где a и b — соответственно длинная и короткая стороны сдвигаемой пластинки; например: a — расстояние между нервюрами или шпангоутами; b — расстояние между стрингерами.

В случае, если $\tau_{кр} > \tau_{шц}$, используем формулу, аналогичную (7.7):

$$\tau'_{кр} = \tau_v \frac{1 + \nu}{1 + \nu + \nu^2}, \quad (7.8)$$

где $\tau_v = 0,60 \dots 0,65\sigma_v$, $\nu = \tau_v / \tau_{кр}$.

При наличии кривизны в поперечном сечении панели значения критических напряжений при сжатии и сдвиге у пластинки возрастают.

Осреднив радиус кривизны пластинки, можно использовать формулы для расчета величины критических напряжений цилиндрической пластины, тогда

$$\sigma_{кр} = \sigma_{кр.пл} + \Delta\sigma_R,$$

$$\tau_{кр} = \tau_{кр.пл} + \Delta\tau_R,$$

где $\sigma_{кр.пл}$, $\tau_{кр.пл}$ — критические напряжения плоской пластины по формулам (7.6) и (7.1); $\Delta\sigma_R$, $\Delta\tau_R$ — увеличение критических напряжений за счет кривизны.

Приблизительно принимают [9]

$$\Delta\sigma_R = \frac{0,15E}{R/\delta}, \quad \Delta\tau_R = \frac{0,1E}{R/\delta}.$$

7.4.2. Расчет на прочность сотовых панелей

Главное отличие расчета на прочность сотовых панелей от расчета стрингерных панелей заключается в учете влияний сдвига и поперечных деформаций заполнителя панели.

Большое влияние на фактическую прочность сотовых панелей имеет качество изготовления, заключающееся в появлении так называемых «начальных неправильностей» или «несовершенств» — общих и местных прогибов обшивки, искажений заполнителя и других погрешностей.

В этом разделе мы ограничимся рассмотрением приближенных инженерных решений, позволяющих оценить несущую способность основных элементов трехслойных панелей с сотовым заполнителем: обшивки, работающей на растяжение, сжатие и сдвиг в плоскости панели, и сотового заполнителя, работающего на растяжение, сжатие и сдвиг в поперечном сечении панели. Подробно этот вопрос изложен в книге [7].

Основными геометрическими параметрами сотовых панелей являются (рис. 7.51): толщина обшивки $\delta_{1,2}$, высота заполнителя h и объемная масса заполнителя

$$\rho_c = k_1 \frac{\delta_c}{r} \rho_m, \quad (7.9)$$

где k_1 — коэффициент, зависящий от вида ячейки. Для правильного шестигранника $k_1 = 1,54$, для квадрата $k_1 = 2,0$; δ_c — толщина фольги сотового заполнителя; r — размер грани ячейки; ρ_m — плотность материала фольги заполнителя.

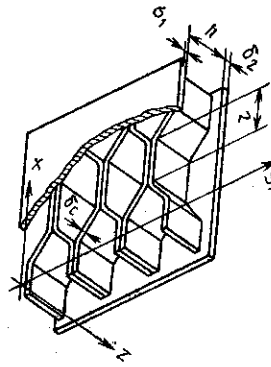


Рис. 7.51. Геометрические параметры сотовой панели

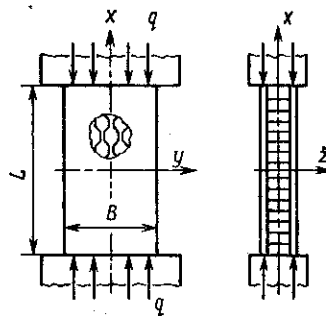


Рис. 7.52. Схема нагружения панели при испытании на продольное сжатие

Расчет панели на продольное сжатие. Основным видом нагружения, при котором эффективность применения сотовых панелей проявляется наиболее полно, является продольное сжатие панели (рис. 7.52). При этом действующие напряжения в обшивках рассчитываются как отношение распределенной сжимающей нагрузки $q = P/B$ к суммарной толщине обшивок $\delta_1 + \delta_2$.

Все дальнейшие расчеты для упрощения задачи проводим для панелей с одинаковыми толщинами обшивок $\delta_1 = \delta_2 = \delta_0$, постоянной высотой h и заполнителем с наиболее часто употребляемой шестигранной ячейкой.

Тогда разрушающую теоретическую нагрузку q_T , приходящуюся на единицу ширины панели, рассчитывают по формуле [16], общая прочность панели):

$$q_T = \frac{\pi^2 D}{L^2} m_t, \quad (7.10)$$

где $D = 2D_0 + 2B_0 (h/2)^3$ — жесткость панели при изгибе; $D_0 = \frac{E\delta_0^3}{12(1-\mu^2)}$; $B_0 = \frac{E\delta_0}{(1-\mu^2)}$; μ — коэффициент Пуассона, равный для металлов $\approx 0,3$; m_t — коэффициент, зависящий от условий опирания нагруженных краев панели.

Для шарнирно опертых кромок $m_t = \frac{1}{1+K}$; для защемленных кромок $m_t = \frac{4}{1+4K}$.

Параметр сдвига K определяется по формуле

$$K = \frac{\pi^2 B_0 h}{GL}, \quad (7.11)$$

где G — модуль сдвига заполнителя, в направлении наибольшей жесткости $G_{xz} = 0,878 \frac{\delta_c}{r} G_m$, в поперечном к направлению наибольшей жесткости $G_{yz} = 0,576 \frac{\delta_c}{r} G_m$ (см. рис. 7.1); $G_m = \frac{E_m}{2(1+\mu)}$ — модуль сдвига материала заполнителя.

Разрушающие теоретические напряжения в обшивках для «идеально изготовленной» панели будут равны

$$\sigma_T = \frac{q_T}{2\delta_0} \quad (7.12)$$

при условии, что $\sigma_T \leq \sigma_{\text{пл}}$.

В случае, если $\sigma_T > \sigma_{\text{пл}}$, расчет проводят по формуле

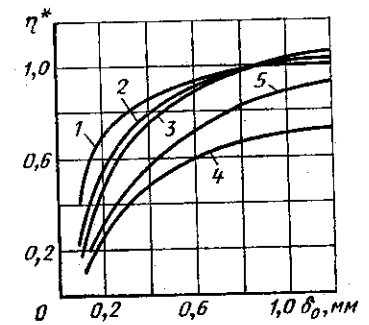
$$\sigma'_T = \frac{1+\psi}{1+\psi+\psi^2},$$

где $\psi = \sigma_{\text{пл}}/\sigma_T$.

Однако панель, изготовленная в производстве, не будет «идеальной», в связи с чем ее действительные разрушающие напряжения будут меньше, что учитывается введением коэффициента качества изготовления $\eta^* \leq 1$.

Рис. 7.53. Зависимость коэффициента качества изготовления от толщины обшивки и типа изготовленной сотовой панели:

1 — ЭПЗБ, паяная; 2 — ОТ4, диффузионно-сварная; 3 — ВТ16, паяная; 4 — ОТ4, сварная по методу «Стресскин»; 5 — Д16Т, клееная



Тогда

$$\sigma_{д.р} = \sigma_T \eta^*.$$

Величина η^* зависит от способа изготовления сотовых панелей и толщины обшивки. Чем тоньше обшивка, тем больше относительные величины начальных не-правильностей. Приближенная зависимость η^* от толщины обшивки и способа изготовления показана на рис. 7.53.

При оценке прочности на начальном этапе проектирования величину разрушающих сжимающих напряжений для клееных панелей из алюминиевых сплавов можно определить по графикам *, приведенным на рис. 7.54, а, для стальных паяных панелей — по рис. 7.54, б, для паяных и диффузионно-сварных панелей из сплавов титана — по рис. 7.54, в, для сварных панелей из сплавов титана и сталей, изготавливаемых по методу фирмы «Стресскин», — по рис. 7.54, г.

Местную прочность обшивки панели проверяют в случае потери устойчивости выпучиванием в ячейку заполнителя, при этом критические напряжения (для $\sigma_{кр} \leq \sigma_{\text{пл}}$) можно приближенно определить по формуле:

$$\sigma_{кр} \approx \frac{3,6E}{\left(\frac{\sqrt{3}r}{\delta_0}\right)^2}.$$

Если $\sigma_{кр} > \sigma_{\text{пл}}$, используют формулу (7.7).

Малые величины критических напряжений показывают, что размер ячейки r слишком велик для данной толщины обшивки. Его можно уменьшить, не изменяя объемную массу заполнителя, пропорционально уменьшив толщину фольги δ_c , т. е. сохраняя величину соотношения δ_c/r . Высокие значения местных критических напряжений получают при соотношении $r/\sqrt{3}\delta_0 \leq 25$.

Правильность выбора объемной массы заполнителя оценивается проверкой местной прочности заполнителя при сдвиге. Распределенные усилия сдвига T , возникающие в одинарной грани ячейки заполнителя при продольном сжатии панели, имеющей начальный общий прогиб $0,001L$, приближенно вычисляют по формуле [16]:

$$T = 1,36 \cdot 10^{-3} \frac{r}{h} q_T. \quad (7.13)$$

* При условии правильного выбора заполнителя с достаточной прочностью при сжатии и сдвиге (или при значениях $\delta_c/r \geq 0,01$).

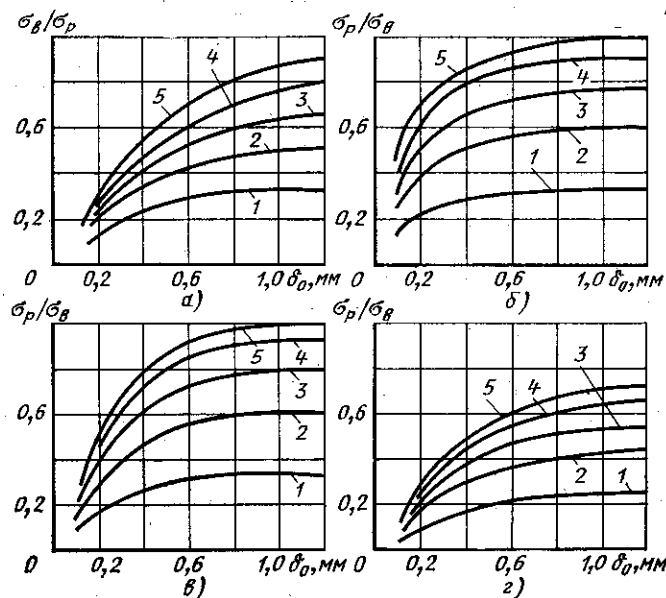


Рис. 7.54. Зависимость разрушающих напряжений от параметра панелей: $\bar{h} = \frac{h}{L}$:

Номер кривой	1	2	3	4	5
Защемление кромок	0,01	0,015	0,02	0,03	>0,04
Кромки шарнирно оперт.	0,02	0,03	0,04	0,06	>0,08

Тогда действующие напряжения сдвига в грани ячейки

$$\tau = \frac{T}{\delta_0} \quad (7.14)$$

Условие местной прочности заполнителя (с запасом, поскольку работают еще двойные грани сот) будет следующее:

$$\tau \leq \tau_{кр},$$

где $\tau_{кр} \approx \frac{6E}{(r/\delta_0)^3}$ при $\tau_{кр} \leq \tau_{пл}$; при $\tau_{кр} > \tau_{пл}$ используют формулу (7.8).

Расчет панели на сдвиг. При нагружении сдвигом в плоскости панели разрушающую распределенную нагрузку для «идеально» изготовленной панели рассчитывают по формуле (общая прочность панели):

$$T_T = \frac{\pi^2 D}{L^3} m_s \quad (7.15)$$

В этом случае

$$\tau_T = \frac{T_T}{2\delta_0}$$

при условии

$$\tau_T \leq \tau_{пл} \quad (7.16)$$

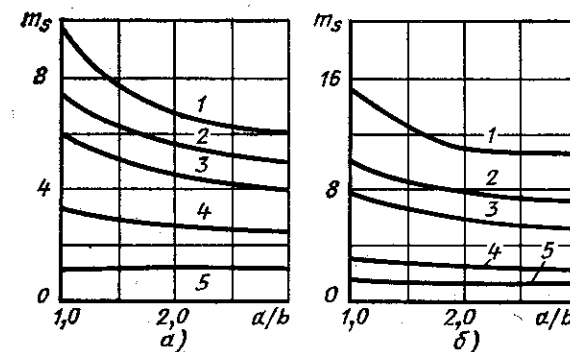


Рис. 7.55. Значение коэффициентов опирания нагруженных краев сотовых панелей при сдвиге обшивок:

1 — $k = 0$; 2 — $k = 0,05$; 3 — $k = 0,1$; 4 — $k = 0,4$; 5 — $k = 1,0$

Значения коэффициента m_s для шарнирно опертых кромок берут из графиков, приведенных на рис. 7.55, а (см. [7]), а для защемленных кромок — из рис. 7.55, б, в зависимости от значений параметра сдвига K , определяемого по формуле (7.11).

При $\tau_T > \tau_{пл}$ используют формулу (7.8).

Действительные значения разрушающих напряжений сдвига панелей с начальными неправильностями находят из условия:

$$\tau_{д.р} = (0,8 \dots 0,9) \tau_T.$$

Местная прочность обшивки панели при сдвиге в случае $\tau_{кр} \leq \tau_{пл}$ определяется величиной критического напряжения пластинки, ограниченной размером ячейки:

$$\tau_{кр} \approx \frac{8E}{\left(\frac{r\sqrt{3}}{\delta_0}\right)^2} \quad (7.17)$$

При $\tau_{кр} > \tau_{пл}$ используют формулу (7.8).

Расчет панели при изгибе. В отличие от стрингерных панелей, сотовая панель хорошо работает на изгиб, поскольку имеет две обшивки, разнесенные от нейтральной оси при $\delta_1 = \delta_2 = \delta_0$ на величину $h/2$.

Действующие напряжения в обшивках панелей при нагружении распределенным изгибающим моментом M , приходящимся на единицу длины или ширины панели, определяют по формуле

$$\sigma = \frac{M}{h\delta_0} \quad (7.18)$$

При этом можно принять, что разрушающие напряжения сжатой обшивки соответствуют значениям разрушающих напряжений обшивок панелей с защемленными нагруженными кромками при продольном сжатии [см. (7.10), график рис. 7.54, а ... з].

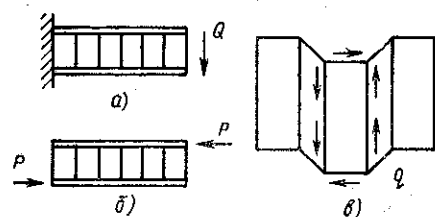


Рис. 7.56. Распределенные усилия в гранях заполнителя при его работе на сдвиг

Расчет заполнителя на сдвиг. Сдвиг заполнителя панелей возникает при общем прогибе панелей под нагрузкой и при прикладывании к панели нагрузки, перпендикулярной к поверхности панели (рис. 7.56, а), или при нагружении обшивки панели в разные стороны (рис. 7.56, б), при этом в гранях ячеек возникают парные распределенные усилия сдвига (рис. 7.56, в).

Приближенно напряжения сдвига в гранях ячеек в случае нагружения, показанном на рис. 7.56, а, определяются по формуле:

$$\tau = \frac{Q}{h\delta_{сн}n}, \quad (7.19)$$

где Q — распределенная перерезывающая сила, приходящаяся на единицу ширины панели; n — число граней ячеек, приходящихся на единицу ширины панели.

Действующие напряжения сдвига в гранях ячеек при нагружении, показанном на рис. 7.56, б, распределяются неравномерно по длине панели. У мест приложения силы P напряжения сдвига могут быть в 2 ... 3 раза больше, чем в середине панели.

Критические напряжения в гранях ячеек приближенно можно рассчитать по формуле (7.1) при $b = r$, $\delta = \delta_{\text{грани}}$ и $k \simeq 6$.

7.5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПАНЕЛЕЙ МИНИМАЛЬНОЙ МАССЫ

Цель проектирования агрегатов самолета заключается в создании конструкции, которая при заданной ее геометрии и расчетных значениях нагрузок имела бы минимальную массу или, другими словами, была бы оптимальна по критерию минимума массы.

В целом теоретически вопрос оптимизации панелей любого типа достаточно сложен [7, 10, 17]. В настоящем учебнике изложены упрощенные рекомендации по выбору оптимальных соотношений геометрических параметров панелей, работающих на основной вид нагружения — продольное сжатие.

В упрощенном виде решение вопроса оптимизации панелей сводится к тому, что при заданных материале (рабочая температура конструкции), форме в плане, величине и виде нагружения находят параметры панели: толщину обшивки, площадь стрингеров, их высоту и расположение (или объемную плотность заполнителя), обеспечивающие минимальную массу панели.

Наиболее простым, хотя и трудоемким методом нахождения оптимальных параметров (невозможным без применения ЭЦВМ) является перебор всех возможных вариантов параметров панели, удовлетворяющих условиям прочности, и выбор из них тех, которые имеют при этом наименьшую массу.

При расчете параметров панели рассматривают зависимость критических напряжений общей устойчивости от так называемого коэффициента напряженности q , равного отношению распределенной сжимающей нагрузки (см. рис. 7.51) к длине панели, что позволяет исключить влияние размеров панели на критическое напряжение и выполнить условие равенства действующих и критических напряжений.

По мнению ряда авторов ([17] и др.) панель будет иметь минимальную массу в случае, когда общие критические напряжения одновременно с местными критическими напряжениями элементов панели будут равны действующим напряжениям. Другие авторы [7, 10] считают, что минимальную массу панели можно получить при определенном соотношении действующих и критических напряжений общей и местной устойчивости.

У реально спроектированных и изготовленных панелей условие равенства действующих и критических напряжений выполняется редко, поскольку при изготовлении берутся не теоретически рассчитанные толщины обшивки, стрингеров и другие размеры, а стандартные толщины и размеры, которые можно обеспечить технологически.

Поэтому правильнее было бы говорить не об «оптимально», а о «рационально» спроектированных панелях, у которых выполняется условие:

$$\sigma_{\text{действ}} \leq \sigma_{\text{кр}}^{\text{общ}} < \sigma_{\text{кр}}^{\text{мест}}.$$

Исходными данными для определения параметров панелей являются: сжимающая нагрузка $q = P/B$, длина сжатой панели L , материал панели, характеризуемый значениями σ_b , $\sigma_{0.2}$ и E для заданной рабочей температуры.

7.5.1. Выбор рациональных параметров сборных стрингерных панелей

Выбор параметров стрингерных панелей сводится к определению шага стрингеров b , толщины обшивки панелей $\delta_{об}$ (см. рис. 7.48), формы и площади сечения стрингеров $f_{стр}$.

В качестве упрощения принимаем следующие условия: размер s присоединенной к стрингеру обшивки равен $30\delta_{об}$, панель работает в упругой зоне, а оптимальные значения критических напряжений элементов панелей

$$\sigma_{кр. \text{ опт}} = \sigma_{0.2}.$$

В работе [10] определен порядок последовательных приближений при выборе оптимальных параметров стрингерных панелей, заключающийся в следующем.

1. Задав шаг стрингеров, например по статистике, из условия работы обшивки (крыла, фюзеляжа) на сдвиг от момента кручения агрегата, определяют необходимую толщину обшивки. Допускаемое при этом напряжение без потерь устойчивости обшивки при сдвиге $\tau_{кр. об}$ рассчитываем по формуле (7.1).

Следует помнить, что должно выполняться условие $B = nb$, где n — число стрингеров, B — расстояние между лонжеронами крыла или фюзеляжа.

2. Условие оптимальности шага стрингеров

$$\left| \frac{b}{30\delta_{об}} \right| = \frac{(1-\mu^2)}{\pi k_\phi} \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}^2}{E} \frac{L}{q}} \quad (7.20)$$

позволяет найти величину коэффициента формы k_ϕ , по которому выбирается профиль стрингера (уголок, швеллер), значения

$$k_\phi = \frac{i_{стр} \cdot 30\delta_{об}}{f_{стр}},$$

радиуса инерции стрингера $i_{стр}$ и площади сечения $f_{стр}$ берутся из каталога пресованных профилей, используемых в качестве стрингеров (радиус инерции берется относительно оси, параллельной плоскости обшивки).

3. Площадь сечения плоской сжатой панели шириной B находим по формуле:

$$F_{пан} = \frac{qB}{\sigma_{0,2}} + B\delta_{об} \left(1 - \frac{30\delta_{об}}{b} \right). \quad (7.21)$$

Вычтя из этой площади площадь обшивки $B\delta_{об}$ и разделив разность на число стрингеров, получают требуемую площадь одного стрингера:

$$f_{стр} = \frac{qB}{\sigma_{0,2}} - 30\delta_{об}^2. \quad (7.22)$$

4. Проводят окончательное проектирование стрингерной панели. По каталогу пресованных профилей подбирают конкретный профиль рассматриваемой формы сечения, имеющий площадь не меньшую, чем найденная $f_{стр}$. Определяют радиус инерции $i_{стр}$ этого стрингера с присоединенной обшивкой относительно центральной оси (проходящей через общий центр масс стрингера и обшивки шириной $30\delta_{об}$), параллельной плоскости обшивки. Найдем истинное значение коэффициента k_ϕ по формуле:

$$k_\phi = \frac{i_{стр}}{\delta_{об} \left(1 + \frac{f_{стр}}{30\delta_{об}^2} \right)}. \quad (7.23)$$

При выборе стрингера нужно следить, чтобы толщина его стенок превышала толщину обшивки ($\delta_{стр} > \delta_{об}$), иначе обшивка, теряя устойчивость, может подсесть стрингер. Для исключения преждевременной местной потери устойчивости стенки стрингера со свободным краем необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$k_\phi \leq k_{опт} = 0,274 \frac{\delta_{стр}}{b_{стр}} \frac{L}{\delta_{об} \left(1 + \frac{f_{стр}}{30\delta_{стр}^2} \right)}, \quad (7.24)$$

где $b_{стр}$ — ширина стенки стрингера.

Если это ограничение не выполняется, то нужно переходить на другой стрингер той же площади, но с более толстыми стенками и меньшим значением k_ϕ .

5. Найдя значения k_ϕ по (7.23) и (7.24), определяют окончательную величину оптимального шага стрингеров b .

Проведенная оптимизация позволяет достичь не только равенства действующего напряжения допустимому напряжению общей потери устойчивости стрингерной панели, соответствующему пределу текучести материала, но и не допускает преждевременной местной потери устойчивости стенками стрингеров.

7.5.2. Выбор рациональных параметров монолитных панелей

При выборе параметров монолитных панелей определяют шаг ребер b , толщину обшивки $\delta_{об}$, высоту и толщину ребер h_p и δ_p (рис. 7.57).

Монолитные панели, как правило, применяются в панелях с высокими уровнями напряженностей q/L , например, в зонах крыла с максимальными изгибающими моментами, и имеют обшивку толще, чем у стрингерных сборных панелей, поскольку условием выбора толщины обшивки для них является не только действие крутящего момента в контуре агрегата, но и необходимость работать совместно с ребрами жесткости (стрингерами) на сжатие с высокими уровнями разрушающих (критических) напряжений, обеспечивающими минимальную массу панели.

В работе [17] изложена подробная методика выбора оптимальных параметров монолитных панелей.

Для упрощения расчетов примем, что коэффициент закрепления нагруженных кромок для сжатой пластины-обшивки между ребрами в формуле (7.6) $k_{об} = 4$, а для ребра со свободным краем $k_p = 0,4$ (меньший размер сжатой пластины равен h_p , см. рис. 7.57), а оптимальное значение критических напряжений равно $\sigma_{0,2}$.

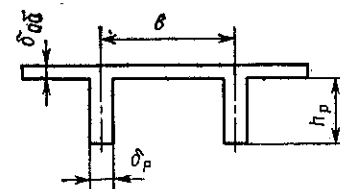


Рис. 7.57. Параметры сечения монолитных панелей

В работе [17] получено, что у оптимальных монолитных панелей отношение $b/h_p = 1,5$, а толщина обшивки панели может быть определена из формулы:

$$\delta_{об} = \frac{q}{\sigma_{кр}} \frac{1}{\left(1 + \frac{h_p^2}{b^2} \sqrt{\frac{k_{об}}{k_p}}\right)}, \quad (7.25)$$

тогда с учетом принятых допущений:

$$\delta_{об} = \frac{q}{\sigma_{0,2}} 0,416.$$

Следует учесть, что значение $\delta_{об}$, подсчитанное по формуле (7.25), должно быть больше требуемого из условия работы обшивки на сдвиг при кручении агрегата.

Шаг ребер жесткости b получим из формулы:

$$b = \delta_{об} \pi \sqrt{\frac{k_{об} E}{12 \sigma_{0,2} (1 - \mu^2)}} \approx 0,755 \frac{q}{\sigma_{0,2}} \sqrt{\frac{E}{\sigma_{0,2} (1 - \mu^2)}}. \quad (7.26)$$

Тогда высоту ребер можно определить так:

$$h_p = \frac{b}{1,5}, \quad (7.27)$$

а толщину ребер — из соотношения:

$$\frac{\delta_{об}}{\delta_p} = \frac{b}{h_p} \sqrt{\frac{k_{об}}{k_p}} \text{ или } \delta_p \approx 2,1 \delta_{об}. \quad (7.28)$$

7.5.3. Выбор рациональных параметров сотовых панелей

Вследствие сложности решения задач оптимизации параметров трехслойных панелей с сотовым заполнителем (общие теоретические положения и результаты решения изложены, например, в работе [7]), в настоящем разделе мы ограничимся практическими рекомендациями по выбору соотношений параметров панелей при работе на основной вид нагружения — продольное сжатие панели, дающих минимальную массу панели.

Масса сотовой панели m_s складывается из трех составных частей, рассчитываемых для единицы площади поверхности панелей (например, масса квадратного метра панелей):

$$m_s = m_{об} + m_c + m', \quad (7.29)$$

где $m_{об} = (\delta_1 + \delta_2) \rho_m$ — масса обшивок; $m_c = \rho_c h$ — масса сотового заполнителя; m' — масса материала (клея, припоя, отбортовок), затрачиваемая на присоединение обшивок к поверхности сотового заполнителя. В среднем для паяных и клееных панелей $m' = (0,07 \dots 0,1) m_s$ для сварных панелей по методу «Стрескин» $m' = (0,03 \dots 0,05) m_s$, для диффузионно-сварных панелей $m' = 0$.

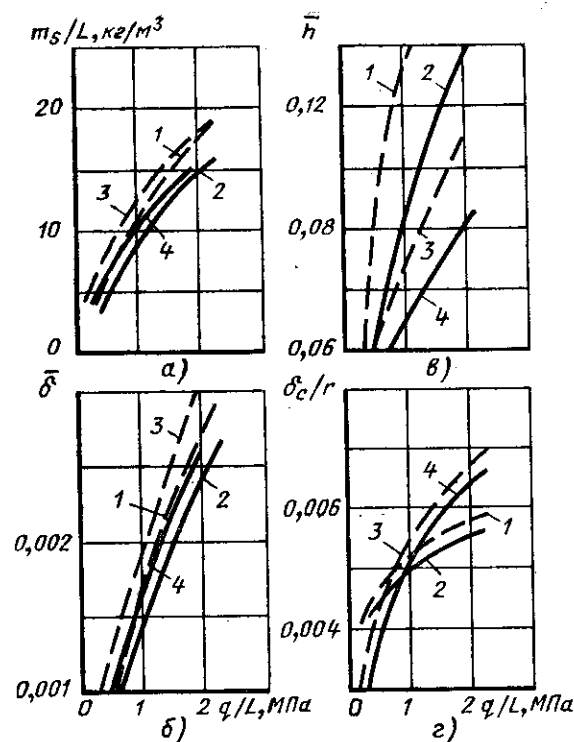


Рис. 7.58. Оптимальные параметры клееной алюминиевой сотовой панели при сжатии:

— 20 °C; — — — 160 °C

Основными параметрами сотовой панели, от которых зависит масса панели, являются: толщина обшивки δ_0 (при $\delta_1 = \delta_2$), высота заполнителя h и отношение δ_c/r , определяющее объемную массу заполнителя (см. формулу 7.9). При определении оптимальных параметров панели толщину обшивки и высоту заполнителя выражают в относительных величинах $\delta_0/L = \delta$, $h/L = \bar{h}$, что позволяет при расчетах исключить влияние длины сжатой стойки на параметры панели, при этом расчетная сжимающая нагрузка выражается в виде q/L , а масса панели — в виде m_s/L .

Для работы конструкции при температуре 20 ... 160 °C применяются клееные панели из алюминиевых сплавов. Масса рационально спроектированных панелей в зависимости от сжимающей нагрузки и соответствующие ей параметры панелей приведены на графиках 1, 2 (рис. 7.58) (нагруженные кромки защемлены, типовое соединение аналогично рис. 7.42, а) и на графиках 3, 4

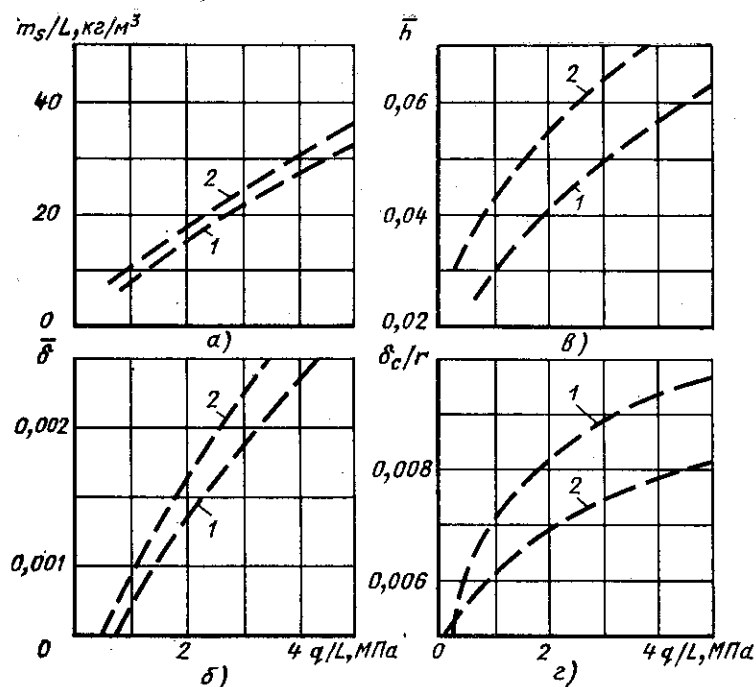


Рис. 7.59. Оптимальные параметры паяных (1) и диффузионно-сварных (2) сотовых панелей из титановых сплавов (продольное сжатие, нагруженные кромки зашце́млены)

(нагруженные кромки шарнирно оперты, типовое соединение аналогично рис. 7.42, б, в, г).

Паяные и диффузионно-сварные панели из титановых сплавов применяются при рабочих температурах конструкции 200 ... 450 °С. Масса таких панелей и их параметры для $T = 20$ °С приведены на графиках рис. 7.59, а ... г (нагруженные кромки зашце́млены) и рис. 7.60 для $T = 20, 300$ °С (нагруженные кромки шарнирно оперты).

Паяные панели из конструкционных сталей типа ЭП35 применяются для конструкций с рабочей температурой 500 ... 700 °С. Масса таких панелей и их параметры для $T = 20$ °С приведены на графиках рис. 7.61 (нагруженные кромки зашце́млены) и для $T = 20, 500$ °С на рис. 7.62, а ... г (нагруженные кромки шарнирно оперты).

Сварные панели по методу «Стресскин» при работе на продольное сжатие имеют большую массу, чем паяные или диффузионно-сварные панели, поэтому оптимальные параметры их не приведены. Эти панели целесообразно применять в малонагруженных

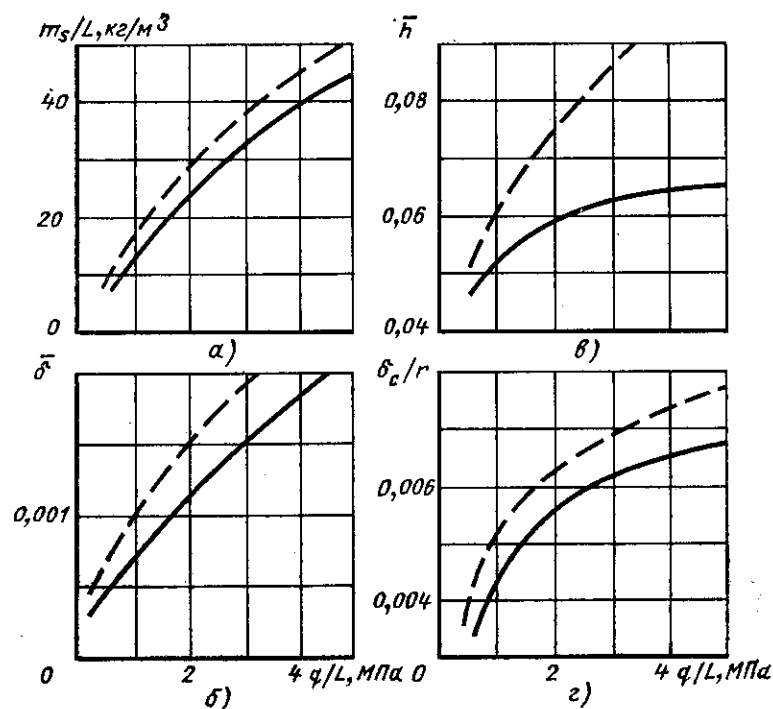


Рис. 7.60. Оптимальные параметры паяных (1) и диффузионно-сварных (2) сотовых панелей из титановых сплавов (продольное сжатие, нагруженные кромки шарнирно оперты):

— 300 °С; - - - 20 °С

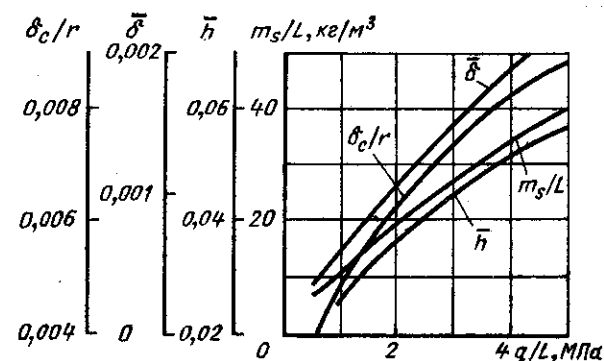


Рис. 7.61. Оптимальные параметры паяных сотовых панелей из стали (продольное сжатие, нагруженные кромки зашце́млены)

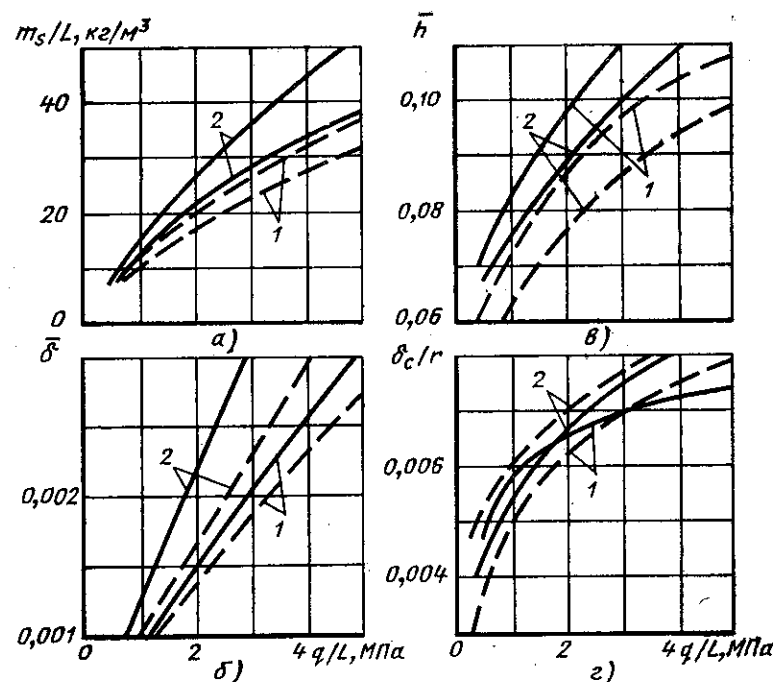


Рис. 7.62. Оптимальные параметры паяных сотовых панелей из стали (продольное сжатие, нагруженные кромки шарнирно оперты):
 — 20 °С; - - - 500 °С

коррозионно-стойких конструкциях с толщинами обшивок и заполнителя, выбираемыми из конструктивных соображений, например, в шумопоглощающих конструкциях, створках сопловых аппаратов, а также в конструкциях, работающих на сдвиг в плоскости панелей, к примеру, в стенках, зашивках, перегородках.

ГЛАВА 8

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КРЫЛА

8.1. ОГРАНИЧЕНИЯ, НАКЛАДЫВАЕМЫЕ НА КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВУЮ СХЕМУ КРЫЛА

Предварительные силовые схемы крыла и всех основных агрегатов самолета разрабатываются на этапе аванпроекта, в процессе предварительной компоновки самолета.

На этапе эскизного проекта окончательно увязывается силовая схема крыла, проводятся все проектировочные расчеты с целью определения сечений основных элементов и их масс, разрабатывается сборочный чертеж конструкции крыла.

Окончательных рецептов по выбору конструктивно-силовой схемы крыла для всех вариантов решений пока дать нельзя, но можно наметить определенные направления, по которым должен идти конструктор с целью нахождения наивыгоднейших решений. В этом большую помощь конструктору может оказать ЭВМ. Первое, с чем сталкивается конструктор в процессе проектирования, — это ряд ограничений, накладываемых на будущую конструкцию с точки зрения ее компоновочных, аэродинамических, технологических, прочностных и других свойств. Из всех возможных ограничений, которые приходится учитывать при выборе силовой схемы крыла, наиболее существенными являются следующие.

1. Ограничения, обусловленные возможностями силовой увязки крыла с фюзеляжем. Они характеризуются общими компоновочными требованиями, накладывающими определенный отпечаток на возможную силовую схему фюзеляжа. Так, например, если из соображений аэродинамики задано среднее расположение крыла (рис. 8.1), а из условия компоновки в фюзеляже расположен воздухозаборник для двигателей, то стык крыла с фюзеляжем возможен только по усиленным шпангоутам. Из условия прочности при кессонном крыле кессон центроплана должен пройти через фюзеляж, который в данном случае занят воздухозаборниками. Возможным вариантом силовой увязки кессона с фюзеляжем может быть постановка на фюзеляже мощных продольных балок в плоскостях крепления панелей крыла. Эти балки должны обладать жесткостью в плоскости кессона, чтобы была возможность передачи нагрузки с панелей, прикрепленных к ним, на шпангоуты фюзеляжа. Такое конструктивное решение приводит к значительному увеличению массы конструкции стыка,

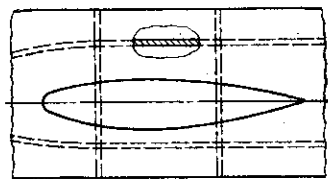


Рис. 8.1. Ограничения на конструкцию крыла из-за наличия в фюзеляже воздухозаборника

а поэтому практически является неприемлемым. Следовательно, в данном случае наложенные компоновкой фюзеляжа ограничения не позволяют

применять как моноблочную, так и кессонную схему крыльев.

2. Ограничения, накладываемые на силовую схему крыла условием крепления к нему главных стоек шасси и потребными объемами для ее уборки. В качестве примера рассмотрим выбор конструктивно-силовой схемы стреловидного крыла (рис. 8.2, а), на котором устанавливаются главные стойки шасси. Будем считать, что из соображений компоновки и центровки самолета заданы координаты положения стойки относительно крыла и фюзеляжа, а также заданы объемы, которые могут быть использованы для ее уборки. При этом положении стойки отпадает возможность применения кессонной схемы крыла, так как кесон будет пересекаться стойкой шасси при ее уборке, а это недопустимо. Одно- и двухлонжеронные схемы стреловидного крыла требуют наличия мощной бортовой нервюры, предназначенной для восприятия как крутящего момента от крыла, так и дополнительного момента, возникающего в месте излома лонжерона (у борта фюзеляжа), $M_2 = M_{изг} \cos \beta$, где $M_{изг}$ — изгибающий момент, действующий по лонжерону; β — угол наклона лонжерона по отношению к линии борта фюзеляжа, перпендикулярной направлению усиленного шпангоута. При уборке шасси его стойка будет пересекать эту бортовую нервюру, что недопустимо

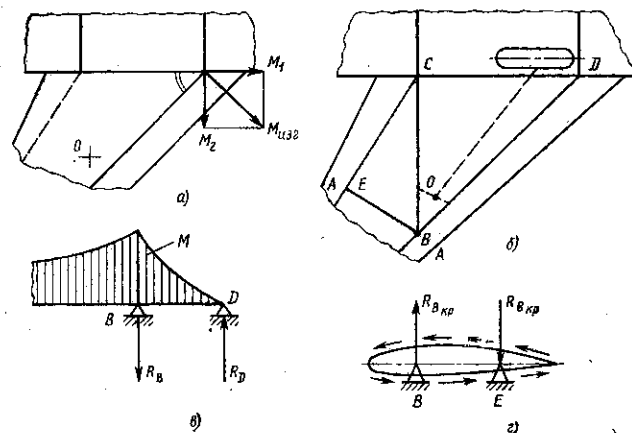


Рис. 8.2. Конструктивно-силовая схема крыла, позволяющая убрать в фюзеляж стойку шасси:

а — схема однолонжеронного крыла; б — установка в крыле подкоса; в — эпюра моментов по лонжерону; г — нагрузки нервюры BE

из условия прочности. Поэтому приходится переходить к новой схеме крыла.

Для обеспечения возможности уборки стойки шасси создаем в точке В дополнительную опору лонжерону в виде подкоса, расположенного перпендикулярно оси фюзеляжа (рис. 8.2, б). В результате этого лонжерон превращается в балку, лежащую на двух опорах, и эпюра действующих на него изгибающих моментов изменяется (рис. 8.2, в). Момент в точке D у борта фюзеляжа становится равным нулю, и в опоре действует только поперечная сила. Для восприятия крутящего момента устанавливаем в сечении А—А усиленную нервюру, трансформирующую крутящий момент в пару сил $R_{кр}$. Подкос в точке В нагружается реакцией R_B от лонжерона и реакцией $R_{Вкр}$, приходящей с силовой нервюры (рис. 8.2, г). Так как подкос расположен перпендикулярно оси фюзеляжа, то действующий по нему изгибающий момент замыкается через балку или усиленный шпангоут фюзеляжа с изгибающим моментом, приходящим по подкосу второй консоли крыла. Перерезывающая сила передается на фюзеляж в точках С и D. Нервюра CD полностью разгружается и ее можно спокойно ослабить для уборки стойки шасси (рис. 8.3). Силовой треугольник, образованный лонжероном и подкосом, обеспечивает благоприятные условия для крепления траверсы стойки шасси.



Рис. 8.3. Бортовая нервюра с выемкой для стойки шасси

В качестве второго примера рассмотрим конструктивно-силовую схему треугольного крыла, обеспечивающую крепление к нему и уборку в фюзеляж стойки шасси. Координаты положения стойки заданы (рис. 8.4, а). В данном случае целесообразно выбрать схему крыла с внутренними подкосами и одним передним лонжероном DF (рис. 8.4, б). Отсек крепления стойки шасси (заштрихованная площадь) выгодно ограничить двумя подкосами. Этот отсек по нижней панели рассекается стойкой шасси при ее уборке, поэтому он практически не работает на изгиб и кручение. В результате крыло разбивается как бы на две части: одна — до отсека шасси, вторая — после отсека. Каждую из них мы должны состыковывать с фюзеляжем минимум в трех точках (рис. 8.4, б). На рисунке цифрами 1 и 2 показано количество связей (проушин), т. е. стыковое соединение передает момент (цифра 2) или силу (цифра 1). Тогда в функцию отсека BCGF входит только восприятие воздушной нагрузки и передача ее на обе работающие части крыла. Если есть необходимость и позволяет конструкция фюзеляжа, то отсек крыла ABFE можно выполнить по кессонной схеме, обеспечив его стыковку по контуру.

Приведенные примеры показывают только направление, по которому может идти конструктор при выборе конструктивно-силовой схемы крыла. Помимо приведенных ограничений на расположение продольных и поперечных элементов крыла будет

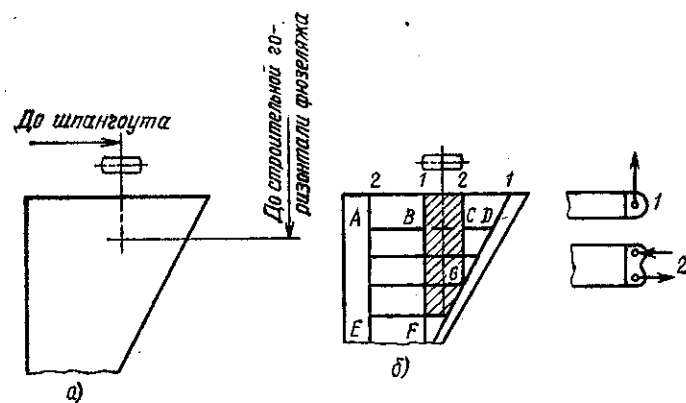


Рис. 8.4. Компонировка треугольного при виде в плане крыла:
а — вид крыла в плане; б — силовые элементы крыла

также влияют установка на крыле двигателей и разных подвесок, вид механизации крыла, расположение в крыле баков с горючим и ряд других факторов.

Окончательный анализ силовой схемы крыла будет базироваться на его расчетных данных, обуславливающих массу конструкции. Поэтому процесс проектирования должен сопровождаться проектировочными расчетами элементов крыла с целью определения их потребных сечений. На этом этапе на помощь конструктору приходят электронно-вычислительные машины, позволяющие в достаточно короткое время просмотреть большое количество вариантов.

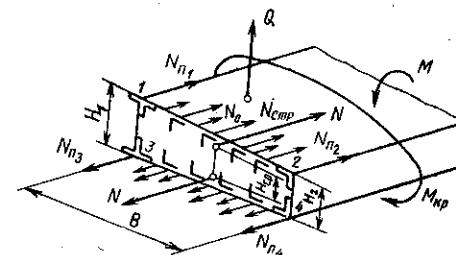
В работах, проводимых в данном направлении, даются разные методы поиска оптимальных конструкций крыла. Большинство из них сводится к оптимизации выбранной конструктивно-силовой схемы.

Наиболее распространенным в настоящее время методом расчета силовых конструкций на ЭВМ является метод конечного элемента. Но для расчета по МКЭ необходимо предварительно (в первом приближении) определить потребные сечения силовых элементов конструкции. Это требует составления алгоритма проектировочного расчета крыла.

8.2. АЛГОРИТМ ПРОЕКТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА КРЫЛА

Проектировочный расчет проводят для прямого крыла, начиная с некоторого расстояния от места заделки, т. е. без учета ее влияния. Для двухлонжеронного крыла это расстояние примерно равно ширине межлонжеронной части B (рис. 8.5). Если форма крыла — стреловидная, его рассчитывают без рассмотрения корневого треугольника (элементы силового треугольника уточняют после его подробного расчета группой прочности).

Рис. 8.5. Нагрузки, возникающие в элементах крыла



Для общности считаем, что крыло может быть лонжеронным, кессонным со слабыми лонжеронами и моноблочным со стенками без мощных поясов. Принимаем положение лонжеронов и стенок выявленным из компоновочных соображений, т. е. заданным. При проектировочном расчете пренебрегаем носовой и хвостовой частями крыла. Такое допущение приемлемо, так как носовая часть расположена близко к нейтральной оси и ее момент инерции мал. Хвостовая часть, как правило, вырезана под элероны или закрылки.

Рассмотрим работу отсека крыла. От действия изгибающего момента M в элементах верхней и нижней панелей крыла могут возникнуть осевые усилия. Сумма этих осевых усилий на плече $H_{ср}$ создает пару сил, уравнивающую момент в сечении.

Принимаем, что

$$H_{ср} = \frac{H_1 + H_2}{2},$$

где H_1 и H_2 — соответственно расстояния между центрами тяжести поясов первого и второго лонжеронов. (В дальнейшем, после определения сечений элементов, положение $H_{ср}$ можно уточнить как расстояние между центрами масс редуцированных площадей верхней и нижней панелей).

Определяем силы, действующие на верхнюю и нижнюю панели.

$$N = \frac{M}{H_{ср}} = \frac{2M}{H_1 + H_2}.$$

Ищем потребные редуцированные площади панелей, способные воспринимать действующие осевые силы:

$$F_p = \frac{N}{\sigma_{кр.п}},$$

где F_p — редуцированная площадь сжатой панели; $\sigma_{кр.п}$ — критическое напряжение сжатого пояса.

Принимаем $\sigma_{кр.п} = \sigma_{в.п}$. Сечение сжатого пояса выбираем из условия:

$$\sigma_{кр.п} = \sigma_{в.п} = \sigma_m,$$

где σ_m — напряжение местной потери устойчивости поясом. Тогда после подстановки значений N и $\sigma_{кр.п}$ в выражение для F_p имеем:

$$F_{p+} = \frac{M}{H_{ср} \cdot 0,9\sigma_{в.п}},$$

где F_{p+} — редуцированная площадь растянутой панели; коэффициент 0,9 учитывает ослабление сечения отверстиями под заклепки.

Вводим коэффициент κ , характеризующий долю момента, воспринимаемого поясами:

$$\kappa_- = \frac{F_{п\sum-}}{F_p}; \quad \kappa_+ = \frac{F_{п\sum+}}{F_{p+}},$$

где $F_{п\sum}$ — суммарная площадь поясов лонжерона сжатой или растянутой панелей.

В зависимости от значений κ меняется несущая способность лонжеронов: $\kappa = 0 \dots 1$. При $\kappa = 1$ весь изгибающий момент воспринимают лонжероны; при $\kappa = 0$ пояса отсутствуют, всю нагрузку несет панель.

Задав κ , определяем суммарные площади поясов и распределяем их между поясами пропорционально высотам (при выборе κ ориентируемся на принятую конструктивно-силовую схему крыла):

$$F_{п\sum-} = \kappa_- F_{p-}; \quad F_{п1} = \frac{F_{п\sum-} H_1}{H_1 + H_2};$$

$$F_{п2} = F_{п\sum-} - F_{п1}; \quad F_{п\sum+} = \kappa_+ F_{p+};$$

$$F_{п3} = \frac{F_{п\sum+} H_1}{H_1 + H_2}; \quad F_{п4} = F_{п\sum+} - F_{п3}.$$

При наличии одного лонжерона $F_{п\sum}$ является площадью этого лонжерона.

Определяем параметры панелей.

Для сжатой панели вводим понятие приведенной толщины обшивки:

$$\delta_{пр} = \frac{F_{p-} (1 - \kappa_-)}{\varphi_{стр}},$$

где $\varphi_{стр}$ — редуцированный коэффициент стрингера.

Эта толщина распределяется между обшивкой и стрингерами:

$$\delta_{пр-} = \delta_o - \varphi_o + \frac{f_-}{t_-}; \quad \varphi_o = \frac{30\delta_o}{t_-}.$$

Здесь t_- и f_- — шаг и площадь сжатых стрингеров; φ_o — редуцированный коэффициент обшивки.

Принимаем:

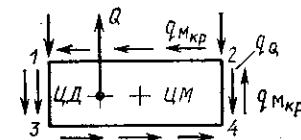
$$\sigma_{кр. стр} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{кр. п} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{в. п};$$

тогда $\varphi_{отр} = 0,7 \dots 0,9$.

Пусть $t_- = 100 \dots 150$ мм (для кессонного крыла будем принимать наименьшее значение), а толщина сжатой обшивки

$$\delta_o = \frac{M_{кр}}{2BH_{ср}T_b} \dots \frac{t_-}{30},$$

Рис. 8.6. Нагружение стенок лонжерона крыла



где первое значение соответствует толщине обшивки, потребной для восприятия крутящего момента, действующего в сечении крыла, второе значение получается из условия $\sigma_{кр. стр} = \sigma_{кр. о}$, т. е. $\varphi_o = 1$; при $\delta_o = t_-/30$ толщина обшивки будет наибольшей.

Определяем

$$f_- = (\delta_{пр-} - \delta_o - \varphi_o) t_-.$$

По справочнику [18] подбираем стрингер найденного сечения f_- ; там же выписываем его момент инерции J и радиус инерции i . Зная расстояние между нервюрами l , рассчитываем гибкость l/i , по графикам в справочнике находим $\sigma_{кр. стр}$ при заданной гибкости. Если $\sigma_{кр. стр}$ не соответствует принятому, повторяем расчет, изменяя t_- или задавая другим значением $\sigma_{кр. стр}$ при определении параметров панели.

Для растянутой панели

$$\delta_{пр+} = \frac{F_{p+} (1 + \kappa_+)}{B\varphi_{стр+}}.$$

Если $E_{п} = E_{стр} = E_o$ (где E — модуль упругости), принимаем для $\varphi_{стр+} = 1$ $\delta_{о+} = (0,55 \dots 0,7) \delta_{пр+}$; для $\varphi_{о+} = 1$ $f_+ = (0,3 \dots 0,45) \delta_{пр+} t_+$. Принимаем $t_+ = t_-$. Находим по справочнику стрингер заданной площади f_+ .

Определяем толщины стенок лонжеронов. Перерезывающую силу Q_i распределяем между стенками пропорционально жесткости лонжеронов на изгиб:

$$Q_i = \frac{E_i J_i}{\sum E J} Q; \quad q_{Qi} = \frac{Q_i}{H_i}$$

при одинаковых материалах $E = \text{const}$.

Принимая, что моменты инерции приблизительно равны квадрату высот, получим

$$Q_{1...3} = \frac{QH_1^2}{H_1^2 + H_2^2};$$

$$Q_{2...4} = \frac{QH_2^2}{H_1^2 + H_2^2} = Q - Q_{1...3};$$

$$q_{Mкр} = \frac{M_{кр}}{2BH_{ср}}; \quad q_{\Sigma} = q_Q \pm q_{кр}.$$

Обычно центр жесткости расположен в области дозвуковой скорости за центром давления (рис. 8.6), поэтому

$$q_{\Sigma 1...3} = q_{Q 1...3} + q_{Mкр};$$

$$q_{\Sigma 2...4} = q_{Q 2...4} - q_{Mкр}.$$

При $\tau_b = 0,2\sigma_b$ получим $\delta_{ст i} = q_{Si}/\tau_b$ (принимая значение $\tau_b = 0,2\sigma_b$, предполагаем, что в этом случае стенка не будет терять устойчивость).

Тогда

$$\delta_{ст 1...3} = \left(\frac{Q_{1...3}}{H_{1...3}} + q_{Mкр} \right) \frac{1}{\tau_b};$$

$$\delta_{ст 2...4} = \left(\frac{Q_{2...4}}{H_{2...4}} - q_{Mкр} \right) \frac{1}{\tau_b}; F_{ст} = \delta_{ст} H_{ст},$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки; $F_{ст}$ — площадь сечения стенки. Можно проверить полученные толщины стенок на устойчивость при их работе на сдвиг по выражению

$$\tau_{кр} = \tau_b \frac{1 + \nu}{1 + \nu + \nu^2}; \quad \nu = \frac{\tau_b}{\tau_0}; \quad \tau_0 = \frac{0,9kE}{(b/\delta)^2},$$

где $k = 5,6 + \frac{3,8}{(a/H_{ст})^2}$; a — расстояние между стойками, подкрепляющими стенку.

8.3. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВЫХ СХЕМ ЭЛЕМЕНТОВ ЛОНЖЕРОННЫХ КРЫЛЬЕВ

8.3.1. Выбор продольного набора крыла

Основными элементами продольного набора лонжеронного крыла, воспринимающими до 75 ... 80 % изгибающего момента, являются его лонжероны.

При выборе количества лонжеронов, помимо компоновочных соображений, учитываются следующие требования.

Требования минимальной массы. Лонжерон однолонжеронного крыла располагается в месте наибольшей строительной высоты (рис. 8.7, а), что соответствует расстоянию $a = 30 \dots 45 \% b$; задняя стенка — на расстоянии $c = 65 \dots 75 \% b$ (где b — хорда). Окончательно размер c зависит, в значительной степени, от положения элеронов и закрылков. До определенных строительных высот крыла и значений изгибающего момента M данное крыло будет выгодным, обладая минимальной массой. Это объясняется наибольшим разномом массы пояса относительно нейтральной оси. При этом мы получаем наибольший момент инерции и наименьшие напряжения $\sigma = M_y/J$. При уменьшении относительной толщины крыла и росте нагрузок на крыло потребные сечения поясов чрезмерно увеличиваются по высоте и расстояние между центрами полков становится малым (рис. 8.7, б), момент инерции уменьшается и весовое преимущество крыла пропадает. С какого-то момента может оказаться более выгодным двухлонжеронное крыло (рис. 8.7, в), хотя лонжероны в таком крыле располагаются не в местах наибольшей относительной толщины, а на расстояниях $a = 15 \dots 25 \% b$ и $c = 60 \dots 70 \% b$ (такое

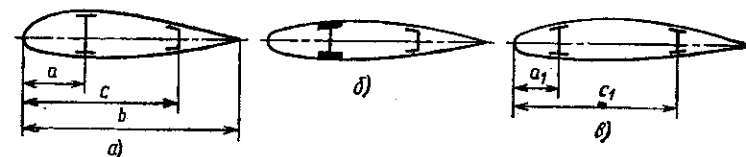


Рис. 8.7. Выбор числа лонжеронов крыла:

a — лонжеронное крыло большой относительной толщины; b — увеличение высоты пояса однолонжеронного крыла при уменьшении относительной толщины; a_1 — переход на двухлонжеронное крыло

расстояние лонжеронов объясняется более равномерным распределением между ними нагрузок).

Наивыгоднейшее решение можно найти методом оптимизации с применением ЭВМ.

Требования надежности и живучести. С учетом этих требований выгоднее многолонжеронная конструкция, так как при выходе из строя одного лонжерона усилия перераспределяются между остальными, и конструкция может продолжать нести нагрузки в режимах полета с незначительными перегрузками.

Требования жесткости. Многолонжеронная конструкция крыла имеет наибольшую жесткость. При этом крыло менее склонно к деформациям изгиба и кручения, и характеристики его будут отвечать основным требованиям аэроупругости. Выбрав на основании изложенных и других соображений количество лонжеронов крыла, переходим к проектировочному расчету. Задаемся материалом элементов конструкции продольного набора, определяем потребные площади поясов лонжеронов, стрингеров, обшивки и стенок лонжерона. Расчет проводим для нескольких сечений крыла. По полученным данным строим графики зависимостей потребных величин площадей элементов от размаха консоли крыла. Например, $F_{л1} = f(z)$; $F_{л2} = f(z)$ и т. д., где z — координата размаха консоли. Также рассчитываются стенки лонжерона. На основании построенных кривых можно отобрать потребные площади пояса и стенки для всех сечений крыла. Расчет желательно проводить на ЭВМ.

Имея полученные зависимости для всех элементов продольного набора, выбираем их конструктивное решение.

8.3.2. Конструктивное оформление элементов лонжерона

При выборе конструкции лонжерона стремятся в основном применять одностеночные конструкции, так как это выгоднее в отношении минимальной массы и из условий технологии (рис. 8.8). Конструкция, приведенная на рис. 8.8, а, требует только одного заклепочного шва соединения пояса со стенкой. Для конструкции, показанной на рис. 8.8, б, необходимо дополнительное соединение, что дает увеличение массы, кроме того, осложняет подход при клепке второй стенки.

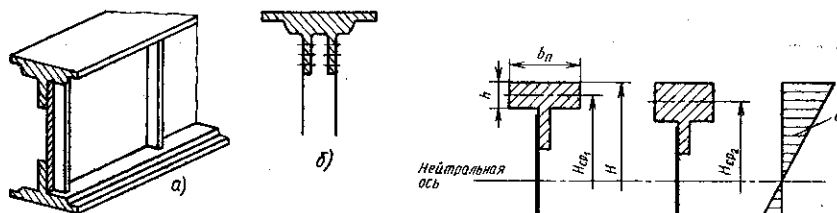


Рис. 8.8. Типовые лонжероны крыла:

а — с одной стенкой; б — с двумя стенками

Рис. 8.9. Выбор высоты пояса лонжерона

При выборе толщины пояса h необходимо учитывать, что чем толще пояс, тем больше неравномерность распределения по нему напряжений (рис. 8.9). При работе на изгиб только наиболее удаленные от нейтральной оси элементы пояса будут работать с максимальными допускаемыми напряжениями, равными σ_b . При этом чем больше толщина пояса, тем ближе к нейтральной оси располагается его основная масса, тем меньше момент инерции пояса и тем хуже используется его материал. Последнее приводит к увеличению массы конструкции. Отсюда следует, что желательно выполнять пояс тоньше и шире, но в данном случае надо учитывать местную потерю устойчивости сжатым поясом, так как лапка пояса будет иметь местное критическое напряжение, определяемое выражением

$$\sigma_m = \frac{0,9kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2} = \frac{0,9kE}{\left(\frac{1}{2} \frac{b}{h}\right)^2},$$

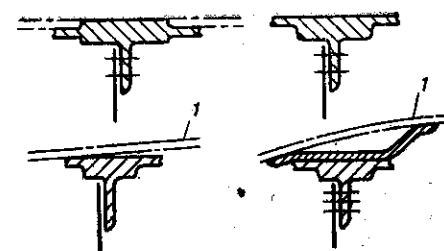
где $b = b_{\text{п}}/2$, $\delta = h$.

Соотношение $b_{\text{п}}/(2h)$ надо выбирать таким, чтобы $\sigma_m = \sigma_b$. Кроме того, кривизна пояса будет лимитироваться кривизной профиля крыла, так как при чрезмерно широком поясе понадобятся дополнительные накладки по обводу во избежание нарушения качества поверхности крыла. При этом пояс опускается, и расстояние его центра масс от нейтральной оси уменьшается.

При проектировании пояса лонжерона необходимо для растянутого пояса учитывать его ослабление отверстиями под заклепки, т. е. уменьшение несущей способности пояса на величину 0,9 ($\sigma_{b, \text{п}} = 0,9\sigma_b$). Но помимо ослабления пояса отверстия под заклепки ухудшают также его усталостные характеристики за счет концентрации напряжений в зоне отверстия. Поэтому рационально выполнять пояс с дополнительными усиками для его крепления с обшивкой (рис. 8.10). Наличие усиков может значительно увеличить массу, но при этом сам пояс не ослабляется, а работает до σ_b , кроме того повышаются его усталостные характеристики. Необходимо предусмотреть изменение сечения пояса по размаху, а также его малковку в целях получения требуемого

Рис. 8.10. Соединение лонжерона крыла с обшивкой

угла наклона к профилю без закручивания пояса. Лучше всего применять для этого заранее отштампованные или прокатанные профили переменного сечения и с переменной малкой, выполненные в соответствии с теоретическим чертежом пояса. Можно



изготавливать лонжерон путем фрезерования исходного профиля по размаху. Но у поясов, изготовленных этим методом, несколько снижается сопротивление усталости, так как при фрезеровании несколько нарушается структура материала. Кроме того, задиры, которые могут оставаться после фрезерования, приводят к концентрации напряжения, что ухудшает сопротивление усталости пояса. В отдельных случаях для крыльев легких самолетов применяют сборную конструкцию пояса из нескольких элементов, часть которых постепенно удаляют по размаху. Но при этом сечение лонжерона изменяется по размаху не плавно, а скачками, что отрицательно сказывается на сопротивлении усталости конструкции и ее ресурса. При проектировании крыла необходимо стремиться к такому решению, при котором пояса лонжеронов располагаются с открытой малкой. Выполнение поясов с закрытыми малками представляет ряд технологических трудностей.

8.3.3. Выбор конструкции стрингеров

В конструкциях крыльев современных самолетов в качестве стрингеров применяют прессованные профили постоянного сечения по размаху. На рис. 8.11 приведены виды типовых профилей, чаще всего применяемых для стрингеров крыла. Для лонжеронных крыльев обычно используются профили типа приведенных на рис. 8.11, а. Недостатком этих профилей является склонность к закручиванию при потере устойчивости, что создает в обшивке незначительные изгибные деформации. В этом отношении выгоднее профили, главная ось инерции которых проходит через ось заклепочного шва, тогда стрингер не закручивается под осевой нагрузкой (рис. 8.11, б, в). Но такие профили редко используются в лонжеронном крыле, где не требуется большой несущей способности стрингерного набора, и находят применение в кессонных крыльях.

Закранный профиль (см. рис. 8.11, б) имеет наиболее высокие характеристики устойчивости (из-за образования совместно с обшивкой замкнутого контура). Его недостатком являются наличие двух рядов заклепочных швов, что утяжеляет конструкцию, а также то, что при использовании его в баке-кессоне в полости стрингера задерживается часть горячего.

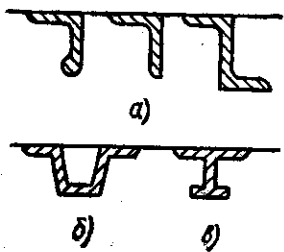


Рис. 8.11. Типовые стрингеры крыла

Изменять площадь сечения стрингеров вдоль размаха приходится скачками, путем уменьшения количества стрингеров в сечении. При этом надо стремиться к постепенному уменьшению указанного количества стрингеров с тем, чтобы не было резкого перепада жесткостей. Как правило, из компоновочных соображений не удастся устанавливать стрингеры по линии постоянного процента хорд в разных сечениях. Поэтому стрингеры подходят к сечениям с переменными малками. Проводить специальную малковку стрингерного набора технологически трудно. В связи с этим в процессе сборки панелей крыла со стрингерами последние закручивают на соответствующие углы так, чтобы обеспечить их переменную малку в разных сечениях крыла. Обычно в большинстве крыльев стрингеры ставят на равном расстоянии друг от друга. Расстояние определяется потребными несущими свойствами панели. Из соображения технологии сборки стрингеры выгоднее располагать параллельно одному из лонжеронов (чаще это бывает задний лонжерон или стенка). По размаху стрингеры выполняют из целых профилей, разъемы осуществляют только у усиленных нервюр и в случаях излома продольного набора.

8.3.4. Проектирование конструкции стенки лонжерона

Потребная толщина стенки определяется при проекционном расчете. При проектировании стенки необходимо учитывать, что она может разрушиться от чистого сдвига и потерять устойчивость при значении напряжений $\tau = \tau_{кр}$. В этом случае в стенке возникнут волны (рис. 8.12), вдоль которых возникают растягивающие напряжения, определяемые выражением

$$\sigma_{ст} = 2\tau \left(1 - \frac{\tau_{кр}}{\tau} \right).$$

Эти напряжения вызывают в поясах лонжерона поперечный изгиб. Стойки, подкрепляющие стенку, при этом работают на сжатие. Так как сжатый пояс лонжерона в этом случае работает на продольно-поперечный изгиб, то допускать потерю устойчивости стенки нецелесообразно. Поэтому за разрушающее напряжение для стенки принимают ее критическое напряжение, т. е. считают, что $\tau \leq \tau_{кр}$. Для повышения критического напряжения стенки, не меняя ее толщины, можно варьировать расположением подкрепляющих ее стоек. В качестве материала для стенок большинства самолетов применяется сплав Д16Т. Конструктивно стенку выполняют постоянной толщины по размаху. Ее сечение меняют путем перестыка со стенкой меньшей толщины. Отверстий облегче-

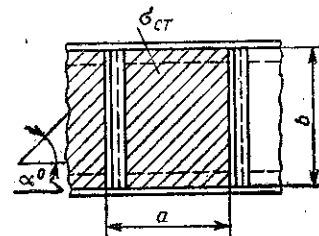


Рис. 8.12. Потери устойчивости стенки лонжерона

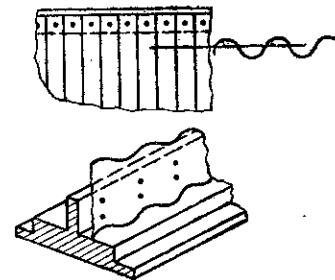


Рис. 8.13. Лонжерон с гофрированной стенкой

ния в стенке не выполняют. Если требуется провести через стенку какие-либо элементы управления (тяги), то эти отверстия окантовываются и усиливаются.

При расчете заклепок крепления стенки лонжерона к поясу пользуются законом парности касательных напряжений. В продольном сечении стенки действуют те же усилия, что в ее поперечном сечении. Тогда сила на одну заклепку крепления стенки

$$P_a = \frac{qt}{n},$$

где q — распределенное касательное усилие в стенке; t — шаг заклепок в ряд; n — число рядов.

При работе конструкции в условиях высоких температур возможно возникновение температурных напряжений. Последнее может быть вызвано тем, что удлинению нагретого пояса будет препятствовать стенка. Особенно ярко это будет выражено при разных материалах пояса и стенки, имеющих разные коэффициенты линейного расширения. Наличие температурных напряжений может привести к поводке и разрушению конструкции. Одним из выходов в данном случае является применение гофрированной стенки (рис. 8.13). Как показано на рисунке, стенка сваривается в вершинах гофра с ножкой пояса точечной электро-сваркой. Материалы стенки и полки при этом должны быть одинаковыми (сталь марки 30ХГСА или применяемая в таких конструкциях жаропрочная сталь). Возможно применение никель-вых сплавов типа ЭП99. Стенка, выполненная с вертикальным гофром, хорошо работает на вертикальные срезающие усилия и не мешает линейному расширению пояса лонжерона.

Вторым возможным решением, позволяющим избежать температурных напряжений, является применение вместо стенки статически определимой ферменной конструкции. Такое решение бывает целесообразным при больших строительных высотах крыла. В этом случае узлы фермы занимают малый процент массы конструкции и в весовом отношении она может оказаться выгоднее, чем стенка с гофром.

8.3.5. Проектирование конструкции нервюры

Нормальные нервюры сохраняют аэродинамическую форму профиля крыла и снимают с панели обшивки аэродинамическую нагрузку, передавая ее на стенки лонжеронов. Каждая нервюра принимает нагрузку от полосы шириной Δz (рис. 8.14). Суммарная сила, действующая на нервюру, будет следующей:

$$P_n = \frac{nmg}{S} b_i \Delta z,$$

где nmg/S — удельная нагрузка на крыло; S — площадь крыла; b_i — текущая хорда крыла.

Распределение нагрузки на нервюру по хорде крыла рассчитывают по нормам прочности или пользуясь кривыми распределения давлений по верхней и нижней поверхностям крыла. При расчете на прочность нервюры рассматривается как балка, упруго опертая на стенки и обшивку (рис. 8.15). Практически эта задача статически неопределимая. При проектировочном расчете нервюры принимаем, что равнодействующая нагрузка P_n уравнивается реакциями в стенках лонжерона пропорционально жесткостям лонжерона на изгиб:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{E_1 J_1 l_1^3}{E_2 J_2 l_2^3}; \quad R_1 + R_2 = P_n,$$

где R_1 и R_2 — реакции в стенках лонжерона; E и J — соответственно модуль упругости и момент инерции лонжерона; l — длина лонжерона.

При равных длинах и одинаковых материалах стенок лонжерона получаем:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{J_1}{J_2} = \frac{F_1 H_1^3}{F_2 H_2^3} \approx \frac{H_1^3}{H_2^3},$$

где F — площадь пояса лонжерона; H — расстояние между центрами масс верхнего и нижнего поясов.

Если P_n не приложена в центре жесткости сечения, то возникает момент M_n , стремящийся повернуть нервюру. Этот момент

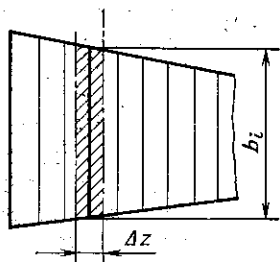


Рис. 8.14. Нагрузка на нервюру

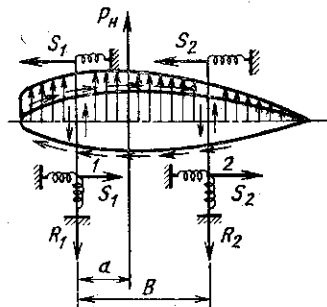


Рис. 8.15. Схема нагружения нервюры

в сечении уравнивается реакциями S_1 и S_2 , вызывающими поток касательных сил в обшивке и стенках лонжерона. Для крыла этот момент является крутящим, для нервюры — изгибающим. Значения потока касательных сил определяется выражением

$$q_{кр} = \frac{M_n}{2\omega},$$

где ω — площадь контура.

По точной (т. е. применяемой в курсе «Сопротивление материалов») формуле момент между контурами распределяется в соответствии с выражением

$$M_{n_i} = M_n \frac{C_i}{\sum C},$$

где

$$C = \frac{4\omega^3}{\oint \frac{dl}{\delta}}.$$

При проектировочном расчете принимаем

$$M_1 = \frac{M_n \omega_1^2}{\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2}; \quad M_1 + M_2 + M_3 = M,$$

где M_1 — момент, действующий по первому контуру; ω_1 — площадь первого контура.

Пользуясь подобными выражениями, находим моменты, действующие в остальных контурах. Эти моменты вызовут потоки касательных сил в своих контурах. В связи с тем, что реакции R_1 и R_2 определены пропорционально жесткостям лонжеронов, дополнительно определять центр жесткости сечения не требуется, так как момент относительно любой точки будет соответствовать моменту относительно центра жесткости. Момент относительно точки 1 будет

$$M_n = R_2 B - P_n a.$$

Находим значения перерезывающих сил и моментов, действующих в сечениях нервюры от распределенной нагрузки и потока касательных сил.

Для контура I

$$Q_{x1} = \int_0^{x_1} p dx + q_1 H_{x1},$$

$$M_{x1} = \int_0^{x_1} Q_{x1}^{(P)} dx + 2\omega_{x1} q_1,$$

где $Q_{x1}^{(P)}$ — перерезывающая сила только от внешней нагрузки; H_{x1} — высота контура в сечении x_1 ; ω_{x1} — площадь контура I до сечения x_1 (рис. 8.16).

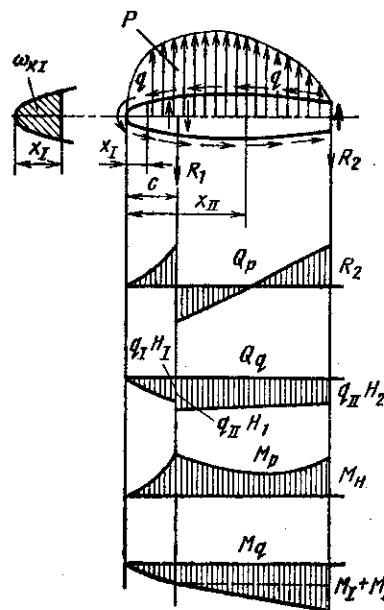


Рис. 8.16. Эпюры моментов и перерезывающих сил по нормальной нервюре

Для контура II

$$Q_{xII} = \int_0^{x_{II}} p dx - R_1 \pm q_{II} H_{xII},$$

где H_{xII} — высота контура в сечении x_{II} (поток q_I перешел на стенку лонжерона и на контур II не действует)

$$M_{xII} = \int_0^{x_{II}} Q_{xII}^{(p)} dx -$$

$$- R_1(x_{II} - c) + M_{II} \pm 2q_{II}\omega_{xII}.$$

Здесь $Q_{xII}^{(p)}$ — перерезывающая сила в контуре II только от внешней нагрузки; M_{II} — полный момент, действующий на

контур I; ω_{xII} — площадь контура II до сечения x_{II} . Аналогично определяются Q_{III} и M_{III} для контура III (обычно этот контур отсутствует, так как он вырезан под элероны или закрылки).

Необходимо учитывать, что для перерезывающей силы и изгибающего момента от действия M_H не применимо правило об интегрировании эпюры (теорема Журавского — Шведлера), т. е.

$$\frac{dM_H}{dx} \neq Q_H.$$

В связи с этим нецелесообразно строить суммарные эпюры от действия внешних сил и момента M_H . Рациональнее построить отдельно эпюры от действия внешних сил, а при расчете сечений нервюры учитывать дополнительную нагрузку или разгрузку от действия M_H и сопутствующих ему q . Эпюры Q и M от действия внешних сил и от действия потока q приведены на рис. 8.16.

Конструктивно нормальные нервюры могут иметь балочную, ферменную или рамную схему. Из условия технологичности для облегчения сборки нервюра выполняется из нескольких частей с разрезами у стенок лонжерона и моментных стенок (рис. 8.17).



Рис. 8.17. Составные части нормальной нервюры

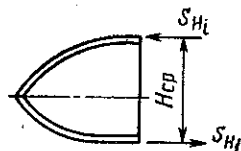
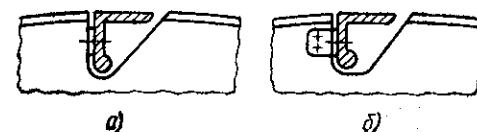


Рис. 8.18. Усилия на пояс нервюры

Рис. 8.19. Соединение нервюры со стрингером:

а — с язычком, отогнутым от нервюры; б — с дополнительным уголком



В балочных и ферменных нервюрах изгибающий момент воспринимается поясами совместно с полоской обшивки, к которой крепится пояс. При проектировочном расчете нервюры сечения пояса можно подбирать по наибольшему моменту, действующему на нервюру (рис. 8.18). При этом

$$S_{ni} = \frac{M_i}{H_{cp}}; F_{ni} = \frac{S_{ni}}{\sigma_b},$$

где S_{ni} — осевое усилие в поясе нервюры; M_i — наибольший изгибающий момент в i -й нервюре; $F_{ni} = F_{п.н} + F_o$ — площадь пояса нервюры и полоски обшивки шириной, равной поясу.

Изгибающий момент, действующий по нормальной нервюре, как правило, незначительный. Поэтому можно не делать на нервюре отдельный пояс, а получать всю нервюру из материала одной толщины (для стенки и пояса) путем холодной штамповки из листового дюралевого сплава. Обычно в нормальных нервюрах производятся просечки для прохождения стрингеров (рис. 8.19). Просечки выполняются по ГОСТу. Нервюра соединяется со стрингером или отогнутым уголком нервюры (язычком), или дополнительным соединительным уголком. Крепление нервюры со стрингером осуществляется одной заклепкой, т. е. стрингер свободно оперт на нервюру. При постановке двух заклепок нервюры при изгибе стрингера будет догружаться моментом, стремящимся повернуть ее из плоскости, что нежелательно, так как ее жесткость в этом направлении чрезвычайно мала.

В месте, где прорезан пояс нервюры, изгибающий момент воспринимается пояском обшивки. Поэтому желательно утолщать обшивку в местах крепления нервюры, учитывая при этом ослабление обшивки отверстиями под заклепки крепления пояса нервюры.

Толщина стенки нервюры выбирается по наибольшей перерезывающей силе Q , действующей в плоскости нервюры, т. е.

$$\delta_{ст} = \frac{Q_{max}}{H_{cp} \tau_b},$$

где H_{cp} — среднее значение высоты стенки.

Так как перерезывающая сила по стенке нервюры — величина переменная, а толщина нервюры $\delta_{ст}$ — постоянная, то для облегчения конструкции можно убрать лишний материал, сделав отверстия облегчения (рис. 8.20). Для повышения жесткости стенки отверстия облегчения выполняют с отбортовками. Из условий технологии отбортовку выполняют в ту же сторону, что и пояс. При установке нервюры в крыле ее положение выбирается

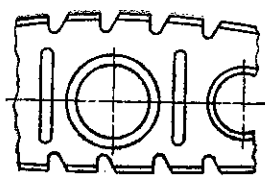


Рис. 8.20. Типовое сечение нормальной нервюры

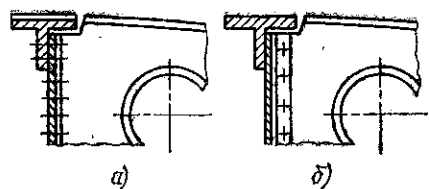


Рис. 8.21. Соединение нервюры со стенкой: а — с уголком, отогнутым от нервюры; б — с дополнительным уголковым профилем

так, чтобы ее пояс имел положительную или нулевую малку. Выполнение нервюр с отрицательной малкой представляет значительную технологическую сложность. Крепление нервюры к стенке осуществляется уголком, прикрепленным к стенке нервюры, или уголком, образованным отгибом стенки нервюры (рис. 8.21, а, б). Расчет заклепок крепления нервюры к стенке лонжерона проводится с учетом передачи на стенку реакций R_1 и касательных сил от потока $q_i H_i$. Так, для крепления нервюры к стенке первого лонжерона сила на заклепку определяется как

$$P_3 = \frac{R_1 \pm (q_1 - q_2) H_1}{n},$$

где n — число заклепок.

При применении ферменной нервюры перерезывающая сила воспринимается элементами фермы. Пояса работают так же, как при балочной нервюре, воспринимая осевые усилия при изгибе. Расчет ферменной стенки проводится от перерезывающей силы по обычной методике расчета ферм. Желательно, чтобы стойки фермы работали на сжатие, а подкосы — на растяжение, тогда можно достичь минимальной массы.

Ферменные конструкции нормальных нервюр, так как они проигрывают в массе балочным, применяют весьма редко, например:

в деревянных конструкциях легких самолетов и планеров, где клеенная из реек ферма может оказаться легче балочной;

в конструкциях самолетов с большими звуковыми скоростями при большой строительной высоте крыла; там их применение может быть целесообразным для предотвращения температурных напряжений;

в обычных самолетах в случаях, если через крыло проходит много коммуникаций, что требует большого количества отверстий для их проводки.

В последнем случае целесообразно выполнять стенку ферменной конструкции методом холодной штамповки вместе с поясом из одного материала с отбортовками в зоне просечек стенки (т. е. получается как бы балочная нервюра с просечками не круглыми, а образующими форму фермы). Рамная нервюра представляет собой конструкцию, в которой нервюры разрезаны по хорде и

соединены только со своими панелями. В такой нервюре верхний и нижний элементы работают самостоятельно. Верхняя часть нервюры воспринимает срез и изгиб от нагрузки на верхнюю панель обшивки, нижняя — от нагрузки на нижнюю панель обшивки, в то время как балочная нервюра работает на разность этих нагрузок. Масса рамной нервюры значительно больше балочной, поэтому рамная нервюра применяется весьма редко, только в случаях, когда верхняя и нижняя панели собираются отдельно и стыкуются путем соединения двух половинок стенки лонжерона. (Примером применения таких нервюр был старый самолет Ил-28, у которого крыло было разрезано по хорде).

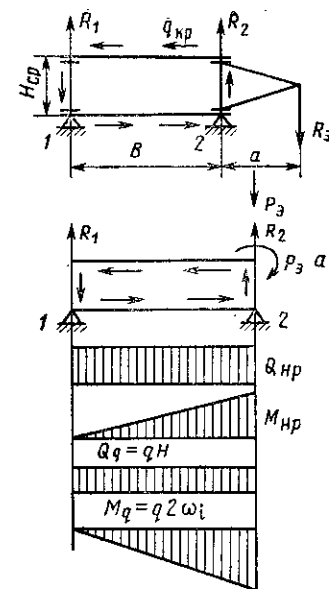


Рис. 8.22. Эпюры по усиленной нервюре

8.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ УСИЛЕННЫХ НЕРВЮР

Усиленные нервюры помимо сохранения аэродинамического контура и восприятия воздушной нагрузки предназначены для восприятия больших сосредоточенных нагрузок от шасси, двигательных установок, баков, узлов подвески элеронов и закрылков и т. д. Кроме того, усиленные нервюры применяются для восприятия касательных сил с контура обшивки и передачи их или на другой контур, или в виде сосредоточенных сил в месте крепления нервюры. Так как воздушная нагрузка значительно меньше действующих на нервюры сосредоточенных сил, то при проектировочном расчете ею обычно пренебрегают. Рассмотрим на примерах основные функции, выполняемые усиленными нервюрами.

Пример 1. Рассмотрим сечение крыла по узлу подвески элерона (рис. 8.22). Нагрузка P_3 с кронштейна подвески элерона через стенку нервюры распределяется между стенками лонжерона пропорционально жесткости последних на изгиб:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{E_1 J_1}{E_2 J_2} \text{ (считаем длины лонжеронов одинаковыми).}$$

$$R_1 + R_2 = P_3.$$

Изгибающий момент кронштейна $P_3 a$ добавляется к моменту $R_1 B$, воспринимается поясами нервюр и передается на обшивку в виде потока распределенных касательных сил, трансформируясь в крутящий момент для крыла:

$$M_{кр} = P_3 a + R_1 B.$$

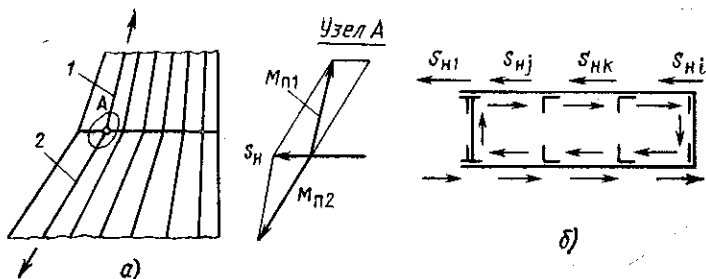


Рис. 8.23. Нагрузка на нервюру в зоне излома продольного набора:

а — крыло с изломом продольного набора; б — поток распределенных поперечных усилий в сечении

Поток распределенных касательных сил определится выражением

$$q_{кр} = \frac{M_{кр}}{2\omega} \approx \frac{M_{кр}}{2BH_{ср}},$$

где $H_{ср}$ — средняя высота контура.

Перерезывающую силу в сечении x стенки нервюры можно рассчитать по формуле:

$$Q_x = R_1 \pm q_{кр}H_x,$$

где H_x — высота стенки в сечении x .

Выражение для изгибающего момента будет следующее:

$$M_x = R_1x \pm 2q_{кр}H_x c_{р}x,$$

где H_x — средняя высота контура до сечения x .

Эпюры Q и M строим отдельно от действия внешних сил и от потока $q_{кр}$. Для эпюры Q_p от внешних сил в опоре 2 получаем

$$Q_{p2} = R_1 + R_2 - P_3.$$

Для эпюры M_p в опоре 2 момент равен $M_{p2} = R_1B + P_3a$, где P_3a — момент в опоре 2 от действия силы P_3 на плече a . Эпюра Q_q от потока повторяет конфигурацию нервюры, так как $Q_q = q_{кр}H_i$.

Эпюра M_q в опоре 2 имеет ординату

$$M_q = q_{кр} \cdot 2\omega = -R_1B + R_3a.$$

Суммарный момент в опоре 2 от внешних сил и потока равен нулю, т. е.

$$M_{p2} + M_{q2} = 0.$$

При проектировании необходимо в зоне крепления кронштейна установить фитинги, которые будут передавать нагрузку P_3 на пояса и стенку нервюры.

Пример 2. Рассмотрим сечение по излому продольного набора крыла (рис. 8.23).

В местах излома элементов продольного набора крыла необходима постановка усиленной нервюры. Это наглядно видно при анализе сил, действующих в соединении А. В месте излома продольное усилие $N_{пл}$ раскладывается на два направления: на силу $N_{п2}$, загружающую продольный элемент 2 и силу S_H , воспринимаемую нервюрой. Если бы не было нервюры, то точка А получала бы боковое смещение, и конструкция лонжерона, не способная воспринять усилия вне своей плоскости, быстро бы разрушилась. Силы S_H стремятся повернуть нервюру и уравновешиваются потоком касательных сил по контуру замкнутого

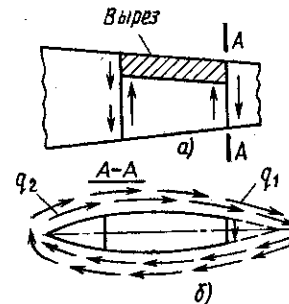


Рис. 8.24. Усиленная нервюра в зоне выреза

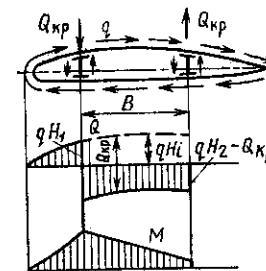


Рис. 8.25. Нагружение бортовой нервюры

сечения (рис. 8.23, б). Так как силы S_H , приложенные к набору верхней и нижней панелей, направлены в разные стороны, то в результате они вызовут дополнительный крутящий момент, действующий по контуру крыла. Конструктивно в зоне излома продольного набора должны быть установлены фитинги или накладка, позволяющие распределить силу $N_{пл}$ в направлениях $N_{п2}$ и S_H . Иначе конструкция работать не сможет.

Пример 3. Рассмотрим сечение крыла, в котором меняется контур, работающий на кручение (рис. 8.24). Для передачи крутящего момента с большего контура на меньший необходима постановка усиленной нервюры. Если рассмотреть работу элементов крыла, перемещаясь от его концевой части к центру, то функцию усиленной нервюры можно объяснить следующим образом. Нервюра воспринимает в сечении А — А поток q_1 с большого контура и, будучи заделанной в малом контуре, трансформирует поток в виде потока q_2 (реактивного), действующего на этот контур. При этом $q_1/q_2 = \omega_2/\omega_1$, где ω — площадь контура. Сама нервюра при этом работает на изгиб и срез.

Пример 4. Бортовая нервюра крыла собирает крутящий момент с обшивки в виде распределенных касательных сил $q_{кр}$ и, работая на срез и изгиб, передает крутящий момент в виде пары сил на стыковые узлы крыла (рис. 8.25):

$$q_{кр} = \frac{M_{кр}}{2\omega} = \frac{M_{кр}}{2BH_{ср}}.$$

Если не учитывать работу хвостика и носика нервюры, то $Q_{кр} = M_{кр}/B$ — реакция на стыковые узлы. При нервюре постоянной высоты действующий на нее момент $M_{изг} = 0$. Вся нагрузка от крутящего момента на крыло передается стенкой нервюры. Это надо учитывать при проектировании и обеспечивать жесткую связь стыковых узлов крыла со стенкой нервюры и ее поясами.

Пример 5. В местах передачи на крыло больших сосредоточенных лобовых сил (крепление шасси, двигателя и др.) требуется обязательно постановка одной или двух усиленных нервюр (рис. 8.26). Эти нервюры воспринимают сосредоточенную силу и передают ее в виде касательных усилий на обшивку.

В качестве примера рассмотрим крепление к крылу стойки шасси. Как показано на рис. 8.26, все силы, действующие в плоскости стойки, можно свести к нормальным силам N , переходящим через кронштейн на стенки лонжеронов, и к горизонтальной силе S , действующей перпендикулярно плоскости стенки лонжерона. Эта сила должна быть передана из точек подвески шасси на нервюры, которые через срез заклепок передают ее на панели обшивки. Крутящий момент, возникающий на крыле при лобовом ударе в колесо стойки (от силы S), также через стойку и подкос передается на нервюру, вызывая поток распределенных касательных сил в обшивке.

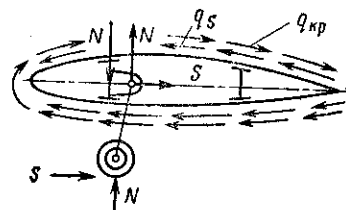
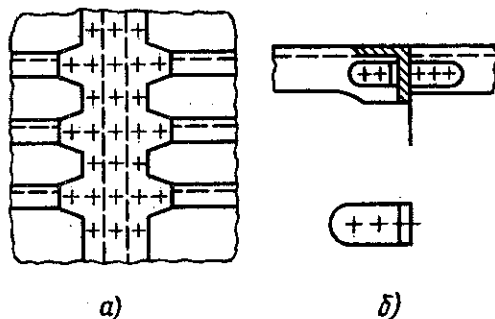


Рис. 8.26. Восприятие нагрузок от стойки шасси (вверху)

Рис. 8.27. Стык стрингеров у усиленной нервюры:
а — с помощью накладок; б — уголками



Конструктивно усиленные нервюры, так же, как и нормальные, могут быть балочной, ферменной и рамной конструкции. В отличие от нормальных нервюр, пояса усиленных обычно выполняют в виде отдельного профиля, соединяемого со стенкой заклепками или точечной сваркой. Сечения поясов нервюр постоянные и при проектировочном расчете их можно определить по наибольшему изгибающему моменту, действующему в плоскости нервюры.

Нервюры, несущие большие нагрузки, желательно выполнять без просечек для стрингеров, разрезая и перестыковывая стрингеры у нервюры или при помощи накладки между обшивкой и нервюрой (рис. 8.27, а), или при помощи фитингов (рис. 8.27, б).

Если по условиям работы конструкции или из технологических соображений пояс усиленной нервюры прорезается отверстиями под стрингеры, то для компенсации вырезов место просечки усиливается (рис. 8.28). Усиление может осуществляться в виде дополнительного пояса-уголка (рис. 8.28, а, б), устанавливаемого параллельно основному. Возможно применение усиливающих накладок (рис. 8.28, в), устанавливаемых на поясе нервюры в зоне просечки.

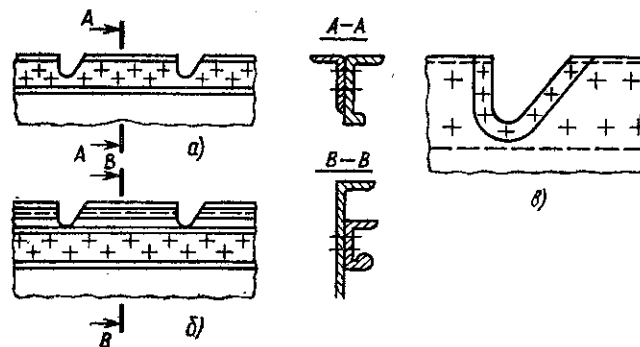


Рис. 8.28. Усиление поясов нервюры в зоне вырезов под стрингеры:
а — вторым поясом; б — дополнительным поясом, расположенным ниже вырезов; в — места выреза накладкой

Стенки усиленных нервюр воспринимают большие поперечные силы, и поэтому их обычно приходится выполнять без отверстий облегчения. Для повышения устойчивости стенки при работе на сдвиг на ее поверхности наносят рифты, или приклепывают дополнительные уголовые профили-стойки (рис. 8.29). Расстояние между стойками выбирается примерно равным их высоте. Более точно это расстояние можно определить из условия потери устойчивости стенкой. При проектировании крыла необходимо устанавливать нервюры так, чтобы их пояса были с открытой малкой (т. е. пояс должен быть повернут в сторону к бортовой нервюре). В стреловидном крыле нервюры обычно устанавливают перпендикулярно одному из лонжеронов, чаще заднему. Это удобнее из технологических соображений. По направлению потока нервюры устанавливают редко, так как они будут длиннее, а следовательно, работая на изгиб, обладать большей массой. Кроме того, при такой установке удлиняется полоска обшивки между нервюрами, что неблагоприятно сказывается на ее работе на сдвиг и также приводит к увеличению массы. Расстояние между нервюрами целесообразно выбирать из условия обеспечения устойчивости панели обшивки, подкрепленной стрингерами. Для получения панели минимальной массы при проектировочном расчете необходимо обеспечить условие

$$\sigma_{кр} = \sigma_m,$$

где $\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\Delta z}{i}\right)^2}$; Δz — расстояние между нервюрами; $i = \sqrt{\frac{J_{стр+общ}}{F_{стр}}}$ — радиус инерции; $J_{стр+общ}$ — момент инерции стрингера с присоединенной обшивкой; $\sigma_m = \frac{0,9kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2}$,

где b — наибольшее значение из величин (рис. 8.30); k — коэффициент, учитывающий опорные условия; для стенки со свободным краем $k = 0,45$; δ — толщина лапки стрингера. Окончательно для прикидочных расчетов

$$\Delta z = \pi i \sqrt{\frac{cE}{\sigma_m}}.$$

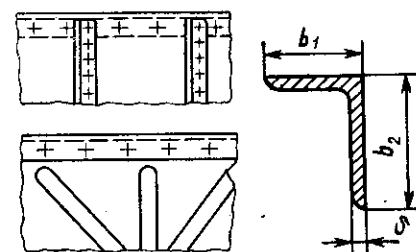


Рис. 8.29. Нервюра, ограничивающая бак-кессон (слева)

Рис. 8.30. Местная потеря устойчивости стрингером (справа)

Как правило, расстояние между стрингерами крыла принимается равным 100 ... 150 мм, где наименьшая величина соответствует кессонному и моноблочному крыльям.

8.5. СВЯЗЬ ЛОНЖЕРОННОГО КРЫЛА С ФЮЗЕЛЯЖЕМ

Нестреловидные лонжеронные крылья стыкуются с центропланым фюзеляжем при помощи обычных стыковых узлов с проушинами. В центроплане фюзеляжа изгибающий момент двух крыльев должен замкнуться или через балку, являющуюся как бы продолжением лонжерона крыла, или через силовой шпангоут фюзеляжа. Для передачи поперечной силы от перерезывающей силы и крутящего момента балка в фюзеляже должна быть завязана с силовыми шпангоутами. Если в качестве центроплана используется силовой шпангоут, то ответные стыковые узлы, устанавливаемые непосредственно на нем, способны передать на него все силы, приходящие в зону стыка. При стыке стреловидных лонжеронных крыльев без подкоса лонжероны подходят под углом к бортовой нервюре. В этом случае шпангоут фюзеляжа воспринимает только силу, действующую в его плоскости, поэтому на нем таким образом устанавливаются и стыковые узлы. На крыле приходится ставить стыковые узлы в направлении плоскости шпангоута, под углом к поясам лонжеронов. Тогда изгибающий момент, приходящий по лонжеронам к месту стыка, раскладывается на два направления — на момент, замыкающийся через шпангоут фюзеляжа, и дополнительный момент, действующий в плоскости бортовой нервюры. Дополнительный момент воспринимается изгибом и срезом бортовой нервюры и трансформируется в пару поперечных сил, передающихся на стыковые соединения. В связи с этим бортовая нервюра у таких крыльев должна быть достаточно мощной, способной воспринять как крутящий момент от крыла, так и составляющую от изгиба. Если стыковые узлы подводить к шпангоуту по направлению лонжеронов крыла, то это разложение момента возникнет на борту фюзеляжа, на котором придется выполнять дополнительный силовой элемент типа бортовой нервюры.

У лонжеронных крыльев с подкосом последний подходит к зоне стыка в плоскости шпангоута, и стыковые узлы непосредственно передают весь изгибающий момент на шпангоут центроплана.

8.6. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОНОБЛОЧНЫХ И КЕССОННЫХ КРЫЛЬЕВ

Уменьшения относительных толщин, а следовательно, и строительных высот приводят к возрастанию площади сечения, потребной для восприятия изгибающего момента. С целью наиболее эффективного использования материала желательно более равномерное его распределение по периметру сечения. Уменьше-

ние работающих на кручение контуров, рост действующих на поверхность обшивки скоростных напоров, а также необходимость обеспечения достаточной местной устойчивости при сжатии, требуют увеличения толщин обшивок и более частого стрингерного подкрепления. Все это приводит в случае стыка по контуру и организации центроплана внутри фюзеляжа к применению моноблочной или кессонной схем крыла. По сравнению с чисто лонжеронной эти схемы имеют преимущества как в отношении живучести, так и в отношении жесткости. Массы моноблочного и кессонного крыльев меньше, чем масса чисто лонжеронного, так как у них в восприятии изгиба участвуют и лонжероны, и панели обшивки. По компоновочным соображениям, как показывает практика, трудно применить подобные схемы крыльев на легких скоростных самолетах со средним расположением крыла. В то же время на пассажирских и транспортных самолетах моноблочные и кессонные крылья широко применяются. При этом кессонная часть крыла с успехом используется для организации в ней герметизированных баков-кессонов, заполненных топливом. Это позволяет значительно увеличить объем топливных емкостей на самолете при сравнительно малой толщине крыла.

В процессе проектирования крыла пассажирского самолета, помимо расчетов на статическую прочность, должны быть проведены и другие расчеты: оптимизация по массе и экономическим показателям, расчет выносливости силового набора и основных нагруженных узлов, определение соответствия схемы и типа конструкции требованиям безопасного разрушения. Все эти расчеты должны быть проведены в самом начале создания конструкции, так как заложенные в ней принципы в дальнейшем не могут быть скорректированы. Эти расчеты стали возможными только с появлением ЭВМ, без них такой объем расчетов практически провести невозможно.

Проектирование на высокий ресурс (что особенно важно для пассажирского самолета) неизбежно вызывает увеличение массы конструкции, так как требует некоторого снижения расчетного напряжения в зоне силового набора крыла. Для создания конструкции с приемлемой массой необходимо мобилизовать все резервы для ее снижения. Одним из таких резервов является устранение лишних разъемов и стыков. Даже при расчете только на одну статическую прочность разъемы и стыки вызывают значительное увеличение массы, при расчете же на ресурс это увеличение становится еще большим, поскольку любой стык является критическим местом и сделать его равновыносливым регулярному полотну без значительного увеличения массы невозможно. Проведенные расчеты показали, что для самолета массой 150 ... 200 т отказ от эксплуатационных разъемов и уменьшение количества технологических стыков поперечного набора (до одного у борта фюзеляжа) дают экономию массы крыла в несколько сотен килограммов. Конструктор не должен пренебрегать таким резервом

облегчения конструкции. Для уменьшения разъемов крыло при виде в плане не должно иметь изломов (кроме борта фюзеляжа для стреловидного крыла). Габариты полуфабрикатов не должны требовать членения силового набора, все должно быть рассчитано на применение целых полуфабрикатов длиной до 30 м и более.

8.6.1. Выбор продольного набора моноблочных и кессонных крыльев

В самолетостроении пассажирских самолетов существует две основные тенденции в создании конструкции.

1. Конструкция делается с двумя лонжеронами (или стенками), с расположенным между ними кессоном (рис. 8.31, а). В этом случае повышение сопротивления усталости и, соответственно, живучести конструкции достигается путем снижения напряжений в силовых элементах конструкции. По такой схеме выполнено большинство крыльев отечественных пассажирских самолетов.

2. Конструкция выполняется многолонжеронной (три и более) с кессоном, состоящим из двух или более контуров (рис. 8.31, б). В этом случае при выходе из строя одного силового элемента (лонжерона) частично нарушается работа только одного контура. Повышение живучести конструкции второго типа достигается за счет дополнительной массы третьего лонжерона. Но так как разрушение среднего лонжерона можно обнаружить только при капитальном ремонте, то для удовлетворения принципа «конструкция повышенной живучести» крыло необходимо рассчитывать на 100 %-ную прочность без учета среднего лонжерона. Это также увеличивает массу многолонжеронной конструкции. Если эквивалентное увеличение массы допустить в двухлонжеронном кессоне, то это позволит снизить рабочие напряжения в основных силовых элементах и тем самым значительно уменьшить опасность усталостного разрушения. Для двухлонжеронной схемы передний лонжерон располагается на 15 ... 25 % хорды крыла. Условие наличия предкрылков, а иногда и соображения компоновки центроплана определяют точное расположение переднего лонжерона. Положение заднего лонжерона определяется условием крепления элерона и закрылков и соответствует 65 ... 75 % хорды. Окончательная ширина кессона, а также положение его лонжеронов часто диктуются возможностью компоновки центральной части кессона в фюзеляже.

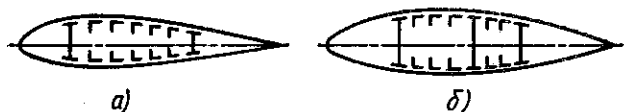


Рис. 8.31. Выбор крыла повышенной надежности:

а — двухлонжеронное крыло с усиленной обшивкой; б — трехлонжеронное крыло

При выборе положения третьего промежуточного лонжерона в многолонжеронном крыле необходимо учитывать обеспечение живучести конструкции при разрушении одного из лонжеронов. Так как в стреловидном крыле наиболее нагружен задний лонжерон, то значительную опасность представляет его разрушение. В этом случае его должен заменить третий лонжерон. Помимо восприятия изгибающего момента необходимо предусмотреть работу на сдвиг от кручения. При выходе из строя заднего лонжерона резко уменьшается контур, воспринимающий крутящий момент, растет напряженность конструкции по сдвигу. Поэтому желательно располагать средний лонжерон ближе к заднему, увеличивая работающий на кручение контур. Выбор конфигурации лонжерона и стенки проводится так же, как и для лонжеронного крыла (см. разд. 8.3.2). Выбор стрингеров был рассмотрен в разд. 8.3.3.

8.6.2. Проектирование конструкций панелей кессона

При проектировании конструкций панелей кессона помимо решения вопросов статической прочности, минимальной массы, экономичности и долговечности необходимо также решать задачу обеспечения герметичности топливных отсеков. Выбор типа панелей будет обусловлен рядом факторов:

из соображений простоты обеспечения герметизации и высокого качества поверхности выгодны монолитные панели, не имеющие продольных швов крепления набора, а также клеесварные и клееклепанные панели. Применение монолитных оребренных прессованных панелей, обработанных механически, дает значительную экономию в массе за счет использования полуфабрикатов с более высокими механическими показателями, а также за счет уменьшения ослабления отверстиями и отсутствия крепежа набора. При этом снижается трудоемкость изготовления набора крыла за счет уменьшения количества сборочно-клепальных работ. Но в то же время, если на панели возникла трещина, то она распространяется по всей панели. Поэтому, для повышения ресурса конструкции, нижнюю растянутую обшивку выполняют из нескольких параллельно работающих панелей. В случае появления трещины, которая доходит только до конца одной панели, конструкция продолжает работать;

из соображений повышения сопротивления усталости и надежности могут оказаться выгоднее клепанные панели, особенно монолитно-сборного типа, в которых механически обработанные стрингеры крепятся к панелям, изготовленным из крупногабаритных катаных плит. Панели обработаны вдоль и поперек размаха и имеют утолщения для крепления стрингеров, лонжеронов и в местах восприятия сосредоточенных сил. По общему ресурсу эти панели примерно одинаковы с монолитными, но имеют преимущества с точки зрения требований безопасности при частичном

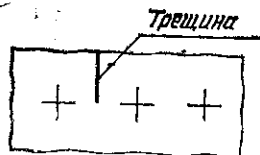


Рис. 8.32. Путь трещины в обшивке

разрушении, что объясняется их большой расчлененностью. Для создания того же уровня безопасности у монолитных панелей должно быть выполнено большое количество продольных швов, т. е. сами панели должны быть узкими. Недостатком монолитно-сборных панелей является большой объем крепежных деталей и большое количество отверстий для них. Это затрудняет герметизацию и требует дополнительных мер для снижения концентрации напряжений у отверстий. В то же время заклепочные швы могут служить ограничителем трещин. Трещина доходит только до линии заклепок, ее ограничителем является даже цельный материал на линии заклепок (рис. 8.32);

для конструкций, работающих в условиях высоких температур, выгодно применять сварные или паяные панели с сотовым или гофрированным наполнителем. В таких панелях нет сосредоточенных масс, а следовательно, прогрев их будет более равномерным.

Материал для панелей выбирается на основании главного требования ресурс — масса. Для нижних поверхностей крыльев, подвергающихся в основном растяжению, наиболее целесообразно применять сплав Д16Т (или другие пластичные материалы), мало чувствительный к концентрации напряжений и внутренним напряжениям, возникающим при сборке. Вопрос о выборе материала для верхних панелей должен решаться для каждого самолета отдельно в зависимости от его схемы и условий эксплуатации, определяющих величину и повторяемость нагрузок верхней панели растягивающими и сжимающими нагрузками. Многие отечественные и зарубежные фирмы используют для пассажирских самолетов высокопрочный сплав на алюминий-цинковой основе (В95). Применение этого сплава, имеющего σ_b и τ_b на 20 % выше, чем Д16Т, дает при расчете на статическую прочность значительную экономию в массе и должно быть согласовано с требованиями ресурса, так как показатели выносливости и характеристики живучести В95 значительно ниже, чем у Д16Т. Сплав В95 может быть использован для верхней поверхности крыла в том случае, если не снизит общий ресурс самолета.

Практически весь запас топлива пассажирского самолета размещается в крыле. Для обеспечения герметизации все стыковые швы бака-кессона выполняются двухрядными и в них вводятся герметизирующие прокладки. Все разъемные соединения должны проводиться болтами высокой герметичности, имеющими уплотнения под головкой и гайкой. Часто этого было недостаточно, и все баки-кессоны подвергались последующей обработке жидким герметиком (типа УТ-30М), что давало значительное увеличение массы. В настоящее время пытаются добиться герметизации за счет специального крепежа (стержневые заклепки, заклепки ПЗГ и др.), позволяющего частично отказаться от применения

герметизирующих материалов. Но необходимо применение еще специальных грунтов, защищающих внутреннюю поверхность бака-кессона от коррозионного воздействия топлива.

8.6.3. Особенности проектирования нервюр моноблочных и кессонных крыльев

В связи с частым стрингерным подкреплением кессонных крыльев нецелесообразно доводить нормальные нервюры до обшивки, так как их пояса почти полностью прорезаются стрингерами. Лучше их выполнять меньшей строительной высоты и крепить к обшивке через стрингеры или при помощи специальных фитингов (рис. 8.33). Конструкция, изображенная на рис. 8.33, а, нерациональна, так как стрингер подвергается закручиванию при передаче касательных сил с нервюры на обшивку. В конструкции, изображенной на рис. 8.33, б, важно так расположить фитинги, чтобы заклепки при основных расчетных случаях крыла не работали на отрыв при передаче потока касательных сил (т. е. надо учитывать основное направление крутящего момента в наиболее нагруженных расчетных случаях для крыла). На рис. 8.33, в показана конструкция, наиболее целесообразная с точки зрения работы стрингера, но обладающая большей массой. На рис. 8.33, д приведен фитинг, соединяющий нервюру со стрингером и обшивкой. Стрингер в данном случае работает в лучших условиях, так как касательные усилия с нервюры передаются фитингом непосредственно на обшивку.

Если из-за малой строительной высоты крыла оказывается нецелесообразным снижение высоты нервюры, то их можно выполнить поясковой конструкции. В этом случае пояса нервюр заранее устанавливают на панель совместно со стрингерами (рис. 8.34). При сборке пояса нервюр стягиваются вертикальными стойками,

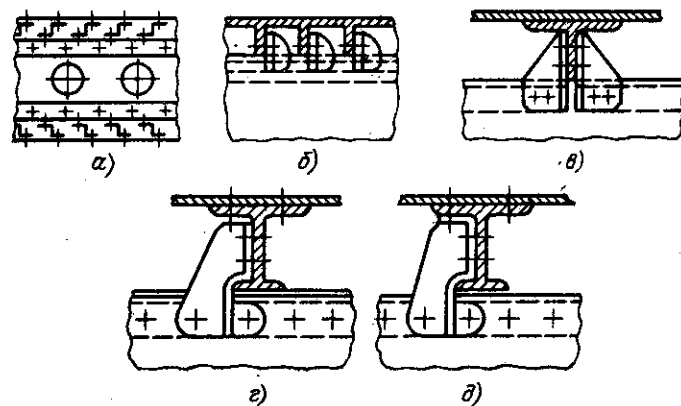


Рис. 8.33. Примеры соединения нервюр с обшивкой в кессонном крыле

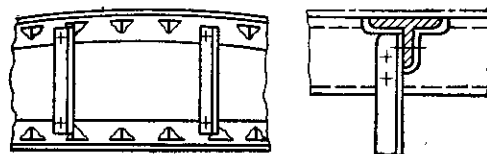


Рис. 8.34. Соединение поясов нервюр стойками

иначе нервюры будут работать как рамные, что значительно увеличило бы

массу. Наличие стоек обеспечивает совместность работы обоих поясов на разность усилий по верхней и нижней панелям. При этом стойки воспринимают только осевые усилия, равные разности нагрузок на верхнюю и нижнюю панели. Как изгиб, так и перерезывающую силу воспринимают только пояса нервюр.

Усиленные нервюры доводятся, как правило, до обшивки. Пояса этих нервюр выполняются цельными. Стрингеры разрезаются и перестыковываются около нервюры при помощи специальных фитингов или накладок (см. рис. 8.27). В монолитных панелях в местах крепления усиленных нервюр стрингеры подрезаются и перестыковываются фитингами через нервюру.

Усиленные нервюры, ограничивающие бак-отсек, испытывают большие нагрузки от давления топлива в баке и от гидравлических ударов топлива при эволюциях самолета. Поэтому их стенки должны выполняться утолщенными, с частым подкреплением усиливающими элементами (стойками). Чтобы заклепки, приклепывающие стенку нервюры к ее поясу, не работали на отрыв от давления топлива, стенку устанавливают внутри бака, а ножку пояса снаружи. В этом случае топливо всегда будет прижимать стенку к ножке пояса.

8.6.4. Стыковые соединения панелей кессонных и моноблочных крыльев

Так как панели моноблочных и кессонных крыльев работают на нормальные и касательные напряжения от изгиба, сдвига и кручения, то очень важным конструктивным фактором при их проектировании является создание фитингов, способных передать в местах разъема все усилия на центроплан или неотъемную часть крыла. Обычно при этом возникает значительный эксцентриситет в передаче усилий. Это требует дополнительного местного увеличения толщины материала для уменьшения влияния концентрации напряжений за счет снижения общего уровня напряжений в материале. Для верхней сжатой панели чаще всего эти соединения осуществляются в виде так называемых стыковых фитингов (рис. 8.35, а), которые заводятся под панель и снимают нагрузку с обшивки и стрингеров. Обычно эти фитинги выполняются за одно целое с поясом бортовой нервюры. В фитинги через вертикальные прорезы вставляются стыковые болты; для затяжки болтового соединения предусмотрены вырезы (гнезда) под размер ключа. Выпадение болтов при тряске и ослаблении затяжки предотвращается шайбами, «утопленными» в тело про-

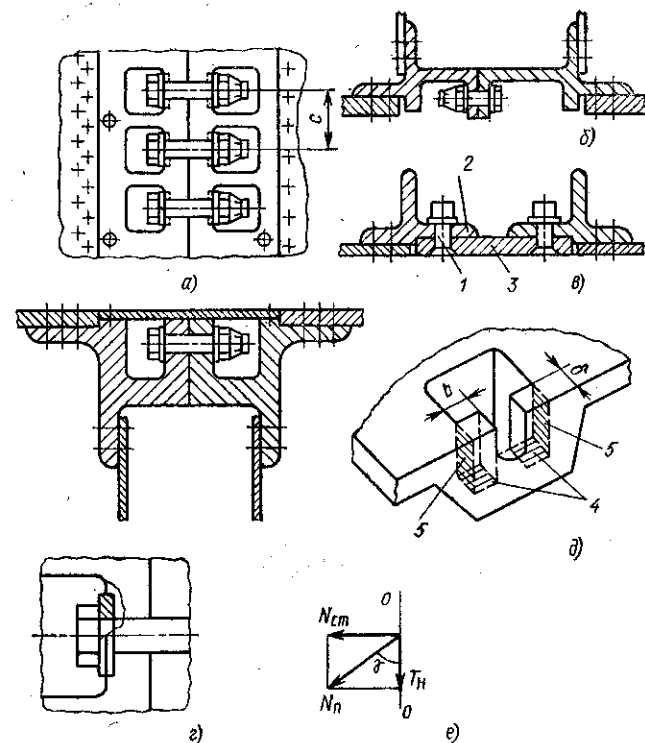


Рис. 8.35. Типовые стыковые соединения кессонных и моноблочных крыльев: а — стык верхней панели болтами, работающими на осевые усилия; б — стык нижней панели болтами, работающими на растяжение; в — то же на срез; г — установка в зоне стыка утопленной шайбы; д — поверхности «окошка» под болт, работающие на срез; е — разложение силы, идущей по поясу в зоне стыка

ушины, как изображено на рис. 8.35, г. Для сжатой панели соединение рассчитывается на передачу сжимающих сил упором фланцев стыкуемых частей. Болты верхнего фитинга должны обеспечить затяжку стыка для передачи трением части крутящего момента, а также прочность на отрыв при 50 %-ном нагружении для случаев обратной перегрузки. Сверху стык закрывается обтекателем, устанавливаемым на винтах. Стык нижних панелей должен обеспечить передачу 100 %-ной растягивающей нагрузки и может быть выполнен в виде фитинга, приведенного на рис. 8.35, б. Чтобы предотвратить опасность выпадения болта, в нижнем стыке при его установке не выполняют прорезей, а болт вставляют в отверстия, имеющиеся в проушинах фланца. Для введения болта одно из «окошек» стыкуемых фитингов выполняется под размер болта (обычно это «окошко» в центроплане). Такой стык для растянутой панели дает большую концентрацию напряжений, что снижает сопротивление усталости соединения,

но он технологичен из-за идентичности с верхним. Кроме того, при этом стыке просто обеспечить взаимозаменяемость, так как болты, работающие на осевые усилия, не требуют посадки по высокому классу точности.

Стык нижней панели, приведенный на рис. 8.35, в, позволяет с меньшей затратой массы конструкции обеспечить высокое сопротивление усталости соединения. Он осуществляется лентой с болтами, работающими на срез. Так как при установке ленты имеется только односторонний подход к крепежу, то применяются анкерные (самоконтрящиеся) гайки, жестко закрепленные на промежуточном элементе, устанавливаемом с внутренней стороны поясов фитингов. В процессе стыковки лента соединяется с фитингами болтами с потайными головками. Вследствие того, что болты, работающие на срез, требуют точной посадки (отверстие под болт Н9), то взаимозаменяемость в нем обеспечить сложнее. Стык с лентой для растянутой панели обладает значительно меньшим эксцентриситетом в передаче осевых сил, чем фланцевый. Поэтому такое конструктивное решение позволяет значительно повысить сопротивление усталости, а следовательно, и ресурс растянутой панели. Лонжероны кессонных крыльев могут быть состыкованы болтами, работающими на осевые усилия, входящими в состав фитинга. При значительной нагрузке по поясам их целесообразней соединять с поясами центроплана с помощью стыковых проушин с болтами, работающими на срез. Для передачи поперечной силы стенка лонжерона кессона должна быть состыкована со стенкой центроплана, с которой эти силы переходят на усиленный шпангоут фюзеляжа. Большая часть потока касательных напряжений от крутящего момента собирается с панелей поясом бортовой нервюры (чаще этот пояс выполняется заодно с фитингом) и передается в виде пары сил на стыковые элементы лонжерона, суммируясь с поперечной силой на его стенках. Пояса бортовой нервюры в этом случае работают на осевые усилия, а ее стенка на срез. При стреловидном кессоне к потоку касательных сил от кручения добавляется еще поток от составляющей изгибающего момента, возникающей за счет излома направления потока в зоне стыка. Как показано на рис. 8.35, е, из-за стреловидности кессона равнодействующая осевых сил, действующих по панели, подходит к бортовой нервюре OO под углом γ ; стыковые болты передают на кесон центроплана только усилие, перпендикулярное оси фюзеляжа, равное $N_{ст}$. Составляющая T_n вызывает в поясе нервюры дополнительный поток, суммирующийся с потоком от крутящего момента (или вычитающийся из него). Так же раскладываются усилия, действующие по поясам лонжеронов крыла. Отсюда определим суммарный поток, действующий по нервюре:

$$q_{\Sigma} = q_{кр} \pm q_n \pm q_{л},$$

где $q_{кр}$ — поток по поясу нервюры от действия крутящего момента; $q_n = T_n/L$ — поток по верхнему или нижнему поясу нервюры

от составляющей, вызванной изломом продольного набора панели; L — длина пояса нервюры (расстояние между поясами лонжеронов); $q_{л}$ — поток по бортовой нервюре в месте излома за счет появления сил $T_{л1}$ и $T_{л2}$ соответственно от первого и второго лонжеронов;

$$q_{л} = q_{л1} + q_{л2} = \frac{T_{л1} + T_{л2}}{L}.$$

Здесь $T_{л1}$ и $T_{л2}$ — соответственно составляющие от осевых усилий, действующих по лонжеронам в направлении пояса бортовой нервюры.

На суммарный поток q_{Σ} необходимо проводить расчет поясов и стенки бортовой нервюры. Учитывая действующие на нервюру усилия, следует предусмотреть прочность соединений нервюры со стыковым башмаком и ее стенки со стенкой лонжеронов. При проектировочном расчете стыкового соединения усилие распределяем между стыковыми элементами (болтами):

$$N_6 = \frac{N_{ст}}{n},$$

где N_6 — усилие на болт верхней или нижней панели (на один стык); n — число стыковых болтов в верхнем или нижнем соединении. Зона, обслуживаемая одним стыком, равна расстоянию между болтами «с».

Проектировочный расчет стыкового соединения проводим в следующем порядке.

Для верхней сжатой панели.

1. Определяем сечение болта при условии разрыва в случае обратного нагружения (случай D, D') N_{61} .

2. Определяем нагрузку на стык при сжатии усилием N_6 . На эту нагрузку рассчитываем на срез заштрихованные плоскости 4 и 5 (рис. 8.35, д).

Площадь среза равна

$$F = 2[H\delta + b\delta] = \frac{N_6}{\tau_v},$$

где H — высота срезаемого участка; b и δ приведены на рис. 8.35, д. Обычно значение H получается из конструктивных соображений, величина b определяется необходимым размером отверстия для подхода ключом. Поэтому из условия среза мы практически определяем размер δ . Окончательно запишем

$$\delta = \frac{N_6}{2\tau_v(H + b)}.$$

Для нижней растянутой панели.

Дан фланцевый стык (см. рис. 8.35, б). Основным отличием этого стыка от приведенного для верхней панели на рис. 8.35, а является то, что болт вставляется в отверстие в стыке, а не вкладывается

дывается, как это выполнено в верхней панели. Это предотвращает выпадение болта при тряске. Для установки болта отверстие в центроплане удлинено. Поэтому при рассмотрении работы стыка можно использовать рис. 8.35, *е*, считая его перевернутым и учитывая отсутствие прорези для вкладывания болта. При расчете этого стыка целесообразно помимо среза по плоскостям 4 и 5 учитывать изгиб плоскостей 4 силой $P_6/2$ на плече, равном расстоянию от оси болта до плоскости 4, обозначим его H_6 .

Для стыка с лентой (см. рис. 8.35, *в*).

1. Определяем потребное сечение стыкового болта 1 из условия среза силой N_6 .

2. Проверяем на смятие под болтом пояс фитинга 2 и ленту 3, определяем их потребные толщины δ :

$$\delta = \frac{N_6}{\sigma_{см} d}, \quad \sigma_{см} = \sigma_B,$$

где d — диаметр болта.

Если материалы ленты и фитинга одинаковы, то они будут равной толщины.

3. Проверяем ленту и фитинг на разрыв по сечению, ослабленному болтом:

$$\delta = \frac{N_6}{\sigma_B (c - d)},$$

где c — расстояние между осями болтов; d — диаметр болтов. Из двух полученных толщин выбираем наибольшую.

4. Проверяем заклепки крепления фитинга к панели из условия среза силой N_6 .

Если панель стреловидная и фитинг выполнен заодно с поясом бортовой нервюры, то суммарная сила на заклепки крепления фитинга складывается из геометрической суммы сил, действующих от панели на стыковой болт и на пояс нервюры, т. е.

$$\bar{P}_{\Sigma} = \bar{N}_6 + (\bar{q}_{кр} + \bar{q}_п) c,$$

где \bar{P}_{Σ} — суммарная нагрузка на заклепки крепления панели к фитингу в зоне одного стыкового болта.

Одной из модернизаций фланцевого стыка, направленной на снижение концентрации напряжений и, соответственно, повышение надежности при меньшей затрате массы, является стык с круглыми отверстиями под гайку. В этом стыке на консоли не применяют прямоугольные отверстия для подхода ключом, заменив его круглым, меньших размеров. В это отверстие вставляется полукруглая гайка, в которую из паза в центроплане заворачивается болт. Из-за цилиндрической внешней поверхности гайки ее проворот в отверстии произойти не может. Концентрация напряжений в этом стыке меньше, но широкого распространения он не получил из-за сложности сборки,

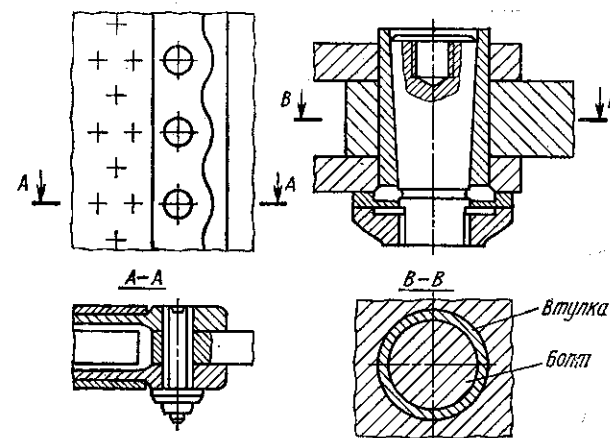


Рис. 8.36. Стыковое соединение кессонного крыла конусными болтами

На рис. 8.36 приведено еще одно конструктивное решение стыка с болтами, работающими на срез. Данный стык идентичен для верхней и нижней панелей кессонного крыла. В нем используется преимущество соединения панелей болтами, работающими на срез, приводящее к уменьшению концентрации напряжений. В то же время за счет применения конусных болтов и разрезных втулок с внутренним конусом упрощается технология изготовления стыкового фитинга. Поэтому стык не требует точного выполнения отверстий под болты, так как при затяжке конусная втулка раскрывается и плотно прилегает к отверстию, что обеспечивает высокую взаимозаменяемость консолей. Определенный выигрыш в массе дает использование двухсрезных болтов, берущих двойную перерезывающую силу и этим позволяющих уменьшить количество стыковых точек (или диаметры стыковых соединений).

При расчете прочности стыка на срез проверяют диаметр болта совместно со втулкой. Проушину проверяют на смятие под втулкой и разрыв по сечению, ослабленному под втулку.

Для кессонного крыла большого размаха, по соображениям возможностей технологии производства, иногда крыло делят на несколько отъемных частей (например, стык с центропланом вблизи борта фюзеляжа и стык с концевыми и отъемными консолями крыла). Если имеется излом продольного набора крыла, то целесообразно дополнительный стык осуществлять в этой зоне. Это вызвано тем, что в зоне излома требуется постановка усиленной нервюры, на которой происходит стык элементов продольного набора. Наличие излома увеличивает массу конструкции. Объясняется это тем, что любой стык, даже технологический, приводит к появлению концентрации напряжений, снижающей надежность конструкции и ее ресурс. С тем чтобы конструкция была регуляр-

ной, ее приходится усиливать, а следовательно утяжелять. Поэтому нецелесообразно дважды увеличивать массу конструкции, и, если требуется дополнительный стык, то выгодно осуществлять его именно в зоне излома. В стреловидном кессонном крыле с постоянной стреловидностью при промежуточном стыке с отъемной частью крыла (ОЧК) бывают затруднения, связанные с тем, что стыковая нервюра подходит не перпендикулярно продольному набору. В этом случае приходится устанавливать стыковые болты по наклонной поверхности так, чтобы их направление соответствовало ходу сил по элементам панели. Такое решение вызывает ряд технологических затруднений как при выполнении фитинга, так и при установке болтов. Учитывая изложенное, для крыла с прессованными панелями или со стрингерами, расположенными параллельно друг другу, стыковые нервюры следует устанавливать перпендикулярно продольному набору независимо от расположения регулярных нервюр. Это решение полностью обеспечивает простоту осуществления стыка панелей. Наклонные болты в этом случае приходится крепить только в зоне стыка поясов лонжеронов.

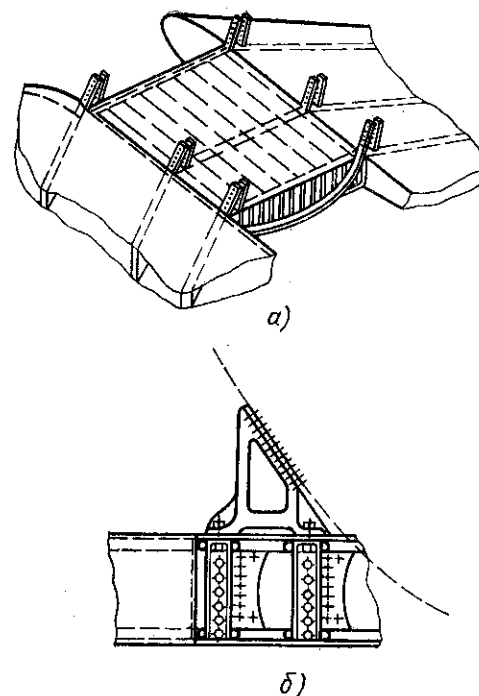
Для низкоплана с нестреловидным кессоном, с целью экономии массы, в ряде случаев отказываются от перестыка панелей по борту фюзеляжа, переходя на один стык по оси самолета. При этом соединение поясов лонжеронов осуществляется обычными моментными узлами с болтами, работающими на срез. Стык панелей выполняется с помощью стыковочных лент.

8.6.5. Стыковые соединения моноблочных и кессонных крыльев с фюзеляжем

Для лонжеронных крыльев характерно, что ответные узлы фюзеляжа обычно устанавливаются на его силовых шпангоутах, следовательно, они осуществляют, помимо передачи осевых сил от изгибающего момента, передачу на фюзеляж поперечных сил. Большинство самолетов, имеющих моноблочную или кессонную конструкцию крыла, выполняют или по схеме низкоплана, или высокоплана. Это объясняется тем, что из компоновочных соображений кессон трудно пропустить через фюзеляж. Поэтому центроплан (а иногда все крыло) самолета выполняется отдельно от фюзеляжа и соединяется с ним только при сборке. В связи с изложенным очевидно, что для передачи на фюзеляж поперечных сил, возникающих от перерезывающей силы и крутящего момента, действующих на крыло, нужно обеспечить жесткую связь центроплана с фюзеляжем. Кроме этого для стреловидного в плане крыла на фюзеляж должны быть переданы поперечные силы, возникающие в результате излома в зоне стыка поперечного набора у борта фюзеляжа. Для этого на фюзеляж центроплана крыла у борта должна быть установлена мощная бортовая нервюра (вне зависимости от того, имеется ли там стыковое соединение

Рис. 8.37. Соединение кессонного крыла с фюзеляжем:

а — стык крыла со шпангоутами при снятой обшивке фюзеляжа; б — внешний стык крыла со шпангоутом при зашитом обшивке фюзеляжа



панелей и лонжеронов). Ее назначение — собрать с панелей крыла распределенные касательные усилия от крутящего момента, а также воспринять составляющую от изгиба (при изломе набора) и трансформировать их в пару поперечных сил (для двухлонжеронного крыла) или в несколько поперечных сил (для многолонжеронных крыльев), приложенных в зоне стыка к стенкам лонжеронов. Поэтому нервюра должна быть способна воспринять и сработать на изгиб и срез от всех указанных нагрузок. Стык пояса и стенки нервюры с лонжеронами должен

быть рассчитан на все виды передаваемых нервюрой нагрузок. На рис. 8.37, а приведены типовые узлы, связывающие кессон трехлонжеронного крыла с фюзеляжем. Узлы установлены на лонжеронах крыла и жестко соединяются при сборке со шпангоутами фюзеляжа болтами. В представленной конструкции после крепления узлов к шпангоутам фюзеляжа, верхняя обшивка последнего прикрепляется к центроплану по предусмотренному на нем поперечному элементу. Обшивка фюзеляжа в его нижней части крепится к профилям, связанным с передней и задней стенками кессона. Такой стык достаточно сложен и практически исключает быструю замену крыла при его повреждении. На рис. 8.37, б показан стык, допускающий более простую установку крыла, а также дана силовая завязка стыкового узла с лонжероном. В этом соединении стыковой узел крепится к шпангоуту фюзеляжа поверх его собранной конструкции и только сверху закрывается «зализом». Силовая увязка узла с лонжероном выполнена следующим образом. Узел устанавливается на тавровый лонжерон на болтах. Эти же болты соединены с П-образными фитингами, расположенными между поясами лонжеронов. Фитинги соединены с ножками поясов специальными ушками и по всей высоте прикреплены к стенке лонжерона. Под фитинги подведены дополнительные накладки, усиливающие стенку лон-

жерона в зоне передачи нагрузок на фитинг и уравнивающие высоту стенки с высотой ножки пояса в месте подхода фитинга. По мере восприятия нагрузки со стенки ребра фитинга увеличиваются по сечению, имея максимальное значение около болтов кронштейна. У нижнего пояса лонжерона сечение ребер сводится к нулю. Бортовая нервюра центроплана устанавливается вплотную с фитингом, передавая на стенку лонжерона все поперечные нагрузки, которые должен воспринять фюзеляж.

8.6.6. Выполнение люков и вырезов в моноблочных и кессонных крыльях

В целях обслуживания агрегатов и узлов, расположенных внутри крыла, а также из технологических соображений в крыле имеется большое количество люков. Как правило, внутренний объем большей части кессона используется для размещения в нем топлива. Учитывая условие обеспечения живучести, в кессоне обычно выполняют несколько баков, разделенных между собой сплошными усиленными нервюрами. Одним из основных люков в баке-кессоне является съемная панель, предназначенная для доступа внутрь кессона при сборке и ремонте (рис. 8.38). На рис. 8.38, а приведен вид в плане на съемную панель 2 кессона. Панель крепится герметизированными анкерными

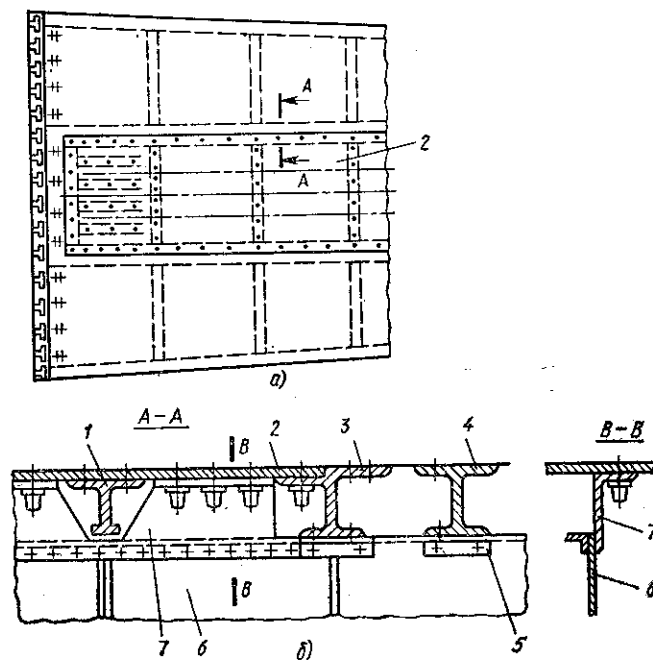


Рис. 8.38. Типовой люк в кессонном крыле

гайками к усиленным стрингерам 3 и к дополнительным усиливающим поясам 7 нервюр 6. Панель подкреплена стрингерами 1, жестко с ней связанными. В зоне стыка обеспечивается жесткая связь панели со стыковым фитингом с помощью крепления ее к дополнительным продольным элементам и по контуру — герметическими анкерными гайками. Между панелью и поверхностями ее крепления устанавливаются герметические прокладки. В остальной части кессона нервюры доходят только до стрингеров 4 и крепятся с ними кницами 5. Кроме съемной панели в кессоне имеются еще лючки для заливочных горловин, слива топлива, которые крепятся крышками к окантовкам, установленным внутри панели кессона при помощи герметизированных анкерных гаек. Располагаются лючки обычно между стрингерным набором на гладкой части панели. По своему конструктивному оформлению они практически ничем не отличаются от рассмотренной нами съемной панели. При установке разного рода агрегатов системы управления и т. п., соединенных тем или иным способом с баком-кессоном, из эксплуатационных соображений стараются все монтажи выводить за пределы бака-кессона, что исключает необходимость вскрытия его при выполнении монтажных и демонтажных работ. Болты, как правило, крепят головками изнутри кессона. Также заранее на лонжеронах кессона устанавливаются разного рода качалки подвески элеронов, отклоняемых носков, закрылков усиливающие элементы подвески (фитинги) с тем, чтобы установка элементов механизации могла бы проводиться вне бака-кессона.

8.6.7. Проектирование конструкций носовых и хвостовых частей кессонного крыла

Обязательным оборудованием крыла на современных околозвуковых и сверхзвуковых самолетах являются противообледенительные средства защиты передних кромок, на которых при определенных метеорологических условиях полета может образоваться слой льда. Отложение льда происходит быстро и распространяется от носка профиля на значительную часть хорды. Толщина льда на передних кромках может достигать 5 ... 8 см. В результате этого резко ухудшаются аэродинамические характеристики профиля, что в отдельных случаях даже приводило к авариям.

Известны следующие способы защиты крыла от обледенения: термический, химический и механический. Наиболее широкое распространение получил термический способ, при котором носки профилей крыла обогреваются подводимым к ним горячим воздухом от двигателя или нагреваемого специальными электрическими нагревательными элементами. Для монтажа противообледенительных устройств носок крыла выполняется съемным. Он обычно состоит из нескольких частей, прикрепленных винтами к анкерным гайкам, установленным на переднем поясе кессона. Между собой съемные носки соединяются на усиленных носках нервюр,

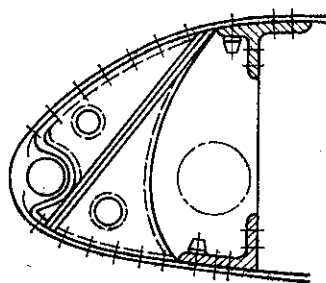


Рис. 8.39. Типовой носок крыла пассажирского самолета

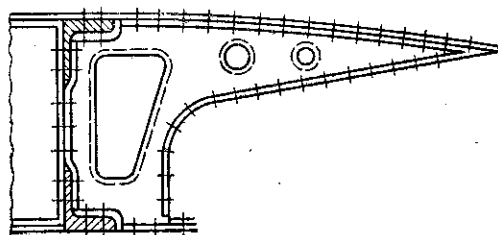


Рис. 8.40. Схема хвостовой части крыла

жестко закрепленных на переднем лонжероне кессона. Для этой цели на поясах этих нервюр имеется два ряда анкерных гаек.

На рис. 8.39 приведен типовой пример съемного носка с термическим антиобледенителем. Носок выполнен в виде набора легких нервюр, обтянутых двойной обшивкой. Внутренняя обшивка толщиной $\delta = 0,5$ мм выполнена с поперечным гофром, по впадинам которого она прикреплена к наружной. Между двумя обшивками поступает из трубы горячий воздух, обогревающий всю носовую часть крыла. При этом труба приваренными к ней кницами жестко связана в носовой части с обшивками. Ближе к лонжерону располагается основная труба, подводящая воздух, большего диаметра, связанная с малой трубой патрубками. Концевая часть крыла, расположенная за задним лонжероном (или стенкой) кессона, используется для установки элементов механизации и элеронов. С этой целью разного рода узлы подвески и кронштейны заранее монтируются на стенке лонжерона. Внутри кессона устанавливаются фитинги и усиления, необходимые для передачи нагрузок с узлов подвески на силовые элементы крыла (в основном на нервюры). Законцовка крыла представляет собой набор легких нервюр — мембран, зашитых тонкой обшивкой. Конфигурация хвостовой части выполняется в соответствии с формой того элемента, который к ней примыкает. На рис. 8.40 приведена типовая хвостовая часть крыла в зоне установки закрылка. В месте крепления узлов подвески и элементов управления в обшивке хвостовой законцовки выполнены вырезы. Свободные объемы используются для прокладок в них разного рода жгутов электрооборудования и других систем. Для этого в мембранах выполняются одинаковые достаточно большие вырезы с отбортовками.

8.7. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КРЫЛА ИЗМЕНЯЕМОЙ ГЕОМЕТРИИ

Для увеличения диапазона высот и скоростей полета за последние годы большое внимание уделяется крыльям изменяемой геометрии и, в частности, крыльям с изменяемой стрело-

видностью. Применение подобных крыльев, изменяющее угол стреловидности от 0 до 90° , дает возможность расширить технические и тактические возможности сверхзвукового самолета, улучшает его взлетно-посадочные характеристики, характеристики продолжительности и дальности полета на дозвуковых скоростях, повышает характеристики полета на сверхзвуковых скоростях. Все это позволяет использовать самолет на многих режимах, дает возможность экономии горючего. При этом масса самолета увеличивается за счет механизма поворота на 4 ... 6 %. Из соображений обеспечения потребных характеристик устойчивости и управляемости самолета, зависящих в сильной степени от соотношения положения центра масс самолета и фокуса, доказано, что оптимальным является применение неподвижного центроплана, составляющего 20 ... 25 % площади крыла, обладающего значительным передним наплывом большой стреловидности.

Одной из основных проблем, возникающих при конструировании крыла с изменяемой стреловидностью, является выбор рациональной конструктивно-силовой схемы крыла и конструкции узла, обеспечивающего поворот крыла. При этом узел должен передавать нагрузки с поворотной части крыла на центроплан во всем диапазоне изменения углов стреловидности и при этом иметь малые габариты для установки его внутри крыла.

Было разработано большое число схем крыла изменяемой стреловидности. С точки зрения выбора конструктивно-силовой схемы крыла большинство имеющихся проектов можно привести к двум схемам. Первая схема — крыло с одной точкой подвески, через которую передаются все виды нагрузок, действующих на консоль. В крыле, выполненном по этой схеме, установлен дополнительный привод, позволяющий осуществлять поворот. Вторая схема — крыло с двумя точками крепления. Один поворотный узел передает изгибающий момент и поперечные силы, а второй, установленный в месте пересечения бортовой нервюры с задней стенкой крыла, скользит по направляющему рельсу в центроплане, он приводится в движение с помощью привода, расположенного в зоне этого узла. В этом случае второй узел загружается составляющей от крутящего момента на плече, равном расстоянию между узлами, составляющей от момента, изгибающего консоль, действующей в плоскости бортовой нервюры, и частью поперечной силы, приходящей по задней стенке крыла.

Первая схема позволяет использовать кессонное крыло, у которого все силы постепенно стекаются к одному передающему их узлу. Для второй схемы целесообразно использовать крыло с одним мощным лонжероном, передающим весь изгибающий момент на шарнирный узел, и с задней стенкой, к которой крепится второй, скользящий по направляющему рельсу, узел. В этой схеме должна быть предусмотрена мощная бортовая нервюра. Применение второй схемы широкого распространения не получило, так как существенные ее недостатки сводят на нет пре-

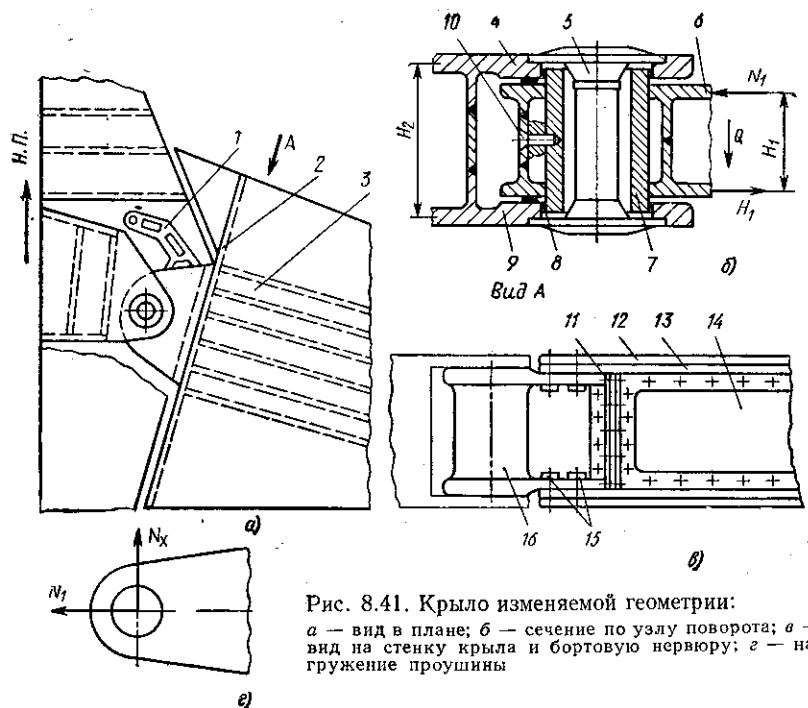


Рис. 8.41. Крыло изменяемой геометрии:
а — вид в плане; б — сечение по узлу поворота; в — вид на стенку крыла и бортовую нервюру; г — нагружение проушины

имущества от некоторой разгрузки шарнирного узла. К недостаткам этой схемы относятся: понижение жесткости узла, потребность в очень мощном центроплане, наличие значительного трения между направляющими и вторым узлом, ограничение возможности полного использования внутреннего объема центроплана.

Конструкция первой схемы достаточно проста и позволяет обеспечить требуемую жесткость. Для размещения механизма разворота требуется сравнительно небольшой объем. Поэтому эта схема нашла более широкое распространение. Рассмотрим ее подробнее. На рис. 8.41, а представлена одна из возможных конструкций этой схемы. Поворачивающаяся часть крыла выполнена в виде кессона 3 с двумя довольно слабыми лонжеронами. Стенки лонжерона заканчиваются у бортовой нервюры 2. В этой зоне происходит перестык 11 (рис. 8.41, б) бортовой нервюры и стенок 14 лонжерона со стыковым узлом 16 замкнутого коробчатого сечения. Выбранное замкнутое сечение узла способно воспринять с бортовой нервюры действующий по ее контуру поток от крутящего момента для передачи и трансформирования его в зоне шарнира узла в пару боковых сил N_x (рис. 8.41, г). Перестык стенки лонжерона должен обеспечить передачу на стенки коробчатого стыкового узла перерезывающих сил Q .

Пояса лонжеронов 13 и панель 12 перестыковываются с горизонтальными стенками стыкового узла вплоть до самого шарнира. Болты крепления панели и пояса лонжерона должны обеспечить передачу на узел шарнира осевых сил N_1 от изгибающей консоли момента, равных $N_1 = M/H_1$, где N_1 — сила по проушине консоли; H_1 — расстояние между проушинами; M — изгибающий момент.

На узле предусмотрены четыре бобышки 15, предназначенные для крепления рычага поворота консоли 1. При повороте консоли шарнирный момент трансформируется в пару сил, одна из которых действует по приводу 1, а вторая воспринимается шарниром узла. Рассмотрим подробнее конструкцию шарнирного узла и нагрузки, передаваемые им на центроплан. Шарнирный узел (рис. 8.41, б) выполнен в виде двух замкнутых проушин 6 консолей, связанных валом 7 с проушинами центроплана. Чтобы соединение проушин консоли с валом было неподвижным, они контрятся с ним штифтом 10. Подвижное соединение с валом обеспечивается в проушинах центроплана 4, в которых вал вращается вместе с проушинами консоли на подшипниках скольжения 5. Такое конструктивное решение обоснованно, так как подвижным выполнено соединение с меньшими нагрузками. Нагрузки на проушины центроплана меньше из-за их большого разнеса (плечо $H_2 > H_1$). Этим обеспечивается некоторая экономия массы конструкции. Рассмотрим более подробно передачу нагрузок в шарнире.

В плоскости проушин консоли будут действовать силы от изгибающего (N_1) и крутящего (N_x) моментов, реакция от момента в плоскости управления ($N_y/2$), а также незначительные силы от поперечных лобовых сил (при проектировочных расчетах ими пренебрегают). Под действием этих сил проушины, являясь неподвижными, работают на смятие ($\sigma_{см} = \sigma_B$), нижняя проушина — на разрыв и частично на срез. Вал работает на смятие, изгиб и срез, передавая действующие силы через подшипники скольжения на проушины центроплана. Так как консоль за счет изменения угла стреловидности может подходить к центроплану под разными углами, то и действующие на проушины центроплана силы, приходящие от консоли, могут вызывать в них разного вида деформации. Так, например, изгибающий момент консоли при ее большой стреловидности вызовет значительное кручение в проушинах центроплана и т. д. Это надо учитывать при расчете центроплана на прочность.

Восприятие поперечной силы Q происходит следующим способом. Сила Q , действующая по проушинам консоли, давлением на сухарь 8 передается на одну из проушин центроплана (в зависимости от режима полета и соответствующего направления силы). Сухарь 8 может быть выполнен в форме сектора и в форме кольца. С точки зрения работы на изгиб проушин центроплана 9 выгоднее выполнять его в виде сектора, так как при этом уменьшается плечо изгибающего момента, действующего на проушину центроплана.

Для выравнивания усилий между проушинами центроплана предусмотрена стягивающая их неподвижная ось с фланцем 5. Растяжением этой оси сила Q распределяется между обеими проушинами.

Для более благоприятного восприятия изгибающего момента на центроплане сразу за проушинами установлены подряд две нервюры, являющиеся как бы опорами для проушин. Момент передается на эти нервюры в виде пары сил и с них переходит на стенки центроплана. Реакции от нагрузок, приложенных в плоскости проушин, воспринимаются осевыми и поперечными усилиями в панелях и поясах центроплана.

8.8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗАЦИИ КРЫЛА

8.8.1. Виды механизации

Существующее разнообразие видов механизации объясняется не только формами их конструктивного воплощения, но и технической реализацией заложенных в самой механизации принципов. Это прежде всего относится к устройствам, использующим в основном активное управление пограничным слоем с помощью выдува воздуха на нижнюю или верхнюю поверхность. Поскольку этот тип механизации затрагивает главным образом проблемы аэродинамики, теплозащиты и энергообеспечения, то специфические особенности их разработок выходят за рамки конструирования обычных механических систем. Поэтому в дальнейшем будут рассматриваться типовые средства механизации передней и задней кромок крыла, их кинематические схемы и конструктивные особенности, у которых изменение аэродинамических характеристик достигается в основном за счет механических действий (отклонение, выдвижение и др.).

Как известно, механизация служит для изменения аэродинамических характеристик крыла на взлетно-посадочных режимах полета самолета с целью уменьшения скорости посадки, длины пробега и разбега и при маневрировании самолета.

Компоновка крыла современного самолета представляет собой сложную систему средств механизации, режимы работы, параметры и взаимодействие которых определяются в процессе проектирования. Конструктор-разработчик обычно получает всю необходимую информацию уже в завершенном виде. После этого, опираясь на готовую конструктивно-силовую схему крыла, он может проектировать заданный тип механизации.

Общепринятая схема механизированного крыла предполагает обычно размещение средств вдоль передней или задней кромок крыла. Наиболее распространенными вариантами устройств являются предкрылки, закрылки и щитки (рис. 8.42). Разнообразием щитков являются интерцепторы — гасители подъемной

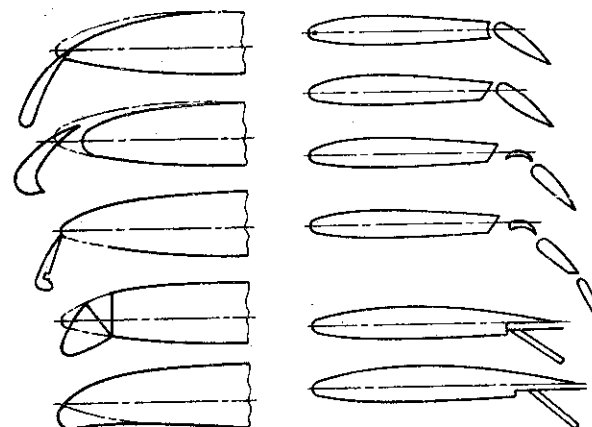


Рис. 8.42. Виды механизации крыла

силы, отличающиеся от щитков сдвинутым вперед по хорде крыла расположением.

Очевидно, что указанная схема расположения средств определяет и принципы разработки силовой схемы их установки. Для обеспечения силовой увязки любого типа механизации могут быть использованы передние или задние продольные элементы конструкции крыла (стенки, лонжероны, специальные балки) и в дополнение к ним усиленные нервюры.

Приступая к разработке общей схемы установки данного вида механизации, конструктор, помимо общих требований, должен учитывать и ряд специфических. Прежде всего это имеет отношение к закрылкам. Для них требуется в посадочной конфигурации построить схему и определить действительные расстояния от задних кромок отклоненных поверхностей до поверхности земли. Минимальное расстояние не должно быть меньше 450 мм. Особенно это важно для трехщелевых закрылков, угол отклонения которых достигает 60° .

Одним из сложнейших вопросов для выдвижных закрылков является выбор вида перемещения. Если оно совершается по цилиндрической поверхности при стреловидных задних кромках, то максимальный ход выдвижения закрылков определяется внешними его хордами (для секционированных закрылков). Выдвижение закрылков по конической поверхности, более выгодное с точки зрения аэродинамики, всегда конструктивно более сложно. Кроме того, большую роль играет выбор направления выдвижения закрылка — перпендикулярно задней кромке (точнее, перпендикулярно к мгновенной оси вращения) или по потоку.

В первом случае для стреловидных крыльев конструктор должен учитывать и подсчитать неизбежные потери эффективности закрылка, эквивалентные потери площади около бортов

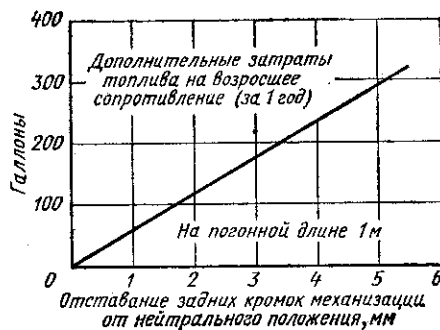


Рис. 8.43. Влияние отставания задних кромок на аэродинамические характеристики

фюзеляжа, гондол двигателей (если они расположены на крыле), в местах излома кромки, около зон стыков частей крыла и торцов элеронов. Габаритными ограничениями в этом случае служат минимально допу-

стимые эксплуатационные зазоры 80...100 мм до смежных конструктивных элементов. Выдвижение закрылков по потоку в конструктивном отношении более просто и позволяет использовать всю отведенную на крыле площадь для механизации.

Разработка схемы и конструкции должна вестись обязательно с учетом требований эксплуатации. Поэтому конструктор обязан предусмотреть легкий доступ ко всем узлам навески и управления для выполнения регламентных работ с определенной периодичностью, например, через 2000 посадок для самолетов, летающих на ближние и короткие расстояния.

Большое значение имеет удовлетворение требований обеспечения надежной фиксации средств механизации в убранном положении. С этой целью предусматриваются специальные замки, тормозящие устройства или самотормозящие приводные механизмы.

Кроме того, в системе управления и подвески должны быть предусмотрены компенсаторные звенья, позволяющие выбирать эксплуатационный люфт. Максимальная величина этого люфта не должна превышать по задней кромке устройства в убранном положении 6...8 мм. Значение этих ограничений наглядно демонстрирует рис. 8.43, из которого видны размеры потерь в результате увеличения сопротивления по причине отставания от нейтрального положения задних кромок закрылков (на погонной длине 1 м), выраженные в топливном эквиваленте.

Роль фиксаторов, кроме того, усиливается еще и тем обстоятельством, что незакрепленная или плохо закрепленная поверхность всегда является источником вибраций, которые передаются в конструкцию крыла и могут стать причиной серьезных конструктивных повреждений.

К перечисленным требованиям (далеко не исчерпывающим конструктивные и эксплуатационные проблемы) следует добавить еще одно — эксплуатационное. Это — необходимость постоянного контроля (и, если надо, регулирования) синхронной работы всех секций механизации и обеспечения плавного, без заеданий, их перемещения. Несоблюдение, хотя бы частичное, этого требования может привести к серьезным последствиям, связанным с возник-

новением несимметричного обтекания, особенно опасного на скользких, мокрых, покрытых снегом взлетно-посадочных полосах.

8.8.2. Средства механизации передней кромки крыла

Проектирование средств механизации любого типа предусматривает одновременное решение ряда задач разработки: кинематической схемы, системы установки и управления, конструкции опор и собственно устройства. В большинстве случаев разрабатываются также и механизмы привода. Эта особенность проектирования объясняется необходимостью выявления характерных положений механизмов и устройства для определения расчетных условий и нагрузок. Кроме того, для проведения анализа возможных искажений обтекания крыла из-за появления щелей, уступов, обтекателей и т. п., а также для оценки влияния установки механизации на конструктивно-силовую схему крыла и его компоновку.

Средства механизации передней кромки крыла обладают относительно меньшим конструктивным разнообразием и более стереотипным характером нагружения, чем механизация задней кромки. Все виды можно свести к трем группам: предкрылки, щитки (бесщелевые и щелевые) и отклоняемые носки. Характерным признаком такого группирования является конструктивное оформление самого устройства. Предкрылки и отклоняющиеся носки сохраняют конструктивное подобие крыльевой конструкции, представляя собой профилированный в сечении замкнутый контур из обшивки, опертой на поперечные жесткости. При малых относительных толщинах и хордах может быть использована толстая обшивка с очень малым числом поперечных элементов (за исключением мест расположения опорных узлов и привода). Продольные балки и лонжероны в предкрылках встречаются довольно редко, особенно для тонких крыльев, чаще они устанавливаются в конструкции отклоняющихся носков.

Прежде чем приступить к проектированию всего устройства в целом, следует уточнить геометрические параметры и увязку с конструктивно-силовой схемой крыла. Это необходимо для определения величины воздушной нагрузки и размещения опор. Обычно размеры хорд механизации берутся в следующих пределах: для отклоняющихся носков 10...15 % хорды крыла, для предкрылков 12...17 %, для носовых щитков 15...20 %.

Величина полной силы, действующей на предкрылок (щиток, носок), может быть рассчитана по формуле:

$$F = k f b_{\text{пр}} l_{\text{пр}} (\rho V^2 / 2), \quad (8.1)$$

где k — аэродинамический коэффициент, зависящий от угла атаки α ($k = 3,2$ при $\alpha = 25^\circ$; $k = 2,2$ при $\alpha = 20^\circ$); f — коэффициент безопасности, $f = 2$; $b_{\text{пр}}$ и $l_{\text{пр}}$ — хорда и длина предкрылка (носка, щитка).



$$\Delta \approx 0,05b \text{ предкрылка}$$

крылку. Задача проектировщика в этом случае состоит в правильном выборе числа секций, расположения опор и длины пролетов между ними.

Именно здесь проявляется особенность проектирования средств механизации, выражающаяся в обязательной совместной проработке конструкции устройства и его опор, в согласовании жесткостей с расчетно-конструктивной схемой.

Принимая во внимание наклонное положение равнодействующей аэродинамических сил к хордовой плоскости крыла и отклоненного предкрылка, очевидно, следует добиваться равной величины изгибных жесткостей предкрылка относительно горизонтальной и вертикальной осей.

Как уже отмечалось ранее, немаловажное значение имеет плотное, без щелей и выступов, прилегание кромок предкрылка к контуру крыла. Конструктивное мероприятие, позволяющее добиться этого, состоит в предусмотрении небольшого зазора между внутренним обводом предкрылка и наружной частью поверхности крыла, закрытой предкрылком в убранном положении (рис. 8.44).

Системы установки средств механизации передней кромки обычно прорабатываются совместно с кинематической схемой, поскольку между ними существует конструктивная взаимосвязь.

Наиболее распространенными схемами установки предкрылков являются закрепление их на кулисном (рис. 8.45, а), многозвенном,

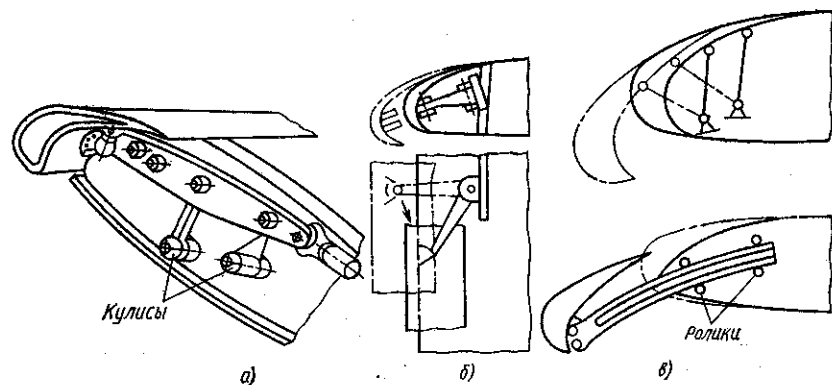


Рис. 8.45. Способы навески предкрылков

Рис. 8.44. Профилирование носовой части крыла с предкрылком

Наличие сильного контура, часто подкрепленного нервюрами, обеспечивает достаточную изгибную жесткость пред-

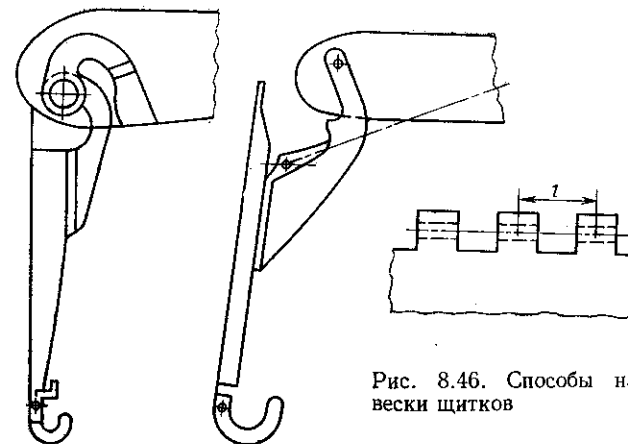


Рис. 8.46. Способы навески щитков

механизме (рис. 8.45, б) или на рельсовых направляющих (рис. 8.45, в).

Навеска носовых щитков и отклоняющихся носков (рис. 8.46), часто выполняется на соединениях шомпольного типа, имеющих определенные эксплуатационные (аэродинамические и прочностные) преимущества.

8.8.3. Средства механизации задней кромки крыла

Средства механизации задней кромки крыла представляют собой значительно более разнообразную группу устройств по сравнению с передней кромкой крыла и в конструктивном, и, особенно, в кинематическом отношении. Это разнообразие объясняется желанием достичь максимальной эффективности в широком диапазоне режимов. Прежде всего это отражается на существенном усложнении кинематики.

Конструктивные формы этих средств обладают аналогичными, сходными с предкрылками и носовыми щитками, особенностями. Закрылки (предкрылки) имеют обычно сходную с рулями и элеронами конструкцию, содержащую типовой набор конструктивных элементов — продольные балочки, стенки, стрингеры, нервюры, законцовочные стрингеры и обшивку. Конструктивное разнообразие схем увеличивается благодаря широкому применению сотовых и других заполнителей и созданию многослойных конструкций с использованием композиционных материалов.

Способы подвески закрывков опять же тесно связаны с разработкой кинематической схемы. Наиболее распространенными способами стали установки закрывков на кронштейнах (отклоняющиеся закрывки) и на рельсах (выдвижные или откатные закрывки).

Конструкция щитков, по сравнению с закрывками, более проста в кинематическом и конструктивном отношении. Боль-

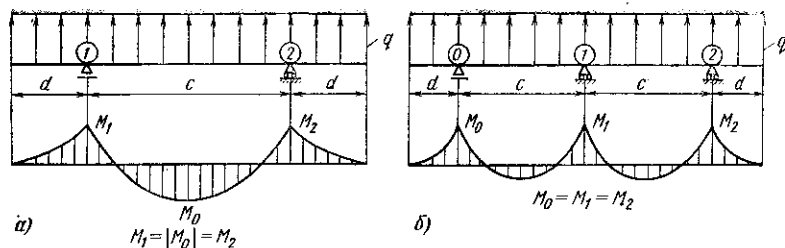


Рис. 8.47. Расчетные схемы закрылков:
а — двухопорная; б — трехопорная

шинство из них «зашивается» обшивкой только снизу и подвешивается к крылу на шомпольном соединении.

Отклоняющиеся закрылки. Рассматривая отклоняющийся закрылок в конструктивном и эксплуатационном смыслах подобным элерону, можно при проектировании упростить подход к определению расчетных нагрузок и разработке схемы навески.

Наиболее распространенной схемой навески стала двухопорная (реже трехопорная) для единичной секции закрылка (рис. 8.47). В первом случае (рис. 8.47, а) целесообразно конструировать закрылок, стремясь обеспечить путем выбора расстояния между опорами, равенство изгибающих моментов в пролете и над опорами. Конечно, при наличии сужения закрылка и необходимости соединения с приводным механизмом (тягой), положение которого зависит от компоновки крыла и систем управления, затруднительно полностью удовлетворить это условие. Однако его можно рассматривать как рекомендацию, позволяющую получить равно жесткий закрылок наименьшей массы.

Во втором случае (рис. 8.47, б) задача существенно усложняется вследствие присущих схеме технологических и эксплуатационных трудностей. Несмотря на то что в обоих случаях для одной из опор следует предусматривать возможность компенсации при сборке производственных неточностей, в трехопорной схеме это достигается с большим трудом, особенно для стреловидных закрылков. К этому следует добавить и сложность проектирования самих опор, в которых необходимо соблюдать ограничения по допустимым углам перекоса (не более 7°) внутренних колец подшипников относительно наружных.

Известные трудности представляет определение расчетной нагрузки на закрылок, так как входящие в формулы коэффициенты обычно выражают зависимость от аэродинамических характеристик крыла и углов отклонения закрылков. Эти зависимости для изолированных закрылков без учета всех имеющихся средств механизации на действительном крыле дают неточную картину. Поэтому на стадии проектировочных расчетов приходится пользоваться эмпирическими формулами при определении распределенной нагрузки

$$P_z = c_z f b_s q, \quad (8.2)$$

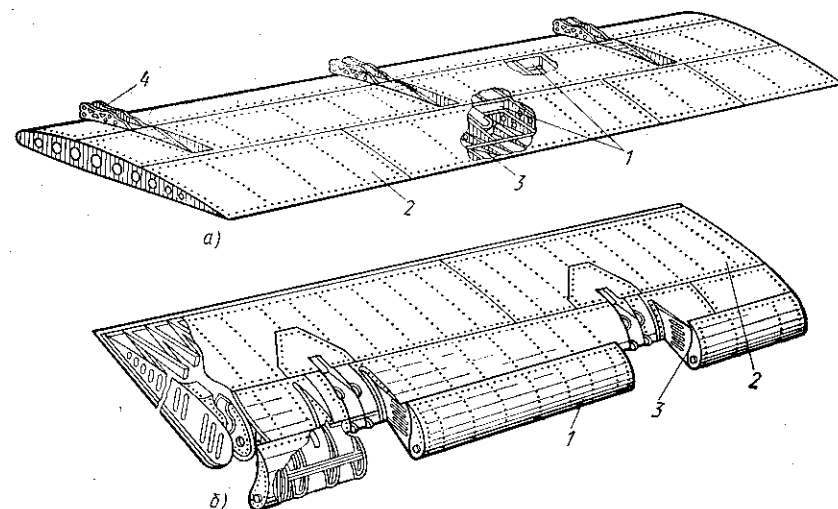


Рис. 8.48. Схемы закрылков:

а — однощелевого (1 — продольные стенки; 2 — обшивка; 3 — нервюры; 4 — узлы навески); б — двухщелевого (1 — дефлектор; 2 — закрылок; 3 — опоры дефлектора)

где c_z — коэффициент, зависящий от аэродинамических характеристик закрылка, углов его отклонения и атаки крыла. Для простых отклоняющихся закрылков $c_z = 3,2 \dots 3,8$ при отклонении закрылка на $40 \dots 50^\circ$ и угле атаки крыла $\alpha = 10^\circ$; f — коэффициент безопасности, $f = 2$; q — расчетное значение скоростного напора, которое выбирается из условия отклонения закрылков на скоростях, соответствующих скоростям захода на посадку $v_s = 400$ км/ч. Минимально допустимое значение скоростного напора принимается $q_{\min} = 1,8 \dots 2,0$ кПа.

Выдвижные (откатные) закрылки. Наибольшее распространение из средств механизации задней кромки крыла получили выдвижные (откатные) закрылки — однощелевые, двухщелевые и даже трехщелевые. Последние два имеют, как правило, дефлектор и хвостик (обычно самостоятельно отклоняемый). Кинематические схемы этих закрылков достаточно сложны и по существу представляют самостоятельную проектировочную задачу, но органически решаемую только в совокупности с разработкой конструкции самого закрылка и схемы навески.

Основу системы этого средства механизации составляет собственно закрылок. Поэтому на примере типовых конструкций щелевых закрылков можно наметить последовательность проектировочных разработок.

Конструкция однощелевого закрылка (рис. 8.48, а) подобна конструкции отклоняющегося закрылка. Отличие составляют узлы навески, представляющие собой комбинацию рельсов (направляющих) и кареток (роликовых механизмов).

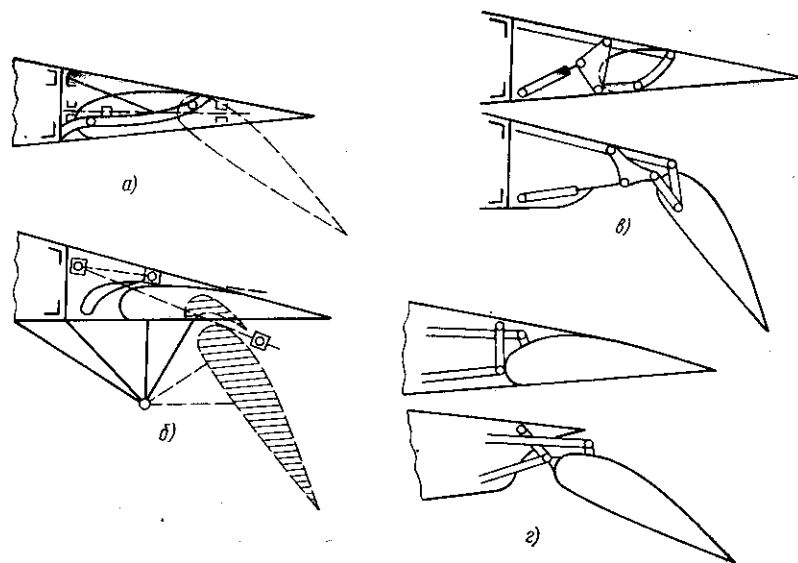


Рис. 8.49. Кинематические схемы закрылков

Двухщелевой закрылок (рис. 8.48, б) состоит из закрылка, по конструкции аналогичного однощелевому закрылку, и дефлектора. Дефлектор в миниатюре повторяет конструкцию закрылка. Он выполняется фиксированным с жесткими опорами на закрылке в передней его части или подвижным относительно закрылка.

Выше уже упоминалось, что кинематические схемы закрылков чрезвычайно разнообразны. Но в отношении щелевых закрылков следует заметить, что они могут быть разделены на две большие группы по принципу образования щели (щелей). Независимо от кинематической связи с дефлектором (для двухщелевых закрылков) образование щелей может достигаться либо поступательным движением закрылка (выдвижение, откатка), либо поворотом закрылка относительно крыла с выходом за его заднюю кромку (рис. 8.49).

Из рис. 8.49 видно, что все четыре схемы имеют конструктивную общность и отличаются в основном типом соединения с крылом. Каждый из приведенных типов — поворотный (многозвенный), кулисный и выдвижной — достаточно распространены и применяются на различных самолетах. Конструирование опор поворотных и кулисных схем содержит в себе много элементов хорошо известных подшипниковых и рычажных узлов, тогда как в выдвижных схемах разработка рельсов-направляющих вместе с каретками представляет собой всегда сложную конструкторско-технологическую задачу. Поэтому для дальнейшего рассмотрения типовой схемы целесообразно выбрать именно последнюю схему.

8.8.4. Расчетно-проектировочные схемы

Величина полной аэродинамической силы, действующей на однощелевой закрылок, определяется по формуле:

$$P = c_a f S_a q, \quad (8.3)$$

где c_a — аэродинамический коэффициент, зависящий от типа закрылка, углов отклонения и атаки крыла; $c_a = 4,5 \dots 5,5$ для щелевых закрылков, выдвинутых и отклоненных на $50 \dots 60^\circ$ при угле атаки $\alpha = 10^\circ$; f — коэффициент безопасности, $f = 2$; S_a — площадь закрылка (в случае наличия дефлектора $S_a = S_z + S_{\text{деф}}$, т. е. суммарная площадь системы); q — расчетное значение скоростного напора.

В общем случае прочность закрылка проверяется при наиболее тяжелых условиях на взлете и посадке, но для проектировочных целей достаточно рассмотреть режим посадки с углом отклонения закрылка на $50 \dots 60^\circ$. На этапе первоначальных разработок можно принять допущение, что распределенная нагрузка по размаху сохраняется постоянной

$$q = \frac{P}{S} b_{\text{ср}} = \text{const}. \quad (8.4)$$

Здесь $b_{\text{ср}} = \frac{b_{\text{корн}} + b_{\text{конц}}}{2}$, $b_{\text{корн}}$, $b_{\text{конц}}$ — соответственно корневая и концевая хорды. Это допущение не вносит больших неточностей в расчеты, так как обычно закрылки выполняются с малым сужением или вообще без него.

Итак, считая интенсивность распределения нагрузки по закрылку, включая и хорду дефлектора, определенной, будем полагать нагрузку по всей хорде распределенной линейно. Приближенно можно принять распределение нагрузки таким образом, что ординаты эпюры на передней кромке в четыре раза больше ординат на задней кромке (рис. 8.50). Это допущение справедливо для условия, что центр давления аэродинамических сил по сечению закрылка (и дефлектора) находится в пределах $x_{\text{ц.д}} = 0,38 \dots 0,40$.

Тогда распределение нагрузки по средней хорде можно представить в следующем виде:

$$P_1 = 4q/b_{\text{ср}}; P_2 = q/b_{\text{ср}}. \quad (8.5)$$

Соответственно распределенная нагрузка для дефлектора

$$q_{\text{д}} = \frac{P_1 + P_2 + \Delta}{2}, \quad (8.6)$$

$$\text{где } \Delta = \frac{b_{\text{з. ср}} (P_1 - P_2)}{b_{\text{ср}}},$$

а для закрылка

$$q_z = b_{\text{з. ср}} \frac{2P_2 + \Delta}{2}. \quad (8.7)$$

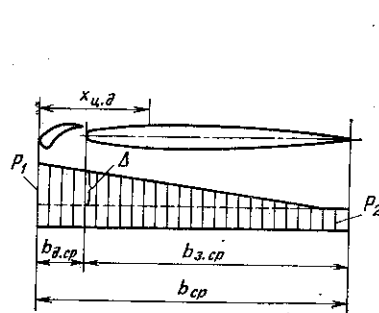


Рис. 8.50. Распределение нагрузки по хорде закрылка

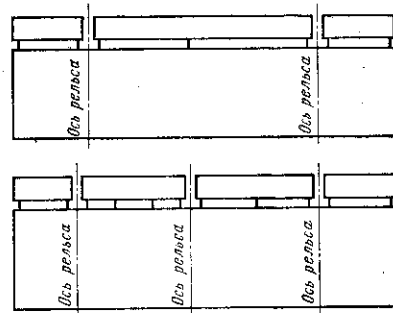


Рис. 8.51. Конструктивные схемы закрылков с дефлекторами

Здесь $b_{3, cp}$ определяется аналогично выражению (8.4).

Навеска закрылков, так же, как и предкрылков, в подавляющем большинстве случаев производится по схеме балок с числом опор две и более. Самые распространенные схемы двухопорные и трехопорные.

У двухопорных закрылков дефлекторы делятся чаще всего на три секции — две внешние и одна внутренняя (рис. 8.51). Внешние секции дефлектора имеют, как правило, две опоры, а внутренняя — три (а редко — четыре) (рис. 8.52).

С целью облегчения определения опорных реакций, изгибающих моментов и перерезывающих сил и ускорения выбора параметров расчетной схемы основные данные для одноцелевого закрылка приводятся в табл. 8.1, составленной на основе материалов [18]. В расчетах принята изгибная жесткость EJ закрылка постоянной по размаху.

Аналогичные данные для дефлекторов содержатся в табл. 8.2. При составлении таблицы упругостью средних опор у трехопорной и четырехопорной секций дефлекторов пренебрегали из-за ее малости. Расстояния между опорами в схеме б (см. рис. 8.52) принимались равными ($l_1 = l_2$), а в схеме в — $l_1 = l_3$. В этом случае оказывались равными изгибающие моменты над опорами ($M_1 = M_2$) и опорные реакции ($P_0 = P_3$ и $P_1 = P_2$).

Строго говоря, характер опор для секций дефлектора неодинаков, их жесткость различна. Для внутренних секций крайними опорами являются каретки, связанные с жесткими рельсами, а для внешних секций — лишь одна опора выходит на рельсы,

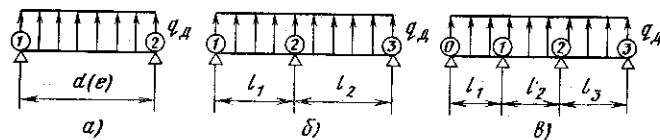
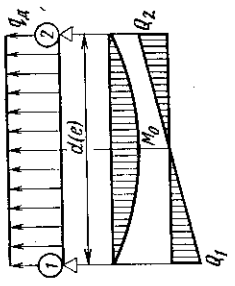
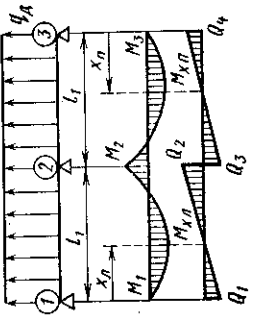


Рис. 8.52. Расчетные схемы дефлекторов

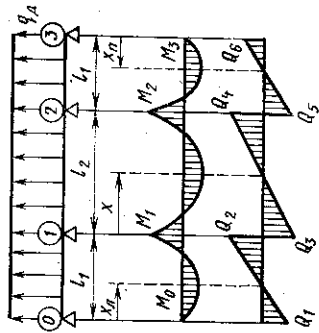
Таблица 8.1

Одноцелевой закрылок			
Схема	Опорные реакции и перерезывающие силы	Изгибающие моменты	
Двух-опорный закрылок	$P_1 = \frac{0,5q[(d+c)^2 - e^2]}{c};$ $P_2 = \frac{0,5q[(e+c)^2 - d^2]}{c};$ $Q_1 = qd; Q_2 = Q_1 - P_1;$ $Q_3 = Q_2 + qc; Q_4 = Q_3 - P_2$	$M_1 = 0,5qd^2; M_2 = 0,5qe^2;$ $M_0 = 0,5q(d+x)^2 - P_1x;$ $x = \frac{P_1}{q} - d$	
Трех-опорный закрылок	$P_0 = \frac{0,5q(d+l_1)^2 - M_1}{l_1};$ $P_1 = 0,5q(l_1 + l_2) + \frac{M_1 - M_0}{l_1} + \frac{M_1 - M_2}{l_2};$ $P_2 = \frac{0,5q(e+l_2)^2 - M_1}{l_2};$ $Q_1 = qd; Q_2 = Q_1 - P_0;$ $Q_3 = Q_2 + ql_1; Q_4 = Q_3 - P_1;$ $Q_5 = Q_4 + ql_2; Q_6 = Q_5 - P_2$	$M_0 = 0,5qd^2; M_2 = 0,5qe^2;$ $M_1 = \frac{0,25ql_1^2 \left[1 + \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^3 \right] - M_0 - M_2 \frac{l_2}{l_1}}{2(1 + l_2/l_1)};$ $M_{x,п} = 0,5q(d+x_{п})^2 - P_0x_{п};$ $x_{п} = P_0/q - d;$ $M_{xп} = 0,5q(e+x_{п})^2 - P_2x_{п};$ $x_{п} = P_2/q - e$	

Расчетные данные дефлекторов

Схема	Опорные реакции и перерезывающие силы	Изгибающие моменты
<p style="text-align: center;">А</p> 	$P_1 = P_2 = 0,5q_{\text{Д}} [d(e)];$ $Q_1 = -P_1; Q_2 = Q_1 + q_{\text{Д}} [d(e)]$	$M_0 = -0,125q_{\text{Д}} [d(e)]^2$
<p style="text-align: center;">Б</p> 	$P_1 = P_3 = 0,5q_{\text{Д}} l_1 - \frac{M_2}{l_1};$ $P_2 = q_{\text{Д}} l_1 + 2 \frac{M_2}{l_1}; Q_1 = -P_1;$ $Q_2 = Q_1 + q_{\text{Д}} l_1; Q_3 = Q_2 - P_2;$ $Q_4 = Q_3 + q_{\text{Д}} l_1$	$M_1 = M_3 = 0; M_2 = 0,125q_{\text{Д}} l_1^2;$ $M_{\text{хп}} = M_{\text{хп}} = -\frac{P_1^2}{2q_{\text{Д}}};$ $x_{\text{п}} = x_{\text{п}} = \frac{P_1}{q_{\text{Д}}}$

Продолжение табл. 8.2

Схема	Опорные реакции и перерезывающие силы	Изгибающие моменты
<p style="text-align: center;">В</p> 	$P_0 = 0,5q_{\text{Д}} l_1 - \frac{M_1}{l_1};$ $P_1 = 0,5q_{\text{Д}} (l_1 + l_2) + \frac{M_1 - M_2}{l_2} + \frac{M_3}{l_1};$ $P_2 = 0,5q_{\text{Д}} (l_2 + l_1) + \frac{M_2 - M_1}{l_2} + \frac{M_2}{l_1};$ $P_3 = 0,5q_{\text{Д}} l_1 - \frac{M_2}{l_1};$ $Q_1 = -P_0; Q_2 = Q_1 + q_{\text{Д}} l_1;$ $Q_3 = Q_2 - P_1; Q_4 = Q_3 + q_{\text{Д}} l_2;$ $Q_5 = Q_4 - P_2; Q_6 = Q_5 + q_{\text{Д}} l_1$	$M_0 = M_3 = 0$ $M_1 = \frac{0,25q_{\text{Д}} (l_1^3 + l_2^3) - M_2 l_2}{2(l_1 + l_2)};$ $M_2 = \{q_{\text{Д}} [0,5(l_2^3 + l_1^3)(l_1 + l_2) -$ $- 0,25l_2(l_1^3 + l_2^3)] / [4(l_1 + l_2) - l_2^2];$ $M_{\text{хп}} = M_{\text{хп}} = \frac{-P_0^2}{2q_{\text{Д}}} = \frac{-P_3^2}{2q_{\text{Д}}};$ $x_{\text{п}} = x_{\text{п}} = \frac{P_0}{q_{\text{Д}}} = \frac{P_3}{q_{\text{Д}}}; x = 0,5l_2;$ $M_{\text{x}} = 0,5q_{\text{Д}} (l_1 + x)^2 -$ $- P_0 (l_1 + x) - P_1 x$

Двухшелевой двухопорный закрылок

Схема	Опорные реакции	Изгибающие моменты
<p>А (внутренняя секция дефлектора, трехопорная)</p>	$P_1 = \{P_{Д1}(d+2c) + P_{Д3}c + 0,5q_3\} \times [(d+2c)^2 - e^2] P_{Д3}e/2c;$ $P_2 = \{P_{Д3}(e+2c) + 0,5q_3\} \times [(e+2c)^2 - d^2] + P_{Д3}c - P_{Д1}d/2c$	$M_1 = P_{Д1}d + 0,5q_3d^2;$ $M_2 = P_{Д3}e + 0,5q_3e^2$

Продолжение табл. 8.3

Схема	Опорные реакции	Изгибающие моменты
<p>Б (внутренняя секция дефлектора, четырехопорная)</p>	$P_1 = \frac{0,5q_3 [(d+2l_1+l_2)^2 - e^2] + P_{Д3}(2l_1+l_2)}{2l_1+l_2} - \frac{P_{Д3}e + P_{Д1}(d+2l_1+l_2)}{2l_1+l_2};$ $P_2 = \frac{0,5q_3 [(e+2l_1+l_2)^2 - d^2] + P_{Д3}(2l_1+l_2)}{2l_1+l_2} - \frac{P_{Д1}d + P_{Д3}(e+2l_1+l_2)}{2l_1+l_2}$	$M_1 = P_{Д1}d + 0,5q_3d^2$ $M_2 = P_{Д3}e + 0,5q_3e^2$

а вторая — через кронштейн на закрылок. В первом приближении их можно считать одинаковыми, а уточнение произвести после определения действительных характеристик упругости опор.

Для определения расчетных данных двухщелевого двухопорного закрылка можно воспользоваться табл. 8.3. Определив опорные реакции у секций дефлекторов, можно вычислить изгибающие моменты, опорные реакции и перерезывающие силы по размаху собственно закрылка, воспринимающего собственную распределенную нагрузку q_a и сосредоточенные силы P_d , которые по величине равны реакциям опор от секций дефлектора.

8.8.5. Определение параметров закрылка

Поскольку между закрылками, рулями и элеронами существует конструктивное сходство, то процесс выбора параметров у них одинаков. Более того, в конструктивном отношении закрылки и дефлекторы выполняются преимущественно по однолонжеронной схеме, а это упрощает подход к их проектированию.

Однако на некоторые особенности конструкций закрылков следует обратить внимание.

Лонжероны, кроме типового нагружения, могут догружаться сосредоточенными силами от опор дефлекторов, приложенными непосредственно к поясам. В таких случаях опорные кронштейны дефлекторов стремятся разнести на некоторое расстояние по длине лонжерона, по крайней мере на дистанцию, равную шагу нервюр. Учитывая это и обычный вид нагружения, к проектированию верхнего пояса двухщелевого закрылка следует отнести особенно внимательно.

Аналогичная картина наблюдается и в дефлекторе, с той только разницей, что все сказанное выше следует относить к нижнему поясу дефлектора. В случае малых размеров дефлекторов от лонжеронов отказываются вообще, компенсируя их усилением (утолщением) обшивки и уменьшением шага нервюр.

Обшивка во всех случаях в конструкции закрылков и дефлекторов играет очень важную роль, обеспечивая не только необходимую прочность, но и потребную жесткость. При определении ее толщины из условия работы на сдвиг от кручения величину крутящего момента можно определять по формуле:

$$M_{кр} = qz(x_{п.д} - x_c), \quad (8.8)$$

где q — распределенная нагрузка по размаху собственно закрылка или дефлектора соответственно; x_c — координата центра жесткости закрылка или дефлектора; $x_{п.д}$ — координата центра давления закрылка или дефлектора; z — расчетная погонная длина закрылка.

Центр масс для распространенных профилей закрылков однолонжеронной схемы (собственно закрылка или дефлектора) рас-

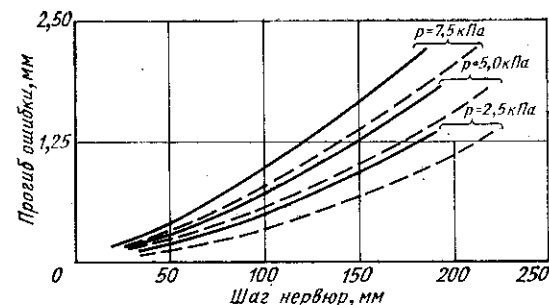


Рис. 8.53. Определение конструктивных параметров закрылков:
— $\delta = 0,80 \text{ мм}$; — — — $\delta = 1,20 \text{ мм}$

полагается примерно на 25 % хорды, для двухлонжеронных схем он смещается на 30 % хорды.

Положение центров давления отклоненных на $30 \dots 35^\circ$ закрылков практически постоянно и находится на 38 ... 40 % хорды закрылка и на 50 % хорды дефлектора.

Погонная длина закрылка z берется равной половине наибольшего расстояния между опорами закрылка или секции дефлектора.

Обшивка толщиной менее 0,6 мм, так же, как и стенки нервюр и лонжеронов тоньше 0,8 мм, не применяется.

Выбор параметров обшивки полезно сопровождать корректировкой параметров конструктивно-силовой схемы закрылка. В этом случае можно попытаться согласовать ряд требований — толщину и модуль упругости обшивки, шаг нервюр и величину допустимого эксплуатационного прогиба. Такое согласование параметров достигается, например, с помощью графиков, аналогичных рис. 8.53, представляющих изменение прогибов алюминиевой обшивки толщиной 0,8 или 1,2 мм в зависимости от удельного давления p и расстояния между нервюрами. Наличие обширных экспериментальных и статистических данных такого рода способствует существенному упрощению проектных разработок. Во всяком случае, даже ограниченное количество экспериментального материала позволило установить, что с точки зрения уменьшения деформаций обшивки выгоднее уменьшать расстояние между нервюрами, а не между стрингерами.

8.8.6. Опорные устройства

Перемещение (откатка, выдвижение) и отклонение средств механизации на соответствующий угол δ_a выполняются различными способами. Применительно к выдвижным закрылкам наиболее распространены два способа. В одном из них рельсы с подкосами крепятся к заднему лонжерону крыла, а каретки, осуществляющие качение по рельсам, устанавливаются на

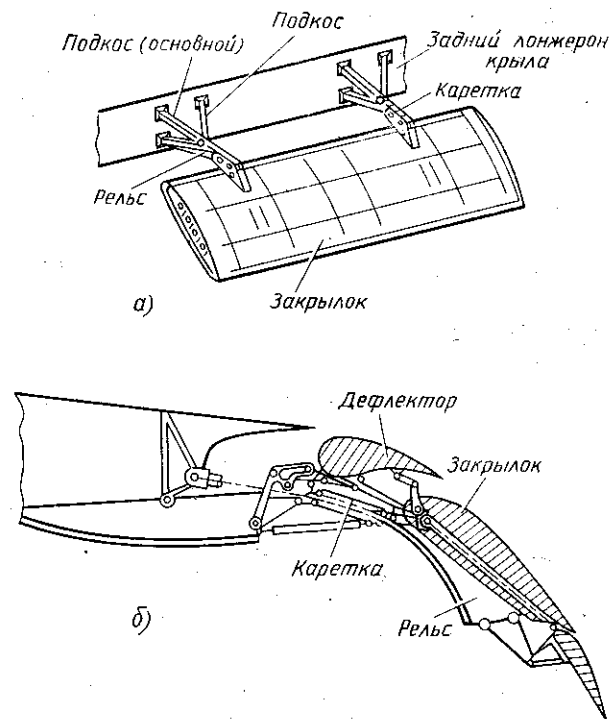


Рис. 8.54. Схемы установки рельсовых направляющих: а — крепление к лонжерону крыла; б — то же к закрылку

закрылке (рис. 8.54, а). При выпуске или уборке закрылок с каретками перемещается относительно неподвижных рельсов. Во втором случае каретки остаются неподвижными, будучи закрепленными в хвостовой части крыла, а рельсы прикрепляются к закрылкам (8.54, б). При выпуске или уборке закрылок вместе с рельсами перемещается относительно неподвижных кареток. Несмотря на внешнее различие этих схем, между ними много общего с точки зрения их расчета. В отклоненном положении в обоих случаях нагружение опор со стороны закрылка одинаковое — от каретки или стыковых узлов на закрылке рельсы нагружаются моментом от пары сил, возникающих в роликах или узлах. Конструктивное различие может обнаружиться лишь в способе прикрепления рельса на крыле. В первом случае рельс торцом закрепляется на крыле и для разгрузки поддерживается подкосом, во втором случае рельс больше соответствует схеме консольной балки. В последнем случае стремятся скомпенсировать чрезмерный изгиб консоли рельса тем, что задний узел прикрепления закрылка к рельсу смещают сколько возможно вперед и увеличивают расстояние между узлами.

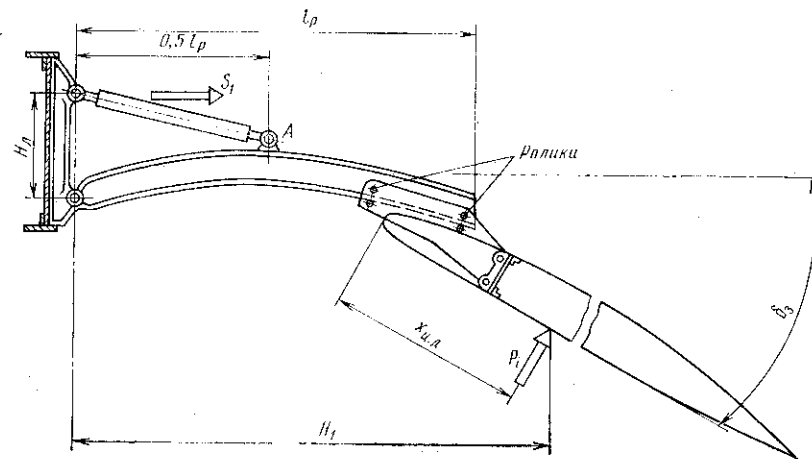


Рис. 8.55. Схема нагружения закрылка в направляющих

В качестве примера проанализируем систему с неподвижным рельсом как более нагруженную (рис. 8.55).

Воспринимаемая закрылком нагрузка передается через каретки на рельс и подкосы. Рельс воспринимает изгибающий момент в основном в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Боковые силы вдоль по размаху становятся заметными главным образом на стреловидных закрылках и их следует передавать на всю систему «закрылок + опоры». Ввиду малости боковых сил на этапе предварительных разработок ими можно пренебречь. За основную нагрузку следует принимать вертикальную.

Из расчетной схемы на рис. 8.55 следует, что небольшая величина изгибающего момента по рельсу будет в месте прикрепления подкоса в точке А. Полагая, что подкос присоединяется в середине рельса, что является типичным для большинства конструкций этого типа, а каретка по длине занимает около 1/4 длины рельса, можно выразить величину изгибающего момента в следующем виде:

$$M_{изг\ A} = P_t \cos \delta_3 (0,25l_p + x_{ц.д} \cos \delta_3), \quad (8.9)$$

где P_t — наибольшая нагрузка для однощелевого закрылка (см. табл. 8.1); l_p — длина рельса.

Для двухщелевого закрылка (рис. 8.56) наибольшая величина изгибающего момента относительно точки А будет:

$$M_A = P_{zt} \cos \delta_3 (0,25l_p + x_{ц.д} \cos \delta_3) + 0,375P_{дт}^z l_p, \quad (8.10)$$

где P_{zt} — наибольшая нагрузка собственно закрылка (см. табл. 8.3); $P_{дт}^z$ — нагрузка на каретку от секций дефлектора (опорные суммарные реакции) (см. табл. 8.2 и схему рис. 8.56).

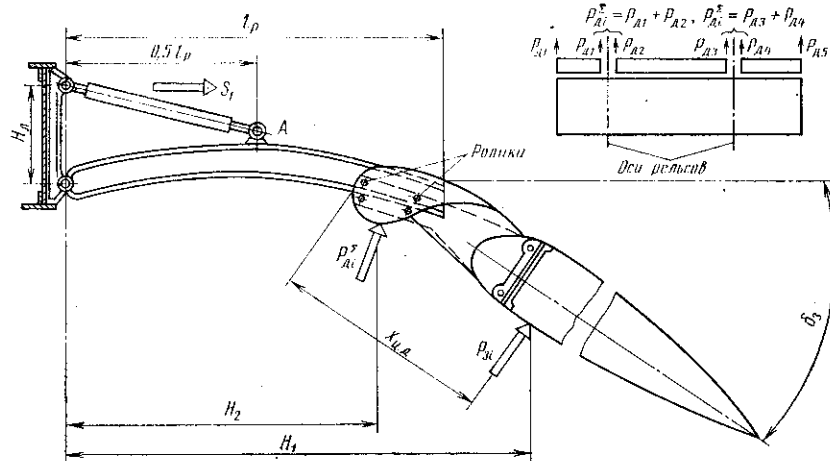


Рис. 8.56. Схема нагружения двухщелевого закрылка

Если кинематическая схема полностью не разработана, то в первом приближении длину рельсов можно принимать равной $l_p = 0,7b_{ср}$, полагая для системы «закрылок + дефлектор» длину хорды полной.

Если рельс имеет двутавровое или швеллерное сечение, то, воспользовавшись данными технических справочников применительно к расчетным схемам установки дефлекторов, можно построить график зависимости потребного момента сопротивления W от площади поперечного сечения рельса F (рис. 8.57). С помощью этого графика нетрудно найти параметры рельса, используя известную зависимость:

$$W_p = M_{изг}/\sigma_v.$$

Параметры подкосов и усилия в них находятся в соответствии с их конструктивными схемами (см. рис. 8.55 и 8.56). Усилия, действующие в подкосах, определяются для однощелевого закрылка по формуле:

$$S_1 = \frac{P_1 \cos \delta_3 H_1}{H_n}; \quad (8.11)$$

для двухщелевого закрылка по формуле:

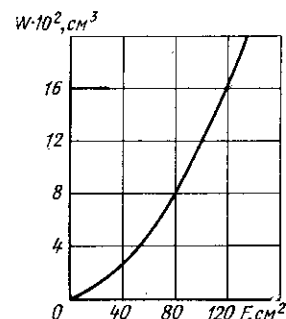
$$S_1 = \frac{P_{a1} \cos \delta_3 H_1 + P_{a2} H_2}{H_n}, \quad (8.12)$$

где H_n — расстояние между узлами подвески подкоса и рельса на лонжероне крыла; $H_1 = 0,75l_p + x_{ц.д} \cos \delta_3$; $H_2 = 0,875l_p$. Отсюда определяется площадь поперечного сечения подкоса:

$$F_{подк} = \frac{S_1}{\sigma_{подк}} \leq \sigma_{кр}.$$

Допустимые критические напряжения для сжатого подкоса выбираются в соответствии с принятой формой его сечения.

Рис. 8.57. К выбору геометрических параметров рельсов



Выбор расстояния между опорами представляет собой сложную проблему, поскольку месторасположение их должно быть согласовано с конструктивно-силовой и компоновочной схемами крыла. Однако подход к проектировочному решению этой задачи можно представить в следующем виде при определенных упрощающих допущениях.

Если принять, что $M_1 = M_2$, а следовательно, и $d = e$ (см. табл. 8.1), то

$$P_1 = P_2 = q(d + 0,5c) \quad (8.13)$$

$$\text{и } M_0 = P_1 d - \frac{0,5P_1^2}{q}. \quad (8.14)$$

После подстановки (8.13) в (8.14) получим

$$M_0 = q(0,5d^2 - 0,125c^2). \quad (8.15)$$

Поскольку $l_3 = 2d + c$, то из (8.15), решая квадратное уравнение, определим $d \approx 0,2l_3$, а расстояние между опорами $c \approx 0,3 \cdot 2 \cdot l_3$ или

$$c = (0,60 \dots 0,58) l_3. \quad (8.16)$$

Для трехопорного закрылка, при условии $M_0 = M_2$, $d = e$ и $M_0 = M$, а следовательно $l_1 = l_2$, получим после преобразований:

$$l_1 = 0,36l_3. \quad (8.17)$$

Разумеется, большую роль при выборе расстояния между опорами играет относительная толщина закрылка. Для закрылков малой толщины соблюдение указанных рекомендаций более важно, чем для более толстых профилей, у которых имеются большие резервы жесткости.

8.8.7. Проектирование конструкции щитков

В разд. 8.8.2 уже говорилось о щитках как элементах механизации передней кромки крыла. Вместе с тем они не в меньшей степени применяются в качестве средств механизации задней кромки.

С точки зрения конструктивного оформления щитки передней и задней кромок крыла имеют очень много общего. В отличие от закрылков, предкрылков, подкрылков и отклоняющихся носков,

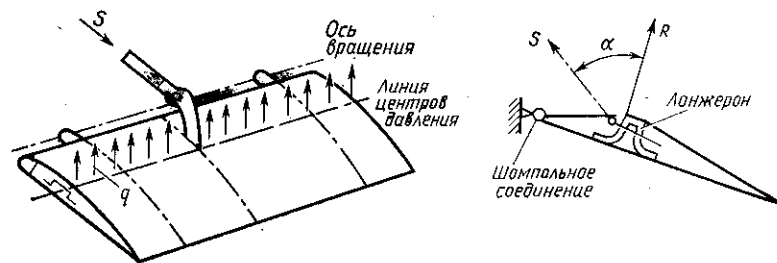


Рис. 8.58. Схема управления отклонением щитков

они не имеют замкнутого контура и поэтому не могут воспринимать крутящего момента. Более того, отсутствие потребности в создании профиля упрощает их конструкцию, устраняя необходимость вообще закрывать обшивкой их верхнюю (обращенную к крылу) поверхность.

Определение нагрузок и проекторочный расчет для щитков всех типов одинаков (см. исходную формулу 8.1). Общий принцип нагружения элементов также схож. С точки зрения строительной механики щитки — это пластины, подкрепленные нервюрами, лонжероном и законцовочным стрингером.

Однако более детальное рассмотрение конструкции щитков с учетом их кинематической схемы позволяет обнаружить принципиальное отличие между двумя характерными типами — простыми отклоняющимися и выдвижными щитками.

Отклоняющийся щиток — это конструкция с неподвижной осью вращения. Крепление его к крылу производится чаще всего на шомполе, относительно которого происходит его вращение. Управление отклонением осуществляется при помощи тяги, соединенной с узлами на лонжероне (рис. 8.58).

Нагрузка с обшивки щитка передается на нервюры, которые работают как балки, опертые на лонжерон и шомпольное соеди-

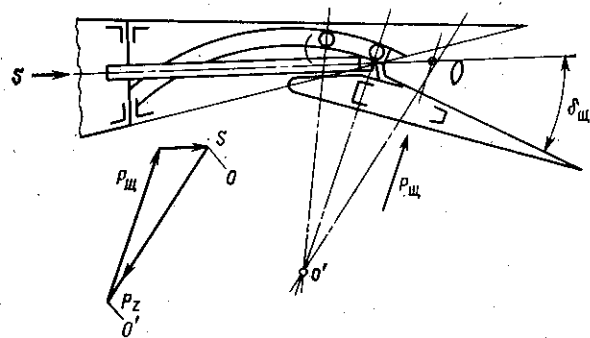


Рис. 8.59. Схема управления выдвижным щитком

нение. Учитывая характер работы, целесообразно лонжерон располагать вблизи, а лучше — по линии центров давления для расчетного положения щитка. Тогда практически всю нагрузку удастся воспринять в виде сосредоточенных сил в местах соединения лонжерона с нервюрами и на шомполе. Лонжерон в таком случае оказывается нагруженной изгибом балкой, опертой по рычагам подвески. В первом приближении ось центров давления можно принимать лежащей на 35 ... 40 % хорды щитка.

Лонжероны целесообразно проектировать двухстеночными, замкнутого контура, чтобы гарантировать надежную работу стенок от перерезывающей силы и для обеспечения устойчивой работы поясов, несущих основную нагрузку. Параметры лонжерона находятся по величине максимального изгибающего момента $M_{изг}$ при выбранном допустимом напряжении сжатия $\sigma_{сж}$:

$$hb\delta = \frac{M_{изг}}{\sigma_{сж}}, \quad (8.18)$$

где h , b , δ — высота, ширина, толщина полки лонжерона.

Конструкция выдвижного щитка имеет принципиальное отличие в том, что его силовая схема предусматривает восприятие крутящего момента. Следовательно, выдвижной щиток (рис. 8.59) должен иметь замкнутый контур между стенкой лонжерона и задней стенкой.

9.1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КИЛЯ И СТАБИЛИЗАТОРА

Все принципы проектирования конструкции крыла и его элементов, изложенные выше, полностью применимы к проектированию стабилизатора и киля, вплоть до того, что на некоторых самолетах киль, как и крыло, используется в качестве бака-кессона.

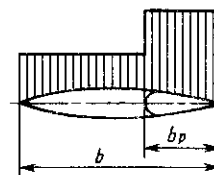
Особенностью киля и стабилизатора является значительное нагружение заднего лонжерона (или стенки) сосредоточенными силами в узлах подвески рулей. В соответствии с распределением давлений по хорде, задаваемым нормами прочности при нагрузках, возникающих при маневрах, задняя часть нагружена больше, чем передняя (рис. 9.1).

Конструктивно-силовые схемы киля и стабилизатора выбираются как из условия компоновки самого оперения, так и из условия его увязки с компоновкой фюзеляжа. Технологически выгодно, чтобы конструкция киля и стабилизатора была аналогична конструкции крыла. В этом случае освоенные уже процессы изготовления и сборки могут частично повторяться, и стоимость конструкции уменьшается.

Стабилизатор работает аналогично крылу. Изгибающий момент, действующий на стабилизатор, так же как и в крыле, воспринимается центропланом и не передается на фюзеляж. Стыковые узлы лонжеронов стабилизатора полностью идентичны узлам крыла. По силовой увязке с фюзеляжем киль несколько отличается от крыла и стабилизатора. Изгибающий момент, действующий на киль, передается на фюзеляж, вызывая в нем кручение и изгиб. Наличие дополнительных нижних килей несколько уменьшает суммарный крутящий момент, действующий на фюзеляж.

На большинстве даже нескоростных самолетов киль выполняется стреловидной формы, что объясняется стремлением увеличить расстояние между его центром давления и центром масс самолета ($L_{в.о.}$). Это несколько увеличивает массу киля, но снижает массу фюзеляжа благодаря уменьшению действующего на него крутящего момента. Переднюю часть киля — так называемый форкиль — из-за его криволинейности целесообразно выполнять заодно с фюзеляжем (а иногда вообще отдельно) легкой конструкции и соединять с килем на винтах при окончательной сборке.

Рис. 9.1. Схема нагрузки на стабилизатор, возникающей на маневре



Полностью съемный форкиль используют для подхода к элементам управления, монтируемым в зоне форкиля.

Некоторые конструктивно-силовые схемы киля представлены на рис. 9.2. Киль может быть как лонжеронной, так и кессонной конструкции; в последнем случае осложняется его увязка с фюзеляжем. На рис. 9.2, а и б показаны кили лонжеронных схем, на рис. 9.2, в — лонжеронной схемы с внутренним подкосом. Конструктивно схема 9.2, а представляет двухлонжеронную конструкцию (иногда вместо переднего лонжерона может быть установлена стенка, но это хуже из условия живучести). Нервюры киля расположены перпендикулярно стенке переднего или заднего лонжеронов, и имеют открытую малку поясов. В зоне подвески руля направления установлены усиленные нервюры, так же как и по борту фюзеляжа. Расчет и проектирование этих нервюр проводится в соответствии с методикой, изложенной в разд. 8.4. Панели обшивки могут быть выполнены как стрингерной, так и монолитной конструкции. Определение при проектировочном расчете параметров лонжеронов и панелей может быть проведено в соответствии с методикой, изложенной в разд. 8.2. Концевой обтекатель киля состоит из мембран, закрепленных на отформованной обшивке и бортовой нервюре, присоединенной с помощью анкерных гаек к законцовке киля. Для удобства сборки и ремонта желательно предусматривать в его конструкции съемные панели, позволяющие просматривать и при необходимости ремонтировать элементы внутреннего набора. В представленной на рис. 9.2, а конструктивно-силовой схеме при расчете бортовой нервюры необходимо учитывать дополнительную нагрузку, вызываемую моментом M_2 , возникающим из-за стрело-

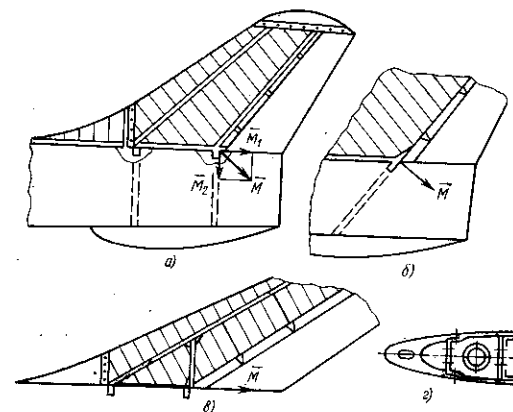


Рис. 9.2. Схемы килей различных конструкций

видности килья в зоне крепления его лонжеронов к шпангоутам, которые способны воспринимать только момент M_1 , действующий в их плоскости. Момент M_2 совместно с крутящим моментом, действующим на киль, должна воспринять бортовая нервюра и передать в виде поперечных сил на узлы стыка лонжеронов, работая при этом на срез и изгиб.

В схеме, приведенной на рис. 9.2, б, киль однолонжеронной конструкции стыкуется с косым шпангоутом, расположенным в плоскости лонжерона килья. В этой конструкции бортовая нервюра передает на стыковые узлы только крутящий момент. Изгибающий момент полностью воспринимает шпангоут и в виде поперечных и осевых сил передает на обшивку фюзеляжа. Но технологически косой шпангоут нецелесообразен, так как подходит к различным сечениям фюзеляжа с переменной малкой, и поэтому его установка вызывает ряд трудностей.

На рис. 9.2, в приведена схема килья с внутренним подкосом, расположенным перпендикулярно к оси фюзеляжа и передающим на силовой шпангоут фюзеляжа весь изгибающий момент от килья. В этой схеме подкос является дополнительной опорой для переднего лонжерона, поэтому изгибающий момент по переднему лонжерону в зоне его стыка с фюзеляжем становится равным нулю, а в зоне подхода подкоса имеет максимум. Поэтому наибольшее сечение поясов лонжерона должно быть в точке его крепления к подкосу, после чего пояса лонжеронов можно постепенно уменьшать, оставляя только слабые полки для крепления к обшивке.

Стык килья с фюзеляжем в передней точке осуществляется через проушину, передающую только силу. При креплении заднего лонжерона в месте его стыка с подкосом можно использовать шарнирное соединение. Тогда задний лонжерон превращается в стенку и передает к месту стыка только силу. Если задний лонжерон способен передать изгибающий момент, то в зоне стыка возникает дополнительная составляющая момента M_2 (рис. 9.2, а), которую должна воспринять бортовая нервюра. Стыковые узлы килья и крыла и их проектирование было подробно рассмотрено в гл. 4.

Тяжелые самолеты в отдельных случаях имеют трехлонжеронный киль с большой хордой. При большой хорде носка килья бывает целесообразно устанавливать в передней части дополнительную стенку (рис. 9.2, з). К этой стенке носок крепится на анкерных гайках и в нем монтируется система противообледенения.

На некоторых скоростных самолетах встречается двухкилевая схема, при которой кили разнесены по отношению к фюзеляжу или расположены на концах крыла. Конструктивно-силовая схема килья при этом не меняется. На кильях, устанавливаемых на крыле, часто отказываются от рулей направления, а делают поворотную часть килья. В этом случае нижняя часть килья выполняется неподвижной, жестко связанной с крылом. Она состоит из двух или трех лонжеронов и нескольких нервюр.

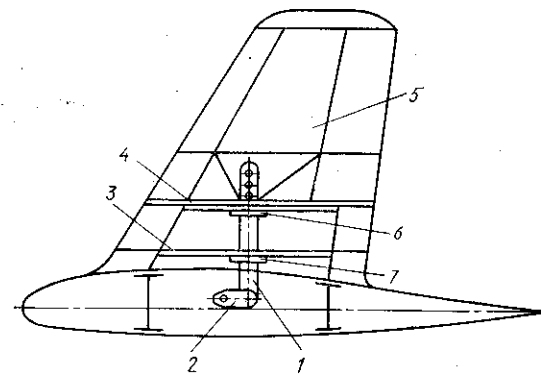


Рис. 9.3. Схема килья, установленного на крыле

При двухлонжеронной схеме (рис. 9.3) неподвижная часть килья может крепиться к крылу четырьмя узлами, закрепленными на поясах лонжеронов. Ответные узлы на крыле устанавливают поверх его обшивки и связывают с лонжеронами крыла и усиленными нервюрами при помощи специальных фитингов. В двух усиленных нервюрах 3, 4 запрессовываются подшипники 6, 7, в которых перемещается ось вращения 1 поворотной части килья. Ось управляется при помощи качалки 2, расположенной внутри крыла. В подвижной части килья жестко заделанная ось снимает с части все нагрузки, а именно — изгибающий момент, поперечную силу и крутящий (шарнирный) момент, так как на все эти нагрузки ось должна быть рассчитана. Опорные нервюры получают нагрузки от подшипников и, работая на изгиб и срез, передают их на два лонжерона и на обшивку. У борта неподвижной части килья эти нагрузки через стыковые узлы передаются на крыло и воспринимаются его силовыми элементами (лонжеронами и нервюрами). Подвижная часть килья 5 выполняется аналогично схеме цельноповоротного горизонтального оперения (ЦПГО) с заделанной в нем осью. Схемы ЦПГО будут рассмотрены в разд. 9.3, поэтому их силовой анализ пока не проводится.

На некоторых самолетах применяется разнесенное оперение с шайбами, определенная специфика приводит к ряду преимуществ. Наличие шайб на концах стабилизатора повышает его эффективность. Кили не попадают в поток заторможенного воздуха от фюзеляжа. Для нескоростных самолетов повышается эффективность килей за счет обтекания их струей воздуха от винтов двигателей и др.

Конструктивная силовая схема такого оперения (рис. 9.4) состоит из трапециевидного стабилизатора 2, закрепленного четырьмя узлами 3 на фюзеляже самолета. Стабилизатор двухлонжеронной схемы, на его концах установлены узлы 4 подвески килей 1. Все узлы выполнены в виде проушин, закрепленных на

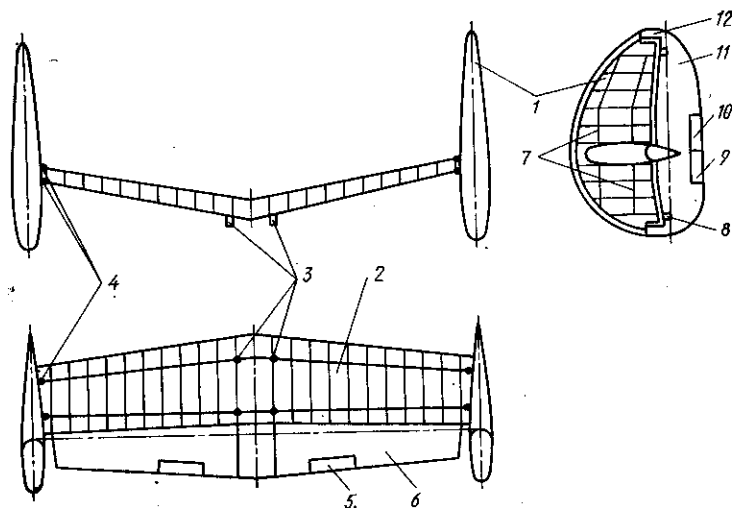


Рис. 9.4. Схема разнесенного оперения с шайбами

лонжеронах и нервюрах. Ответные узлы установлены на фюзеляже и на киле. Стабилизатор снабжен рулем высоты 6 и двумя триммерами 5. Кили двухлонжеронной конструкции 7 имеют эллиптическую форму. К килю на трех узлах 8 (два крайних и один средний) подвешивается руль направления 11. Конструкция руля одолонжеронная с двумя балансирами 12, выполненными в виде рога. На руле установлены триммер 10 и сервокомпенсатор 9.

9.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ РУЛЕЙ И ЭЛЕРОНОВ

Рули и элероны имеют однолонжеронную конструкцию, чаще без промежуточных стенок и стрингеров. Аэродинамический профиль рулей симметричен, что позволяет сохранить одинаковый характер аэродинамических нагрузок при отклонении рулей в разные стороны и, кроме того, обеспечивает меньшее сопротивление.

Воздушная нагрузка с обшивки передается на нервюры, упруго опертые на стенку лонжерона и обшивку. Нервюры, работая на изгиб, как балки на упругих опорах (рис. 9.5, а), передают нагрузку P_n на стенку лонжерона (опора D) и на обшивку (опоры A и B) в виде крутящего момента по рулю $M = P_n c$, где c — расстояние от центра давления до стенки лонжерона. Момент воспринимается на контуре обшивки потоком распределенных касательных сил $q_{кр}$. Лонжерон передает нагрузки с нервюр на узлы подвески (опоры 1, 2, 3), работая при этом на изгиб и срез (рис. 9.5, б). Для многоопорного неразрезного руля определение опорных реакций можно проводить по уравнению трех мо-

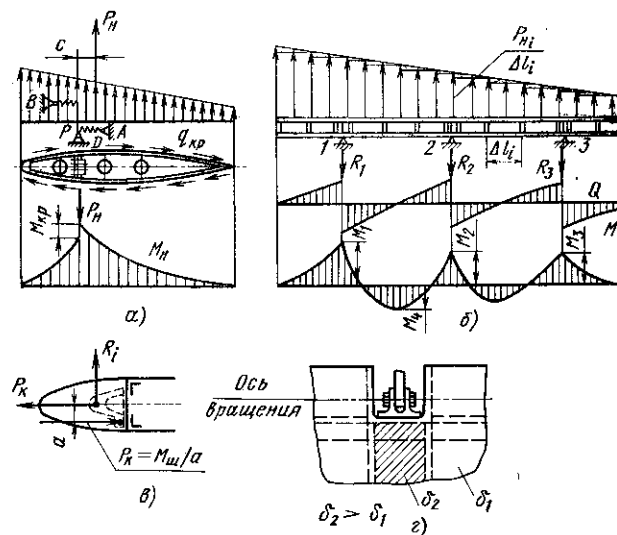


Рис. 9.5. Схемы распределений усилий по рулю:

а — нагрузки на нервюру руля; б — нагрузки на стенку руля; в — подход качалки управления; г — усиление в зоне выреза

ментов, пренебрегая для проекторочного расчета упругостью опор и переменной жесткостью на изгиб лонжерона. Уравнение запишется в виде

$$M_1 l_1 + 2M_2(l_1 + l_2) + M_3 l_2 = -0,25(q_1 l_1^3 + q_2 l_2^3),$$

где M_1, M_2, M_3 — изгибающие моменты по узлам 1, 2, 3; q_1, q_2 — средние распределенные нагрузки на участках 1—2 и 2—3; l_1 и l_2 — длины пролетов между узлами.

Пояс лонжерона руля обычно выполняют постоянного сечения по размаху. Расчетным для пояса будет осевое усилие, определяемое как

$$M_{\max} = (M/h)_{\max},$$

где M — изгибающий момент в сечении; h — расстояние между центрами масс поясов. Определяющим в этом выражении будет момент, так как высота меняется незначительно. Если этот момент намного превосходит моменты в других сечениях, то подобранный по нему пояс по размаху недоиспользуется, и, следовательно, в конструкцию будет заложена лишняя масса. Поэтому желательно подобрать расстояние между опорами при условии, чтобы по всем сечениям $M_{\max}/h_i = \text{const}$.

Чтобы избежать заклинивания рулей, а также для повышения надежности системы целесообразно разделять длинные рули на ряд двухопорных секций с отдельным приводом каждой из них.

Тяга управления рулем подводится к «кабанчику» — кронштейну, установленному на лонжероне и силовой нервюре руля.

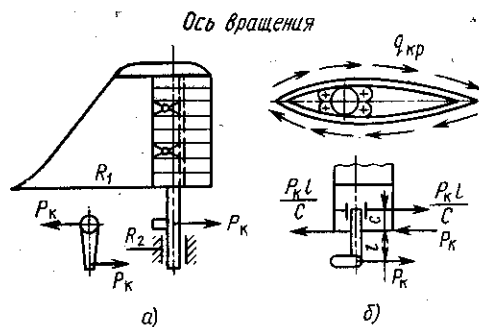


Рис. 9.6. Схема подвода качалки управления к рулю направления:

а — конец трубы опирается в фюзеляж; б — труба без опоры

Силовая нервюра воспринимает распределенные усилия от крутящего момента, действующего на руль, и, работая на изгиб в своей плоскости, передает его в виде пары сил

на две опоры — узел подвески руля и тягу управления, подведенную к «кабанчику» (рис. 9.5, в). При этом $P_k = M_{ш}/a$, где P_k — усилие по тяге управления и на опоре подвески руля; $M_{ш} \approx M_{кр}$ — шарнирный момент руля. При проектировании узлов подвески руля необходимо учитывать составляющую P_k , которую они должны воспринять одновременно с реакциями R_i .

Для руля направления чаще применяется другая система подвода. Тяга управления в этом случае подводится к качалке, установленной на трубе, закрепленной на нервюре (или нервюрах) в нижней части руля и опирающейся на подпятник, закрепленный в фюзеляже (рис. 9.6, а). Труба воспринимает от нервюры крутящий момент и передает его на привод руля, работая при этом на кручение и изгиб от силы P_k как балка на двух опорах.

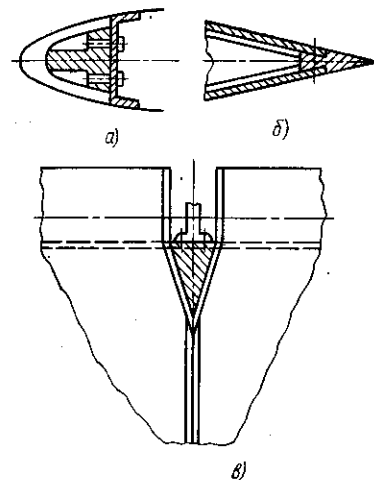
На схемах некоторых легких самолетов из компоновочных соображений отсутствует опора крепления трубы в фюзеляже (рис. 9.6, б). В этом случае к бортовой нервюре руля приходит изгибающий момент $M = P_k l$, который будет стремиться вывернуть бортовую нервюру из плоскости. Чтобы этого не произошло, необходимо продлить трубу до следующей нервюры с тем, чтобы создать ей вторую опору. Тогда обе нервюры от изгиба будут нагружаться в своей плоскости нагрузками, равными $P_k l/c$, где c — расстояние между нервюрами. Заделку трубы в этом случае можно осуществлять в нижней нервюре, снимая с нее на трубу крутящий момент, а во второй нервюре можно обойтись одним подпятником, установленным в стенке нервюры и воспринимающим только силу.

Подобную схему применяют в некоторых схемах горизонтального оперения, чтобы осуществить общий привод двух половин руля. Для этого в обе половины руля заделывают по трубе, объединяя их в центре фюзеляжа одной качалкой привода.

При конструировании рулей и элеронов во избежание рулевого флаттера необходимо центровать руль так, чтобы его центр масс совпадал с осью вращения. Обычно для этого приходится утяжелять носовую часть, располагая груз в носке руля (рис. 9.7, а). При этом масса конструкции увеличится.

Рис. 9.7. Примеры конструктивных решений узлов рулей:

а — закрепление груза в носке; б — концевой стрингер; в — усиление в зоне выреза под узел подвески



Чтобы избежать увеличения дополнительной массы от балансира, можно предусмотреть весовую балансировку руля в процессе его конструирования, добиваясь, чтобы центр масс лежал на его оси вращения. Такого конструктивного решения можно достичь или путем значительного облегчения хвостовой части руля, применяя в его конструкции пенопласт и соты (рис. 9.8, а), или образуя замкнутый контур в виде стального носка, передающего и воспринимающего все основные нагрузки (рис. 9.8, б), при этом основной силовой контур должен находиться впереди оси вращения.

В первом случае носок контура прорезается в месте постановки узлов подвески (см. рис. 9.5, г), по границам выреза устанавливаются усиленные нервюры, обшивка уменьшенного контура δ_2 увеличивается по толщине (как показано заштрихованной площадью). У тяжелых самолетов, имеющих большие рули, часто не увеличивают всю обшивку, а ограничиваются постановкой в зоне выреза двух косых нервюр, образующих треугольник, в котором увеличивают толщину обшивки (рис. 9.7, в).

Во втором случае прорезать носок нельзя, так как он работает на все виды нагрузки, и требуется постановка боковых опор на крайних нервюрах руля (рис. 9.8, в и г). Опоры выполняются

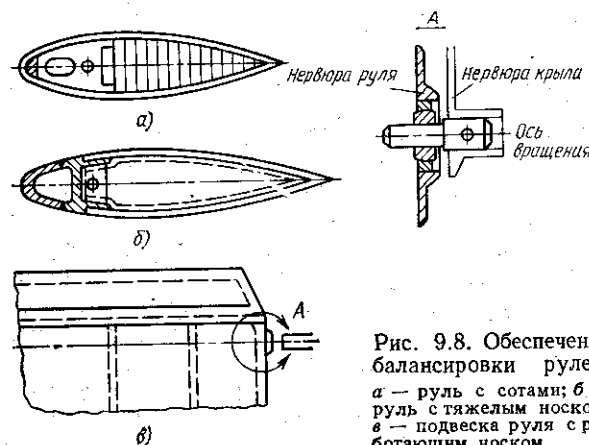


Рис. 9.8. Обеспечение балансировки рулей: а — руль с сотами; б — руль с тяжелым носком; в — подвеска руля с работающим носком

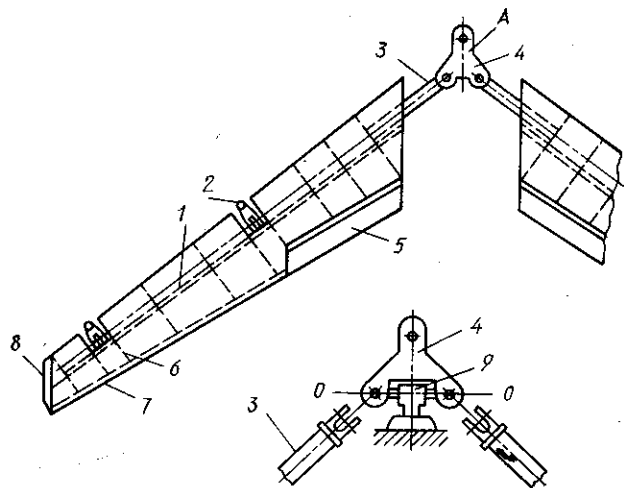


Рис. 9.9. Стреловидный руль высоты

в виде подшипника, смонтированного в нервюре стабилизатора или руля, и штыря (оси), установленного на нервюре руля (или стабилизатора) и входящего при сборке во внутреннее кольцо подшипника. Для этого руль должен быть сконструирован так, чтобы с обеих его сторон имелись нервюры стабилизатора.

При сборке руля обшивка носка формируется отдельно и крепится к лонжерону. От носка до конца профиля руля обшивку приклепывают накатом. В качестве законцовки, на которой сходятся верхний и нижний листы обшивки, используются специальные стрингеры (см. рис. 9.7, б), повышающие жесткость конца руля.

На рис. 9.9 приведена конструкция руля высоты стреловидного оперения с общим приводом двух половин руля.

Основными элементами руля являются лонжерон 1 швеллерной конструкции, состоящий из двух поясов из прессованных профилей и стенки, усиленной стойками; нервюр (в том числе нервюры 6, окантовывающие вырезы под узлы подвески руля, и бортовая — усиленные); законцовочного профиля — стрингера 7; законцовки 8. Трубы 3 привода руля, вмонтированные в обе половины руля и закрепленные на двух нервюрах, шарнирный момент воспринимают с бортовых нервюр. Трубы крепятся в качалке 4 при помощи карданного соединения, которое осуществляется следующим образом. Вертикальные проушины труб крепятся шпильками к сухарю, входящему в горизонтальные проушины качалки, и закрепляются к ним вертикальными болтами. Внутри сухаря запрессованы подшипники, чтобы уменьшить трение соединения. Качалка 4 вращается относительно оси $O-O$ на осях поддерживающей детали 9, установленной на шпангоуте фюзеляжа (или на лонжероне киль). К свободной проушине качалки крепится тяга

привода. Руль подвешен к стабилизатору на двух узлах 2, имеющих промежуточную серьгу, установленных на лонжероне руля. На обеих половинах руля с помощью шомпольного соединения подвешены триммеры 5. Такое решение привода рулей высоты чаще используется при стабилизаторе, установленном на киле, но при относительно узком фюзеляже, где не требуется слишком большой длины труб, оно также может быть применено. При стреловидных рулях обе трубы соединяются обычной качалкой, к которой подводится тяга управления. С точки зрения надежности и живучести выгоднее, когда привод подводится отдельно к каждому рулю.

9.3. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕЛЬНОПОВОРОТНОГО ОПЕРЕНИЯ

К цельноповоротному оперению относятся как киль, так и стабилизатор. При этом цельноповоротные кили применяются значительно реже, чем стабилизаторы, и их конструктивно-силовая схема принципиально ничем не отличается от схемы стабилизатора.

Конструктивно-силовая схема ЦПО в значительной степени зависит от положения и способа установки оси вращения, что в первую очередь определяется компоновкой фюзеляжа, его свободными объемами и стремлением уменьшить шарнирный момент ($M_{ш}$) стабилизатора с целью облегчения исполнительного механизма привода управления. Все имеющиеся конструктивно-силовые схемы ЦПО можно практически свести к двум основным вариантам (рис. 9.10).

В варианте I ось жестко заделана в стабилизаторе и как бы является его продолжением. Ось опирается на подшипники, смонтированные в силовые шпангоуты фюзеляжа. Для прохождения оси в фюзеляже требуются соответствующие свободные объемы. Привод стабилизатора осуществляется от качалки, закрепленной на оси, или на бортовой нервюре стабилизатора.

В варианте II ось заделана в фюзеляже. Подшипники устанавливаются в стабилизаторе. Качалка привода управления закрепляется на бортовой нервюре.

Рассмотрим распределение нагрузок между осью и стабилизатором в вариантах I и II. Для упрощения распределенную нагрузку заменяем равнодействующей силой $Y_{г.о.}$, приложенной в центре давления стабилизатора. Схема нагружения оси и стабилизатора в варианте I может быть представлена как балка на двух опорах (рис. 9.11), которыми являются подшипники, распо-

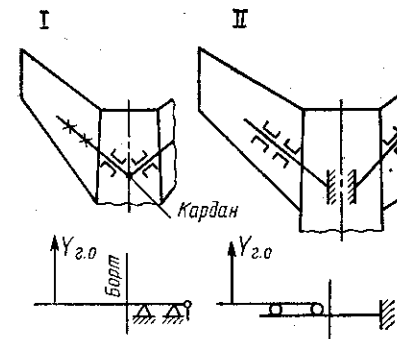


Рис. 9.10. Схемы ЦПО

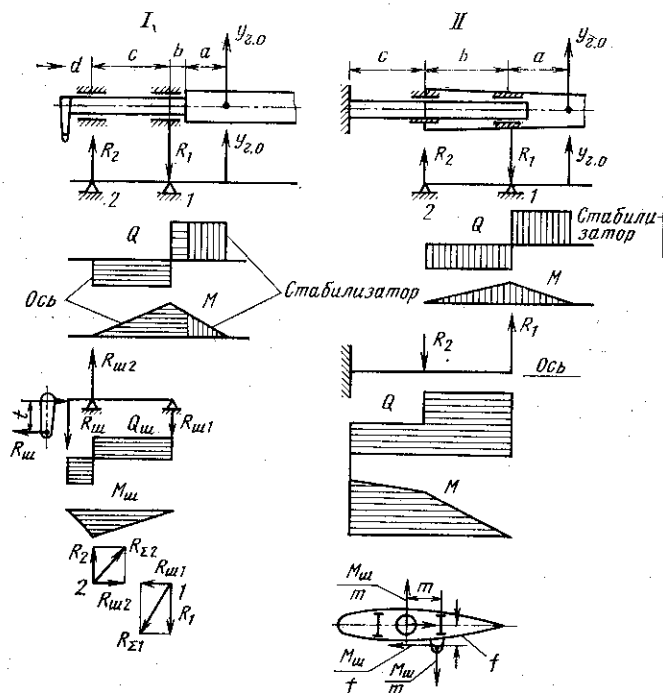


Рис. 9.11. Распределение нагрузок между стабилизатором и осью

женные в фюзеляже. Опорные реакции (радиальные нагрузки на подшипники) определяются выражениями:

$$R_1 = -(Y_{г.о} + R_2); \quad R_2 = \frac{Y_{г.о}(a+b)}{c}.$$

От шарнирного момента, передаваемого установленной на оси качалкой, ось догружается силой $P_{ш} = M_{ш}/f$. Реакции в опорах от действия этой силы дают дополнительную нагрузку на подшипники $R_{ш1}$ и $R_{ш2}$ и догружают ось изгибом и срезом в горизонтальной плоскости.

Подшипники надо выбирать на суммарную нагрузку, т. е.

$$\bar{R}_{\Sigma 1} = \bar{R}_1 + \bar{R}_{ш1}; \quad \bar{R}_{\Sigma 2} = \bar{R}_2 + \bar{R}_{ш2}.$$

Если качалка расположена на бортовой нервюре, то ось догружается через бортовую нервюру силой $P_{ш} = M_{ш}/m$, где m — расстояние от качалки до центра оси. В этом случае ось догружается перерезающей силой $P'_{ш}$, начиная от борта до первого подшипника, и силой $(P'_{ш}b)/c$ между подшипниками, а также моментом у первого подшипника $\Delta M = P'_{ш}b$. Реакции на подшипники в этом случае догружаются силами $R'_{ш2} = \frac{P'_{ш}b}{c}$ и $R_{ш1} = -(P'_{ш} +$

$+\frac{P'_{ш}b}{c}$). Эти дополнительные реакции могут догружать или разгружать подшипники в зависимости от знака шарнирного момента. При выборе подшипников их надо учитывать.

Опасным сечением при расчете на прочность оси будет сечение у первого подшипника, где на ось действуют перерезывающая сила $Q = Y_{г.о}$ или во втором случае $Q = Y_{г.о} + P'_{ш}$; изгибающий момент $M = Y_{г.о}(a+b)$ или $M + \Delta M$; крутящий момент $M_{кр} = Y_{г.о}e$, где e — расстояние от центра давления до оси вращения. Сечение оси подбирается от действия полной нагрузки по выражению

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \approx \sigma_0.$$

Для уменьшения потребного несущего сечения оси надо стремиться устанавливать первый подшипник как можно ближе к борту стабилизатора, уменьшая расстояние b , а следовательно, и изгибающий момент, действующий на ось. С этой целью шпангоут, в котором устанавливается первый подшипник, выполняют с клыком, заходящим в тело стабилизатора. В конце клыка запрессовывается подшипник. Такое решение позволяет свести к нулю размер « b » и облегчить ось.

Так как по всей длине от бортовой нервюры до качалки привода стабилизатора ось работает на кручение, то ее приходится выполнять большого диаметра. Это вызвано не столько условиями прочности, сколько условиями жесткости. Уменьшение диаметра оси, работающей на кручение, может привести к увеличению углов ее закручивания, что неблагоприятно скажется на деформациях системы управления (появится как бы дополнительный люфт в системе управления). Для облегчения оси качалку следует располагать ближе к борту стабилизатора или, что самое выгодное, на бортовой нервюре, полностью разгружая ось от кручения. При этом, помимо выигрыша в массе оси, можно получить еще дополнительный выигрыш за счет уменьшения диаметра подшипника в опоре 2. В случае оси, работающей на кручение, при сравнительно небольшой радиальной нагрузке, из-за большого диаметра оси диаметр подшипника приходилось брать излишне большим. В этом случае ось получается конической.

При проектировании оси необходимо учитывать посадочные места под подшипники. Внешние обоймы подшипников запрессовываются в усиленных шпангоутах, на оси по внутренней обойме берется посадка $h8$. Для предотвращения смещения стабилизатора в продольном направлении в одной из опор необходимо ставить радиально-упорные подшипники или роликовые сферические подшипники, воспринимающие осевые усилия.

Из соображения надежности и живучести рекомендуется иметь отдельные приводы управления для каждой консоли стабилизатора, что обычно и выполняется. Но в отдельных случаях, если

ось стабилизатора расположена перпендикулярно оси фюзеляжа, может быть целесообразно продлить ось стабилизатора на всю ширину фюзеляжа с установкой всего двух опор (подшипников) в шпангоуте по бортам фюзеляжа. Привод в данном случае будет один общий на обе консоли. Такое решение позволяет получить экономию в массе за счет уменьшения числа опор с четырех до двух и облегчения шпангоута, так как изгибающий момент двух консолей замыкается на оси внутри фюзеляжа.

В силовой схеме варианта II (см. рис. 9.11) стабилизатор устанавливается на подшипниках как на двух опорах. Ось, заделанная в фюзеляже, нагружается через подшипники нагрузками

$$R_2 = Y_{г.о} \frac{a}{b} \text{ и } R_1 = -(Y_{г.о} + R_2).$$

Кроме того, ось догружается реакцией от шарнирного момента. В зависимости от способа подхода тяги к качалке управления,

$$R_{ш} = \frac{M_{ш}}{f} \text{ или } R_{ш} = \frac{M_{ш}}{m}.$$

Реакция, догружающая подшипники, передаваясь на ось, вызывает действующие на ось дополнительные перерезывающую силу и изгибающий момент.

Расчетным сечением для оси является место заделки ее в фюзеляже с нагрузками:

$$Q = Y_{г.о}; \quad M = Y_{г.о}(a + b + c);$$

$$Q_{ш} = \frac{M_{ш}}{f} \text{ или } Q_{ш} = \frac{M_{ш}}{m},$$

где $M_{ш} = Q_{ш}c$ (если вся реакция $R_{ш}$ приходится на второй подшипник).

Эпюры моментов и перерезывающих сил по оси и стабилизатору приведены на рис. 9.11.

При выборе расстояния b между подшипниками следует руководствоваться следующими соображениями.

1. Изгибающий момент у бортовой нервюры $M_2 = Y_{г.о}(a + b)$ вне зависимости от того, передается ли он стабилизатором (т. е. подшипники отсутствуют) или осью. При наличии подшипников большая часть момента в корневом сечении будет передаваться не конструктивными элементами стабилизатора, а осью (см. рис. 9.11). Очевидно, что момент инерции сечения трубы (оси) значительно ниже момента инерции сечения стабилизатора, сконструированного с массами, далеко разнесенными от нейтральной оси, что является оптимальным для восприятия изгибающего момента. Следовательно, потребная масса оси для восприятия изгибающего момента будет больше. Кроме того, из конструктивных соображений и условий жесткости нельзя свести к нулю площади сечения элементов стабилизатора, полностью разгруженных от

изгиба у борта. Это также увеличивает суммарную массу конструкции. Следовательно, выгодно дольше использовать стабилизатор для восприятия изгиба, выполняя ось короче с минимальным разнесом подшипников (размер b_{\min}).

2. Как было приведено выше, реакция второго подшипника $R_2 = Y_{г.о}ab$, а так как $a + b = \text{const}$, то чем меньше расстояние b , тем больше расстояние a и реакции R_2 и $R_1 = -(R_2 + Y_{г.о})$. Поэтому с уменьшением размера b величина реакций возрастает, также увеличивается перерезывающая сила, действующая на ось, увеличиваются потребные ее габариты и размеры подшипников. Отсюда можно прийти к выводу, что при заданной строительной высоте стабилизатора минимальный размер b между подшипниками будет определяться из условия возможности установки подшипников в заданном обводе стабилизатора.

При заделке оси в фюзеляже надо учитывать, что изгибающий момент, действующий на ось, подходит под углом к борту фюзеляжа. Для его восприятия заделку оси в фюзеляже надо разнести или в виде двух опор на двух шпангоутах фюзеляжа с удлинением оси, или, если объем фюзеляжа занят, проектировать ось с изломом вдоль борта (рис. 9.12). При первом способе заделки изгибающий момент передается в виде пары сил в точках A и B . Наибольшая нагрузка на ось при этом будет в сечении около опоры A , она равна моменту $M = Y_{г.о}(a + b + c)$ и перерезывающей силе $Q = Y_{г.о}$, к этим величинам еще могут добавиться составляющие $P_{ш}$ и момент ΔM от восприятия шарнирного момента. К опоре B изгибающий момент, действующий на ось, становится равным нулю, в связи с этим сечение оси от точки A к точке B можно постепенно уменьшать. Наибольшее усилие, передаваемое опорой A , определяется выражением $R_A = -(Y_{г.о} + R_B)$. В опоре B усилие $R_B = \frac{Y_{г.о}(a + b + c)}{l}$, где l — расстояние между опорами A и B .

При втором способе заделки оси в точке A на шпангоут должен быть передан момент M_1 , поэтому узел A необходимо выполнить с двумя проушинами, как показано на рис. 9.12. Часть оси после излома должна передать на шпангоуты в точках A и B пару сил:

$$R_A = R_B = \frac{M_2}{l}.$$

Конец излома оси крепится к следующему шпангоуту фюзеляжа шарнирно (узел B), и в нем может быть поставлен подшипник, воспринимающий только радиальную нагрузку.

Выбор положения оси вращения по хорде в обоих вариантах обуславливается:

а) стремлением к уменьшению шарнирного момента с целью облегчения силового привода системы управления. Установлено, что с учетом дозвукового ($x_{д.д} = 0,25b_{ср}$) и сверхзвукового

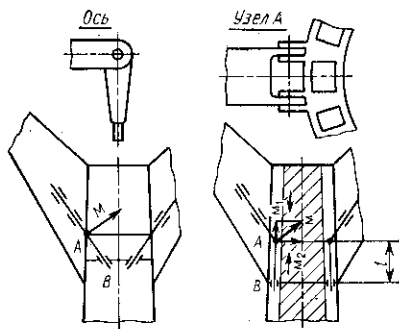


Рис. 9.12. Заделка оси в фюзеляже

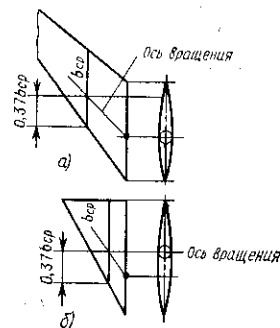


Рис. 9.13. Положение оси вращения стабилизатора:
а — стреловидного; б — треугольного

($x_{ц.д} = 0,5b_{ср}$) режимов полета наивыгоднейшее положение оси вращения соответствует $x_{о.в} = 0,37 \dots 0,4b_{ср}$, где $b_{ср}$ — средняя хорда стабилизатора; $x_{о.в}$ — координата оси вращения относительно передней кромки стабилизатора; $x_{ц.д}$ — координата центра давления стабилизатора;

б) использованием максимальной строительной высоты оперения с тем, чтобы ось (для схемы I) (см. рис. 9.12) и подшипник и ось (для схемы II) могли вписаться в обводы стабилизатора при наибольшем значении их параметров. С учетом этих соображений для стреловидного при виде в плане стабилизатора выгоднее будет наклонная ось вращения (рис. 9.13, а), проходящая по постоянному проценту хорд, соответствующему $0,37b_{ср}$. Для треугольного и трапециевидного оперения выгоднее располагать ось перпендикулярно к оси фюзеляжа, так, чтобы она пересекала среднюю хорду стабилизатора на координате $0,37b_{ср}$ (рис. 9.13, б).

Рассмотрим некоторые конструктивно-силовые схемы ЦПО первого и второго вариантов и проанализируем работу элементов конструкции.

В качестве примера простейшей конструктивно-силовой схемы стабилизатора, выполненного по варианту I, может быть рассмотрена схема, приведенная на рис. 9.14. Стабилизатор состоит из двух слабых лонжеронов или стенок 1—5 и 2—6, усиленных нервюр 1—2, 1—4 и 2—3, окантовывающих корневой треугольник, обшивки, часто подкрепленной стрингерами, и системы нормальных нервюр. По размаху стабилизатора, на одном проценте хорд с осью вращения, к обшивке крепятся мощные накладные типа поясов лонжеронов, переходящие в концевых сечениях в стрингеры. Между верхней и нижней накладками заводится ось (рис. 9.14) вращения и крепится к ним тремя вертикальными болтами. Для передачи на ось перерезывающей силы Q используется горизонтальный болт 3—4, соединяющий ось с нервюрами 2—3 и 1—4 (рис. 9.14). Изгибающий момент передается

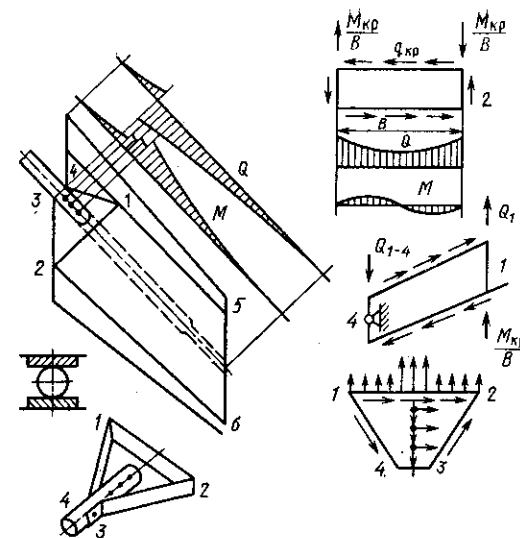


Рис. 9.14. Схема и нагружение стабилизатора (вариант I)

на ось вертикальными болтами. Эпюры перерезывающих сил Q и изгибающих моментов M приведены там же на рисунке. Скачки на эпюре моментов соответствуют доли изгиба, переходящей через болты со стабилизатора на ось. Консоль стабилизатора до нервюры 1—2 работает по обычной схеме. Перерезывающая сила воспринимается стенками пропорционально их жесткости на изгиб, крутящий момент — замкнутым контуром, образованным обшивкой и стенками. Изгибающий момент воспринимается осевыми усилиями в панелях (основную часть усилия изгиба воспринимают накладные типа поясов). Все эти усилия стекаются к корневой части стабилизатора.

При рассмотрении работы корневой части необходимо учитывать, что система статически неопределима. Поэтому усилия с элементов стабилизатора в сечении 1—2 могут быть переданы на ось различными путями, в значительной степени зависящими от жесткости передающих силовых элементов. Например, крутящий момент, уравновешенный распределенными касательными усилиями в сечении у нервюры 1—2, может быть передан изгибом нервюр 1—4 и 2—3, а также сдвигом замкнутого контура между нервюрами. Допускаем, что крутящий момент передается изгибом нервюр. Тогда нервюра 1—2 собирает с контура распределенные усилия $q_{кр} = M_{кр}/2\omega$, где ω — площадь контура нервюры, и в виде реакций $M_{кр}/B$ передает момент парой сил на узлы 1 и 2 крепления нервюр 1—4 и 2—3.

Нервюра 1—2 работает при этом на изгиб и срез. Нервюры 1—4 и 2—3 помимо усилий $M_{кр}/B$ в точках 1 и 2 загружаются поперечными силами от стенок, равными Q_1 и Q_2 . В точках 3 и 4

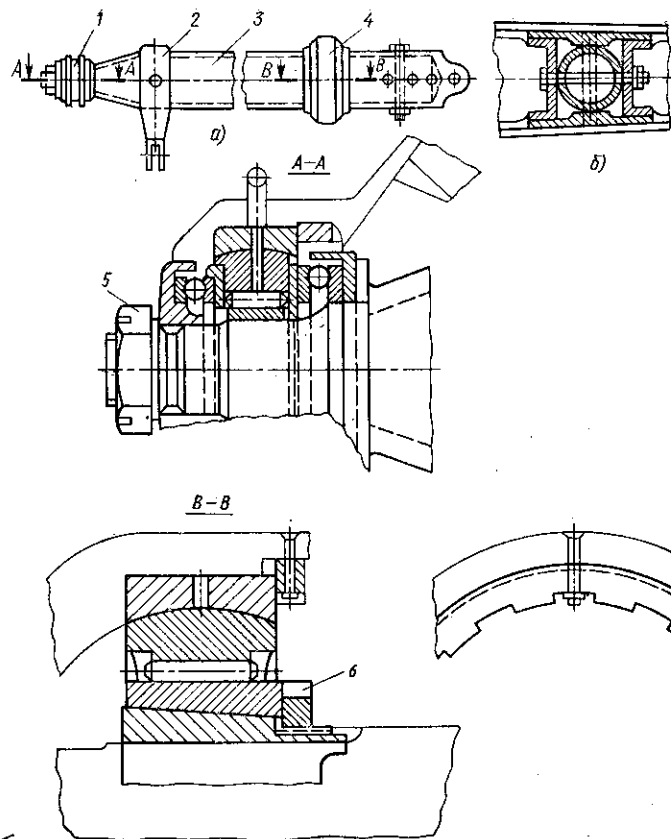


Рис. 9.15. Схема установки оси вращения стабилизатора (вариант I)

вертикальные реакции нервюр передаются на горизонтальный болт, соединяющий их с осью. Изгибающий момент с поясов нервюр в виде распределенных усилий передается на обшивку и по ней — к вертикальным болтам. Панель обшивки в корневом треугольнике работает на растяжение или сжатие и сдвиг, опорами панели являются вертикальные болты. Усилие среза каждого вертикального болта можно при проектировочном расчете определить как

$$\bar{P}_B = \bar{P}_H + \bar{P}_{кр}; \quad P_{кр} = \frac{M_{кр}}{dn}; \quad P_H = \frac{M}{dn},$$

где P_B — усилие на одну плоскость среза болта; P_H — усилие от изгиба; $P_{кр}$ — усилие от кручения; d — диаметр оси (расстояние между плоскостями среза болтов); n — число болтов.

При этом для проектировочного расчета следует считать, что все болты принимают поровну одну треть наибольшего изгибающего и крутящего моментов.

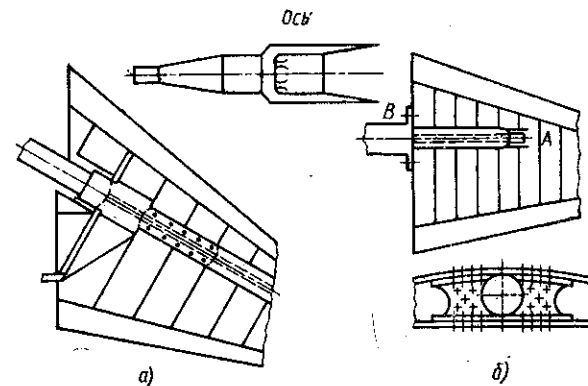


Рис. 9.16. Возможные схемы стабилизатора (вариант I):
а — стреловидного; б — трапецевидного

Ось 3 (рис. 9.15, а) вращается в подшипниках (1 и 4), запрессованных в шпангоутах фюзеляжа. Качалка привода стабилизатора 2 установлена на оси. Подшипник 1 — радиально-упорный, подшипник 4 — игольчатый. Для устранения продольных люфтов на конце оси имеется гайка 5, а для устранения радиальных люфтов игольчатый подшипник 1 посажен на разрезную конусную втулку, которая затягивается специальной гайкой 6.

На рис. 9.16, а приведена еще одна конструктивная схема стабилизатора варианта I с осью, полностью разгруженной от кручения. Стабилизатор имеет однолонжеронную конструкцию с двумя слабыми стенками. Ось выполнена заодно с мощным переходным элементом, конструктивно подобным лонжерону. Этот элемент заводится поясами на пояса лонжеронов, а стенкой связан со стенкой лонжерона. По мере того, как пояса лонжеронов передают через болты осевые нагрузки на элемент оси, их высота уменьшается. В то же время пояса элемента оси постепенно увеличиваются по высоте. В результате такого конструктивного решения ось как бы является продолжением лонжерона, и все силы, как перерезывающие, так и осевые, через болты крепления постепенно передаются на ось, которая несет их дальше к подшипникам фюзеляжа.

Для разгрузки оси первый подшипник фюзеляжа, установленный на клык шпангоута, входит внутрь стабилизатора вплоть до окончания круглой части оси. Ось полностью разгружена от кручения, поскольку качалка привода стабилизатора установлена на его усиленной нервюре. Нервюра снимает поток касательных сил с обшивки и трансформирует его в пару сил, одна из которых идет по качалке к приводу, а вторая догружает ось в месте ее крепления с усиленной нервюрой. Последняя при этом работает на срез и изгиб, опираясь на ось и на качалку. Перерезывающая сила со стенок через нервюры также передается на ось в зоне их крепления.

Схема, приведенная на рис. 9.16, несмотря на технологические затруднения при изготовлении оси, имеет ряд преимуществ перед предыдущей (см. рис. 9.15), а именно:

более короткий путь восприятия действующих сил, что требует меньшей массы конструкции для их передачи;

большая надежность конструкции крепления оси к стабилизатору;

разгрузка оси от кручения, что позволяет облегчить саму ось и уменьшить размеры второго, менее нагруженного, подшипника, расположенного в фюзеляже.

На рис. 9.16, б приведена еще одна конструктивно-силовая схема стабилизатора, выполненного по варианту I, применение которой может быть целесообразно при оси, установленной перпендикулярно к вертикальной плоскости фюзеляжа. Такое расположение оси обычно применяется для треугольного и трапециевидного при виде в плане стабилизаторов. Для лучшего восприятия (с меньшей массой) изгибающего момента ось в пределах стабилизатора выполняется в виде подкоса двутаврового сечения. Ось опирается в точке А на подпятник-подшипник, установленный в силовой нервюре. Благодаря такому конструктивному решению ось воспринимает только силу и не работает на кручение, что могло иметь место при жестком ее закреплении.

Как известно, тавровое сечение нецелесообразно загружать крутящим моментом. Силовая нервюра в данном случае является опорой для двух лонжеронов, снимая с них нагрузки и передавая их в точку А. Лонжероны в этом случае работают как балки на двух опорах, которыми являются усиленная и бортовая нервюры. У борта стабилизатора ось переходит в круглое сечение и жестко соединяется с бортовой нервюрой. Реакции опор лонжерона передаются на ось в точке А и бортовой нервюрой, точка В. Крутящий момент со стабилизатора собирается также бортовой нервюрой и фитингом передается на ось (точка В).

Если точка А не лежит в центре жесткости сечения, то на обшивку после силовой нервюры действует дополнительный крутящий момент ΔM , вызванный неуровновешенностью моментов от реакций переднего и заднего лонжеронов относительно точки А. Этот дополнительный момент надо учитывать при расчете на прочность обшивки.

В качестве примера конструктивно-силовой схемы стабилизатора, выполненного по варианту II, рассмотрим приведенную на рис. 9.17 двухлонжеронную конструкцию. Стабилизатор состоит из лонжеронов 1—8 и 3—7, силовых нервюр 1—3 и 4—6, системы нормальных нервюр и обшивки, подкрепленной стрингерами. В точках 2 и 5 стабилизатор запрессованными в нервюрах подшипниками опирается на ось, жестко закрепленную в фюзеляже. В узле 3 подводится тяга управления. Лонжероны стабилизатора работают как балки на двух опорах, которыми являются нервюры 1—3 и 4—6. Опорные реакции R_1 , R_6 , R_3 и R_4 являются нагруз-

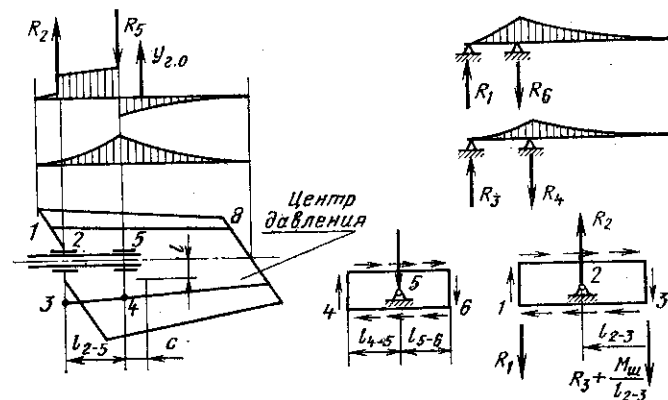


Рис. 9.17. Схема и нагружение стабилизатора (вариант II)

ками для нервюр. Эпюры изгибающих моментов по лонжеронам приведены на рисунке. Так как изгибающие моменты лонжеронов у бортовой нервюры становятся равными нулю, то и сечения их поясов, начиная от нервюры 4—6, можно постепенно сводить на нет. Эпюры перерезывающих сил и изгибающих моментов, действующих по стабилизатору, приведены на рисунке. Правее нервюры 4—6 консоль стабилизатора работает как обычная двухлонжеронная конструкция. Нагрузка между лонжеронами распределяется пропорционально их изгибным жесткостям.

Нервюра 4—6 нагружается силами R_4 и R_6 . Опорами нервюры являются подшипник 5 и обшивка. Уравновешивается нервюра реакцией $R_5 = R_4 + R_6$ и потоком распределенных касательных сил Δq , определяемым выражением:

$$\Delta q = \frac{\Delta M}{2\omega} = \frac{R_6 l_{5-6} - R_4 l_{4-5}}{2\omega},$$

где ω — площадь контура нервюры.

Если ось стабилизатора совпадает с его центром жесткости, то

$$\Delta q = 0.$$

Нервюра 1—3 нагружается силами R_1 и R_3 и потоком распределенных касательных сил от обшивки, равным $q_{кр} + \Delta q$, где $q_{кр} = M_{кр}/(2\omega)$. Уравновешивается нервюра реакцией подшипника R_2 и усилием по тяге управления, равным $M_{ш}/l_{2-3}$. Обшивка стабилизатора правее нервюры 4—6 работает на сдвиг от действия крутящего момента $M_{кр}$ с распределенными усилиями $q_{кр} = M_{кр}/(2\omega)$. На участке левее нервюры 4—6 обшивка догружается потоком Δq .

Выбор расстояния между подшипниками был рассмотрен ранее при анализе стабилизатора схемы II. Кроме радиальной нагрузки подшипники должны обеспечить восприятие незначительной осе-

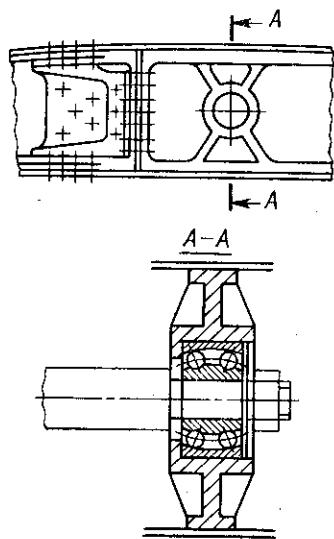


Рис. 9.18. Схема опорной нервюры стабилизатора (вариант II)

вой нагрузки, для этого в одной из опор необходимо установить радиально-упорные или роликовые сферические подшипники. Так как ось у опоры 2 имеет наибольший диаметр, то вписать в обвод радиальный подшипник затруднительно. Поэтому в этой опоре чаще применяется игольчатый подшипник.

Наибольшая реакция приходится на опору 5. Передается она по нервюре 4—6, работающей при этом на срез и изгиб. Для облегчения нервюры желательно передний лонжерон располагать ближе к оси вращения, при большой хорде оперения вводить вдоль оси вращения между

точками 5 и 4 еще дополнительную стенку — опору для нервюры. Нервюру следует выполнять в виде мощной штампованной конструкции с выштампованной втулкой для запрессовки подшипника 5 (рис. 9.18). Поскольку подшипник воспринимает как радиальные, так и осевые усилия, то это надо учитывать при его установке и фиксации во втулке. На рисунке приведен роликовый сферический подшипник. Внешнее кольцо подшипника зажато разжимным кольцом. Внутреннее кольцо зажимается шайбой с гайкой. Игольчатый подшипник в опоре 2 (см. рис. 9.17) в осевом направлении жестко не фиксируется. Это дает возможность некоторого осевого смещения оси при деформациях стабилизатора.

9.4. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ И УСТАНОВКА ПЕРЕСТАВНОГО ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ОПЕРЕНИЯ

Переставной стабилизатор устанавливается на тяжелых пассажирских и транспортных самолетах для обеспечения их балансировки на взлетно-посадочных режимах. На таких самолетах чаще применяется Т-образное оперение, т. е. стабилизатор устанавливается в верхней части киля.

Из применяемых конструктивно-силовых схем стабилизатора можно остановиться на схемах, приведенных на рис. 9.19, а, б. Схема, приведенная на рис. 9.19, а, выполнена в виде кессонной конструкции с прямоугольным центропланом. На рисунке изображена только поворотная часть стабилизатора. Поскольку изгибающий момент, действующий на консоли стабилизатора, замыкается на его центроплане и не передается на киль (кроме случая

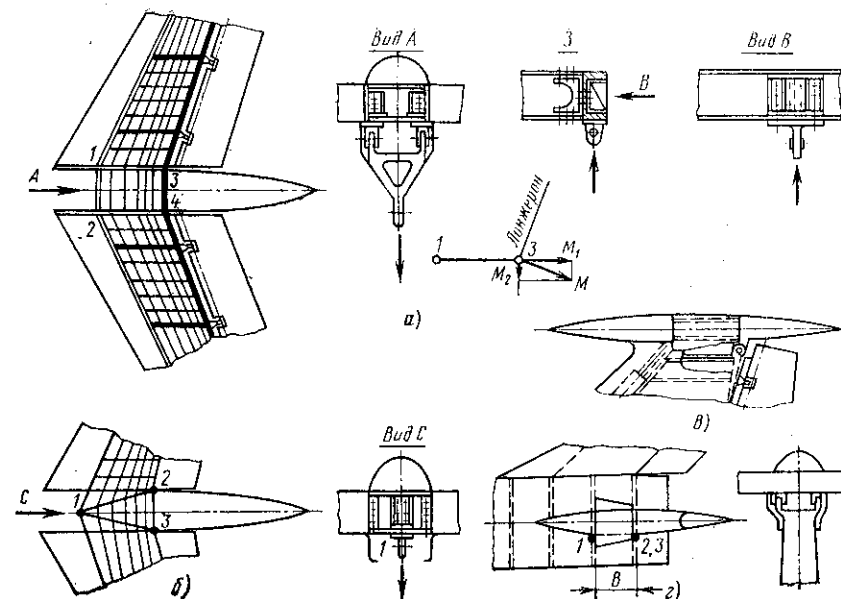


Рис. 9.19. Конструктивно-силовые схемы переставного стабилизатора:

а — с прямоугольным центропланом (четыре точки подвески); б — с тремя точками подвески; в — крепление стабилизатора к килю; г — установка стабилизатора на фюзеляже

разной нагрузки на консоли), то целесообразно, чтобы он воспринимался как лонжеронами, так и панелями обшивки. Для этого в зоне излома продольного набора у бортовой нервюры центроплана осуществляется неразъемный стык продольного набора и обшивки консолей стабилизатора с силовым набором центроплана. Стык выполняется с применением фитингов и накладок.

Опорами стабилизатора являются узлы 1 ... 4. Поворот стабилизатора осуществляется относительно узлов 3 и 4, а узлы 1 и 2 связаны качалкой с приводом управления стабилизатором.

Узлы подвески 3 и 4 устанавливаются с внешней стороны стабилизатора, поверх его обшивки, и закрепляются в месте пересечения лонжеронов консолей стабилизатора с бортовыми нервюрами (узел 3 на рис. 9.19). Для передачи на узлы нагрузки с лонжеронов и нервюр предусматриваются специальные фитинги, осуществляющие силовую завязку стенки лонжерона и нервюры с узлами подвески. Нервюры 1—3 и 2—4 выполняют двойную роль: во-первых, они снимают поток крутящего момента с большого контура и передают его в виде пары сил на узлы 1 ... 4; во-вторых, воспринимают составляющие от изгибающего момента M_2 в зоне излома продольного набора и также трансформируют его в пары сил, передаваемые на узлы 1—3 и 2—4. Центроплан при этом полностью разгружается от кручения и работает на чистый изгиб моментами M_1 . Перерезывающая сила узлами 3 и 4 передается на лонжерон киля.

На киле (рис. 9.19, в) устанавливается жестко связанный с ним носовой обтекатель стабилизатора. На заднем лонжероне кия крепятся узлы подвески стабилизатора, которые завязываются также на концевую усиленную нервюру для восприятия незначительных нагрузок, приходящих со стабилизатора в плоскости, перпендикулярной его лонжерону. К переднему лонжерону кия крепится исполнительный механизм системы управления (чаще выполненный в виде червячной пары), шток исполнительного механизма связан с качалкой управления стабилизатором (вид по А). Для ликвидации щели, появляющейся при подъеме стабилизатора, к нему крепятся дополнительные скользящие пластины — обтекатели, скользящие при его повороте по поверхности обшивки кия. Рассмотренная схема стабилизатора применяется при сравнительно небольшой строительной высоте кия (что соответствует узкому центроплану).

При большой ширине кия чаще применяется схема, приведенная на рис. 9.19, б. В этой схеме привод подводится к узлу 1. Для передачи на привод нагрузок устанавливают дополнительные косые нервюры. При этом приходится оставлять усиленные нервюры в зоне выреза в носке стабилизатора, так как они снимают с большого контура распределенные усилия от крутящего момента и передают его на меньший контур. Косые нервюры воспринимают крутящий момент и дополнительный момент в зоне излома продольного набора и, работая на изгиб и срез, распределяют их в виде пары сил на узлы 1—2 и 1—3. В этой схеме часть стабилизатора от зоны выреза до косых нервюр получается тяжелее, так как она должна воспринимать на меньшем контуре значительный крутящий момент и до плоскости косых нервюр работать с возрастающим изгибающим моментом. Поэтому, если возможно из конструктивных соображений, то выгодно применять схему а.

Для того чтобы центроплан стабилизатора меньше выступал при крайних отклонениях над обтекателем кия, надо стремиться уменьшать хорду центроплана, приближая узлы крепления привода к узлам подвески стабилизатора. При этом также уменьшается потребный для отклонения стабилизатора ход исполнительного механизма, а следовательно, и его габариты. Но усилия от шарнирного момента на узлы при этом увеличиваются.

При переставном стабилизаторе, расположенном на фюзеляже (рис. 9.19, г), силовая схема остается той же, что и на рис. 9.19, а и б. Узлы поворота стабилизатора монтируются на усиленном шпангоуте фюзеляжа. В фюзеляже располагается только центроплан стабилизатора. Обтекатели, предотвращающие появление щели между фюзеляжем и стабилизатором, выполняются в виде плоских пластин, скользящих по поверхности фюзеляжа. Для этого требуется фюзеляж в зоне центроплана стабилизатора делать плоским, что аэродинамически невыгодно. В связи с этим размер В центроплана выполняют минимальным.

10.1. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВОЙ СХЕМЫ

10.1.1. Особенности силовой схемы

В общей конструктивно-силовой схеме (КСС) самолета фюзеляж занимает особое место, представляя собой силовое звено, на котором должны быть уравновешены все нагрузки: массовые, аэродинамические, а также возникающие в местах присоединения к нему других агрегатов самолета и от расположенных внутри него грузов, механизмов, оборудования и т. п. Это обстоятельство вызывает большие трудности в процессе проектирования, поскольку узлы крепления агрегатов и установки механизмов, стыковые соединения и гермоотсеки, вырезы и эксплуатационные разъемы, рассчитанные в соответствии с принятыми для них коэффициентами безопасности f и заданными перегрузками n , создают чрезвычайно разнообразное распределение нагрузок. Для различных частей фюзеляжа коэффициент безопасности f изменяется в широком диапазоне: 1,5 ... 2,5 — для гермоотсеков; 2,0 ... 2,5 — для ответственных стыковых узлов; 3 и более — в зонах больших вырезов; 6 ... 8 — для остекления. То же можно сказать и о коэффициентах перегрузки n , значения которых, независимо от класса самолета, принимаются $n_y = n_x = 12$ — для узлов крепления оборудования, $n_x = 9$, $n_y = 4$ — для узлов крепления сидений и грузов и т. д.

Кроме того, следует учитывать предусмотренное расчетными нормами прочности увеличение на 15 ... 20 % нагрузки на фюзеляж в нештатных ситуациях (грубая посадка или посадка с выпущенным шасси), на которые рассчитывают соответствующие элементы. Распределение коэффициента безопасности по фюзеляжу показано на рис. 10.1.

Аэродинамические нагрузки $q_{aэp}$, распределенные в основном равномерно по поверхности фюзеляжа, в отдельных местах — на лобовых стеклах фонарей, кромках воздухозаборников, блистерах, крышках люков, створках, дверях, — так же как и внутреннее избыточное давление $p_{изб}$ в гермоотсеках, в еще большей степени усиливают неоднородность нагружения элементов фюзеляжа.

Рассмотрим нагружение оконного стекла и двух крышек технических люков, одинаковых по площади $S = 0,1 \text{ м}^2$ и находящихся в одной секции фюзеляжа, внешней аэродинамической нагрузкой $q_{aэp} = 2500 \text{ даН/м}^2$ (остекление и один лючок А на-

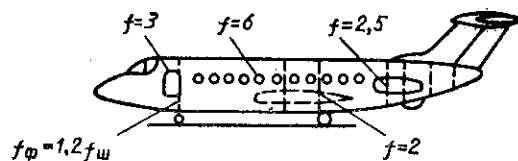


Рис. 10.1. Расчетные значения коэффициентов безопасности для различных частей самолета

ходятся в гермокабине с избыточным давлением $p_{изб}^{экс} = 0,06$ МПа, а другой лючок В — в негерметизированной части фюзеляжа)

$$P_{остекл}^{расч} = f_{каб} f_{остекл} p_{изб}^{экс} S_{остекл} = 1,5 \cdot 6 \cdot 0,6 \cdot 10^5 \cdot 0,1 = 5400 \text{ даН};$$

$$P_{кр A}^{расч} = f_{каб} f_{в} p_{изб}^{экс} S_{кр} = 1,5 \cdot 4 \cdot 0,6 \cdot 10^5 \cdot 0,1 = 3600 \text{ даН};$$

$$P_{кр B}^{расч} = f_{в} q_{аэр} S_{кр} = 3 \cdot 2500 \cdot 0,1 = 750 \text{ даН}.$$

Из приведенных расчетов видно, что разница в величинах сил, подсчитанных в зависимости от действующих эксплуатационных нагрузок и принятых коэффициентов безопасности, значительна.

Аэродинамические нагрузки и избыточное давление, вызывая значительное местное нагружение элементов фюзеляжа, в отдельности не оказывают большого влияния на общую его прочность. Результат их воздействия проявляется сильнее всего в догружении или в нетиповом нагружении конструктивных элементов, следствием этого является необходимость дополнительного местного

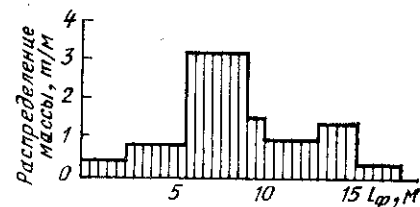


Рис. 10.2. Типовое размещение грузов в фюзеляже

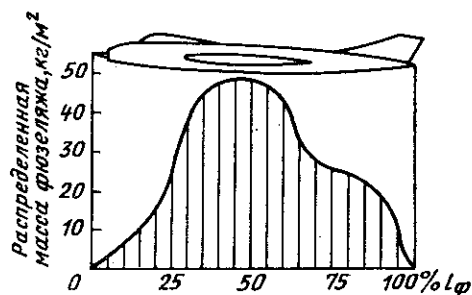


Рис. 10.3. Распределение массы конструкции фюзеляжа

подкрепления обшивок, замков и усиления узлов подвески крышек люков, стопорных устройств средств механизации, увеличение поперечной жесткости отдельных продольных элементов каркаса, окантовок вырезов. Именно на этапе конкретизации решений от конструктора требуется не просто обеспечить условия восприятия нагрузок при заданных ограничениях, но и увязать их с требованиями эксплуатации. Например, грузовой пол должен не только выдерживать расчетную нагрузку, но и воспринимать сосредоточенные силы в местах крепления фиксаторов грузов, а проектирование пассажирских кресел,

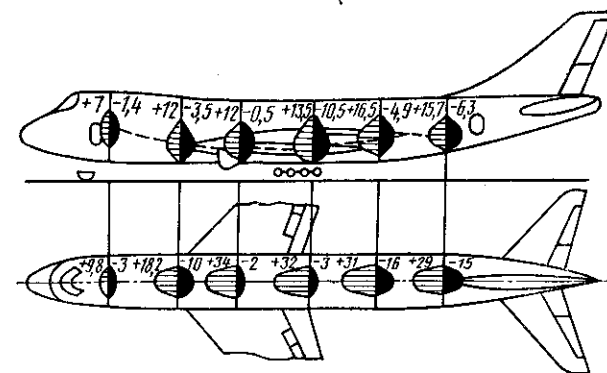


Рис. 10.4. Примерный характер распределения напряжений (в даН/мм²) по фюзеляжу

с технической точки зрения представляющее задачу закрепления некоторой массы, должно выполняться с соблюдением требований комфорта.

В целом фюзеляж под действием всех нагрузок представляет собой сложную систему сил и моментов, уравнивание которых осуществляется в соответствии с нормами прочности для предусмотренных расчетных случаев. Эта задача решается при разработке КСС с учетом специфических требований к фюзеляжу: обеспечения аэродинамических обводов, требуемой формы поперечных сечений, необходимых внутренних объемов и эксплуатационных удобств. Как правило, уравнивание всех нагрузок происходит в средней части фюзеляжа, где в силу традиционных компоновочных требований сосредоточена основная масса грузов (рис. 10.2). Это, в свою очередь, определяет характер распределения потребной массы конструкции фюзеляжа (рис. 10.3), включая и несилловые, вспомогательные элементы (перегородки, внутренние двери, трапы, обтекатели и другие), составляющие иногда около 15% массы силовой конструкции.

Насколько удачно спроектирован фюзеляж в целом и в частности разработана его КСС, можно судить по степени равномерности распределения напряжений и по его длине и в отдельных точках сечений. На рис. 10.4 дана картина распределения напряжений в фюзеляже магистрального пассажирского самолета. Аналогичный характер напряжений наблюдается и в фюзеляжах маневренных самолетов, но при большем, примерно в два раза, уровне соответствующих напряжений. Из этих диаграмм следует, что практически невозможно получить равномерное нагружение всех элементов и частей сечения фюзеляжа. Наиболее напряженной частью фюзеляжа (вследствие растяжения и действия избыточного давления) всегда оказываются верхние полусводы, которые являются и наиболее опасными в отношении сопротивления усталости.

10.1.2. Структура КСС

Разработке КСС фюзеляжа предшествуют выполнение компоновки самолета, составление директивной технологии сборки и схемы его обслуживания. Завершение этих работ позволяет рационально разместить основные силовые элементы, наметить число и тип технологических разъемов и эксплуатационных стыков, установить расположение и размеры люков и дверей.

Здесь и далее будем рассматривать в основном фюзеляжи обшивочного типа, которые относятся к полумонококовым схемам. Эти фюзеляжи в настоящее время получили широкое распространение благодаря ряду преимуществ, основным из которых является высокая работоспособность обшивки вместе с элементами каркаса, удаленными на максимальное расстояние от продольной оси фюзеляжа. Благодаря этому увеличиваются внутренние объемы, что облегчает компоновку фюзеляжа.

Предварительно составленную КСС рассчитывают на прочность с целью определения геометрии основных конструктивных элементов, их расположения и формы поперечных сечений. Для этого используются ранее построенные эпюры поперечных сил Q , изгибающих моментов $M_{изг}$ (в вертикальной и горизонтальной плоскостях) и момента кручения $M_{кр}$. Осевые силы N , действующие на фюзеляж, как правило, невелики и ими на стадии предварительного проектирования можно пренебречь.

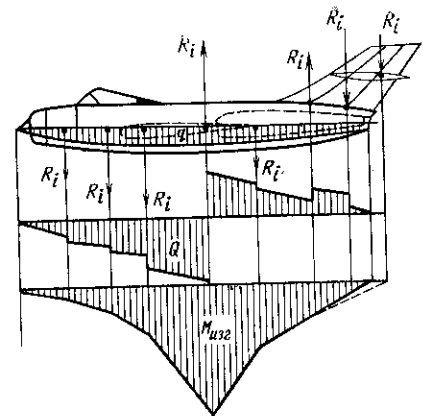
В качестве расчетной схемы фюзеляж представляют в виде балки на двух опорах со свободными консолями. Опорами являются крайние стыковые узлы крепления крыла к фюзеляжу. Типовая картина нагружения фюзеляжа и обобщенный характер эпюр нагрузок показаны на рис. 10.5.

Строго говоря, расчетная схема далека от реальной КСС, так как в действительности фюзеляж не является единой системой, а состоит из частей, которые, в свою очередь, состоят из отсеков, секций и панелей. В связи с этим особую роль играют разъемы и соединения сборочных частей между собой. Технологические стыки в меньшей степени влияют на КСС, а эксплуатационные разъемы — в значительно большей. Если технологические соединения составляют 10 ... 15 % массы конструкции фюзеляжа, то масса каждого эксплуатационного разъема достигает 40 ... 45 % массы зоны стыкового отсека протяженностью $l_{отс} \approx 0,8D_{ф}$.

Таким образом, эксплуатационные, технологические требования и компоновка оказывают в разной степени влияние на проектирование схемы фюзеляжа.

В большинстве случаев фюзеляж любого самолета независимо от его размеров, назначения и аэродинамической схемы имеет несколько типовых по функциональному признаку зон: носовую часть, кабину экипажа, отсек передней стойки шасси, грузовые, пассажирские или багажные отсеки, топливные отсеки, центропланную часть, отсеки силовой установки (если двигатели распо-

Рис. 10.5. Типовые эпюры нагрузок, действующих на фюзеляж



ложены в фюзеляже или на нем), хвостовую часть с узлами установки оперения. Разработка КСС начинается с размещения основных усиленных элементов, с первоначальной силовой увязки их с остальными элементами конструкции, с выбора их формы. При этом стремятся по возможности совмещать различные функции, выполняемые этими усиленными элементами, чтобы сократить их число. КСС фюзеляжей современных самолетов редко строят на базе одного какого-либо известного типа конструкции. Как правило, КСС имеет смешанный характер. Это объясняется, во-первых, особенностями нагружения фюзеляжей. Их носовая часть в полете подвергается действию главным образом инерционных нагрузок от расположенных в ней грузов и в отдельных местах «пиковых» аэродинамических сил. Для хвостовой части основными являются уравнивающие и маневренные нагрузки от оперения и инерционные — от грузов. При посадке носовая и средняя (между опорными узлами в стыках с крылом) части обычно догружаются реакциями от стоек шасси. Во-вторых, из технологических соображений изготовления и сборки фюзеляжа его разделяют (не рассматривая эксплуатационных потребностей) на три-четыре части.

Надо иметь в виду, что технологическое членение удобно также для проведения в процессе изготовления поэтапных испытаний, реконструкции при модифицировании, организации автономных производственных процессов при кооперированном изготовлении самолета.

Таким образом, перечисленные выше обстоятельства могут повлиять на выбор всей КСС фюзеляжа и отдельных его частей. Например, носовые части истребителей часто выполняют в виде стрингерного полумонокока или чистого монокока, особенно при большом удлинении или в случае установки в головной части оборудования, закрытого радиопрозрачным обтекателем. Средняя часть, содержащая наибольшее число усиленных продольных и поперечных элементов (в местах окантовок, ниш, люков, кабины, в зоне стыка с крылом), чаще всего имеет конструкцию полумонокока лонжеронного типа. В хвостовой части, менее насыщенной грузами и оборудованием, полнее реализуется схема стрингерного полумонокока.

Фюзеляжи транспортных самолетов и бомбардировщиков также имеет смешанную КСС. Кроме того, с целью повышения жи-

вучести военных самолетов в их КСС фюзеляжа могут специально включать большее (чем требуется по прочностному расчету) число ответственных силовых элементов, например, 6...8 усиленных стрингеров (лонжеронов) по всему фюзеляжу (как у самолета-штурмовика А-10 «Файрчайлд»). По тем же соображениям усиленные рамные шпангоуты иногда дополнительно зашивают стенкой, играющей роль защитного экрана или противопожарной перегородки.

Фюзеляжи пассажирских самолетов с характерными типовыми компоновками пассажирских салонов и багажных отсеков, имеющих большую протяженность, выполняются обычно по схеме стрингерного полумонокока. Большое число окон и дверей, подкрепленных окантовками, оказывает влияние прежде всего на силовые схемы боковых секций фюзеляжа, которые обычно представляют собой самостоятельные силовые и технологические (часто монолитные) панели, что улучшает усталостные характеристики и герметичность конструкции.

Необходимо отметить, что обеспечение герметичности конструкции является одним из существенных факторов, влияющих на разработку КСС и в значительной мере на ее конструктивное воплощение, не только потому, что практически вся поверхность самолетов подвергается герметизации, но и потому, что обеспечение ее связано с одной стороны с числом и типом соединений, а с другой — с жесткостью отсеков, панелей и фюзеляжа в целом.

В некоторых случаях однородность конструкции фюзеляжей пассажирских самолетов нарушается чрезмерным увеличением числа отдельных усиленных элементов. Например, на фюзеляже сверхзвукового пассажирского самолета «Конкорд» в зоне крыла установлено 11 стыковых шпангоутов. Это можно рассматривать как признак аэродинамической схемы, так и как меру повышения общей жесткости тонкого длинного фюзеляжа путем усиления удлиненной центропланной части.

Почти для всех пассажирских самолетов, за исключением самолетов, выполненных по схеме высокоплана, разработка КСС средней части фюзеляжа, где располагается вырез под центроплан крыла, является сложной задачей. Наличие большого выреза требует подкрепления компенсирующей и совпадающей с обводами фюзеляжа силовой панелью или так называемой килевой продольной балкой. Это подкрепление необходимо для организации силового потока вокруг врезанного центроплана. Наибольшую трудность в этом отношении представляют классические низкопланы, строительные высоты фюзеляжей которых под центропланом предельно ограничены.

Надо заметить, что компоновочная аэродинамическая схема самолета оказывает значительное влияние на силовую схему фюзеляжа. Встроенный, а еще лучше выполненный заодно с фюзеляжем центроплан увеличивает жесткость фюзеляжа в вертикальной плоскости. Это, в первую очередь, относится к высокопланной и

низкопланной схемам. Конструкция фюзеляжа имеет тем большую жесткость, чем больше хорды крыла и относительная толщина профиля. Поэтому значительная часть фюзеляжей самолетов схемы «бесхвостка» обладают большей жесткостью по сравнению с фюзеляжами самолетов других аэродинамических схем.

10.1.3. Критерии оценки КСС

Общим критерием, с помощью которого можно оценить совершенство конструкции фюзеляжа, как впрочем любой другой части и самолета в целом, является критерий минимальной массы. Воспользовавшись им, можно произвести сравнительную оценку однотипных конструкций после их изготовления.

Однако в процессе разработки конструкции всегда существует потребность скорректировать расчеты и удостовериться в их правильности. При этом необходимо иметь в виду отмеченные выше особенности фюзеляжа (непостоянство конструктивных параметров, нерегулярность размещения элементов, применение различных КСС на отдельных участках фюзеляжа), которые затрудняют (а иногда делают невозможным) создание единого и универсального критерия, способного оценить прочностные и жесткостные его свойства.

Применение коэффициентов напряженности всякого рода [21, 23], хотя и позволяет оценить эффективность использования материала (главным образом для типовых конструкций в виде криволинейных панелей), но лишь для основного вида деформации панели. Кроме того, эта оценка справедлива лишь для малых длин отсеков: 1—2 пролета между нормальными шпангоутами и без учета влияния реальных связей с другими конструктивными элементами.

Для более точной оценки с помощью коэффициентов напряженности результаты требуются корректировать данными, полученными в испытаниях аналогичных образцов, а еще лучше — натурных объектов.

Существуют, однако, и другие критерии, которые в большей мере учитывают действительные условия работы элементов.

Один из таких критериев можно вывести в предположении, что предельные напряжения в криволинейной панели $\sigma_{кр. пан.}$, возникающие при разрушении под действием сжимающих сил в достаточно длинном круговом отсеке при отношении радиуса отсека R к толщине обшивки $R/\delta_{обш} \geq 1000$, равны критическим нормальным напряжениям от изгиба $\sigma_{кр. пан.}$ в отсеке с учетом жесткости нормальных шпангоутов на участке, где отношение величин текущих изгибающих моментов $M_i/M_{i+1} \leq 1,5$. Т. е.

$$\sigma_{кр. пан.} = \frac{0,74E\delta_{прив}}{R_{\phi}} = \sigma_{кр. отс} = \frac{2,4}{1+\beta} \frac{E}{R_{\phi}} \sqrt{\frac{J_{пан.}}{a\delta_{прив}}}, \quad (10.1)$$

где E — модуль упругости материала; $\delta_{\text{прив}}$ — приведенная толщина обшивки; R_{ϕ} — радиус фюзеляжа; 0,74 — коэффициент, соответствующий предельному состоянию потерявшей устойчивость панели, предшествующему разрушению; β — отношение изгибающих моментов в рассматриваемом отсеке, принимаем $\beta = 1$; $J_{\text{шп}}$ — момент инерции шпангоутов; a — расстояние между шпангоутами.

Из уравнения (10.1) можно определить минимально потребный момент инерции шпангоутов, обеспечивающий теоретически необходимую жесткость работающей вместе с ними панели:

$$J_{\text{шп}} \geq A a \delta_{\text{прив}}^3, \quad (10.2)$$

где A — числовой коэффициент.

Это выражение может рассматриваться как необходимое условие нормальной работы элементов в идеальной конструкции. В действительности же отклонения от радиусов кривизны, технологические или расчетные неточности толщины обшивки требуют увеличения в 2—3 раза расчетных параметров. Кроме того, производственные искажения формы и несовершенство сборки могут вызвать в конструкции напряжения (в продольном и поперечном направлениях) и начальные прогибы. Это также необходимо учесть, поскольку производственные дефекты могут снизить несущую способность в 2,5 ... 3,5 раза. Наконец, многочисленные эксперименты показывают на значительное расхождение (в 7 ... 8 раз) теоретических данных и результатов испытаний даже для идеальных цилиндрических оболочек. Таким образом, с учетом перечисленных поправок зависимость (10.2) можно представить в следующем виде:

$$J_{\text{шп}} \geq 55 a \delta_{\text{прив}}^3. \quad (10.3)$$

Выражение (10.3) можно рассматривать как достаточное условие обеспечения равновесности элементов отсека и использовать его в качестве критерия совершенства КСС при отсутствии внутреннего избыточного давления. Наличие избыточного давления оказывает сильное влияние на работу элементов и выбор их геометрических параметров. Так, например, минимально допустимое расстояние между усиленными шпангоутами в гермоотсеках по сравнению с негерметизированной частью может быть увеличено более чем в два раза. В связи с этим уместно отметить вообще особую роль усиленных шпангоутов в КСС.

С одной стороны, чрезмерное увеличение числа усиленных шпангоутов приводит к ухудшению усталостных характеристик фюзеляжа вследствие резких изменений параметра жесткости по его длине, к усложнению производства и технологии сборки. С другой стороны, наличие усиленных шпангоутов, обладающих несоизмеримо большей жесткостью по сравнению с нормальными, препятствует возникновению ранних деформаций в пролетах между ними и существенно сдерживает развитие процесса общей потери устойчивости,

Вместе с тем усиленные шпангоуты нельзя рассматривать изолированно, вне связей с остальными элементами конструкции. Многочисленные эксперименты и исследования влияния собственной их упругости показывают, что соседние нормальные шпангоуты догружаются изгибом, возникающим от действия на них самоуравновешенных касательных сил со стороны обшивки.

Все эти обстоятельства создают значительные трудности в разработках надежных, универсальных критериев оценки совершенства КСС.

10.2. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

10.2.1. Определение расчетных нагрузок

Характер работы элементов конструкции фюзеляжа аналогичен работе элементов крыла, что определяет одинаковый подход к проектировочному расчету и общность используемых методов. Однако фюзеляж в отличие от крыла обладает рядом специфических особенностей, которые главным образом связаны с наличием большого числа вырезов, нарушающих типовое единство КСС и вызывающих резкое изменение распределения напряжений и материала.

Чтобы избежать ошибок при построении КСС, для предварительных расчетов обычно выбирают зоны и участки фюзеляжа, не содержащие силовые шпангоуты, большие вырезы, эксплуатационные разъемы и узлы, воспринимающие большие сосредоточенные силы. Считают, что малые вырезы, пересекающие не более одного стрингера в пролете между шпангоутами, полностью скомпенсированы и не влияют на работу элементов КСС.

Для определения конструктивных параметров необходимо знать расчетные нагрузки в рассматриваемой зоне. На стадии предварительных разработок, когда еще не завершено точное определение нагрузок и нет окончательных эпюр, часто пользуются приближенными методами их вычисления, которые основываются на следующих положениях:

1. Основным видом нагружения считается изгиб в вертикальной плоскости от действия массовых сил, грузов в хвостовой части и нагрузок на горизонтальное оперение.

2. Типовой характер эпюр указывает на наличие максимума нагрузок в сечении фюзеляжа по заднему стыку с крылом.

3. Распределение нагрузки по длине фюзеляжа в первом приближении предполагается линейным.

Для маневренных самолетов расчетную величину изгибающего момента рассчитывают по формуле

$$M_{\text{изг}}^B = 0,23 n_B^3 f m_0 g l, \quad (10.4)$$

где n_B^2 — эксплуатационная перегрузка в случае В ($n_B = 0,5n_A$); f — коэффициент безопасности; g — ускорение свободного падения; m_0 — взлетная масса самолета; l — расстояние от расчетного сечения до центра масс площади горизонтального оперения.

Для неманевренных самолетов величина изгибающего момента рассчитывается для случая А' по формуле

$$M_{изг}^{A'} = 0,35m_0gl. \quad (10.5)$$

10.2.2. Определение конструктивных параметров фюзеляжа

Основная задача проектировочного расчета состоит в определении толщины обшивки $\delta_{обш}$.

В подавляющем большинстве современных конструкций обшивка выступает в роли подкрепленной стрингерами панели, опертой по торцам на шпангоуты. Поэтому при расчетах всех конструкций полумонококового типа следует пользоваться понятием эквивалентной толщины обшивки $\delta_{эkv}$, предполагая при этом участие в работе редуцированной площади сечения, где определяющими напряжениями будут критические напряжения сжатия в стрингерах $\sigma_{кр. стр}$.

Эквивалентную толщину обшивки можно представить в следующем виде:

$$\delta_{эkv} = \frac{f_{стр} + 2c\delta_{обш}}{b}, \quad (10.6)$$

где $2c$ — приведенная ширина обшивки, $2c = (24 \dots 28) \delta_{обш}$; $\delta_{обш}$ — действительная толщина обшивки; $f_{стр}$ — площадь поперечного сечения стрингеров; b — шаг стрингеров.

Очевидно, что для монококовых конструкций фюзеляжей $\delta_{эkv} = \delta_{обш}$.

Для упрощения проектировочных расчетов площадь поперечного сечения стрингеров $f_{стр}$ и шаг их b принимают одинаковыми на всей длине контура.

Для фюзеляжей диаметром $D_\phi \leq 2$ м шаг стрингеров принимают $b = 80 \dots 120$ мм, для фюзеляжей диаметром $D_\phi = 2,5 \dots 4$ м шаг стрингеров $b = 100 \dots 200$ мм и для $D_\phi = 4$ м $b = 160 \dots 220$ мм.

Значение $\delta_{эkv}$ рассчитывается по заданной нагрузке $M_{изг}$ и выбранным критическим напряжениям стрингеров $\sigma_{кр. стр}$ по формуле

$$\delta_{эkv} = \frac{M_{изг}}{\pi R_\phi^2 \sigma_{кр. стр}}. \quad (10.7)$$

В первом приближении можно принимать критические напряжения для стрингеров из алюминиевых сплавов $\sigma_{кр. стр} = 240 \dots 250$ МПа, что практически гарантирует работу стрингера в пределе пропорциональности ($\sigma_{цц} \approx 0,63\sigma_B > \sigma_{кр. стр}$).

По графику на рис. 10.6 можно определить критические напряжения стрингеров из Д16АТ в зависимости от их геометрических параметров. А величины допустимых напряжений для панелей в целом можно уточнить по графику рис. 10.7. Для фюзеляжей некруглых сечений следует воспользоваться выражениями для определения эквивалентных значений диаметров $D_{эkv} = 1,13\sqrt{F_{сеч}}$ или $D_{эkv} = P/\pi$, где $F_{сеч}$ — площадь поперечного сечения фюзеляжа; P — периметр сечения фюзеляжа.

Для корректировки рассчитанной эквивалентной толщины обшивки $\delta_{эkv}$ можно воспользоваться зависимостью, выведенной на основании результатов исследований и статистической обработки параметров рациональных конструкций $\delta_{обш} \approx 0,5\delta_{эkv}$.

Хотя определяющую роль в нагружении фюзеляжа играет изгиб, выбранную толщину обшивки $\delta_{обш}$ следует еще проверить из условия ее работы на сдвиг, возникающий под действием крутящего момента $M_{кр}$ и перерезывающей силы Q . Суммарную величину касательных усилий q_Σ можно подсчитать по формуле

$$q_\Sigma = q_{M_{кр}} + q_Q = \frac{M_{кр}}{2F_{сеч}} + \frac{Q}{\pi R_\phi},$$

где $F_{сеч}$ — площадь сечения фюзеляжа.

Зная значение q_Σ , определяют толщину обшивки

$$\delta_{обш} = q_\Sigma / [\tau]. \quad (10.8)$$

Известные трудности представляет собой выбор допускаемых касательных напряжений $[\tau]$, поскольку значения $[\tau] = 0,65\sigma_{цц} = 14 \dots 16$ даН/мм² для конструкций из алюминиевых сплавов соответствуют статическому нагружению и для случая расчета сопротивления усталости являются несколько завышенными. Для обшивок из алюминиевых сплавов принимают $[\tau] = 60 \dots 80$ МПа.

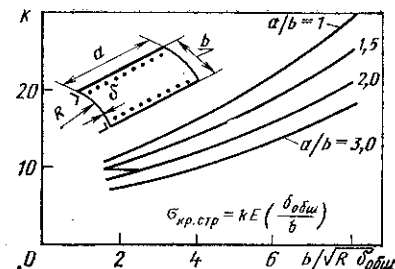


Рис. 10.6. График для определения критических напряжений стрингеров из Д16АТ в зависимости от их геометрических параметров

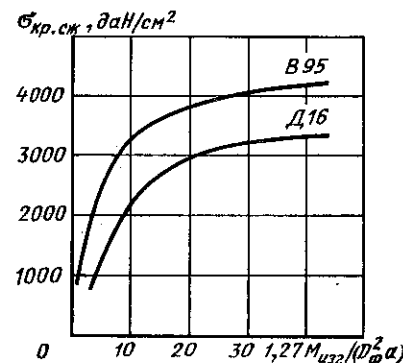


Рис. 10.7. Критические напряжения в панелях

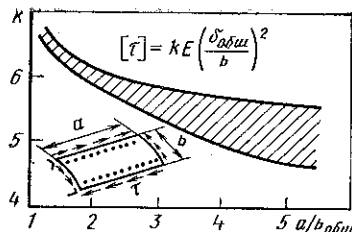


Рис. 10.8. Допускаемые касательные напряжения в панелях

Уточнить величину $[\tau]$ можно по графику (рис. 10.8).

Как видно из всех графиков (см. рис. 10.6, 10.7 и 10.8), необходимым условием проектировочного расчета является выбор правильного расстояния между шпангоутами a , которое может изменяться в широких пределах от 200 мм до 550 мм. Для монококовых схем принимают $a = 200 \dots 250$ мм, для полумонококовых — в зависимости от диаметра фюзеляжа по следующим эмпирическим формулам: $a = 0,11D_\phi$ или $a = 0,06D_\phi + 0,2$ (в м). Понятно, что эмпирические формулы не могут учитывать всех особенностей работы элементов, поэтому вычисленное по ним расстояние между шпангоутами требует в дальнейшем уточнения. Это особенно необходимо для монококовых фюзеляжей, у которых вследствие возможности возникновения больших поперечных деформаций в виде косых волн приходится уменьшать шаг шпангоутов. В монококовых фюзеляжах это волнообразование (при допущении одновременного нагружения нормальными и касательными усилиями обшивки) происходит главным образом в случае преобладания крутящего момента над изгибающим.

Поэтому, беря за основу известную формулу

$$\tau_{кр} = \frac{0,9kE}{(a/\delta_{обш})^2}$$

и полагая $k = 5,6$, можно получить выражение для потребного шага шпангоутов в монококовых фюзеляжах

$$a = 2,3\delta_{обш} \sqrt{E/\tau_{кр}}.$$

Аналогичным образом из условия недопущения волнообразования (но уже при преобладающих нормальных усилиях) можно подсчитать шаг шпангоутов в стрингерных полумонококовых конструкциях

$$a = 1,41i \sqrt{E/\sigma_{кр. местн.}}$$

где i — радиус инерции профиля с учетом присоединенной обшивки, $i = 0,20h$ — для открытых профилей, $i = 0,25h$ — для бульбовых профилей, $i = 0,30h$ — для закрытых профилей; h — высота профиля.

Изложенная методика проектировочного расчета в наибольшей степени соответствует выбору параметров фюзеляжа в средней его части — вблизи центроплана. В хвостовой части, где компоновка менее плотная, определяющей нагрузкой может оказаться крутящий момент $M_{кр}$. Тогда толщину обшивки $\delta_{обш}$ рассчитывают из условия ее работы на сдвиг согласно ранее приведенным рекомендациям.

Толщину обшивки гермоотсеков фюзеляжа, если нагрузки от избыточного давления $p_{изб}^{расч}$ больше нагрузок от изгибающего момента, необходимо проверить на разрыв. Известно, что допускаемые кольцевые напряжения $[\sigma]_н$ с учетом одновременного действия нормальных и касательных напряжений и цикличности их проявления, т. е. с учетом усталостных характеристик, для алюминиевых сплавов не должны превышать 2800 даН/см². Расчетное значение внутреннего избыточного давления $p_{изб}^{расч}$ берется с коэффициентом безопасности $f = 2$. Тогда толщина обшивки может быть подсчитана по формуле

$$\delta_{обш} \geq \frac{p_{изб}^{расч} f D_\phi}{[\sigma]_н} = \frac{p_{изб}^{расч} D_\phi}{1400}. \quad (10.9)$$

Наличие в сечении фюзеляжа усиленных стрингеров (лонжеронов) существенно усложняет проектировочный расчет, поскольку возникают затруднения с редуцированием площади сечения, содержащего отличающиеся по форме обшивку, стрингеры и усиленные стрингеры, не говоря уже о возможном различии модулей упругости E , если элементы конструкции изготовлены из различных материалов. В этом случае можно воспользоваться известным упрощенным методом расчета, согласно которому фюзеляж представляют в виде двух совместно работающих двухпоясных тонкостенных балок, пояса которых полностью воспринимают изгибающий момент, работая на сжатие и растяжение, а панели боковин верхнего и нижнего полусводов работают на сдвиг, воспринимая касательные усилия от крутящего момента и перерезывающей силы. Этот расчет, очевидно, менее точен и дает заниженные значения напряжений в элементах, а следовательно, и более тяжелую конструкцию.

В дополнение к изложенным способам проектировочных расчетов можно привести еще один полуэмпирический, позволяющий методом подбора параметров по заданной величине изгибающего момента $M_{изг}$ определить потребную площадь поперечного сечения фюзеляжа

$$F_{сеч} = k \frac{M_{изг}}{[\sigma] D} + 40 D_\phi \delta_{обш} \left(0,04 - \frac{\delta_{обш}}{b} \right),$$

где k — коэффициент, учитывающий тип панели, $k = 5,4$ — для клепаных конструкций, $k = 5,0$ — для монолитных панелей, $k = 5,2$ — для панелей с обшивкой переменной толщины или с неодинаковым шагом стрингеров; b — шаг стрингеров; $\delta_{обш}$ — толщина обшивки, которая определяется по формулам (10.8) и (10.9) соответственно для негерметизированного и герметизированного отсеков.

Величина допускаемых напряжений $[\sigma]$ и $[\tau]$ (при расчете $\delta_{обш}$) может назначаться дифференцированно для боковин и

полусводов с соответствующим расположением элементов (с постоянной или переменной толщиной обшивки) или же приниматься средней постоянной для всего сечения.

10.2.3. Согласование проектировочных параметров

Из вышесказанного следует, что выбор параметров элементов ведется в тесной их взаимосвязи. Поэтому размеры стрингеров и обшивки увязывают не только между собой, но и с размерами шпангоутов, которые в первом приближении входят лишь как элементы, характеризующие КСС. Однако уже прикидочные расчеты могут проводиться с учетом разработок КСС в целом. Так, например, при выборе расстояния между стрингерами b следует учитывать особенности КСС путем назначения расстояния между шпангоутами a . Для стрингерных полумонококовых фюзеляжей, как правило, отношение $a/b \geq 2,5$, а для лонжеронных всегда $a/b \leq 2$.

Кроме того, нельзя считать всегда правильным принятое ранее решение о равномерном расположении стрингеров по контуру сечения. Анализ типовых конструкций показывает, что существует несколько рациональных проектировочных решений, в результате которых достигается наибольшая прочность панелей, их удовлетворительная жесткость и выполняются требования технологии производства.

Чтобы избежать коробления обшивки в боковых панелях фюзеляжа, обшивку иногда утолщают и одновременно увеличивают шаг стрингеров. (Это не относится к боковым панелям пассажирских самолетов с вырезами под окна, представляющим собой совершенно особый вид нетиповой конструкции.) В некоторых случаях сохраняют единый шаг расстановки стрингеров, но уменьшают площадь их поперечного сечения в этой зоне. По технологическим соображениям выгодно, чтобы число типоразмеров элементов было минимальным.

Во всех рассмотренных случаях среднюю толщину панели, т. е. $\delta_{ср}$, оставляют практически постоянной по всему периметру сечения. Необходимо подчеркнуть, что постоянство $\delta_{ср}$ при изменении параметров других элементов позволяет снизить массу конструкции.

Очень важно на стадии проектировочных расчетов оценить хотя бы приближенно общую работоспособность фюзеляжа и, насколько это возможно, удовлетворить заданные требования. В первую очередь следует оценить устойчивость конструкции в целом или по отсекам. Общей потери устойчивости фюзеляжа, характеризующейся деформированием панелей вместе с прогибанием шпангоутов, можно избежать, если будет выполнено условие

$$\sigma_{кр} = 1,2E \sqrt{J_{ш}/(R^2 \delta_{обш} a)},$$

где $\sigma_{кр}$ — критические напряжения в достаточно длинном отсеке; $J_{ш}$ — момент инерции нормальных шпангоутов с присоединенной обшивкой шириной $2c$ ($2c = 2,4 \sqrt{R \delta_{обш}}$); a — расстояние между шпангоутами.

Естественно, что при проектировочном расчете не ставят цель получить точные параметры элементов конструкции, но его результатами можно воспользоваться как исходными для уточнения их в дальнейшем. Из приведенного выражения, например, определяют значение момента инерции сечения нормального шпангоута с присоединенной обшивкой.

Уточнение параметров панелей и шпангоутов позволяет прогнозировать жесткостные характеристики фюзеляжа, его упругодеформированное состояние, вид поверхности и устанавливать допустимые искажения контура. Потребность в этом может возникнуть не только при расчете прочности и жесткости, но и при определении аэродинамических характеристик и технологии изготовления в случае, например, назначения допустимых отклонений от теоретического контура.

Увеличение радиуса ΔR цилиндрического отсека, находящегося под действием избыточного давления $p_{изб}$, может быть определено по формуле

$$\Delta R = 0,85 p_{изб} R^2 / (E \delta_{обш}).$$

На форму искривления поверхности в первую очередь оказывает влияние толщина обшивки $\delta_{обш}$: с увеличением толщины линейная зависимость нарушается и при $\delta_{обш} \geq 3$ мм величина прогиба заметно уменьшается.

Вторым фактором, определяющим величину деформации поверхности, является расстояние между шпангоутами a , которое по существу представляет собой длину свободных пролетов обшивки и оказывает влияние на форму конечного, прилегающего к шпангоутам, участка обшивки. Поэтому чистой полуволны с максимальной стрелой прогиба ΔR_{max} посередине пролета, заключенного строго между осями смежных шпангоутов, в реальных конструкциях не бывает, так как эти участки остаются практически плоскими.

Длину этих плоских участков, прилегающих к полкам шпангоутов, можно приближенно определить, считая их расположенными симметрично по обе стороны от шпангоутов:

$$2l = 10 \sqrt{\frac{R \delta_{обш}}{a}}.$$

Истинное расстояние между шпангоутами a , уменьшенное на величину $2l$, представляет собой фактический шаг шпангоутов $a' = a - 2l$.

При очень низких уровнях нагрузки, когда возможна потеря устойчивости обшивки, целесообразно либо сделать ее толще, либо уменьшить шаг стрингеров.

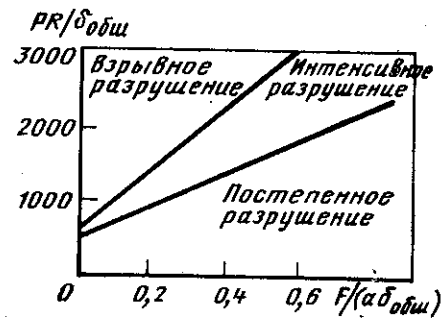


Рис. 10.9. Возможные виды разрушения отсеков фюзеляжа стрингерного типа

Если в конструкции много усиленных шпангоутов, то возможен другой вид потери устойчивости — не отдельными элементами, а целиком панели. В этом случае требуется усиление стрингерного набора или уменьшение шага нормальных шпангоу-

тов. Более сложное нагружение испытывают гермоотсеки фюзеляжа, где к внешним нагрузкам добавляется избыточное внутреннее давление. Динамический (циклический) характер нагрузок может привести к разрушению конструкции вследствие частичного разрушения ее элементов. Темп разрушения зависит от выбранных конструктивных параметров (рис. 10.9).

10.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБШИВОК И ПРОДОЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КАРКАСА

10.3.1. Проектирование обшивок

В современных конструкциях фюзеляжей в основном применяются металлические листовые обшивки, которые участвуют в работе на изгиб, кручение и воспринимают избыточное давление в гермоотсеках.

Тонкие обшивки $\delta_{\text{общ}} < 0,8$ мм применяются крайне редко ввиду их эксплуатационных несовершенств и, главным образом, из-за необходимости усиливать продольный набор для восприятия изгиба, что приводит к увеличению массы. Целесообразнее во всех отношениях увеличивать отношение $\sigma_{\text{общ}}/\sigma_{\text{стр}}$ путем утолщения обшивки, подбора профилей, обладающих большой несущей способностью, или того и другого одновременно, что в конечном итоге предполагает отыскание оптимума.

Закрепление обшивки на каркасе повышает ее критические напряжения и, что особенно важно, позволяет обшивке работать и после потери ею устойчивости. Закрепленная обшивка способна воспринимать нагрузки, большие критических потому, что часть ее, прилегающая к элементам каркаса, и прежде всего к стрингерам, остается невыпученной. Это лишний раз подтверждает недопустимость деформирования стрингеров в работе и тем более при производстве.

Обшивка, работая совместно со стрингерами, догружает их осевыми и поперечными нагрузками. Первые являются следствием натяжения между точками соединения (заклепками), а вторые — результатом отрывающего воздействия обшивки по соединитель-

ным швам. Эти дополнительные нагрузки являются причиной того, что профили в соединении с обшивками (теряющими устойчивость раньше) выдерживают меньшие разрушающие внешние нагрузки по сравнению с изолированными. Приблизненно считают, что критические напряжения в профилях, работающих совместно с обшивкой, снижаются на 10 ... 15 % при $\delta_{\text{общ}} = 1,0 \dots 1,5$ мм и на 15 ... 20 % при $\delta_{\text{общ}} = 1,5 \dots 2,0$ мм.

Методы изготовления обшивки фюзеляжа, соединения ее с каркасом те же, что и для крыла. Однако имеется ряд специфических особенностей.

Прежде всего следует остановиться на особенностях нагружения и работы. Расчетные значения толщин обшивки из-за больших абсолютных размеров сечений фюзеляжа получаются неконструктивно малыми, особенно в малонагруженных зонах. Кроме того, несмотря на наличие зон с очень высокими местными аэродинамическими нагрузками, достигающими на фонарях, блистерах, в носовых частях фюзеляжа величин порядка 0,07 ... 0,1 МПа, распределение их в сечениях фюзеляжа имеет симметричный характер. Эпюра нагрузок имеет вид кольца с ординатой $y_{\text{аэр}} \approx 0,2\rho V^2/2$.

Исходя из этих особенностей, везде, где это возможно, следует использовать монококовые конструкции, так как их масса минимальна. К сожалению, область их применения ограничивается сравнительно небольшим числом типовых мест — носовые и хвостовые коки, обтекатели, наружные панели воздухозаборников и т. п.

С увеличением толщины обшивки требуется специальная технологическая операция — формование обшивки (или панели) по контуру. Эта операция особенно трудна на участках двойной кривизны и в значительной мере усложняется необходимостью выполнения точного раскроя листов, сведения к минимуму пригоночных работ и доводки контуров листов. С учетом того, что трудоемкость обработки листовых деталей составляет около 2/3 всей трудоемкости изготовления самолета, изготовление обшивки фюзеляжа оценивается в 30 ... 35 % от общих трудозатрат на изготовление самолета.

Большое внимание при проектировании уделяется соединениям обшивки с каркасом. В этом случае проявляется особая роль обшивки как конструктивного элемента, взаимодействующего с внешним потоком. Гладкость обшивки, щели, ступенчатость, выступание заклепок над плоскостью и прочие факторы оказывают существенное влияние на аэродинамические характеристики фюзеляжа и самолета в целом.

Ориентировочная оценка потерь от состояния поверхности, произведенная фирмой «Боинг» и выраженная в топливном эквиваленте, означающем дополнительные затраты топлива в год на 1 самолет из-за возросшего сопротивления, представлена на рис. 10.10.

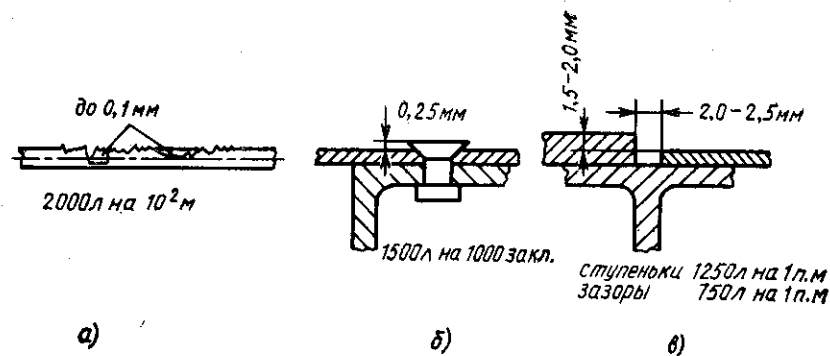


Рис. 10.10. Дополнительные затраты топлива из-за возросшего сопротивления обшивки:

а — грубые дефекты, забоины, вмятины; б — выступающие головки заклепок; в — ступеньки, зазоры

Чтобы обеспечить жесткую базу, наиболее точное совпадение толщин листов и плотное прилегание их краев, все соединения, как правило, осуществляют на элементах каркаса. При этом все поперечные стыки выполняют встык, а продольные — встык или внахлестку (рис. 10.11).

Заклепочные соединения в настоящее время преобладают в авиационных конструкциях. Поэтому, несмотря на такие известные их недостатки, как трещинообразование, снижение сопротивления усталости и поверхностные искажения, потайная клепка является наиболее распространенным видом соединений, по крайней мере для передней части фюзеляжа (до входных дверей пассажирской кабины или до крыла).

Исследования показывают, что сопротивление усталости заклепочных соединений в большой степени зависит от наличия зазора между срединными плоскостями соединяемых листов и подкладок при передаче нагрузок и от резкого перепада жесткостей в месте соединения. Поэтому при проектировании соединений стремятся к тому, чтобы плечи потоков усилий были бы минимальными или уменьшались постепенно, а сечения (жесткости) соединяемых элементов изменялись бы плавно. Как одно из рациональных решений этой задачи можно рассматривать применение

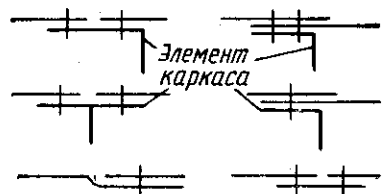


Рис. 10.11. Типовые соединения обшивок

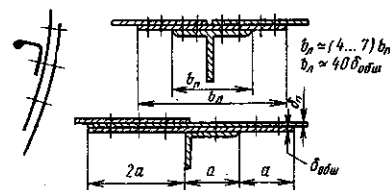


Рис. 10.12. Применение подкладок в соединениях

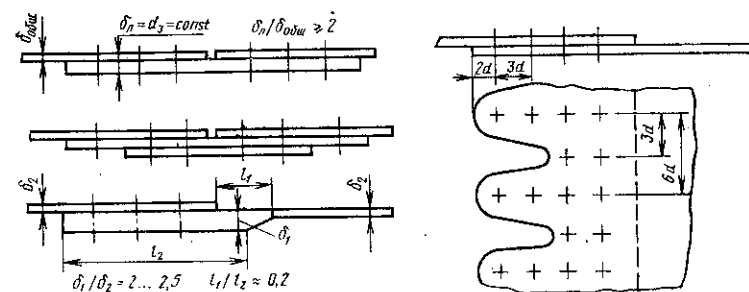


Рис. 10.13. Виды соединений обшивки в пролетах

подкладочной ленты (рис. 10.12). При этом жесткость ленты определяет и геометрию соединения. Так, при $E_{пл} = E_{обш}$ принимают $\delta_{пл} / \delta_{обш} = 1 \dots 2$; при $E_{пл} \gg E_{обш}$ $\delta_{пл} / \delta_{обш} = 0,25 \dots 0,35$.

В тех случаях, когда обшивки невозможно соединить на каркасе, их соединяют в пролетах между элементами каркаса на подкладной ленте (простой или фестонной) через две подкладки, внахлестку на утолщенном крае нижнего листа, внахлестку с прямым или фестонным обрезом краев (рис. 10.13). Основная цель таких соединений заключается в последовательном наращивании жесткости элементов от краев к месту стыка. Швы при этом всегда делают многорядными: 4-рядными, когда определяющей является нагрузка, действующая поперек стыка, и 3-рядными при действии нагрузки вдоль стыка. Для более равномерной передачи нагрузки в стыковом соединении во внешних (наружных) рядах часто ставят заклепки меньшего диаметра.

Следует иметь в виду, что на подобные соединения обшивок всегда будут оказывать сильное влияние элементы каркаса. Степень влияния зависит от ориентации стыков и от их длины. При продольных стыках полки шпангоутов будут служить жесткой опорой листам, при поперечных — соединения будут подкрепляться стрингерами. Иногда жесткость стыка увеличивают специальными конструктивными мерами с одновременным повышением его долговечности. На рис. 10.14 показано соединение встык на подкладке, которое усилено утолщением кромок и подкрепляющей полосой переменной ширины, проложенной вдоль подсеченной части стрингера. Эта полоса играет роль дублера — ловителя трещин. Это конструктивное решение одинаково пригодно и для продольных, и для поперечных швов.

На работу заклепочного соединения оказывают влияние различные факторы, поэтому изолированная (чистая) работа его практически невозможна. Как правило, заклепочные соединения — групповые, работают совместно с другими элементами, нагружены различными силами, существенно чувствительны к производственным дефектам. Поэтому даже в случае элементарного нагружения соединения растягивающими силами следует учиты-

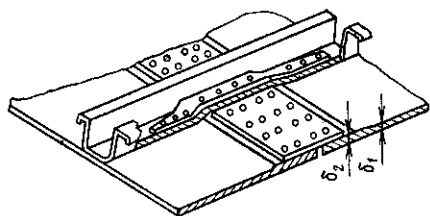


Рис. 10.14. Усиление соединения листов обшивки

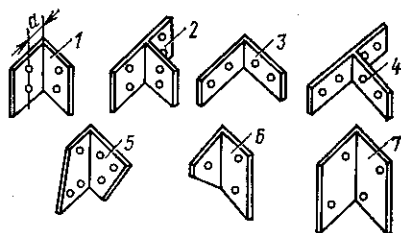


Рис. 10.15. Крепежные уголки

и крыла все-таки существует. Вследствие увеличения длин пролетов (примерно в два раза, пропорционально отношению шага шпангоутов к шагу нервюр) стрингеры в фюзеляже склонны к деформированию — осевому закручиванию — как при растяжении, так и при сжатии. Величина деформации зависит от производственных дефектов, но в большей степени от конструктивных параметров самих стрингеров и вида соединений. Фактическая несущая способность стрингера может быть оценена применительно к конкретной КСС с учетом условий опирания и вида полуфабриката.

Известно, что вид заделки торцов стрингера, другими словами, способ соединения их со шпангоутами оказывает решающее влияние на характеристики устойчивости, так как коэффициент заделки меняется в пределах от 1 (свободное опирание) до 4 (защемление). В реальных условиях он колеблется от 1,5 до 2, так как чистое защемление практически неосуществимо.

В зависимости от необходимой степени жесткости конструкции можно применять различные виды соединений, которые в определенной степени соответствуют разным видам заделки. Рассмотрим соединения с помощью уголков (рис. 10.15). Существует определенная взаимосвязь жесткостных и конструктивных параметров при этом виде соединения. При достаточной жесткости панелей на поперечный изгиб обычно применяют уголки типа 6, 3, 4, поскольку передача нагрузок со стрингера на стенку шпангоута в этом случае происходит главным образом при срезе заклепок, не вызывая значительных усилий отрыва их головок на шпангоуте. Для увеличения жесткости панелей путем уси-

вать эти особенности соединения и вводить при расчетах коэффициент пластичности $K_{\text{п}}$, чтобы компенсировать неравномерность распределения нагрузок. Рекомендуется принимать $K_{\text{п}} = 0,96 \dots 0,98$. Меньшие значения соответствуют алюминиевым сплавам, большие — стальным. Тогда $\sigma_{\text{разр}} = K_{\text{п}} \sigma_{\text{в}}$.

10.3.2. Проектирование стрингеров

По прочности и назначению стрингеры фюзеляжа аналогичны крыльевым. Сортамент применяемых стрингеров тот же, что и для крыла. Хотя некоторая разница между стрингерами фюзеляжа

ния связей на опорах, т. е. со стрингерами, следует использовать уголки типа 1, 7, 2, 5. Во всех соединениях размер a должен быть минимально возможным. В конструкциях наибольшее распространение получили уголки типа 6.

Кроме заделки торцов стрингеров с помощью уголков часто применяется заделка на полке шпангоута с подсечкой концевой части стрингера. Но в этом случае необходимо обращать внимание на два обстоятельства. Во-первых, ширина полки шпангоута должна быть достаточной для размещения не менее двух заклепок в ряд. Во-вторых, с увеличением толщины полки стрингера увеличивается длина наклонной (переходной) части в подсечке, а это может привести к появлению коробления обшивки в этой зоне и интенсивному развитию трещин.

Стрингеры с закрытыми сечениями характеризуются более высокими критическими напряжениями благодаря лучшему опиранию продольных длинных кромок, имеют симметричное соединение с обшивкой. Однако профили закрытого сечения требуют для соединения большего числа заклепок, хуже прилегают к обшивке, искажают криволинейные поверхности (места контакта становятся плоскими), усложняют соединения с другими элементами каркаса и прежде всего со шпангоутами.

Профили открытых сечений, имея ряд технологических преимуществ, почти всегда склонны к закручиванию вследствие производственных неточностей, геометрических особенностей и несимметричного включения в работу.

Рассмотрим соединение стрингера с обшивкой и характер передачи нагрузок. На рис. 10.16 представлены типовые открытые профили, соединенные с обшивкой заклепками в один и два ряда. Наличие эксцентриситета e между осью шва и центром масс стрингера является одной из причин его закручивания и ранней потери устойчивости обшивкой между точками соединения.

Сравнивая профили, показанные на рис. 10.16, а и б, можно сделать вывод, что при равных высоте и площади сечения второй профиль более выгоден благодаря симметричному распределению площадей и большему в два раза моменту инерции относительно вертикальной оси. Практически минимально возможное значение e при соблюдении технологических ограничений оказывается в пределах $e = 3,5 \dots 4$ мм для листов с $\delta_{\text{обш}} = 1,5$ мм и заклепок $d = 3 \dots 4$ мм. С увеличением размеров сечения профиля величина e интенсивно увеличивается. Можно уменьшить эксцентриситет путем применения разностенных или неравнобоких

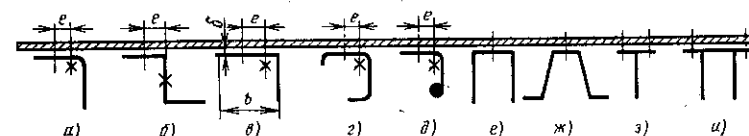


Рис. 10.16. Профили открытого сечения

уголков (см. рис. 10.16, в) специальных гнутых профилей (см. рис. 10.16, г) или прессованных профилей симметричного сечения (см. рис. 10.16, е—и) (в этих случаях $e = 0$).

Одновременно с этим следует иметь в виду, что в профилях третьего типа (см. рис. 10.16, в) при чрезмерном увеличении ширины лапки при $b/\delta_{\text{обш}} > 12$ есть опасность резко снизить ее местную устойчивость. Так, например, при $b/\delta_{\text{обш}} = 12 \dots 14$ и $F_{\text{сеч}} = \text{const}$ допускаемые критические напряжения уменьшаются на $\sim 22\%$.

Применение симметричных профилей полностью решает проблему соосной работы стрингеров с обшивкой. Следует, однако, заметить, что во всех случаях однорядное соединение всегда более предпочтительно, чем двухрядное.

На выбор формы поперечного сечения стрингеров также оказывают влияние компоновочные решения и условия эксплуатации. Например, в хвостовых частях фюзеляжей, где образуется сильное акустическое поле в результате истечения реактивных струй из близко расположенных двигателей, часто ставят стрингеры швеллерного или таврового сечений, тогда как в носовой и средней частях этого же фюзеляжа применяют уголкового или z-образные профили. Такое решение является вынужденным, хотя, с одной стороны, это и приведет к несомненному повышению жесткости и улучшению вибрационных характеристик, но, с другой стороны, неизбежно вызовет увеличение массы каркаса.

Другая особенность фюзеляжных стрингеров является следствием специфики их нагружения и большого удаления от центральной оси сечений фюзеляжа. Рассмотрим их характеристики прочности и жесткости в зависимости от соотношения между потребными площадями и моментами инерции сечений. Сравнивая уголкового стрингеры с другими, следует отметить, что при равной площади сечения и одной и той же высоте критические напряжения их меньше из-за малого момента инерции относительно оси $x-x$, параллельной срединной плоскости обшивки (рис. 10.17).

В этом отношении более выгодны профили бульбовые с отгибом ножки или лапки, z-образные и специальные, имеющие увеличенный момент инерции. В среднем бульбовые профили обладают в 2,2 раза большим моментом инерции по сравнению с обычными при незначительном (на $5 \dots 7\%$) увеличении погонной массы. Однако не следует переоценивать эффект бульбовых подкреплений, так как утолщенный край не создает опирания для свободной стороны, а сам опирается на нее, имеет одинаковые с небульбовыми характеристики местной устойчивости.

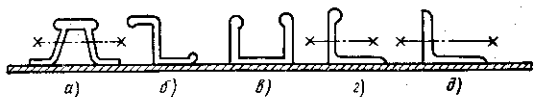
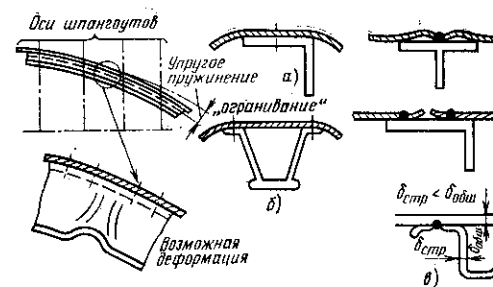


Рис. 10.17. Стрингерные профили

Рис. 10.18. Влияние жесткости стрингеров на деформирование обшивки



Говоря о стрингерах, нельзя не отметить их роль в снижении массы конструкции, заключающуюся в применении ставшей теперь стандартной доработки свободных торцов стрингеров.

Принятая обрезка ножки (скосы) стрингера под углом $45 \dots 60^\circ$ дает определенную экономию массы, так как в конструкцию каркаса входит большое число стрингеров. В большей мере экономия массы проявляется у бульбовых профилей, где обрезается утолщенная часть (бульба). Применение обрезки, хотя и повышает трудоемкость изготовления, но в условиях крупносерийного производства может привести к снижению массы каркаса и пола фюзеляжа на $3 \dots 4\%$.

Жесткость следует определять не для изолированных стрингеров, а для стрингеров вместе с обшивкой. Большая разница в критических напряжениях стрингеров и обшивки свидетельствует о неоптимальности панели.

Для уменьшения этой разницы в последнее время все чаще стали применять приклеивание стрингеров. Эта технологическая операция преследует несколько целей. Во-первых, повышаются напряжения в обшивке, во-вторых, выравниваются нагрузки, действующие на обшивку и на стрингер, в-третьих, уменьшается масса панели и, наконец, стрингеры служат эффективными ограничителями трещин.

Однако надо иметь в виду, что технология склейки сравнительно сложна.

В первом приближении удовлетворительную равнопрочность соединения можно получить при отношении толщины полки стрингера к толщине обшивки $\delta_{\text{стр}}/\delta_{\text{обш}} = 1,2 \dots 1,5$.

Чрезмерная собственная жесткость и большая толщина полки стрингера вызывают ряд отрицательных последствий (рис. 10.18). Во-первых, жесткие стрингеры (и прежде всего закрытого сечения) менее податливы и хуже следуют кривизне контура, особенно двойной (см. рис. 10.18, а). Во-вторых, они значительно ухудшают прилегание к обшивке, часто вызывая так называемое ограничение поверхности (рис. 10.18, б). В-третьих, для сварных соединений большая толщина полки приводит к короблению и отгибанию кромок листов обшивки (см. рис. 10.18, в).

Рациональным методом достижения равнопрочности в целом можно считать не столько увеличение толщины обшивки или собственной жесткости стрингеров, сколько уменьшение их шага.

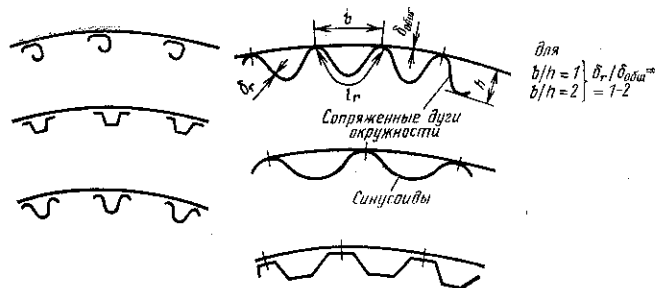


Рис. 10.19. Гофровое подкрепление обшивки

В большинстве конструкций, где применяется высокожесткая обшивка (стальная или титановая), равножесткость ее соединения с продольным набором достигается одновременным уменьшением толщины обшивки и стрингеров до $\delta_{обш} = \delta_{стр}$ и уменьшением шага последних до 50 ... 60 мм, а в пределе путем перехода к гофровой конструкции (рис. 10.19). Гофровое подкрепление имеет по сравнению со стрингерно-сборочным то преимущество, что все его элементы в полной мере работают и на сжатие, и на сдвиг. При этом касательные усилия, воспринимаемые обшивкой и гофром, распределяются между ними пропорционально их толщинам и обратно пропорционально длине

$$\frac{q_{обш}}{q_{гофр}} = \frac{\delta_{обш}}{\delta_{гофр}} \frac{l_{гофр}}{l_{обш}}. \quad (10.10)$$

10.3.3. Усиленные стрингеры (лонжероны), бимсы

Наличие усиленных стрингеров (лонжеронов) является конструктивной особенностью фюзеляжа. В отличие от крыла они рассматриваются как элементы силовой схемы и характеризуют тип фюзеляжа. В технологическом отношении они могут быть необходимы, особенно для фюзеляжей больших диаметров, для осуществления стыков листов обшивки или панелей. Бимс служит для местного усиления в зонах больших вырезов и имеет небольшую длину.

Профили усиленных стрингеров такие же, как и у обычных стрингеров, но значительно более мощных сечений, часто составной конструкции, а иногда специальной конфигурации (рис. 10.20).

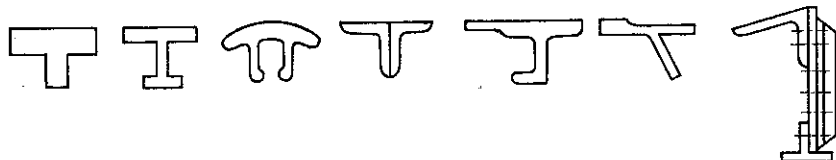


Рис. 10.20. Специальные профили усиленных стрингеров

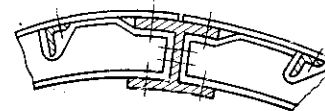
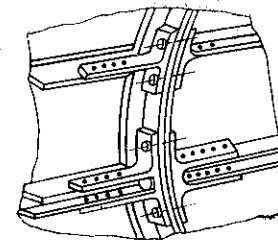


Рис. 10.21. Перестыковка усиленных стрингеров



Установка усиленных стрингеров неизбежно вызывает определенные конструктивные и технологические трудности, которые необходимо учитывать при разработке КСС. При чрезмерном увеличении высоты стрингеров возможна потеря устойчивости их стенками (ножками) из-за увеличения отношения $h/\delta_{стр}$. Кроме того, это может потребовать специальных мер по увеличению жесткости стенок. Значительная высота усиленных стрингеров затрудняет выполнение нормализованных вырезов в стенках шпангоутов, требует специального подкрепления места выреза или местного увеличения высоты стенки шпангоута. Наконец, усложняется перестыковка усиленных стрингеров, так как для этого требуются специальные фитинги (рис. 10.21).

Значительное увеличение габаритных размеров и усложнение формы сечения усиленных стрингеров оправдано только в случае возможного нагружения их, кроме осевых, достаточно большими поперечными нагрузками, вызывающими изгиб из плоскости обшивки.

Необходимо отметить еще одну конструктивную особенность стрингеров — усиленных и обычных. В силу производственных и эксплуатационных требований в конструкции фюзеляжа имеются технологические стыки по усиленным (часто глухим) шпангоутам и эксплуатационные разъемы, в плоскости которых стрингеры перестыковываются. При этом они разделяются на две части и через фитинги по обе стороны непрорезанной стенки шпангоута соединяются для сохранения единства продольного набора КСС. Иногда в указанных местах они могут не иметь продолжения и приторцовываются к стенке шпангоута.

В обоих случаях, проектируя такие соединения, необходимо иметь в виду прежде всего их работу при растяжении, так как практически невозможно передать нагрузку в этих соединениях без конструктивного эксцентриситета e (рис. 10.22).

Из рис. 10.22 видно, что нагрузка на стыковые болты будет всегда больше, чем внешняя сила P , из-за эксцентриситета e соединения. Отличие будет тем больше, чем больше разница жесткостей соединяемых элементов. Нагрузка на болт может быть

определена из выражения $Q = P \left(1 + \frac{b}{a}\right)$. Учитывая проч-

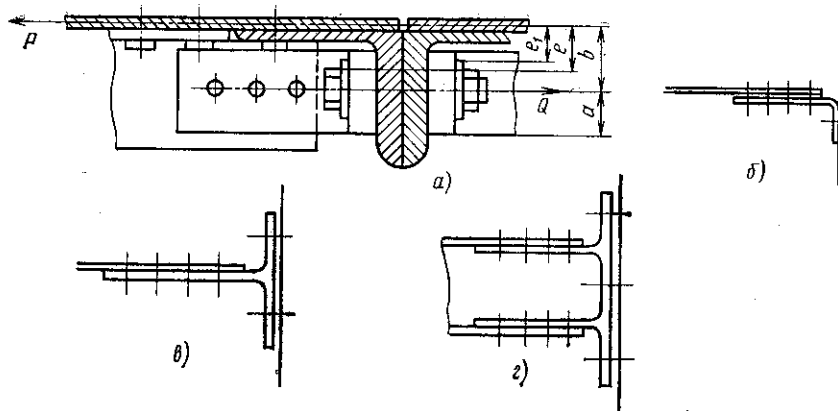


Рис. 10.22. Работа элементов стыковых соединений

ностные и сборочные ограничения, накладываемые на форму и размеры узла (расстояние от оси болта до края лапки фитинга, размер «под ключ»), легко убедиться, что жесткость соединения будет определяться размером b , который надо стараться делать минимальным.

Для уменьшения величины эксцентриситета допускается установка под головку болта шайбы (на рис. 10.22, a плечо e_1). При этом достигается уменьшение изгибающего момента. Форма фитинга также оказывает влияние на работу соединения. Поэтому крепежные таврики (см. рис. 10.22, $в$ и $г$) предпочтительнее, чем уголкового фитинга (см. рис. 10.22, $б$) из-за симметричного нагружения болтов. Вместе с тем следует заметить, что их применение приводит к ощутимому увеличению массы соединения и трудоемкости изготовления и сборки.

Часто перестыковки выполняют, соединяя болтами не только стрингеры между собой, но и объединяя их по обе стороны стыка накладной или фестонной лентой (рис. 10.23). При этом толщина накладки или ленты, чтобы не сделать стык слишком жестким, не должна быть больше толщины обшивки. Не следует их делать также из более жесткого материала, чем обшивка, чтобы не вызвать в соединении неравномерности нагружения и значительного различия деформации в элементах. Применять перестыковку стрингеров, если обшивка непрерывна, недопустимо из-за заведомо большой разницы жесткостей, что неизбежно ускорит появление и рост трещин.

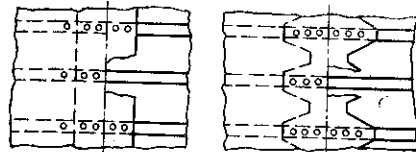


Рис. 10.23. Перестыковка стрингеров с помощью лент

Сопутствующей перестыковке технологической операцией является подсечка профилей с целью увеличения жесткости соединения. Там, где сечения подгибаемых полок невелики

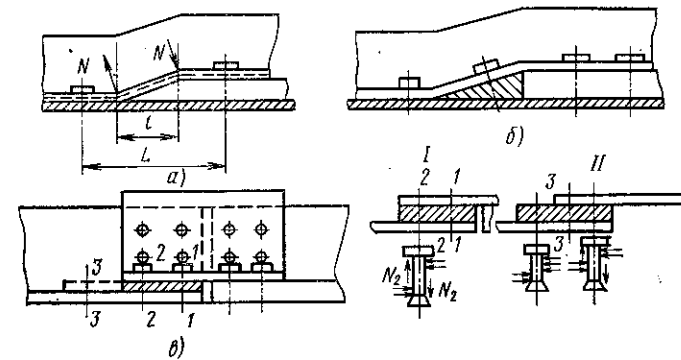


Рис. 10.24. Работа элементов в подсечке:
— — — вариант I; — — — вариант II

($\delta \leq 1$ мм), обычно специальной подсечки не делают. По мере увеличения толщин элементов до 2,5 мм и более необходимо учитывать дополнительное нагружение их изгибающим моментом, а крепежных изделий — растягивающими усилиями. На рис. 10.24, a показана теоретическая схема уравнивания сил.

С целью уменьшения неблагоприятного влияния подсечек под наклонную их часть ставят клиновидные подкладки, склеивая их с профилем и обшивкой (рис. 10.24, $б$). Заполняющие подкладки плавающего типа позволяют вообще избежать подсечки (рис. 10.24, $в$ вариант I) и существенно улучшают работу соединяемых деталей. Заполняющие подкладки могут играть и более активную роль в случае дополнительного прикрепления ее снаружи (заклепка $3-3$ на рис. 10.24, $в$), являясь фиксированным наполнителем и уменьшая одновременно нормальные силы, которые приводят к отрыву головки заклепок. Дополнительные заклепки, как правило, компенсируют увеличение производственных затрат повышением долговечности. Заполнение подкладками любого типа свободных полостей устраняет возможность потери устойчивости в этой зоне обшивкой и лапкой профиля. Вместо заклепок для фиксации подкладок можно применять склеивание. Подкладки нецелесообразно применять, если их толщина по предварительной оценке не превышает $0,20d_{\text{закл}}$.

10.3.4. Проектирование панелей фюзеляжа

Основные принципы проектирования панелей рассмотрены в гл. 7. Здесь приведены специфические особенности для панелей фюзеляжа.

Если рассматривать панели фюзеляжа с технологической точки зрения как подбороочные единицы, то в них обнаруживается много общего с панелями крыла: это листы обшивки, соединенные со стрингерами. Монолитные прессованные, прессово-катаные,

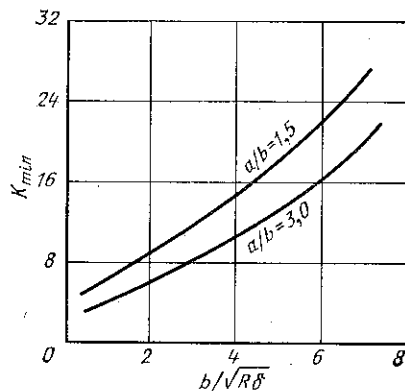


Рис. 10.25. График для определения прочности криволинейных панелей

штампованные панели пока еще находят ограниченное применение главным образом в боковинах пассажирских самолетов, створках люков, крышках больших вырезов. Их применение вызвано скорее потребностью в сокращении числа деталей в зонах окантовок, местных усилений и каркасов для окон и дверей. Именно эти зоны существенно ухудшают очень важный

показатель технологичности конструкции — приведенную массу детали, т. е. отношение суммарной массы деталей конструкции к их числу на самолете, исключая крепежные элементы и готовые изделия, $P_d = m_{\text{конс}}/n$. Для современных самолетов этот показатель составляет в среднем около 250 г. Поэтому панелирование можно рассматривать как положительный фактор в смысле конструктивного и технологического совершенствования изделия. Вместе с этим показатель приведенной массы конструкции P_d является в известной мере критерием при сравнительных оценках всякого рода модификаций.

Конструктивной особенностью панелей является их большая кривизна, а для пассажирских самолетов — работа их под действием внутреннего избыточного давления.

Влияние кривизны панелей оценивается по формуле из теории устойчивости для подкрепленных оболочек, скорректированной с помощью эмпирического коэффициента, учитывающего и обобщающего результаты экспериментальных данных испытаний сборных алюминиевых панелей

$$\tau_{\text{обш}} = kE (\delta_{\text{обш}}/b)^2, \quad (10.11)$$

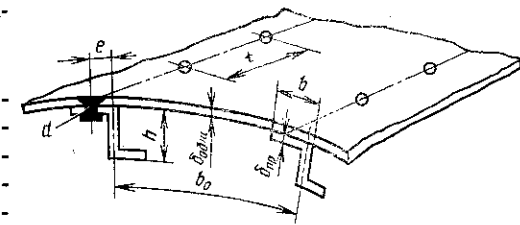
где E — модуль упругости материала; $\delta_{\text{обш}}$ — толщина обшивки; b — шаг стрингеров; k — коэффициент, значение которого определяют по графику (рис. 10.25).

Значительно сложнее учесть влияние избыточного давления. Общая оценка скорректированной конструкции может производиться по графику (см. рис. 10.9).

Основные проблемы конструирования панелей фюзеляжа связаны с установлением рациональных зависимостей их параметров от типа подкрепляющих элементов, формы и размера вырезов, связи элементов между собой и со шпангоутами, уровня эксплуатационных напряжений и др.

Так, например, принимая во внимание величину жесткости бульбовых профилей и профилей закрытого типа, можно выби-

Рис. 10.26. Параметры рациональной сборной панели



рать в пределах рекомендованного диапазона наименьшие значения шага стрингеров для угловых профилей, наибольшие — для закрытых и промежуточные — для бульбовых. Здесь следует отметить также, что обеспечение высокой несущей способности панелей прежде всего достигается качественным выполнением соединений обшивки с продольным набором.

Все сборные панели представляют собой сложные конструкции, созданию которых предшествует ряд технологических подготовительных операций. В законченном виде отдельные параметры панелей требуют увязки. На рис. 10.26 показаны параметры сборной панели, взаимосвязь которых определяется на основе теоретических зависимостей и производственного опыта. Принимая во внимание известные технологические ограничения и прочностные допущения, а также проектировочные рекомендации, можно вывести следующие зависимости.

Равножесткость и исключение общей потери устойчивости достигаются при $\delta_{\text{пр}}/\delta_{\text{обш}} > 0,8$, местной потери устойчивости профилем не происходит при условиях $b/\delta_{\text{пр}} \leq 9$ и $0,4 < b/h < 0,5$. Поверхностное складкообразование исключается при $b_0/\delta_{\text{обш}} < 30$ и $t/b < 0,5$. Обшивка не теряет устойчивости между заклепками при $t/d \leq 8$. Склонность к изгибно-крутильным деформациям и складкообразованию тем меньше, чем меньше величина e .

Аналогичным образом могут быть проанализированы параметры панелей с угловыми, гнутыми профилями, с разнесенным и гофрированным подкреплением. Общая картина раскрывает многопараметрические зависимости и требует при конструировании всесторонней оценки выбираемых параметров.

В значительной степени процесс конструирования панелей осложняет необходимость делать в них вырезы. Подробнее проблема проектирования отсеков и панелей с вырезами будет рассмотрена позже в разд. 10.6.

Как уже отмечалось, большое влияние на конструкцию панелей оказывает уровень эксплуатационных напряжений в них, который зависит от многих факторов:

- а) состояния поставки полуфабрикатов (естественно или искусственно состаренные, прессованные, катаные и т. п.);
- б) качества обработки и состояния поверхности (наличия подрезов, забоин, царапин);
- в) характера и формы приложения нагрузки (цикличность, частота, интервалы).

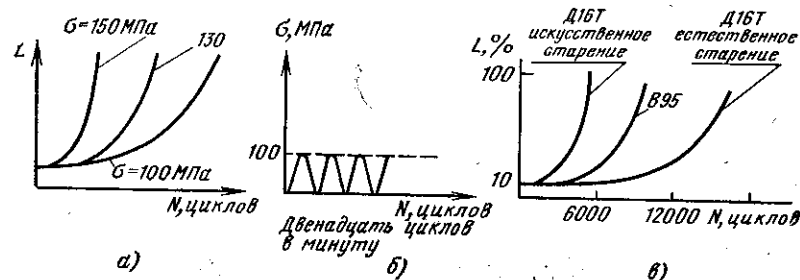


Рис. 10.27. Распространение трещин в сборных фюзеляжных панелях: а — зависимость скорости распространения трещин от уровня напряжений; б — влияние частоты нагружений; в — влияние состояния материала

На рис. 10.27 приведены графики изменения скорости распространения трещин в сборных панелях в зависимости от указанных выше факторов.

Как видно из графиков, допускаемые критические напряжения, назначаемые ранее, на этапе проектировочного расчета в отдельности для профилей и обшивки следует в дальнейшем для панели в целом уточнять в зависимости от указанных факторов.

10.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПАНГООТОВ

Поперечный набор каркаса фюзеляжа составляют шпангоуты — нормальные и усиленные. Они представляют собой замкнутые рамы кольцевой или близкой к ней формы. На стадии предварительной разработки формы шпангоутов к традиционной круглой или овальной позволяет упростить их проектирование и расчет.

В общем случае внешние силы, нагружающие шпангоуты, уравниваются на обшивке потоком распределенных касательных усилий. В сечениях самих шпангоутов при этом возникают внутренние изгибающий момент, поперечная и осевая силы (рис. 10.28), величину которых находят по классической методике для кольцевых рам. По известному моменту и силам можно определить нормальные напряжения в поясах и касательные — в стенках шпангоута

$$\sigma = M_{изг} y / J + N / F_{сеч}, \quad (10.12)$$

$$\tau = Q / h_{шп} \delta, \quad (10.13)$$

δ — толщина стенки шпангоута; h — высота сечения шпангоута.

Прочность шпангоутов и их параметры, как правило, определяют из условия нагружения их изгибающим моментом. Типовым конструктивным исполнением шпангоутов является элементарный кривой тонкостенный двухпоясной брус, имеющий высокую изгибную жесткость в своей плоскости и очень малую — из плоскости. Это означает, что при грамотной завязке КСС

фюзеляжа радиальные и касательные к ободу силы следует передавать на шпангоуты, а перпендикулярные к плоскости шпангоутов — на продольные элементы.

Совместно со шпангоутами всегда работает и обшивка, жесткость которой на изгиб по сравнению со шпангоутами близка к нулю. Это обстоятельство требует от конструктора особого подхода при выборе параметров соединения из условия равнопрочности. Чем меньше жесткость шпангоутов, тем тщательнее следует выбирать их параметры и тем меньшей массы можно получить конструкцию соединения с обшивкой.

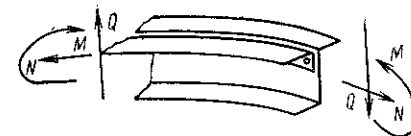


Рис. 10.28. Внутренние усилия, возникающие в шпангоуте

10.4.1. Нормальные шпангоуты

Основное назначение нормальных шпангоутов состоит в восприятии местной аэродинамической нагрузки и обеспечении соответствующей опоры для стрингеров и обшивки. Внешняя нагрузка, действующая на шпангоут, невелика, поэтому строительная высота шпангоута получается небольшой — достаточной, чтобы воспринять приходящиеся на него нагрузки, и вместе с тем не препятствовать свободному использованию внутреннего объема фюзеляжа. Кроме того, под действием аэродинамических нагрузок (для дозвуковых самолетов практически равномерно распределенных по ободу) шпангоуты оказываются самоуравновешенными и в основном работающими на разрыв. Поэтому в большинстве случаев для нескоростных, небольших самолетов нормальные шпангоуты детально не рассчитываются, а выбираются по конструктивным соображениям из условия равновесности с панелями. Однако для крупных самолетов ($D_{\phi} > 3,5$ м) (по соображениям сохранения удовлетворительных весовых характеристик) и для фюзеляжей больших удлинений ($\lambda_{\phi} > 8$) (из-за возрастания нагрузок в плоскости шпангоутов вследствие изгиба фюзеляжа) параметры шпангоутов необходимо рассчитывать.

Рассчитывают также шпангоуты фюзеляжей сложной формы, например, образованные дугами пересекающихся окружностей или имеющие в плоскости одну (или две) распорку — ригель (как элемент пола кабины). Наличие узловых точек у таких шпангоутов приводит к скачкообразному изменению напряжений в этих местах (рис. 10.29). А это, в свою очередь, требует местного усиления зон соединения или специальных мер по закреплению балок пола.

С точки зрения строительной механики такие шпангоуты можно лишь условно считать нормальными и самоуравновешенными, полагая при этом, что перемещения в узловых точках

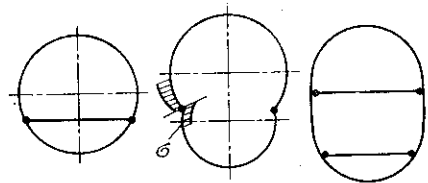


Рис. 10.29. Нормальные шпангоуты сложной формы

отсутствуют, т. е. считая условно ригели и шпангоуты равножесткими. Однако распределение внутренних усилий по контуру шпангоутов таково, что позволяет считать их при проектировании нормальными. К тому же в большинстве конструкций пассажирских и грузовых самолетов рассчитывается значительное число таких шпангоутов, и все они находятся примерно в одинаковых условиях нагружения. Упрощенная схема их расчета строится в предположении, что уравнивание шпангоута происходит на боковинах на длине контура $l = R$, где сосредоточено примерно 75 % всех распределенных сил q . Внутренние усилия в шпангоуте благодаря наличию балок-ригелей перераспределяются таким образом, что верхний полусвод оказывается нагруженным очень мало. Нормальные напряжения от $M_{изг}$ в поясах составляют 0,7 ... 0,75 от σ_{max} , возникающих непосредственно сверху или снизу около ригелей. Конструктивно нижний полусвод из-за малой строительной высоты оформляется в виде балки, зашитой стенкой до обода шпангоута включительно, или ригельно-стойечной стержневой системой.

В том и другом случае обод шпангоута работает как элемент сложной статически неопределимой системы с напряжениями, в два раза меньшими σ_{max} из-за существенно большей прочности и жесткости балок-ригелей.

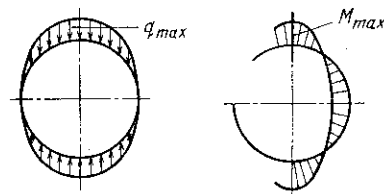
Наличие поперечных ригелей в общем случае можно рассматривать как действенное средство разгрузки шпангоута, особенно в верхней его части при диаметральной (среднем по высоте) положении ригелей.

При действии внутреннего избыточного давления напряжения в шпангоутах не превышают, как правило, напряжений от внешних сил и только значительно возрастают в наружных поясах на самом нижнем участке вследствие одновременного воздействия изгибных и радиальных нагрузок от обшивки.

Параметры нормальных шпангоутов наиболее распространенных сечений — z-образных, швеллерных и двутавровых — можно выбирать исходя из установившихся в практике проектирования следующих рекомендаций.

Обычно высота стенки шпангоута $h_{ст}$ для небольших фюзеляжей ($D_{ф} \approx 1,5$ м) принимается $h_{ст} = 0,02D_{ф}$, а для фюзеляжей $D_{ф} > 2$ м $h_{ст} = (0,025 \dots 0,03) D_{ф}$. Ширина полок шпангоутов $b_{п} \leq 0,5h_{ст}$. В составных шпангоутах, имеющих обод и компенсатор, ширина полок уменьшается до $0,3h_{ст}$. Толщину полки $\delta_{п}$ выбирают с учетом типа панели и вида соединения ее со шпангоутом. Так, если обшивка выполнена из листа $\delta_{обш} <$

Рис. 10.30. Нагружение и эпюра изгибающего момента нормального шпангоута



$< 2,5$ мм, то желательно, не увеличивая чрезмерно жесткость поясов, сохранять отношение $\delta_{п}/\delta_{обш} = 1,0 \dots 1,3$. Применение более мощных панелей (механически фрезерованных, травленных) усложняет достижение равножесткого соединения и (по технологическим условиям) приводит к увеличению указанного отношения в 1,5 ... 2 раза.

Если необходимо определить параметры расчетным путем, то прежде всего надо знать действующие в рассматриваемых сечениях нагрузки. При изгибе внешние нагрузки определяются известными методами [9] по формуле

$$M_{max} = 0,23q_{max}R^2, \quad (10.14)$$

где

$$q_{max} = \delta_{обш}aRM^2/(EJ); \quad (10.15)$$

R — радиус фюзеляжа; q_{max} — максимальная распределенная нагрузка; $\delta_{обш}$ — толщина обшивки; a — шаг шпангоутов; M_{max} — максимальный изгибающий момент; E — модуль упругости материала; J — момент инерции шпангоута с присоединенной обшивкой.

Вид нагружения, типовая эпюра изгибающего момента и расчетные сечения показаны на рис. 10.30.

В общем случае по имеющимся величинам $M_{изг}$, Q и N для шпангоута по формулам (10.12) и (10.13) можно определить нормальные напряжения в поясах и касательные напряжения в стенке.

Дополнительно по величине M_{max} можно приблизительно определить радиальные напряжения σ_r в стенке шпангоута, которые возникают в ней в результате работы на изгиб шпангоута как кривой балки

$$\sigma_r = N_{п}/(R\delta), \quad (10.16)$$

где

$$N_{п} = M/h_{шп}; \quad (10.17)$$

$N_{п}$ — осевое усилие в поясе.

Величину допускаемых напряжений в стенке следует уточнить из условия недопущения потери ею устойчивости

$$\tau_{кр} = 8,6\tau_0, \quad (10.18)$$

где

$$\tau_0 = 0,95E/(b/\delta)^2; \quad (10.19)$$

b — расстояние по стенке между осями стрингеров (если на стенке предполагаются ребра или подкрепляющие стойки, то за b принимается расстояние между ними).

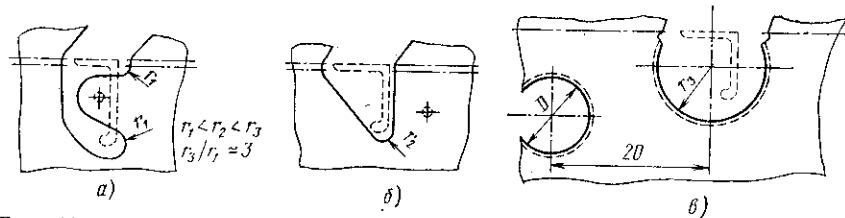


Рис. 10.31. Типовые вырезы в стенках шпангоутов

Зная осевое усилие $N_{\text{п}}$, можно подобрать соответствующие параметры поясов шпангоутов.

В тех случаях, когда определяющими являются возрастающие воздушные нагрузки, как следствие увеличивающегося расстояния между шпангоутами, параметры нормальных шпангоутов рассчитывают в предположении, что нагружение происходит симметрично по всему обводу и расчетная величина поверхностного давления $p_{\text{расч}} = p_{\text{экс}} \cdot f \cdot 0,3 \cdot 10^5 \cdot 1,5 = 0,45 \cdot 10^5$ Па. Тогда на шпангоут будет действовать нагрузка

$$q_{\text{min}} = p_{\text{расч}} a, \quad (10.20)$$

а напряжения определяются по формуле

$$\sigma = \frac{q_{\text{min}} R}{F_{\text{сеч}}}, \quad (10.21)$$

где $F_{\text{сеч}}$ — площадь сечения шпангоута.

В проектировочных расчетах не следует опасаться некоторого увеличения высоты стенки шпангоута, поскольку на предварительном этапе, как правило, не учитываются ослабления стенки и потери ее площади за счет вырезов — просечек под стрингеры. Принимая во внимание только технологические ограничения на размеры и форму вырезов, можно убедиться, что их площадь составляет 8 ... 11 % полной площади стенки.

Стандартами предусмотрены разнообразные формы вырезов, соответствующие размерам и типу стрингеров. Однако, учитывая возросшие требования к долговечности конструкции планера и особенно к его усталостным характеристикам, при проектировании следует соблюдать определенные рекомендации, способствующие повышению ресурса элементов и соединений.

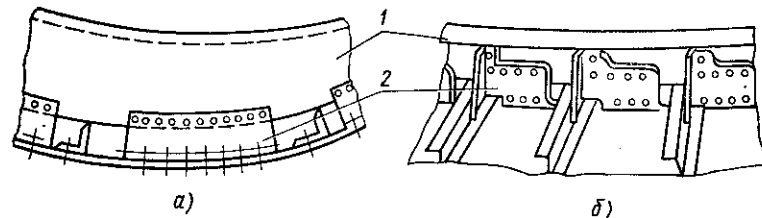


Рис. 10.32. Соединение шпангоутов с обшивкой через компенсаторы; 1 — обод шпангоута; 2 — компенсатор

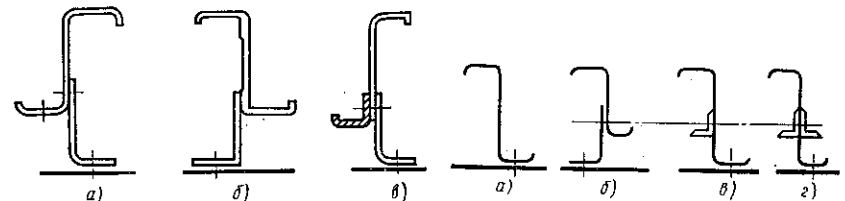


Рис. 10.33. Примеры составных шпангоутов

Рис. 10.34. Схемы сечений шпангоутов повышенной долговечности

На рис. 10.31 представлены некоторые типовые вырезы.

Для повышения выносливости и предотвращения раннего образования трещин в вырезах всех типов надо делать возможно большие радиусы вершин просечек или выполнять их в виде полукруга (см. рис. 10.31, б) с отбортовкой. Применение отогнутых лапок, так называемых компенсаторов (см. рис. 10.31, а) можно рекомендовать в малонагруженных соединениях для компенсации возможных внесенных при клепке монтажных напряжений и даже местных повреждений. Если позволяет конструкция, их лучше заменить отдельным уголком (см. рис. 10.15, а, д, ж), особенно для нагруженных шпангоутов, например в зоне гермокабин.

Отверстия облегчения, которые делают в стенках шпангоутов (из стали, титановых сплавов и из более жестких материалов) или в составных стенках, желательно располагать таким образом, чтобы не ориентировать вероятное направление трещины на острые углы просечек. В этом отношении вариант, приведенный на рис. 10.31, в, оказывается более предпочтительным.

Несмотря на некоторое увеличение трудоемкости, желательно соединять шпангоуты с обшивкой через компенсаторы, в промежутках между которыми пропускаются стрингеры (рис. 10.32).

По мере увеличения размеров фюзеляжей растут и размеры отдельных его элементов, в том числе высоты стенок шпангоутов. При высоте стенки 120 ... 150 мм и выше шпангоуты целесообразнее делать составными: из обода и компенсатора — это проще в технологическом (легче обеспечить точную форму элементов и скомпенсировать сборочные погрешности) и в конструктивном отношениях (возможно более гибкое варьирование толщинами, формой элементов, их жесткостями и т. п.) (рис. 10.33).

Вместе с увеличением размеров элементов возрастают и требования к ним в конструктивном и прочностном отношениях. И прежде всего встают проблемы обеспечения требуемых усталостных характеристик, поскольку в больших элементах сильнее проявляется склонность к потере устойчивости. Частое, а порой циклическое, даже упругое деформирование элементов является одной из основных причин ухудшения их усталостных характеристик.

Повышение долговечности и сопротивления усталости неразрывно связано с выбором рациональных параметров шпангоу-

тов. В этом случае определяющими факторами являются не только абсолютная прочность конструкции, но и средний уровень напряжений, частота циклов нагружения и др. Установлено, что не только повышение качества изготовления и обработки полуфабрикатов, высокая тщательность выполнения технологических операций, но и ряд конструктивных мер — создание конструктивных ловушек трещин, применение ограничителей (стопперов) распространения трещин — способствуют улучшению усталостных свойств конструкции. На рис. 10.34 показаны схемы сечений четырех шпангоутов. Сравнение результатов усталостных испытаний шпангоутов этих схем показывает, что ограничители (см. рис. 10.34, б, в) и особенно симметричные (см. рис. 10.34, г) значительно увеличивают долговечность шпангоута при незначительном увеличении его массы.

Это справедливо, однако, при условии, что компенсаторы или прорезанная выше ограничителей стенка сами не потеряют устойчивость. Ослабления просечками могут вызвать нежелательный эффект складкообразования в верхней части стенки, пружинение ее и волнообразование в обшивке около шпангоутов. Все это вместе взятое приводит к снижению ресурса конструкции. Чтобы избежать этого, целесообразно не превышать допускаемые критические напряжения в ослабленных вырезами элементах при выборе параметров панели и шпангоутов. График на рис. 10.35 позволяет выбрать параметры просечек по допускаемым напряжениям для случаев двустороннего подкрепления стенки профилем и для составной стенки. Применение ловушек в виде фасонных накладок также можно считать эффективным средством борьбы с трещинами, но при условии правильного определения вероятного направления их распространения (рис. 10.36).

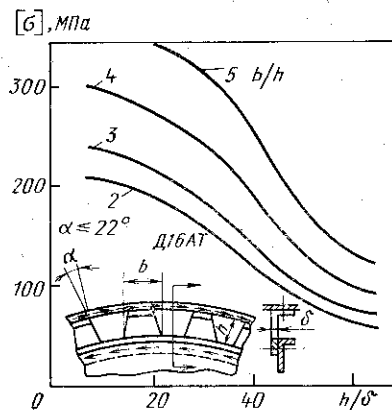


Рис. 10.35. График для выбора параметров просечек в шпангоутах по допускаемым напряжениям

Разумеется, что улучшение усталостных характеристик влечет за собой увеличение массы и усложнение технологии изготовления, и это прежде всего относится к составным шпангоутам. Поэтому чрезвычайно важно при разработках конструкции этого типа реализовать

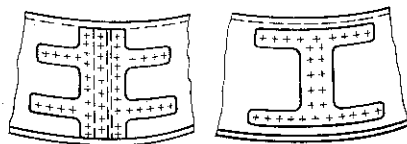
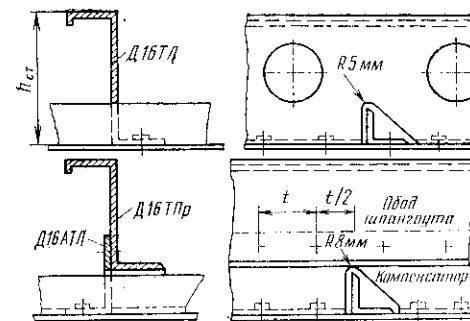


Рис. 10.36. Фасонные накладки — ловушки трещин

Рис. 10.37. Оформление вырезов в шпангоутах



наиболее полно рациональные принципы проектирования. Перечислим ряд мер, полезность которых подтверждается практикой:

а) напряжения по сечению распределяются равномерно, если обод выполнять из профиля, а компенсатор — из листового материала примерно одинаковой толщины с обшивкой. В этом случае компенсатор выполняет не только технологическую функцию, но и, являясь упругим элементом, сдерживает чрезмерное увеличение жесткости;

б) отверстия облегчения в ободе лучше не делать, так как трещина, возникающая в компенсаторе, всегда выходит на отверстие облегчения. Кроме того, получение отверстий с одновременным гнутьем по R_Φ и отбортовкой чрезвычайно затруднительно с технологической точки зрения. Вместе с тем просечка отверстия при гнутье полотна стенки по R_Φ вызывает неравномерное растяжение материала в верхней (к ободу) и нижней (внутренней) частях стенки;

в) радиус при вершине вырезов под стрингеры желательно делать не меньше 8 мм (рис. 10.37). Малые радиусы всегда являются потенциальными источниками образования трещин;

г) заклепки должны устанавливаться на расстоянии $0,5t$ от оси выреза (см. рис. 10.37). Это предохраняет от направленного распространения трещин;

д) излишняя высота компенсатора требует дополнительных мер обеспечения его жесткости, приводит к нерациональному использованию материала, поэтому целесообразно ограничиваться $h_k \approx (0,3 \dots 0,4) h_{ст}$. Вполне вероятно предположить, что большая высота компенсатора снижает устойчивость стенки;

е) если необходимо уменьшить массу шпангоута, изменить его жесткость, то это следует проводить на ободах; естественно, если и компенсатор выполнен из профиля, то после всесторонней оценки результата с учетом шага стрингеров, типа панелей и других факторов можно также дорабатывать и компенсатор.

Шпангоуты можно также усилить при помощи подкладочных лент (рис. 10.38). Их применяют, если необходимо увеличить прочность пояса шпангоута (без компенсатора) или пояса компенсатора, повысить их значение как опор стрингеров, увеличить жесткость торцов панелей, ограничить или воспрепятствовать образованию трещин в обшивке, которые в дальнейшем могут развиваться внутрь по элементам.

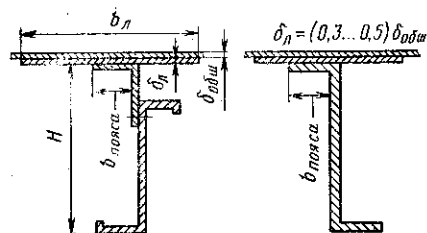


Рис. 10.38. Усиливающие подкладки

Ленты-подкладки устанавливают под обшивку (часто на клею), соблюдая при этом определенные соотношения параметров. Если лента, обшивка и шпангоут изготавливаются из одного материала, т. е. $E_{обш} = E_л = E_{шп}$, то толщина ленты $\delta_л \geq \delta_{обш}$ и при этом $b_л/b_п \approx 4 \dots 5$. Стрингеры в этом случае подсекаются или фрезеруются. При $\delta_л \leq 1$ мм эту операцию выполнять не обязательно. Если $E_л > E_{шп}$, то $\delta_л < \delta_{обш}$ (в 2 ... 3 раза) и $b_л/b_п = 3 \dots 4$. В некоторых случаях ленту делают фигурной, с фестонами, выступы которых приходится против заклепок, что значительно уменьшает концентрацию напряжений. Интересно отметить, что установка лент-подкладок позволяет существенно снизить местный уровень напряжений, например, с 80 ... 90 МПа в середине пролета между шпангоутами до 40 ... 45 МПа непосредственно у ленты и до 30 МПа на самом шпангоуте. Зная такое распределение напряжений, можно упростить подход к обнаружению слабых мест и повысить прочность конструкции.

10.4.2. Соединение элементов каркаса

Основной целью проектирования соединений является создание равножесткой конструкции узла. Трудность реализации этого заключается в резком различии характера нагружения и работы соединяемых элементов. Поэтому общее решение проблемы пока сводится к снижению уровня эксплуатационных напряжений прежде всего в обшивке, как источнике нагружения других элементов, и сохранению его по возможности постоянным для всех остальных. Как уже указывалось ранее, величина кольцевых напряжений σ_r не превышает $0,3\sigma_b$ материала обшивки, а в гермоотсеках она уменьшается до 80 ... 90 МПа.

Разумеется, что различными конструктивными мерами можно в значительной степени улучшить условия работы соединений. В настоящее время широкое распространение получили приведенные на рис. 10.39 типовые соединения стрингеров и обшивки со шпангоутами. На рисунке отсутствует типичная бесстрингерная конструкция, характерная для монококовых схем. Жесткость соединения шпангоута с обшивкой определяется ее собственной жесткостью. Отметим наиболее важные особенности соединений, представленных на рис. 10.32 и 10.39.

Соединения, показанные на рис. 10.32, а, б, 10.39, а, наиболее полно отвечают требованиям равножесткости и технологичности, так как допускают варьирование параметрами компенсаторов и уголка, с одной стороны, и упрощают сборку, компенси-

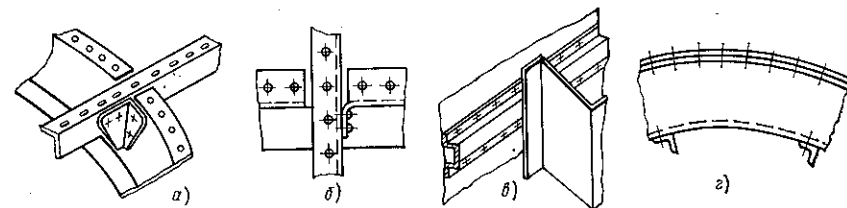


Рис. 10.39. Типовые соединения стрингеров со шпангоутами

руя неточности — с другой. Среди вышеназванных соединений, приведенное на рис. 10.32, б, обладает наибольшей жесткостью. Соединения, изображенные на рис. 10.32, а и 10.39, в, наиболее технологичны, но имеют наибольшую массу и наименьшую прочность, поскольку при высоких стенках шпангоутов заметно уменьшается момент инерции сечения. Соединения, показанные на рис. 10.39, г, применяются в стрингерных конструкциях с толстой обшивкой или в монококовых схемах. Устанавливать стрингеры, прикрепленные к внутренним поясам шпангоутов, необходимо по двум обстоятельствам: из-за потребности в фиксации секций шпангоутов при сборке (технологическая функция) и для предотвращения потери устойчивости стенками из плоскости, а также для повышения жесткости и устойчивости свободных внутренних поясов, особенно при достаточно большой высоте шпангоута и относительно слабых поясах (конструктивная функция). Надо заметить, что компоновочные потребности (для местного усиления отсеков под полки, перегородки и др.) могут привести к значительному, против необходимости, увеличению числа стрингеров, что в конечном счете увеличит массу конструкции. Всякого рода местные усиления нежелательны в топливных отсеках, так как потребуются делать в стенках отверстия, что нарушит равномерность распределения напряжений в заклепочных швах около отверстий.

Наивысшая устойчивость обшивок (панелей) достигается в соединениях, приведенных на рис. 10.39, а и 10.32, б, которые в наибольшей степени приближаются к торцевому защемлению панелей, прежде всего стрингеров. В наименьшей степени соединение соответствует защемлению в схеме 10.39, в. В схемах 10.39, а, б и 10.32, б шпангоут в наибольшей мере участвует в восприятии нагрузок, подкреплении обшивки и распределении усилий. Общим для всех типов соединений, в том числе и не приведенных здесь, является условие: чем жестче (толще) обшивка, тем жестче связь.

На рис. 10.39 и 10.32 показаны лишь некоторые типы соединений, к ним следует добавить еще варианты для составных шпангоутов. Но принципы проектирования тем не менее остаются для всех случаев едиными, различие состоит лишь в конкретном конструктивном воплощении.

Как видно, оценка прочности и жесткости различных типов соединений представляется сложной задачей. К тому же не всегда известно, как будет работать соединение при эксплуатации, это проявляется по прошествии некоторого времени после постройки самолета.

Фюзеляж в этом отношении занимает особое место, так как он находится в наиболее тесном контакте с пассажирами, грузами, техникой и др. Последствия транспортировки также отражаются на состоянии конструкции и прежде всего на соединении элементов.

Больше всего подвержены коррозии именно соединения. Во-первых, потому, что при сборке обязательно нарушается исходное состояние поверхностей и возникают деформации. А то и другое может явиться очагом развития коррозии. Во-вторых, именно в соединениях начинает скапливаться пыль, грязь, влага и что особенно губительно, вредодействующие жидкости и конденсаты их паров.

В фюзеляже в наиболее тяжелых условиях в этом отношении находится подпольная часть, багажные помещения, вентиляционные короба, зоны разъемов гидро- и топливопроводов.

Признаком коррозии алюминиевых сплавов является появление на деталях белых и серых пятен, иногда черных точек. При коррозии магниевых сплавов появляется вспучивание лакокрасочного покрытия и солевой налет грязно-белого цвета. Коррозия стальных деталей сопровождается образованием ржавчины.

Конструктор обязан эти обстоятельства предвидеть и принять соответствующие меры по защите соединений, предотвращению попадания в них указанных веществ, наконец, предусмотреть возможность доступа в любую часть конструкции для осмотра ее состояния, хотя это пожелание почти неосуществимо.

Кроме опасности коррозии, существует не менее острая опасность поверхностных повреждений. Появление царапин — неизбежное следствие погрузо-разгрузочных работ и технического обслуживания. Особенно опасны царапины и забои на герметичной части фюзеляжа. Недопустимо появление царапин глубиной более 0,1 мм при толщине обшивки до 1,2 мм и 0,15 мм при толщине обшивки 1,5 ... 2,0 мм.

И в этом случае конструктор должен предусмотреть такое состояние поставки элементов и меры по защите ответственных мест, которые свели бы к минимуму неизбежные эксплуатационные повреждения, конструктор должен также установить допустимые размеры дефектов.

10.4.3. Усиленные шпангоуты

Усиленные шпангоуты предназначены главным образом для восприятия сосредоточенных сил и моментов и передачи их на обшивку. Идеальная в этом смысле схема нагружения предполагает действие нагрузок в плоскости шпангоута, при этом они

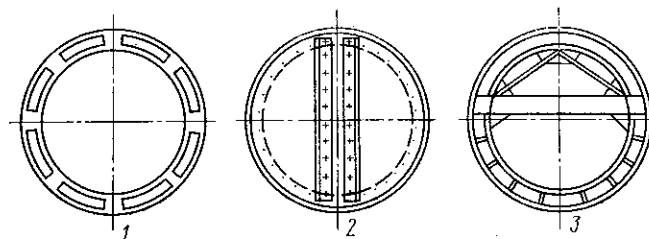


Рис. 10.40. Основные силовые схемы усиленных шпангоутов

полностью уравниваются потоком касательных сил на обшивке. Если силы и моменты действуют не в плоскости шпангоута, задача проектирования и расчета усложняется, так как приходится рассматривать комбинированную систему — отсек, состоящий из рам (в том числе как минимум одной усиленной), соединенных с панелями (балками), на которые надо передать значительную долю нагрузки. Окончательное уравнивание всех нагрузок, независимо от конструктивной сложности схемы отсека, всегда должно производиться на обшивке.

В связи с этим необходимо подчеркнуть отличительную особенность усиленных шпангоутов — наличие обязательной непосредственной связи с обшивкой. Поэтому схемы с компенсаторами или без непосредственной связи нерациональны и не применяются.

Как уже отмечалось ранее, большое число усиленных шпангоутов существенно снижает сопротивление усталости фюзеляжа, поэтому по возможности следует стремиться к уменьшению их числа. Это можно сделать путем установки усиленных диафрагм неполной длины по контуру (на протяжении полусвода или боковины) или сближением смежных нормальных шпангоутов. Усиленные шпангоуты влияют на работу обшивки из-за большой разницы в собственных жесткостях.

Все многообразие конструктивных форм шпангоутов можно свести к следующим трем схемам — рамные, глухие (со сплошной стенкой) и комбинированные (рамно-стержневые, стеночно-рамные) (рис. 10.40).

Не останавливаясь на подробном анализе, а опираясь на статистику, приведенные на рис. 10.40 схемы можно расположить в определенном порядке по ряду признаков:

в отношении массы по предпочтительности основного вида работы элементов и преобладающих напряжений — 2, 3, 1;

в жесткостном отношении по основному виду деформации и их теоретически возможной величине, пропорциональной размерам главных элементов — 3, 2, 1;

с технологической точки зрения по удобству сборки и выдерживания точных размеров — 2, 3, 1;

в компоновочном отношении по возможности использования объемов — 1, 3, 2.

Конечно, предлагаемая оценка не является абсолютной и в ряде случаев она может не совпасть с реальным решением. Однако как ориентирующее указание она полезна.

Точные расчеты при проектировании вызывают основные трудности из-за необходимости производить трудоемкие вычисления, связанные с решением статически неопределимых систем. Поэтому для проектировочных целей желательно иметь упрощенные методы определения основных нагрузок и выявления наиболее нагруженных мест (сечений). Ниже представлены приближенные способы определения нагрузок и расчета отдельных параметров типовых шпангоутов.

1. Рамный шпангоут, нагруженный вертикальной сосредоточенной силой (рис. 10.41)

Нагрузка, действующая на шпангоут, уравнивается потоком касательных усилий на обшивке $q_{\text{обш}}$. Для круговых шпангоутов

$$q_{\text{обш}} = PS/J = P \sin \alpha / (\pi R), \quad (10.22)$$

где S — статический момент шпангоута; J — момент инерции редуцированного сечения; α — угол текущего сечения; R — радиус фюзеляжа.

Для некруглого сечения с некоторым запасом прочности касательные усилия можно подсчитать приближенно по формуле

$$q_{\text{обш}} = P/(2H), \quad (10.23)$$

где $H = \frac{2}{3} 2A$, $2A$ — вертикальный размер фюзеляжа.

Как видно из рис. 10.41, такое распределение потоков усилий логически и теоретически вполне обосновано, а точные расчеты дают расхождение, не превышающее 10 % от проектировочных.

Изгибающий момент имеет максимальное значение в точке 1, а в точке 2 величина момента близка к 0. Наибольший момент приближенно можно считать равным $M_{\text{изг}} = \frac{1}{4} PR$, а для некруглых сечений по формулам

$$\begin{aligned} M_{\text{max}} &= K_1 Pa; \\ M_z &= K_2 Pa. \end{aligned} \quad (10.24)$$

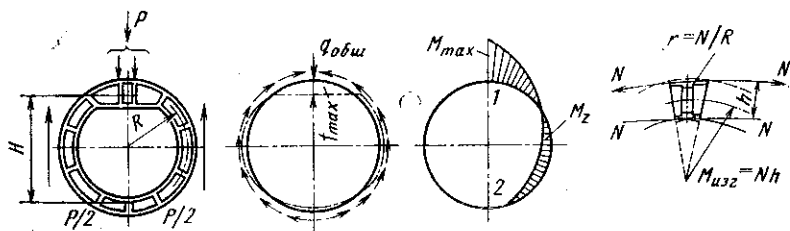


Рис. 10.41. Нагружение вертикальной силой рамного шпангоута

Коэффициенты K_1 и K_2 определяются в зависимости от отношения полуосей некруглого фюзеляжа b/a .

b/a	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
K_1	0,162	0,206	0,250	0,300	0,331
K_2	0,050	0,071	0,091	0,115	0,139

В сущности знание величин изгибающего момента M_{max} и касательных сил $q_{\text{обш}}$ достаточно, чтобы предварительно найти параметры шпангоута, потому что определяющей нагрузкой, как уже отмечалось, для него является изгиб. Но в данном случае в качестве типового примера рассмотрим более подробно расчет параметров с учетом нагрузок в общем виде от перерезывающей силы Q и нормальных усилий N .

Предварительно заметим общую черту в нагружении шпангоутов сосредоточенной силой или силами. Величина Q_{max} на эпюрах всегда располагается в сечениях, в которых приложена внешняя нагрузка и в большинстве случаев составляет 0,5P. Расчетные значения сил N редко превышают 0,3P, но сечения, где действуют N_{max} , не всегда легко указать. Таким образом, параметры сечений шпангоута, рассчитанные из условия действия максимального изгибающего момента M_{max} , в дальнейшем потребуют лишь незначительной корректировки с учетом сил Q и N .

Итак, уточнение параметров следует начинать с определения усилий в поясах $S_{\text{п}}$, задаваясь при этом высотой стенки $h_{\text{ст}}$ шпангоута

$$S_{\text{п}} = M_{\text{изг}}/h_{\text{ст}} + N/2. \quad (10.25)$$

Эту задачу целесообразно решать одновременно с выбором толщины стенки $\delta_{\text{ст}}$, имея в виду, что допустимые напряжения в ней

$$\tau = Q/(h_{\text{ст}}\delta_{\text{ст}}) \quad (10.26)$$

должны назначаться из условия сохранения стенкой устойчивости. Это может быть достигнуто либо значительным увеличением толщины стенки, что будет, например, вполне согласовываться с технологическим процессом ее изготовления (штамповка, механическая доработка), либо подкреплением стойками с одной или с двух сторон.

Стенки усиленных шпангоутов независимо от их конструктивного исполнения (сборные, монолитные с поясами, двойные) не делают тоньше 1,0 мм, так как они обладают низкими несущими свойствами и требуют подкрепления стойками. Стенки толще 8 мм имеют слишком большую массу, поэтому следует искать другие конструктивные или технологические решения.

Изготовление цельноштампованных стенок вместе с поясами является целесообразным при небольших строительных высотах. Для высоких стенок удается получить приемлемые толщины, как правило, за счет увеличения трудоемкости изготовления и обработки вместе с одновременным усложнением их формы. Но

надо иметь в виду, что преимущества высоких стенок часто теряются из-за ограничений в применении материалов и технологических процессов: по габаритным размерам изделия, толщинам необработанных стенок, высотам и форме ребер и т. п.

Поэтому стенку лучше всего считать толстой и выбирать соответствующие ей допускаемые напряжения $[\tau] = 0,5\sigma_B$. Это условие, кстати, исключает вероятность дополнительного нагружения изгибом заклепок и работы их головок на отрыв (или сварных точек на отрыв).

Усиление и подкрепление стенок стойками — широко распространенное мероприятие. Стойки, так же как и ребра, должны быть установлены в местах действия максимальных изгибающих моментов, больших прогибов (на некоторой длине сектора), в зонах перестыковок стенок и поясов, если шпангоут составной. Стойки располагают либо с одной стороны, либо с двух — симметрично. В последнем случае величина касательных напряжений $[\tau]$ увеличивается на 22 ... 25 %.

Основной характеристикой величины стенки является отношение шага стоек $t_{ст}$ к толщине стенки $\delta_{ст}$. Сохранение его в пределах $t_{ст}/\delta_{ст} = 100 \dots 120$ позволяет получить наибольшие значения $[\tau]$ при условии удовлетворения не менее важного соотношения для толстых стенок, не теряющих устойчивости, $h_{ст}/\delta_{ст} = 80 \dots 100$. При проектировании стенки эти параметры можно получить расчетным путем по формуле

$$t_{ст} = \delta_{ст} \sqrt{\frac{5,04E}{[\tau] - 3,72E(\delta_{ст}/h_{ст})^2}}, \quad (10.27)$$

предварительно задавшись $[\tau]$ для выбранного материала. Для определения в случае одностороннего подкрепления стойками из алюминиевого сплава стенок также можно воспользоваться номограммой (рис. 10.42).

Следует отметить, что рассчитанный или выбранный шаг стоек $t_{ст}$ или ребер, как правило, не постоянен по длине стенки шпангоута, он уменьшается в местах больших деформаций, в местах приложения сил и на участках действия M_{max} .

Подбор сечения и формы поясов не вызывает затруднений и производится по методике определения параметров поясов лонжеронов крыла. Влияние кривизны поясов при расчете сечений (особенно для фюзеляжей больших диаметров) мало, и оно незначительно отразится на проектировочных результатах.

На этапе предварительных конструкторских разработок для простоты рассматривают шпангоут с постоянным шагом стоек (ребер) и с постоянной изгибной жесткостью. Но при уточнении параметров целесообразно, прежде всего для уменьшения массы, жесткость шпангоутов делать переменной. Так же иногда поступают и с нормальными шпангоутами, увеличивая, при прочих неизменных параметрах, например, высоту стенок верхних и нижних полусводов и уменьшая — на боковинах. Для усиленных

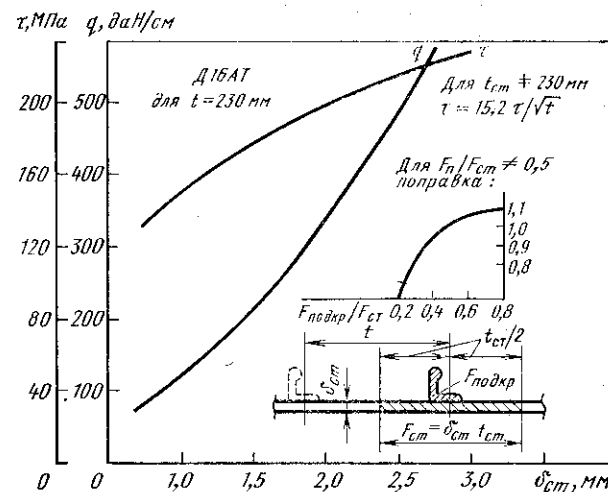


Рис. 10.42. Параметры подкрепления стойками стенок шпангоутов

шпангоутов переменную жесткость можно реализовать различными путями, усиливая пояса или комбинируя параметры поясов и стенок, добиваясь J_{max} сечения. Первоначально жесткость изменяют ступенчато, разбивая шпангоут на 3—5 частей в зависимости от вида нагружения, характера эпюр и деформаций, стараясь при этом выдержать разницу площадей сечений в пределах $F_{max}/F_{min} \leq 4$. Большое различие площадей выделенных секторов создает технологические и конструктивные трудности при выполнении переходных участков.

2. Рамный шпангоут в зоне стыка фюзеляжа с крылом, нагруженный двумя диаметрально приложенными моментами (рис. 10.43)

Такие и подобные им шпангоуты находят широкое распространение, так как выгодны в компоновочном отношении. Нагрузка от изгибающего момента $M_{изг} = PH$ в виде сил P приложена в узлах стыка. Классическая конструкция шпангоута — рама переменной жесткости с оребренной стенкой. Технологически он может изготавливаться целиком штампованным, из нескольких штампованных деталей из одного материала, сборным из разнообразных элементов, выполненных из различных материалов.

Если рассматривать шпангоут переменной жесткости, что в большей мере отвечает реальным конструкциям, то с достаточной для практики точностью можно считать моменты в точках a и b близкими к 0. Тогда система статически определима и уравновешена парой сил S_a и S_b на плече $2R$, т. е. $S_a = S_b = PH/(2R)$ (при среднем положении стыковых узлов). Текущие значения изгибающего момента $M_{изг}$, перерезывающей Q и нормальной N сил в сечениях шпангоута легко найти по следующим формулам:

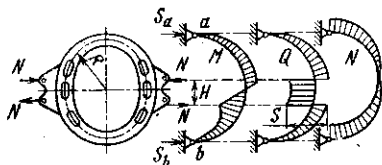


Рис. 10.43. Рамный шпангоут в зоне стыка фюзеляжа с крылом

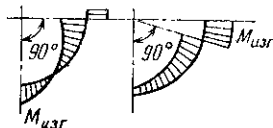


Рис. 10.44. Нагружение нижнего полу-свода шпангоута изгибом

$M_{изг} = SR(1 - \cos \beta)$, $Q = S \sin \beta$ и $N = S \cos \beta$, где β — принятый текущий угол при построении эпюры изгибающих моментов. Из формул следует, что $M_{max} = PH/2$, $Q_{max} = P - PH/(2R) = P(1 - H/(2R)) \approx P$ при условии, что расстояние между стыковыми узлами крыла мало по сравнению с диаметром фюзеляжа. Подобный подход к определению параметров шпангоута может оказаться недостаточно точным для интегральных компоновочных схем самолетов.

Указанный характер работы шпангоутов определяет ряд конструктивных рекомендаций. Видно, что наиболее нагруженной зоной от $M_{изг}$ и Q является участок вблизи стыковых узлов. Стенка в этом месте выполняется наиболее толстой, оребренной, а пояса, и в целом сечение шпангоута, максимальной жесткости. Участки вблизи точек a и b ввиду малости M и Q сечения, очевидно, будут нагружаться в основном нормальными силами N , которые вызовут растяжение-сжатие.

Эпюра деформаций указывает наличие нескольких зон по обводу, где происходит чередование сжатия и растяжения. В этих зонах должно быть обращено внимание на работу поясов шпангоута. Несмотря на большую собственную жесткость шпангоута, его внутренний пояс, не будучи подкрепленным обшивкой, может терять устойчивость, поэтому его следует делать шире, чем наружный. Кроме того, именно из-за большой собственной жесткости шпангоута, часто обшивку, прилегающую к нему по контуру, изнутри подкрепляют лентой шириной $(2 \dots 2,5) b_n$.

Интересно отметить одну особенность этого шпангоута, связанную с расположением места стыка, зоны присоединения крыла. На эпюрах моментов есть точки, в которых изгибающий момент $M_{изг}$ теоретически будет равен 0 (рис. 10.44). Это обстоятельство можно использовать для выреза в центропланной части фюзеляжа, размещения наружных подвесок, размещения так называемой килевой балки (особенно для пассажирских самолетов), когда строительная высота под центропланом крыла мала. В этом проявляется внутренняя связь между разработкой общей схемы самолета, КСС фюзеляжа и проектированием отдельных его элементов.

Как отмечалось выше, шпангоуты такого типа могут быть составными. На рис. 10.45 показаны возможные варианты их исполнения.

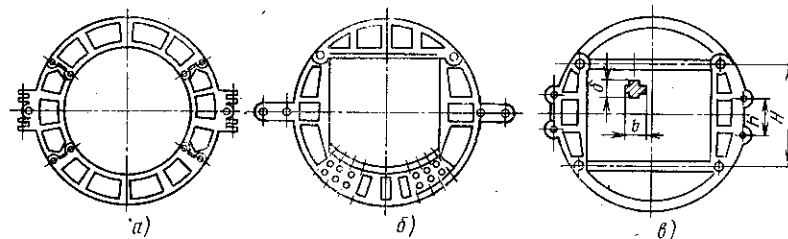


Рис. 10.45. Рамные составные шпангоуты

На схеме 10.45, a боковины шпангоута, выполненные из стальных поковок, соединены со штампованными полусводами из алюминиевого сплава. Шпангоут, показанный на рис. 10.45, b , состоит из четырех частей: двух стальных кованых боковин со стыковыми консолями, нижнего стального полусвода и комбинированной верхней панели, состоящей из плиты из алюминиевого сплава большой строительной высоты и стальной толстой полосы, присоединенной к нижней ее полке. Обе схемы позволяют рационально и дифференцированно распределять нагрузки между элементами (например, включая в работу полосу при нагружении в расчетных случаях D). Схема 10.45, v представляет собой некоторое промежуточное решение между типичной рамой и стержневой комбинированной системой, хотя по идее оно ближе к раме, у которой криволинейные своды спрямлены стержнями, воспринимающими изгибающий момент от боковин на большем плече, чем у стыка, но меньшем, чем D_{ϕ} . Изменяя расположение стержней по высоте H/h , их поперечные сечения b/b , жесткость боковин, можно получить рациональные схему и комбинации параметров.

Общим для всех составных шпангоутов является наличие дополнительных соединений отдельных частей. Но несмотря на некоторое очевидное увеличение из-за этого массы конструкции, такие шпангоуты могут оказаться более выгодными при всестороннем анализе их преимуществ и особенно с компоновочной точки зрения.

Шпангоуты данного типа часто пересекаются лонжеронами — балками центроплана крыла (рис. 10.46, a). Такая форма передачи нагрузок от крыла на фюзеляж является наиболее рациональной, поскольку изгибающий момент можно замкнуть по кратчайшему пути в плоскости симметрии фюзеляжа, избежав нагружения арок — полусводов. Тогда шпангоут выполняется разрезанным на две части — верхнюю и нижнюю, — соединенные непосредственно на узлах пересекающей балки. Или в другом варианте — связанным с лонжероном, проходящим спереди (сзади) него, или между двоянными шпангоутами. В обоих случаях происходит разделение нагрузок — момент направляется по лонжерону, а в стыках со шпангоутом распределяется пропорционально их

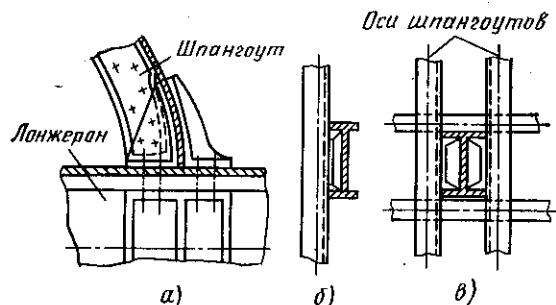


Рис. 10.46. Соединения лонжеронов центрплана со шпангоутами

изгибным жесткостям $\frac{M_{шп}}{M_{лонж}} = A \frac{(EJ)_{шп}}{(EJ)_{лонж}}$, где A — коэффициент пропорциональности, равный 1,5 ... 2,5 при $H_{лонж}/h_{шп}$ 2 ... 3 для шпангоутов переменной жесткости. Перерезывающая сила Q снимается в стыковых соединениях и передается со стенки балки на шпангоут. Силу Q наиболее целесообразно передавать путем непосредственного соединения стенки лонжерона-балки со шпангоутом, но это всегда сложно конструктивно, так как вызывает появление момента, нагружающего шпангоут из его плоскости и (или) оказывает влияние на КСС фюзеляжа тем, что вызывает потребность в сдвигании шпангоутов.

Поэтому достаточно распространенное решение (рис. 10.46, а) можно считать в известном смысле универсальным потому, что КСС фюзеляжа сохраняется неизменной, нагрузки действуют в плоскости шпангоута, чрезмерно не увеличивается число деталей узла. Необходимо только, реализуя такой тип соединения, учитывать конкретные условия передачи перерезывающей силы Q , ее место приложения.

К шпангоуту практически невозможно приложить силу непосредственно в плоскости обшивки. Необходимо предусмотреть место для узла, передающего с крыла сосредоточенную силу. Поэтому всегда существует эксцентриситет, величина которого определяется габаритными размерами самого узла и конструкцией фитингов (рис. 10.47).

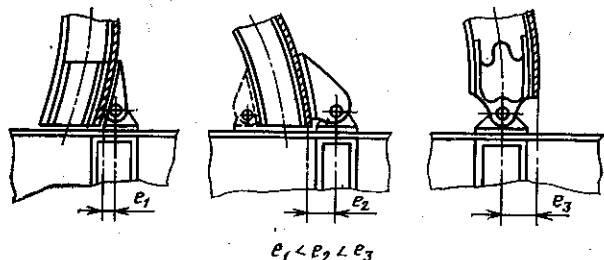


Рис. 10.47. Варианты расположения стыкового узла

При проектировании подобного узла надо стремиться к уменьшению эксцентриситета путем получения наиболее компактной конфигурации соединения. Это понятно, поскольку при малом e или в идеальном случае при $e = 0$ нагрузки кратчайшим путем передаются на обшивку, где уравниваются, а боковины шпангоута в основном будут работать на сжатие и растяжение. При этом возможна реализация наиболее легкой конструкции шпангоута.

3. Шпангоут со стенкой (глухой шпангоут), нагруженный вертикальной силой (рис. 10.48)

Шпангоуты с глухой стенкой могут быть выполнены в различных вариантах: от сплошного подкрепленного листа до частично зашитых. Они просты по конструкции и имеют малую массу, но большое их число создает трудности при компоновке.

Эти шпангоуты, так же как и рамно-стержневые, которые будут рассмотрены ниже, характеризуются тем, что в них наиболее полно можно реализовать принцип восприятия оболочковой конструкцией в целом и подкрепленной мембраной сосредоточенных сил. Шпангоуты, зашитые полностью или частично стенкой, допускают большое число вариантов конструктивных схем, так как в них существуют различные возможности распределения нагрузок между основными частями — подкрепленной стенкой в зоне действия силы и ободом шпангоута, работающего совместно с прилегающей к нему частью стенки.

Наиболее часто применяется конструкция шпангоута с одной-двумя стойками в центральной части, присоединенными к стенке. Такая схема позволяет разгрузить обод шпангоута от работы на изгиб. Сравним работу A сил на упругих деформациях сжатых стоек и сегментов стенок (см. рис. 10.48, б)

$$A_{ст} = P^2 l_{ст} / (2EF_{ст}); \quad (10.28)$$

$$A_{сег} = M_{изг}^2 l_{к} / (2EJ_{сег}) + Q^2 l_{к} / (2GF_{сег}), \quad (10.29)$$

где $l_{ст}$ — длина стоек, $l_{ст} = 2R$; $l_{к}$ — длина полукольца, $l_{к} \approx \pi R$; P — внешняя нагрузка; Q , $M_{изг}$ — перерезывающая сила

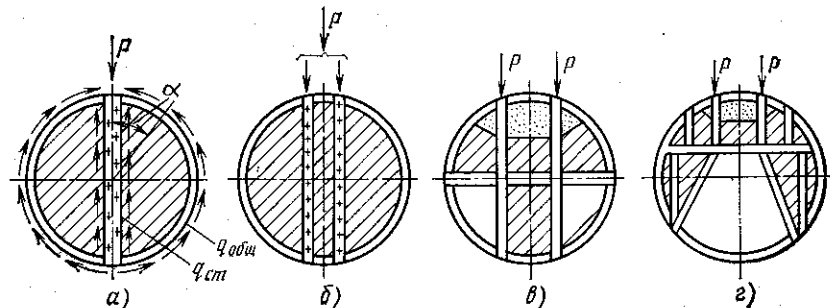


Рис. 10.48. Шпангоуты с глухой стенкой

и изгибающий момент, действующие на сегменты; $F_{ст}$, $F_{сег}$ — площади поперечных сечений стоек и стенок сегментов; G — модуль упругости второго рода.

Сравнение работ упругих сил показывает, что их величина будет всегда больше при изгибе шпангоутов, чем при работе стойки на сжатие. Следовательно, в этом случае потребуется больше материала, даже без учета деформаций сдвига. Кроме того, наличие стоек, ограничивающих зашитые боковины, вносит большую определенность в расчет и способствует выравниванию нагружения элементов шпангоута.

Уравновешивание внешних нагрузок можно представить следующим образом.

В случае действия одной сосредоточенной силы P (см. рис. 10.48, а) уравновешивание происходит сжатием стойки, связанной со стенкой, и сдвигом в обшивке от потока касательных сил $q_{обш}$. Поток усилий в обшивке в любом текущем сечении может быть найден по известной формуле

$$q_{обш} = (PS/J) \sin \alpha = [P/(\pi R)] \sin \alpha,$$

где $S = R^2 \delta_{обш} \sin \alpha$ — статический момент редуцированного сечения на длине дуги; $J = \pi R^3 \delta_{обш}$ — момент инерции сечения шпангоута. В стойке действуют распределенные усилия $q_{ст} = P/l_{ст}$. Очевидно, в верхней части, непосредственно в месте приложения силы P возникают большие местные нагрузки, для передачи которых необходимо этот участок усилить накладками, косынками или профилями (рис. 10.48, в, г). Сжатая стойка опирается на упругое основание (противоположная сторона шпангоута) и должна быть проверена на устойчивость (местную и общую). Если ее местная потеря устойчивости исключена, то общая возможна лишь из плоскости шпангоута и в ограниченных пределах, так как стенка подкрепляет ее. Допускаемое усилие в ней определится из выражения

$$P_{кр} = k\pi^2 EJ_{ст}/l_{ст}^2, \quad (10.30)$$

где k — коэффициент заделки стойки в полузащемленной опоре, равный 2,5 ... 3; $l_{ст}$ — полная длина стойки.

Прочность листа шпангоута проверяется из условия его работы на сдвиг в линии соединений:

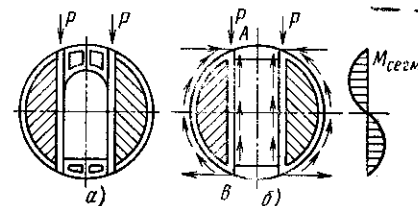
$$\tau_{стн} = q_{стн}/\delta_{л} = P/l_{ст}\delta_{л}, \quad (10.31)$$

где $\delta_{л}$ — толщина стенки.

Напряжения от изгиба в опорном кольце шпангоута будут очень малы, и ими практически можно пренебречь. То же будет при установке двух близко расположенных стоек (см. рис. 10.48, б).

Установка двух стоек приводит, с одной стороны, к уменьшению напряжений в стойках и в листе, а с другой стороны, раздвинутые стойки ослабляют в изгибном отношении своды

Рис. 10.49. Нагружение боковых сегментов шпангоутов со стенками



шпангоута, что приводит к догрузке их осевыми сжимающими нагрузками. Разгружение сводов от изгиба обычно производится усилением профилями части обода шпангоута в месте приложения силы, повышением жесткости стенки на сдвиг, что достигается установкой дополнительных профилей, поперечных балок и т. п., разгружающих пояс шпангоутов (см. рис. 10.48, в, г). Говорить о весовых преимуществах в этом случае затруднительно, потому что конструктивные мероприятия по усилению стенки приводят к повышению статической неопределимости системы, отдаляя точные прочностные и весовые решения от проектировочных. Необходимость их применения диктуется иными соображениями, например, компоновочными.

Нагружение изгибающим моментом сводов шпангоута между стойками при условии, что стенка между ними отсутствует, связано с проявлением результирующего воздействия потоков распределенных сил в боковых сегментах (рис. 10.49). Уравновешивание сил P на стенках происходит аналогично одностоечной схеме, но именно отсутствие стенки между стойками (см. рис. 10.49, а) вынуждает каждый боковой сегмент работать как самостоятельную балку на изгиб, опертую на нижнюю и верхнюю части сводов шпангоутов. Если допустить, что потоки касательных сил в стенке $q_{стн}$ и в обшивке $q_{обш}$ выравниваются на общей длине контура сегмента, то приближенно можно найти величину усилий, действующих в опорных точках А и В (см. рис. 10.49, б), которые, кроме осевого сжатия, будут нагружать своды изгибом и тем больше, чем больше кривизна шпангоута. Схемы шпангоутов, приведенные на рис. 10.48, в, г, могут быть трансформированы в схему комбинированной системы рамно-стержневого типа (рис. 10.50).

В таких шпангоутах внешние нагрузки главным образом уравновешиваются осевыми усилиями в раскосах, распорках-

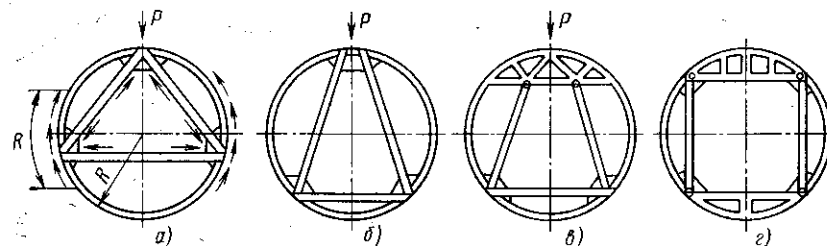


Рис. 10.50. Комбинированные силовые схемы шпангоутов

ригелях и частично в элементах рам, практически не вызывая в них значительных изгибных напряжений (исключая местные, см. рис. 10.50, в). На рис. 10.50, а показана работа стержней, которые нагрузят боковины и передадут нагрузку на обшивку панелей на длине $\approx R$. Таким образом, вертикальная сила P уравнивается распределенными силами, вызывающими сжатие раскосов, растяжение ригеля (с незначительными деформациями) и сдвиг обшивки

$$q_{обш} = P/(\pi R). \quad (10.32)$$

В заключение можно добавить, что оценку массы шпангоутов той или иной комбинированной схемы и их сравнение с другими целесообразно производить путем сравнения суммарных работ внутренних сил на допускаемых деформациях по основным элементам.

4. Стыковые шпангоуты

Стыковые шпангоуты играют особую роль в КСС фюзеляжа, характеризуемую рядом специфических требований, которые связаны с условиями эксплуатации. Установленные в местах эксплуатационных разъемов частей фюзеляжа, они должны обеспечивать, кроме точных аэродинамических обводов в месте соединения, высокую точность размеров под стыковые болты, шага между ними, сохранение неизменной фронтальной плоскости стыка. Указанные требования по точности выполнить на практике трудно, учитывая большие размеры стыка и число стыковых болтов (минимальное — 4, а максимальное — по числу продольных элементов). Поэтому часто разделяют функции шпангоута: точность сопряжения поверхностей получают благодаря применению монтажно-технологических направляющих штырей (2 ... 3 на длину контура), а нивелировку оси фюзеляжа и фиксацию крепежных болтов, установленных с достаточными зазорами в ответных деталях, — путем тарированной затяжки болтов.

Жесткостные характеристики шпангоутов в направлении из его плоскости имеют большое значение не только для эксплуатации, но и для его прочности. Как в любом соединении, в плоскости стыковых шпангоутов происходит нарушение равномерности передачи нагрузок, и тем резче, чем меньше число стыковых узлов. Жесткостные характеристики шпангоутов имеют не меньшее значение и при большом числе стыковых болтов. В этом случае появляется опасность неодинакового упругодеформированного состояния элементов. Естественно, что большое число стыков позволяет конструктору в соответствии с уменьшением нагрузки на каждый уменьшить потребные сечения. Но в то же время следует обратить особое внимание на выбор формы сечений, которая должна гарантировать его высокую жесткость.

Из соображений надежной работы стыка, его нераскрываемости, исключения в зоне гермоотсеков так называемого «дыхания»

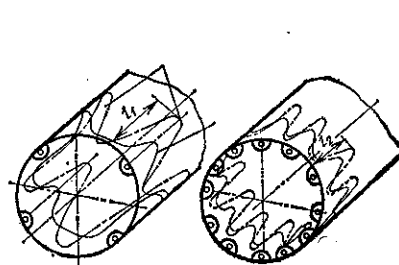


Рис. 10.51. Усилия, возникающие в жестком (—) и упругом (---) стыковых шпангоутах

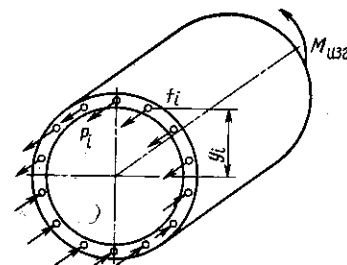


Рис. 10.52. Расчетная схема стыкового шпангоута

соединений в многоточечных конструкциях относительно малой жесткости болты на шпангоутах ставят с шагом 150 ... 200 мм. Такая плотная постановка болтов, практически с минимальным шагом, позволяет достичь равноупругого состояния, даже при наличии производственных неточностей в обеспечении параллельности стыкуемых поверхностей.

Часто в соединении между стыкуемыми шпангоутами устанавливают уплотнительные кольца и прокладки. Они более надежно работают при установке большого числа болтов. Однако однозначных рекомендаций по выбору числа болтов, по-видимому, не существует.

Для более быстрого выравнивания нагрузок и включения в работу всего сечения фюзеляжа собственная жесткость шпангоутов должна быть достаточно высока. На рис. 10.51 показаны эпюры усилий, возникающих в жестком и упругом шпангоутах.

В эксплуатационном раземе стыковые болты должны передавать все нагрузки с одной части фюзеляжа на другую. При этом сами болты будут работать на растяжение и на срез. Если болтов мало, то перерезывающая сила Q и крутящий момент $M_{кр}$ нагружают их приблизительно равномерно (при $GF = \text{const}$); растягивающие усилия, возникающие в болте под действием изгибающего момента $M_{изг}$, определяются из выражения $P_i = \sigma_i f_i$,

где f_i — площадь сечения болта, а $\sigma_i = \frac{M_{изг}}{J_\phi} y_i$ — нормальное

напряжение; $J_\phi = \sum_{i=1}^n f_i y_i^2$ — момент инерции фюзеляжа относительно оси действия момента; y_i — координата болта (рис. 10.52).

Нередко стыковые болты разгружают от передачи нагрузок срезом, применяя соответствующим образом ориентированные рифленые накладки, уступы, пазы. Разгрузку можно осуществлять как в направлении преобладающих сил (для неманевренных самолетов, например, только от сил, действующих в вертикальной плоскости), так и в любом другом.

Выбор места постановки и числа стыковых болтов диктуется многими соображениями, но часто их расположение выбирают

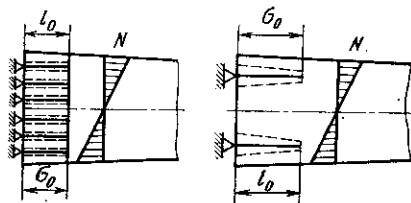


Рис. 10.53. Распределение напряжений в стыковом соединении

прежде всего из условия активного включения в работу от действия всех видов нагрузок. Поэтому при малом числе болтов располагать их

по вертикальной или горизонтальной оси или сосредотачивать вблизи осей нецелесообразно, так как нагружение в одном направлении выключает болт или группы болтов из работы в перпендикулярном к действующей нагрузке направлении. Однако, учитывая маневренные особенности самолета, можно найти рациональное группирование болтов по периметру шпангоута, соответствующее преобладающим (по величине и частоте действия) нагрузкам. Желательно соединение выполнять болтами одного диаметра.

Из строительной механики известно, что сосредоточенные силы P_i по болтам стыкового соединения постепенно распределяются на смежные элементы оболочковой конструкции, и на некоторой длине l_0 происходит полное выравнивание напряжений в них до среднерасчетного значения σ_0 (рис. 10.53). В общем случае длина участка затухания сосредоточенных сил равна $l_0 = (30 \dots 35) \sqrt{F}$, где F — площадь поперечного сечения усиленного стрингера (или лонжерона), взятого на расстоянии не менее $6d$ (d — диаметр стыкового болта) от плоскости стыка. Для типичных стыков стрингерных полумонококовых фюзеляжей при большом числе болтов затухание происходит практически на расстоянии, не больше пролета между двумя смежными шпангоутами. Для стыков с небольшим числом болтов, в лонжеронных схемах, длина затухания увеличивается до $l_0 = b$ (b — расстояние между соседними болтами) и может достигать $l_0 = (0,8 \dots 1,0) D_\Phi$ (в случае, например, четырехточечного стыка).

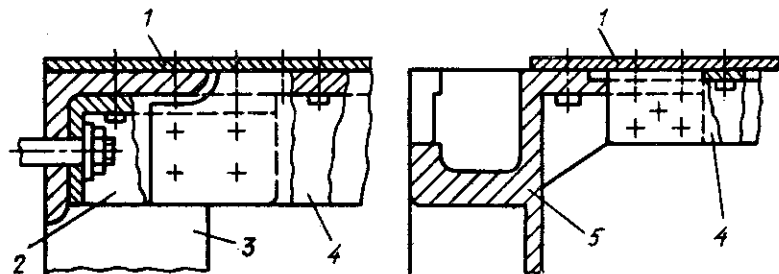
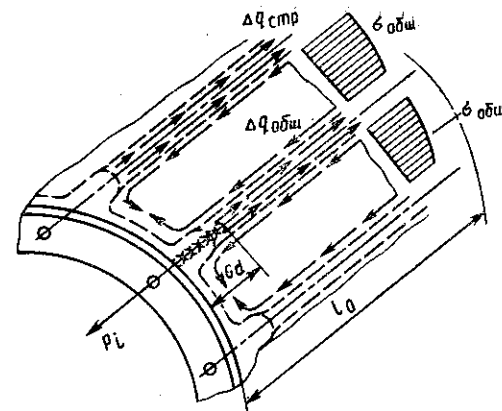


Рис. 10.54. Примеры оформления стыковых шпангоутов:

1 — обшивка; 2 — фитинг; 3 — обод шпангоута; 4 — стрингер; 5 — фасонный обод с ребрами

Рис. 10.55. Работа элементов в зоне стыка отсеков фюзеляжа



Обычно в непосредственной близости от стыка обшивка подкрепляется подкладками, фетонными лентами, отдельными для каждого болта косынками. Обод шпангоута может быть сборным или монолитным (рис. 10.54).

Далее от стыкового узла нагрузка распределяется между стрингером и обшивкой, в которых возникают соответственно растяжение и сдвиг. Стрингер нагружается постепенно убывающей силой P_i (рис. 10.55) и касательными силами $\Delta q_{стр} = P_i/(2l_0)$, действующими со стороны обшивки.

Обшивка, в свою очередь, также нагружается в этом отсеке усилиями $\Delta q_{общ}$ и нормальными напряжениями σ_i , действующими в полосе за соответствующим болтом.

10.5. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ФЮЗЕЛЯЖА В МЕСТАХ ДЕЙСТВИЯ СОСРЕДОТОЧЕННЫХ СИЛ

10.5.1. Действие внешних сосредоточенных сил

Действие сосредоточенных сил на фюзеляж не всегда обусловлено реакциями в узлах соединений с другими частями самолета. Источниками нагружения могут быть разнообразные механизмы и грузы как внутри фюзеляжа, так и снаружи.

Нагрузки от этих агрегатов не всегда удастся точно уравновесить на усиленных элементах, ориентированных надлежащим образом. А это неизбежно приводит к усложнению и удлинению путей передачи уравнивающих сил. Модификация конструкции, компоновочные изменения, вызванные тактическими, экономическими или эксплуатационными соображениями, также могут повлиять на видоизменение принятой первоначальной схемы восприятия нагрузок.

Когда приходится решать задачу восприятия сосредоточенных сил фюзеляжем оболочечного типа, надо иметь в виду две главные особенности этих конструкций — их малую местную изгибную жесткость и малую прочность. Единственно правильный вариант уравнивания — восприятие нагрузки самой оболочкой, обшивкой. Практически это невозможно, так как требует закрепления на обшивке массивных узлов, т. е. нарушения принципа равножесткости. Поэтому необходимо преобразовывать сосредото-

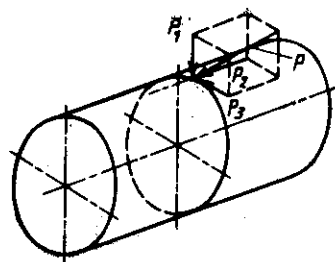


Рис. 10.56. Обобщенная схема нагружения фюзеляжа сосредоточенными силами

ченные силы в потоки распределенных усилий на любой конструктивно возможной и реализуемой длине путем последовательной передачи нагрузок от элемента к элементу с сохранением непрерывности силовой связи.

В ранее рассмотренных примерах нагружений шпангоутов силы и моменты лежали строго в их плоскости, однако существует множество случаев, когда нагрузки действуют вне плоскости шпангоутов или даже в пролетах между ними.

На рис. 10.56 показан общий случай нагружения фюзеляжа силой P , приложенной под некоторым произвольным углом к его поверхности. Сила P может быть разложена на составляющие: P_1 — действующую нормально к поверхности, P_2 — направленную вдоль образующей и P_3 — касательную к контуру.

Случай нагружения, когда сила P_1 не лежит в плоскости шпангоута, наиболее сложный вследствие малой изгибной жесткости обшивки. Если предположить, что материал обшивки достаточно пластичен, т. е. относительное удлинение $\delta \geq 10\%$, то предельное допускаемое усилие может быть определено по формуле

$$[P] = \sigma \delta_{\text{обш}}^2. \quad (10.33)$$

Реальная площадь контакта F при передаче силы P_1 определяется допускаемой величиной напряжений среза

$$[\tau] = P_1/F.$$

Отсюда видно, что без соответствующих подкрепляющих элементов каркаса собственно обшивка не может воспринять сколь угодно значительных нагрузок.

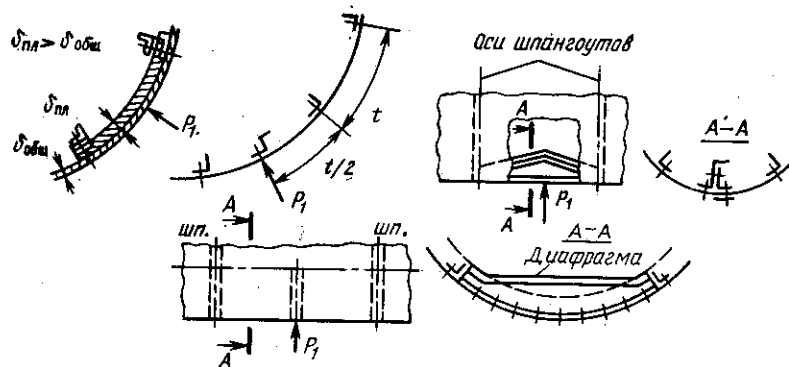


Рис. 10.57. Конструктивные меры, повышающие изгибную жесткость обшивки при восприятии нормальной силы

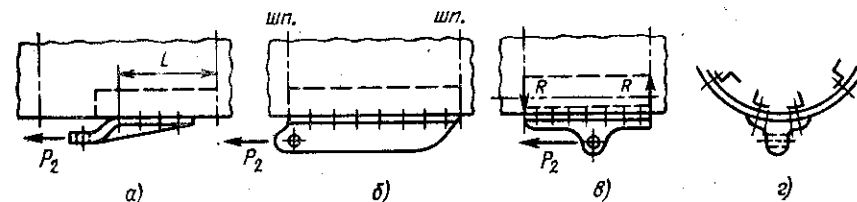


Рис. 10.58. Схемы восприятия продольной силы

Однако возможность такого рода нагружений не исключается при условии соответствующего увеличения изгибной жесткости обшивки конструктивными мерами, а именно, установкой подкрепляющих пластин с опорой их на стрингеры и шпангоутах, дополнительного местного стрингера или балочки переменного профиля местного диафрагмы (рис. 10.57).

Разумеется, жесткость подкрепляющих элементов, соответствующая малой нагрузке, не должна быть чрезмерной. В противном случае потребуется увеличить их размеры, что может привести к частичному изменению силовой схемы, к установке стенки полного контура (даже со стойкой) или, в крайнем случае, отдельного дополнительного шпангоута. Понятно, что при увеличении силы P_1 может возникнуть потребность передачи ее на балку, опертую более чем на два шпангоута.

Действие силы P_2 четко указывает на необходимость связей, преобразующих P_2 в линейные распределенные нагрузки $q = P_2/l$, и, следовательно, в передаче их на продольные элементы — стрингеры, балки, лонжероны. Непосредственное приложение силы P к обшивке возможно лишь через узел, лежащий в плоскости обшивки, с минимальным эксцентриситетом, что практически трудноосуществимо (рис. 10.58, а), да и едва ли целесообразно, так как выравнивание формы силового потока (вначале расходящегося из-за малой кривизны отсека) и уровня напряжений по мере удаления от места приложения силы происходит на значительном расстоянии от него. Особенно это ярко выражено, если в этом месте обшивка подкрепляется подкладкой толщиной $\delta_{\text{под}}$. Увеличение толщины подкладки $\delta_{\text{под}} \gg \delta_{\text{обш}}$ приведет к уменьшению ее ширины, при этом к росту концентраций напряжений в суженной полосе. В итоге конструктивно силу P_2 оказывается наиболее удобно передавать на профиль или на узел с удлиненной подошвой, опирающейся на два смежных шпангоута (см. рис. 10.58, б, в).

Положение точки приложения силы P_2 относительно элементов каркаса определяет картину нагружения каркаса и обшивки в зависимости от отношения их жесткостей. Так, например, жесткий кронштейн — узел, расположенный около заднего шпангоута (см. рис. 10.58, в), может существенно перегрузить его.

Силы P_2 , так же как и P_1 , будут тем меньше влиять на работу элементов, чем на большее их число и на большей их длине они

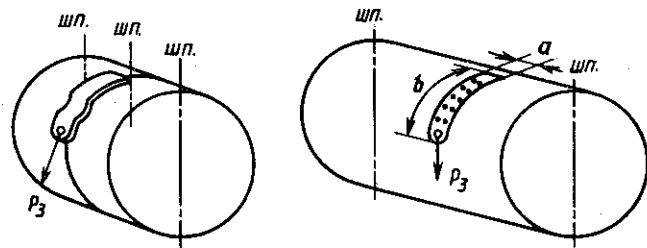


Рис. 10.59. Нагружение отсека внешней касательной силой

переданы. Во всяком случае, даже не производя точных расчетов, можно считать рациональным использование всех элементов в одном отсеке (между двумя шпангоутами включительно).

Длину затухания l (см. рис. 10.58, а), на которой происходит выравнивание напряжений по всему сечению, приближенно можно вычислить по формуле

$$l = 3 \sqrt{fb/\delta_{\text{общ}}}, \quad (10.34)$$

где f — площадь сечения продольного элемента, лежащего в плоскости действия силы P_3 , вместе с редуцированной обшивкой; b — расстояние от него до смежных элементов.

Для типовых конструктивных схем фюзеляжей формулу (10.34) можно упростить

$$l = (30 \dots 40) \sqrt{f}. \quad (10.35)$$

Нагружение фюзеляжа силой P_3 рассматривается как наиболее благоприятное, ибо сосредоточенная нагрузка передается на большую длину вдоль контура обвода, уравновешиваясь потоком распределенных касательных усилий сдвига и кручения. Возможны случаи, когда сила приложена непосредственно к обшивке в отсеке между шпангоутами. Тогда задача проектировщика сводится в основном к усилению обшивки круговой полосой шириной a , по касательной к которой действует эта сила (рис. 10.59). Если считать, что величина a не будет превосходить $(0,015 \dots 0,020) D_{\text{ф}}$, то длина подкрепляющей накладки под (или на) обшивку при передаче нагрузки P_3 определится по формуле

$$b = 1,4 P_3 / [\sigma] \delta_{\text{общ}}, \quad (10.36)$$

где $[\sigma] < \sigma_r$.

Толщину накладки целесообразно принимать

$$\delta_{\text{накл}} = 2\delta_{\text{общ}}. \quad (10.37)$$

В большинстве случаев стремятся, если это возможно, использовать жесткость контура в плоскости шпангоута и усилить его сечение (рис. 10.60) путем установки дополнительного профиля для увеличения ширины полки, замены профилем с разнесенными

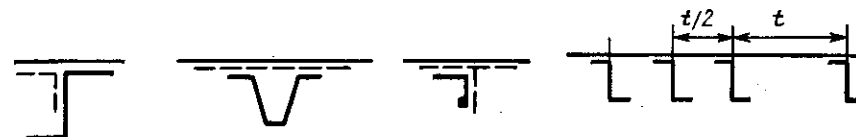


Рис. 10.60. Усиления поперечных элементов:
— — — усиления

полками, установки близко примыкающей к шпангоуту диафрагмы. При этом не исключается одновременное подкрепление подкладкой, которая в любом случае будет способствовать снижению напряжений, их выравниванию между элементами и уменьшению напряжений сжатия в обшивке.

Естественно, что по мере увеличения силы P_3 передача ее на фюзеляж оказывается возможной не через ленту-накладку и даже не через профили, а через специальный узел, установка которого допустима лишь на шпангоутах с обязательным их местным усилением. В первую очередь требуется усиливать пояса. Передача сосредоточенных моментов всегда производится через шпангоуты.

10.5.2. Действие внутренних сосредоточенных сил

Выше были рассмотрены нагрузки, которые приложены к внешней поверхности обшивки. Вместе с тем существует большая группа типовых нагрузок от агрегатов, расположенных внутри фюзеляжа. Принцип построения схемы их восприятия тот же — преобразуя в потоки распределенных усилий, кратчайшим путем передать их на обшивку. Источниками нагружения служат блоки оборудования, двигатели, стойки шасси, полы грузового помещения и пассажирской кабины и др.

Нагрузки от блоков оборудования на современных самолетах достигают 60 ... 100 даН, а передача их на конструкцию, как правило, осуществляется с помощью небольшого числа опор на рис. 10.61 показана типовая картина размещения и закрепления в 4-х узлах на силовом шпангоуте радиолокационной станции в носовой части самолета.

Передача нагрузок: нормальной к плоскости шпангоута и вертикальной в плоскости его стенки — может осуществляться несколькими путями (будем рассматривать только верхнюю пару узлов). В первом из них (рис. 10.61, а) нагрузка передается главным образом на балку 1—2, опертую на шпангоут, и на проходящие в опорах стрингеры 1—1' и 2—2'. Средняя часть балки 1—2 опирается на продольную стенку, окантованную по контуру сверху и снизу продольными профилями, а по торцам — стойками. В рассматриваемой схеме балка и стержни работают на изгиб, под воздействием нагрузки в них возникают и осевые распределенные усилия, а продольная стенка разгружает балку, фиксируя ее положение на стенке шпангоута и подкрепляя вместе со стойками верхний полусвод обода при работе его на изгиб.

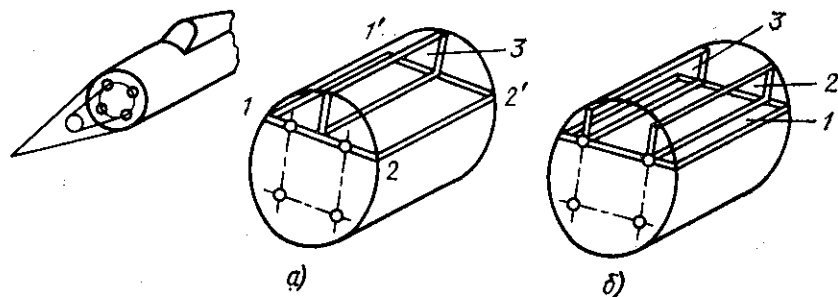


Рис. 10.61. Носовой отсек фюзеляжа

Вторая схема (рис. 10.61, б), если позволяет компоновка, предпочтительнее, поскольку нагрузка распределяется на большее число элементов, работающих в основном на сдвиг (горизонтальная панель 1 и две стенки 2, 3), и на значительно большей длине соединений. К тому же число элементов, нагруженных изгибом, сведено к минимуму.

Двигатели, расположенные внутри фюзеляжа, нагружают узлы большими сосредоточенными нагрузками и главным образом в осевом направлении от тяги T , которая превышает вес двигателя в 6 ... 6,5 раз. Это обстоятельство определяет специфику проектирования узлов, заключающуюся в обеспечении необходимой жесткости продольных элементов каркаса, на которые передаются нагрузки. На рис. 10.62 изображены несколько схем размещения основных узлов крепления двигателей. Во фронтальной проекции рациональная подвеска двигателя заключается в отнесении узлов, как можно ближе к обшивке фюзеляжа. Узлы, отстоящие далеко от обшивки, при прочих равных условиях будут всегда тяжелее, потому что путь передачи нагрузок будет более длинным.

Обычно в таких случаях прибегают к образованию стержневых (а иногда и ферменных) систем подвески двигателей, которые хотя и сокращают путь передачи нагрузок, но не видоизменяют их, оставляя сосредоточенными в местах контакта с каркасом (см. рис. 10.62, в); преобразование сосредоточенных нагрузок в погонные будет осуществляться в местах опоры на шпангоуты. Попытка

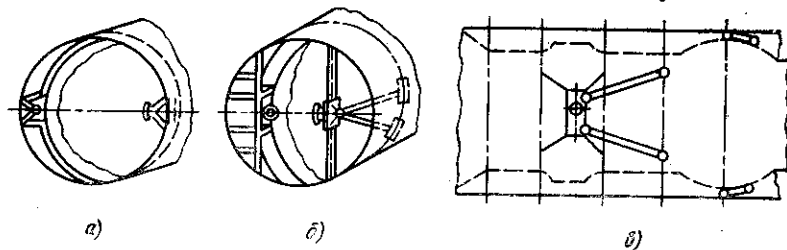


Рис. 10.62. Конструктивные схемы установки узлов крепления двигателей внутри фюзеляжа

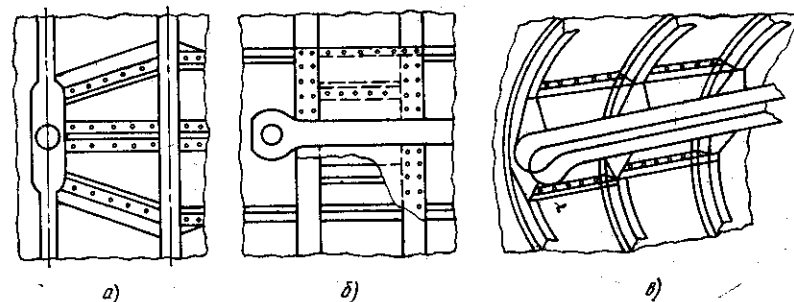


Рис. 10.63. Узлы крепления двигателей

передать нагрузки непосредственно на усиленную профилями, зашитую листом боковину шпангоута или на ригельно-рамную систему (см. рис. 10.62, б) не может рассматриваться как лучшее решение, так как в обоих случаях боковины нагружаются силами, действующими вне плоскости и требуют продольных усилений в направлении действия сил.

Наиболее выгодным можно считать решение, при котором узлы — цапфы двигателя находятся в непосредственной близости от наружного пояса шпангоута (рис. 10.63). Но практически такого рода конструкция трудноосуществима. Варианты конструктивных решений, представленные на рис. 10.63, в той или иной степени отражают подходы к рациональным решениям. Один из распространенных вариантов установки (см. рис. 10.63, в) — рельс, связанный с группой шпангоутов по внутренним поясам, с помощью которого сила передается на большое расстояние, нагружая большое число продольных и поперечных соединений элементов каркаса с обшивкой.

Рассматривая проблему установки двигателей внутри фюзеляжа в целом, следует обратить внимание на две ее принципиальные особенности.

Во-первых, характер действия основной нагрузки, т. е. тяги, однозначно определяет и основной путь ее уравнивания — в продольном направлении, продольными элементами, расположенными как можно ближе к контуру. Из анализа (рис. 10.64) видно, что на уравнивание двух продольных сил (составляющих тяги двигателя) оказывают влияние высота узлов установки относительно горизонтальной плоскости h , расстояние между узлами по горизонтали $2r$, собственная жесткость шпангоута в направлении, перпендикулярном к его плоскости, длина отсека уравнивания продольных сил и его жесткость на сдвиг.

Поскольку точные методы расчета такой системы очень сложны, для проекторочных целей можно воспользоваться приближенным способом, позволяющим определить конструктивные параметры без учета упругости элементов конструкции фюзеляжа.

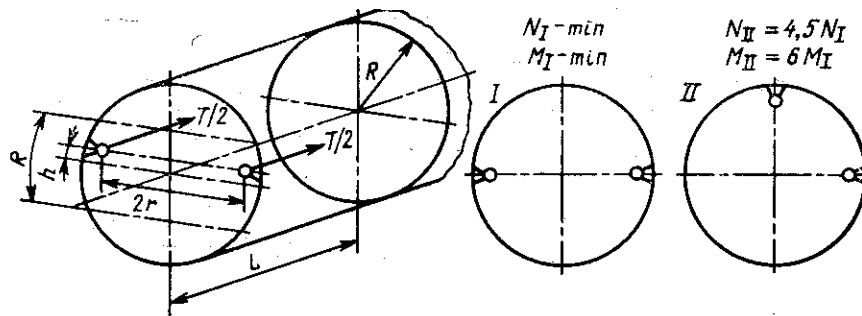


Рис. 10.64. Силовая схема восприятия двух продольных сил

Влияние конструктивных параметров установочного узла при разработке силовой схемы установки двигателей можно оценить с помощью формулы:

$$N = kT/(1 + h/r), \quad (10.38)$$

где N — реакции в опорных узлах; k — коэффициент, зависящий от расположения узлов крепления двигателей; $k = 0,48$ при расположении узлов в горизонтальной диаметральной плоскости $h = 0$; $k = 0,32$ при расположении узлов в зоне $h \leq R/2$; R — радиус фюзеляжа; r — половина расстояния между узлами по горизонтали.

Во-вторых, анализ распределения нагрузок указывает на наиболее рациональные положения узлов установки — в горизонтальной плоскости. Это следует не только из того, что в этом случае реализуется почти безмоментная передача сил на обшивку. Однако возникают трудности, связанные с отклонением от рекомендуемой зоны расположения узлов, в особенности, когда узлы устанавливаются на верхнем полусводе или на односторонней рычажной системе. В этих случаях происходит весьма значительное догружение изгибающим моментом стыковых шпангоутов, смежных с ними зон и отсеков фюзеляжа. Этот изгибающий момент нагружает в соответствующей плоскости фюзеляж и суммируется с большим изгибающим моментом, действующим на фюзеляж от внешних нагрузок.

Нагружение фюзеляжа сосредоточенными силами в узлах крепления стоек шасси представляет собой всегда сложную картину не только из-за динамического характера нагрузок, но и потому, что реакции в узлах направлены по всем трем осям. На рис. 10.65 показана одна из схем силовой увязки отсека шасси.

Нагрузки от стойки, в основном вертикальные (рис. 10.65), воспринимает один шпангоут. Поэтому целесообразно проектировать его по уже разобранной ранее схеме (см. рис. 10.48). Таким образом, реакция P_1 и вертикальная составляющая силы P_3 передадутся на стенку в виде распределенных усилий $q = (P_1 +$

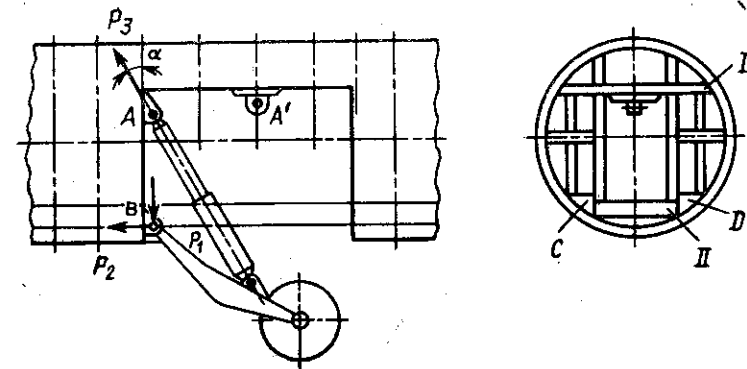


Рис. 10.65. Нагружение отсека стойки шасси

$+ P_3 \cos \alpha) 2l$ вдоль двух вертикальных профилей (действие боковой силы на колесо не рассматривается). Для восприятия силы P_2 и горизонтальной составляющей силы P_3 потребуются усиления в продольном направлении мест за узлами. Это можно сделать при помощи балок, непосредственно расположенных против кронштейнов A и B , лежащих, например, на горизонтальных панелях или, что несколько хуже, через поперечные балки I и II , нагружая их изгибом. Таким образом, можно передать нагрузки на усиленные стрингеры, т. е. на обшивку. Во всех случаях стенка шпангоута должна быть либо усилена накладкой в области вертикальных профилей, либо подкреплена профилями во избежание потери ею устойчивости. Кроме того, потребуется усилить окантовки выреза ниши шасси бимсами C и D , чтобы не допустить изолированных перемещений шпангоутов, ограничивающих вырез, и предотвратить деформации боковин при несимметричном нагружении. Если по компоновочным соображениям узел A должен быть смещен в промежуточное положение A' , то основные нагрузки с амортизатора надо передавать на верхний полусвод, строительная высота которого может оказаться недостаточной. Тогда неизбежно возникает потребность в создании жесткой каркасированной арочной системы с центральной балкой (может быть, двумя балками) (рис. 10.66).

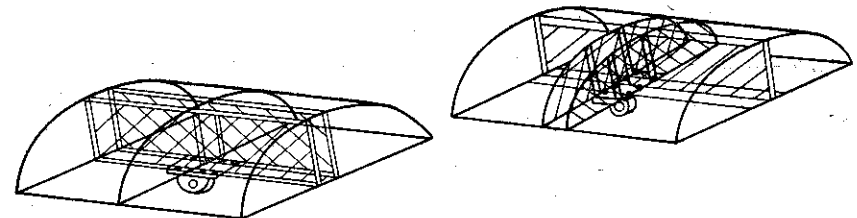


Рис. 10.66. Силовая увязка узла установки амортизатора

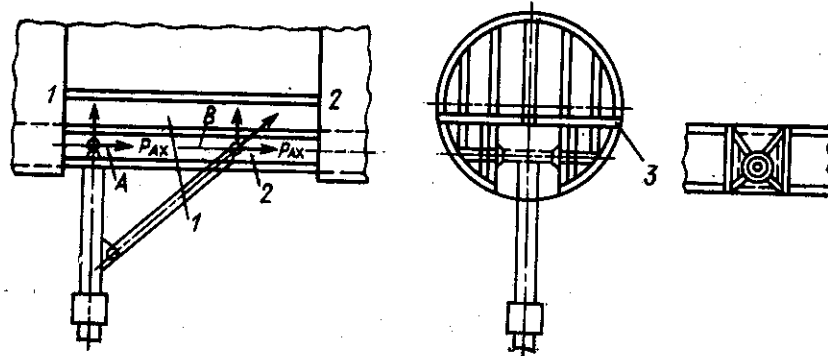


Рис. 10.67. Работа бимсов в отсеке шасси:
1 — боковые панели; 2 — боковые балки; 3 — горизонтальная панель

Возможен и другой вариант передачи сил (рис. 10.67), когда сосредоточенные силы от стойки могут быть сконцентрированы на продольном элементе — бимсе. Бимсы *C* и *D*, опираясь на замыкающие отсек шпангоуты, воспринимают горизонтальные и вертикальные усилия от узлов *A* и *B*. При малых диаметрах фюзеляжа бимсы, будучи непосредственно связанными с обшивкой, передают нагрузки по всей своей длине непосредственно на обшивку в виде распределенных усилий $q_6 = q_{6\text{ш}} = (P_{Ax} + P_{Bx})/l_6$.

В фюзеляжах большого диаметра, где спроектировать бимс, примыкающий непосредственно к обшивке, затруднительно (а иногда и невозможно), распределенная нагрузка воспринимается двумя параллельными стенками с усиленным профилем в нижней части. В этом случае требуется местное подкрепление стенок накладками и профилями в зонах установки узлов.

Обрамление ниши шасси горизонтальной панелью сверху позволяет разгрузить верхние пояса бимсов (или вертикальных стенок), направив частично по ним потоки распределенных усилий $q_{\text{панели}} \approx q_6$. Вертикальные нагрузки в такой схеме полностью воспринимают бимсы, работая как защемленные по торцам балки, приближенная эпюра изгибающего момента которых дана на рис. 10.68.

Иногда удастся разместить узлы *A* и *B* (или один из них) по концам бимсов непосредственно на профилях нижней части ограничивающих шпангоутов (см. рис. 10.68). Тогда вертикальные

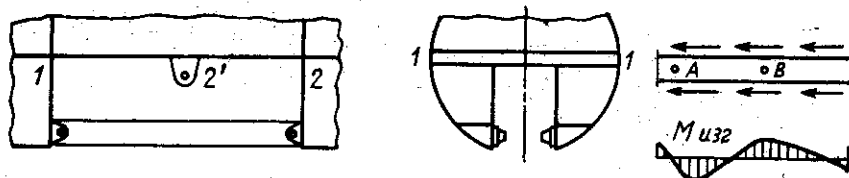


Рис. 10.68. Нагружение элементов отсека шасси

силы (передача горизонтальных останется прежней) нагрузят шпангоуты и прежде всего поперечные балки 1—1, 2—2, 2'—2' изгибом в их плоскости, что, в свою очередь, потребует усиления их стойками, установленными на стенке шпангоута.

10.6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ В ЗОНЕ ВЫРЕЗОВ

Для эксплуатационных (а иногда и для технологических) целей в фюзеляже делается большое число вырезов, размеры и конструктивное оформление которых весьма разнообразны. Нарушение вырезами однородности конструкции приводит к перераспределению силовых потоков, что требует усиления смежных участков и элементов. Кроме того, возникают зоны с повышенной концентрацией напряжений, резкого перепада жесткостей, и, как следствие, возрастает масса конструкции.

Установлено, что с точки зрения усталостной долговечности вырез представляет собой вероятный источник образования трещин, особенно опасны непредусмотренные ранее в процессе проектирования вырезы, необходимые для установки новых видов оборудования, сделанные из-за дефектов производства или в процессе эксплуатации, в случаях доработки (или модифицирования) конструкции.

Проектирование вырезов имеет большое значение, так как их количество на фюзеляже превышает 60% всего числа вырезов на самолете, что составляет около 8...12% всей его омываемой площади (примерно 18...20% поверхности фюзеляжа). При этом число вырезов не зависит практически от типа самолета, его размеров и схемы. Следует указать на одну существенную особенность вырезов — регламент их эксплуатации. В одних случаях их используют часто — во время каждого полета, в других — редко, во время регламентных ремонтов, осмотров и т. п. Наиболее сложные в эксплуатации первые вырезы, требующие аккуратного и внимательного выполнения требований технических инструкций. Это тем более важно, что в подавляющем большинстве случаев необходимо обеспечивать герметичность конструкции, что должно быть предусмотрено конструктором в процессе разработок.

Все вырезы могут быть подразделены на три большие группы по размерам, степени влияния на силовую схему фюзеляжа и типу крышек. Различают вырезы малые и большие (рис. 10.69).

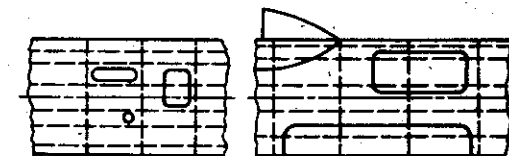


Рис. 10.69. Виды вырезов на фюзеляже (слева — малые, справа — большие)

10.6.1. Малые вырезы

К этой группе принадлежит большинство вырезов. Они характеризуются следующими признаками: не пересекают элементы каркаса (в крайнем случае не более одного стрингера), наибольший габаритный размер их не превышает 250 мм.

Любой вырез в обшивке должен быть скомпенсирован дополнительными укрепляющими элементами и закрываться крышкой, конструкция которой определяется назначением выреза. Различают два типа крышек — силовые и несилловые. Первые работают наравне с панелями и шпангоутами фюзеляжа и являются нагруженными силовыми элементами, обладающими, кроме того, большой собственной жесткостью, необходимой для сохранения формы и габаритных размеров в снятом (отсоединенном) состоянии. Несиловые крышки практически из общей работы силовой схемы исключаются, перенося ее полностью на компенсирующие, окантовывающие вырез элементы.

Для малых вырезов типичными являются несилловые крышки. Поэтому при их проектировании основное внимание уделяется разработке укрепляющих окантовок — их форме, размерам, расположению, соединению с обшивкой. Несиловые крышки должны обеспечивать плотным прилеганием необходимую степень герметичности, не вызывать искажений поверхности, в местах соединения с окантовкой не создавать зон высокой концентрации напряжений при действии внутренних и внешних нагрузок.

Существуют три типа конструктивного оформления малых вырезов (рис. 10.70):

- 1) окантованные прямолинейными укрепляющими элементами каркаса (см. рис. 10.70, а);
- 2) окантованные укрепляющей пластиной (см. рис. 10.70, б);
- 3) окантованные рамкой (см. рис. 10.70, в).

Эти вырезы закрываются крышками, которые соединяются с окантовками винтами, реже замками. Соединения рассчитывают по действующим на обшивку нагрузкам, распределенным по числу соединительных точек соответственно выбранному шагу между ними t $P_v = qt$.

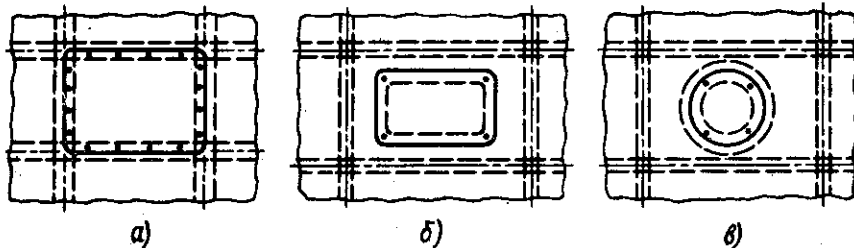


Рис. 10.70. Конструктивное оформление малых вырезов

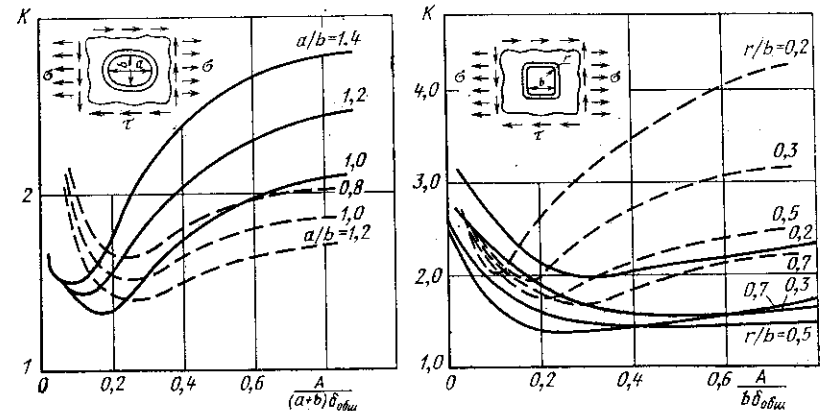


Рис. 10.71. Выбор параметров эллиптических и квадратных вырезов: — τ ; - - - σ

Проектировочный расчет окантовок зависит от формы выреза в плане, расположения и размера поперечных сечений укрепляющих элементов. Форма выреза оказывает большое влияние на уровень концентраций напряжений и, следовательно, на долговечность конструкции. На рис. 10.71 приведены графики для определения коэффициентов концентрации напряжений K на краях эллиптических и квадратных вырезов в зависимости от их размеров и площади поперечного сечения окантовки.

По этим графикам определяют коэффициенты концентрации напряжений K , а по ним — величины предельных (разрушающих) напряжений в обшивке на краях укрепленного выреза. Эту задачу можно решить двумя способами.

Первый способ предполагает, что конструктору заданы (или определены им самим) толщина обшивки $\delta_{обш}$ и расчетные напряжения в ней τ и σ в месте, где проектируется вырез. Тогда для выбранных размеров выреза a , b , r и потребной площади поперечного сечения $F_{сеч}$, окантовывающего вырез элемента, определяется величина коэффициента концентрации напряжений K . Уточнение выбранных параметров выреза производится путем варьирования величины K в пределах допустимых напряжений так, чтобы удовлетворялось условие: $[\sigma] = \sigma_{расч} \leq \sigma_{разр}/K$; $[\tau] = \tau_{расч} \leq \tau_{разр}/K$.

Другой способ сводится к решению обратной задачи. При этом конструктор по выбранным параметрам выреза и окантовки и по соответствующему значению коэффициента K определяет потребную толщину обшивки $\delta_{обш}$ и предельные величины действующих напряжений. Найденные напряжения сравниваются с допустимыми для обшивки напряжениями.

Из графиков видно, что для всех случаев нагружения как эллиптических, так и квадратных вырезов существует определенное

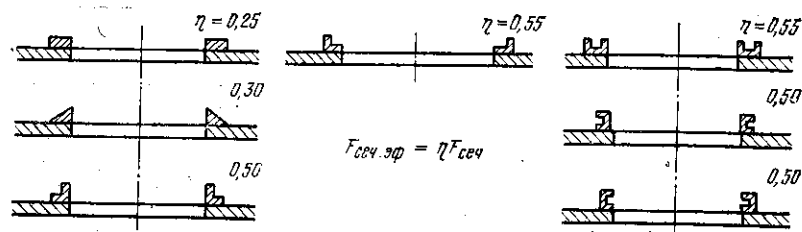


Рис. 10.72. Параметры окантовок вырезов различной формы

соотношение их геометрических параметров, при котором значение коэффициента концентрации напряжений будет наименьшим. Следует подчеркнуть, что графики в наибольшей мере характеризуют параметры малых вырезов типа показанных на рис. 10.70, б, в при сравнительно небольшой кривизне обшивки.

Значительная кривизна увеличивает коэффициент концентрации, но при достаточно больших вырезах. Для малых вырезов влияние кривизны на K пренебрежимо мало. Форма поперечного сечения подкрепляющего элемента оказывает сильное влияние на величину коэффициента концентрации напряжений, которое может быть учтено введением понятия эффективной площади сечения окантовки $F_{сеч.эф}$, рассчитываемой с помощью коэффициента формы η (рис. 10.72).

Графики на рис. 10.71 построены в предположении, что в окантовках, ввиду того, что площади поперечных сечений малы по сравнению с размерами выреза, не возникает значительного изгибающего момента. Если же нормальные напряжения от изгиба значительны и действуют вместе с большими касательными напряжениями, то, используя найденные значения коэффициентов концентрации для соответствующих напряжений, можно определить максимальные эквивалентные напряжения по формуле

$$\sigma_{экв}^{max} = k \sigma_{экр}, \quad (10.39)$$

предварительно рассчитав средние эквивалентные напряжения $\sigma_{экр}$ по принятым допускаемым нормальным $[\sigma]$, и касательным $[\tau]$ напряжениям, действующим в регулярной вне выреза части обшивки

$$\sigma_{экр} = \sqrt{[\sigma]^2 + 3[\tau]^2}, \quad (10.40)$$

где $[\sigma]$, — допускаемые радиальные напряжения для вырезов в зоне гермоотсеков

$$[\sigma]_r = pR/\delta_{обш}.$$

Для негерметичных отсеков вместо σ_r принимают наибольшее нормальное напряжение σ (от изгиба в горизонтальной или вертикальной плоскостях).

Для выравнивания напряжений в обшивке в зоне малых вырезов (см. рис. 10.70, б и в), особенно для герметичных отсеков, окантовкам придают вытянутый вид, увеличивая размеры подкрепляющих листовых подкладок в вертикальном направлении. Вертикальные размеры подкладки, которые в 2,0 ... 2,5 раза больше размера выреза, благодаря большой длине соединения позволяют практически устранить вредное влияние эксцентриситета (относительно ее срединной плоскости) при прикреплении обшивки к жесткому контуру окантовки.

Применение несилowych крышек для вырезов, габаритные размеры которых превышают 300 мм, приводит к существенному увеличению массы примерно в таком соотношении — при уменьшении массы крышки на 30 ... 35 % (т. е. при сохранении жестких подкрепляющих элементов на ней в минимально допустимом количестве) необходимая масса окантовывающего вырез подкрепления увеличивается примерно в 2,8 ... 3,2 раза, а их суммарная масса приближается к утроенной массе вырезанной обшивки. Следует подчеркнуть, что вырезы, пересекающие только продольные элементы (два и даже три) в меньшей степени искажают распределение масс и жесткости в конструкции фюзеляжа по сравнению с вырезами, пересекающими всего лишь один шпангоут. Для них характерным является более равномерное распределение массы между крышкой и окантовкой — примерно поровну. При этом масса крышки больше массы вырезанной обшивки на 20 ... 25 %, а в целом крышка с окантовкой будет тяжелее вырезанной обшивки не более чем в 2,5 раза. Последнее соотношение может служить своего рода критерием оценки рациональности конструкции.

Вырезы, пересекающие шпангоут и стрингеры, из-за более разнообразного нагружения вызывают и более резкое различие в распределении масс материала. Так, крышки тяжелее вырезанной обшивки на 33 ... 40 %. При этом около половины материала идет на окантовку. Но в сумме тем не менее масса крышки и окантовки не превышает утроенной массы вырезанной обшивки.

Малые же вырезы (до 250 мм) практически оказывают пренебрежимо малое влияние на потерю прочности и на увеличение массы конструкции.

10.6.2. Большие вырезы

Под понятием «большие вырезы» подразумеваются такие, размеры которых соизмеримы с размерами фюзеляжа ($0,25 \dots 0,5$) D_ϕ — в поперечном направлении и $(0,5 \dots 1,5)$ D_ϕ — в продольном). Большие вырезы пересекают одновременно продольные и поперечные элементы каркаса, а закрываются они силовыми крышками (рис. 10.73). Как правило, силовые крышки увеличивают массу конструкции фюзеляжа на 35 ... 45 % в зоне выреза. На практике конструктивное решение можно считать удовлетво-

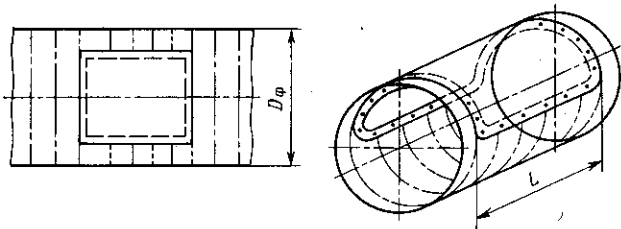


Рис. 10.73. Большие вырезы

рительным, если отношение массы силовой крышки к массе окантовки составляет 2 : 1.

Крышка крепится к окантовке винтами или замками, число которых выбирается таким образом, чтобы, с одной стороны, обеспечить наиболее равномерную и гармоничную передачу нагрузок между ними, а с другой стороны, не затрачивать много времени на снятие (открывание) крышки в эксплуатации. Противоречивость этих условий очевидна и достижение компромиссных решений — сложная инженерная задача.

Створки люков шасси, тормозные и тактические щитки, бомбовые и грузовые створки, крышки в отсеках спецоборудования принадлежат к категории силовых крышек, обычно управляются дистанционно и в большинстве своем имеют ограниченное число замков, так как в противном случае значительно усложняется конструкция крышек и схема управления ими.

Основная задача при разработке конструкции силовых крышек этого типа состоит в том, чтобы обеспечить высокую собственную жесткость и прочность, которые гарантируют сохранение неизменных геометрических параметров при эксплуатационном нагружении и упругом деформировании фюзеляжа. Поэтому способность створок, крышек, дверей сохранять заданную кривизну является, пожалуй, главным критерием их конструктивного совершенства.

Насколько это важно, видно из результатов анализа потерь, выраженных в топливном эквиваленте, которые наглядно демонстрируют необходимость соблюдения требований высокой жесткости окантовки вырезов и самих крышек. По данным фирмы «Боинг» выступание кромок крышек люков и дверей ощутимо ухудшает аэродинамические характеристики. Зависимость годовых потерь топлива от высоты выступающих кромок из расчета на один метр погонной длины кромки приведена на рис. 10.74.

Рассматривая крышки как плиты или, в крайнем случае, как полужесткие пластины, следует обращать внимание главным образом на напряжения изгиба в них и деформации прогиба. Анализ работы крышек под действием распределенных нагрузок от внутреннего избыточного давления $p_{\text{изб}}$, которые ориентированы по касательной к обводу q_2 (для горизонтальных краев), в плоскости кривых панелей q_1 (для вертикальных краев) и нормально

к поверхности крышки p по всему контуру, показывает, что наибольшие напряжения и максимальные прогибы возникают в центре крышек (рис. 10.75). Отсюда вытекает основное требование при проектировании крышек — обеспечение наращивания жесткостей к центру и увеличения жесткости краев, чтобы не допустить разрушения обшивки в опасной зоне опирания ее на элементы контура (рис. 10.76).

Необходимо заметить, что контур крышки находится в худших условиях, чем окантовка люка, хотя они теоретически, будучи соединенными винтами или замками, одинаково нагружены. Но окантовки опираются на присоединенную обшивку, которая равномерно распределяет нагрузку и в некоторой степени служит дополнительной опорой. Крышки лишены такого опирания, их толщина ограничена, что препятствует увеличению момента инерции. В проекторочных расчетах обычно стремятся сохранить в центре крышек невысокий уровень изгибных напряжений 9 ... 10 даН/мм² при действии избыточного давления $p_{\text{изб}} = 0,05$ МПа и минимальный прогиб, относительная величина которого $\bar{f} = f/b \leq 0,001$. Понятно, что для квадратных и круглых вырезов указанные рекомендации выполнить легче, чем для прямоугольных. С увеличением абсолютных размеров крышек и особенно с увеличением отношения высоты H к ширине B возрастает и прогиб в центре. Так, например, при $H/B = 1,2$ прогиб увеличивается в полтора раза.

Как уже указывалось, действие аэродинамических сил, хотя и создает на фюзеляже самоуравновешенную (почти симметрич-

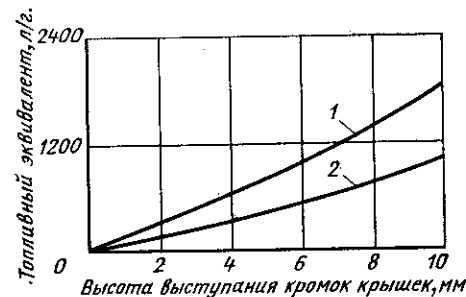


Рис. 10.74. Влияние высоты выступающих кромок крышек на аэродинамические потери:

1 — передняя кромка; 2 — задняя кромка

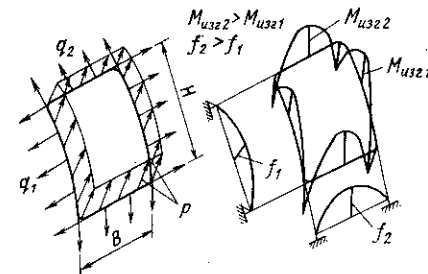


Рис. 10.75. Типовое нагружение крышек больших вырезов

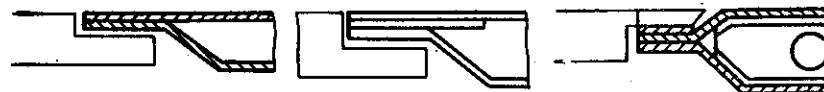


Рис. 10.76. Примеры увеличения жесткости краев крышек

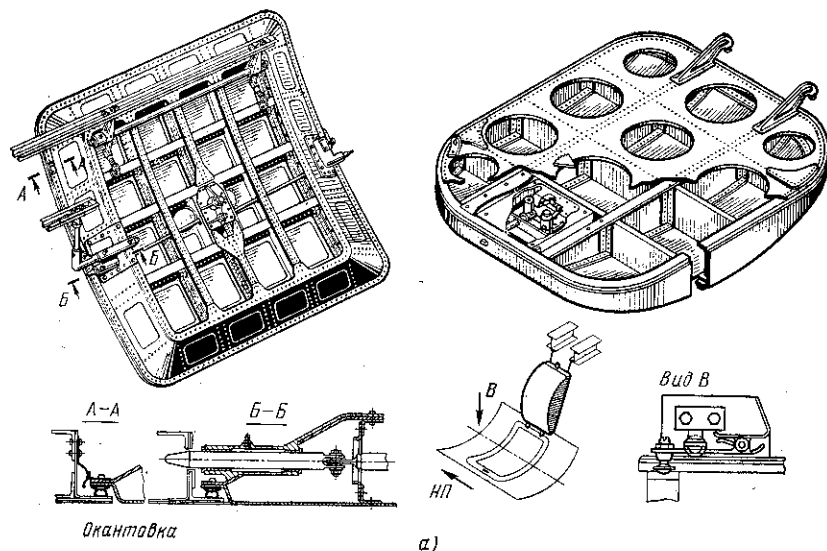
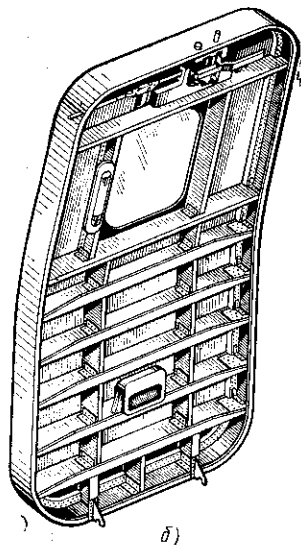


Рис. 10.77. Типовые конструкции силовых крышек:

а — крышки люков; б — дверь



ную) картину нагружения практически на всей его длине, однако в отдельных случаях вызывает появление больших местных нагрузок. Их в первую очередь необходимо учитывать при проектировании крышек люков, трапов, дверей, фонарей, тормозных (расположенных на фюзеляже) щитков. Это особенно важно при совместном действии внутреннего избыточного давления и аэродинамических сил.

Так, например, на фонарях кабин местные нагрузки достигают величин $q_{\text{аэр}} = 70 \dots 80$ кПа.

При определении местных сил, действующих на крышки люков, съемные панели, замки щитков и другие элементы в негерметичной части фюзеляжа, величину расчетной нагрузки можно считать равной

$$\Delta p_{\text{разр}} = -0,5q_{\text{тах тах}}, \quad (10.41)$$

где $q_{\text{тах тах}}$ — предельно достигаемый самолетом скоростной напор

$$q_{\text{тах тах}} = 1,3q_{\text{тах}}. \quad (10.42)$$

Для пассажирских самолетов $q_{\text{тах}} = 21 \dots 28$ кПа; для ма-невренных самолетов $q_{\text{тах}} = 65 \dots 75$ кПа. Во всех случаях согласно формуле (10.41) $\Delta p_{\text{разр}}$ не должно быть меньше 5 кПа.

Учитывая все сказанное в отношении крышек, можно сформулировать основные конструктивные требования, предъявляемые к ним.

Поскольку наибольшие прогибы и максимальные напряжения наблюдаются в центре крышки, необходимо наращивать изгибную жесткость от краев к центру, увеличивая строительную высоту, если позволяют внутренние объемы, или устанавливая необходимое число ребер жесткости при постоянной толщине крышки. Во многих случаях крышки зашивают изнутри листами толщиной, равной толщине наружной обшивки, образуя двухслойную панель с перекрестным набором.

Крышки, прикрепленные к окантовке винтами по контуру, рассматриваются как жесткооперты. Они обладают в 3—4 раза большей жесткостью (соответственно меньшим относительным прогибом f), чем запирающиеся замками. Подвешенные на петлях крышки можно считать полужесткими.

Крышки и люки любой конструкции должны выполняться с закругленными углами во избежание образования очагов усталостных трещин. Особенно чувствительны к этому углы в окантовке. На рис. 10.77 представлены примеры типовых конструкций силовых крышек.

10.6.3. Проектирование конструкций отсеков с большими вырезами

С ростом размеров люка увеличивается роль его окантовки, которая оказывает сильное влияние на силовую схему фюзеляжа, вплоть до частичного ее изменения. Поэтому часто отсеки с большими вырезами проектируют параллельно с разработкой общей конструктивной схемы. Необходимость этого объясняется тем, что наличие больших вырезов приводит к изменению характера работы элементов фюзеляжа, особенно при кручении, а также вносит изменения в конструктивную схему не только непосредственно у контура выреза, но и в смежных отсеках.

Большие вырезы закрываются силовыми крышками, характеризующимися большой собственной жесткостью и наличием силовых узлов в местах соединения с окантовкой. В большинстве случаев крышки таких вырезов по эксплуатационным соображениям нецелесообразно прикреплять большим числом соединительных элементов.

Основное внимание при проектировании больших вырезов уделяется разработке окантовки в виде двух сильных торцевых

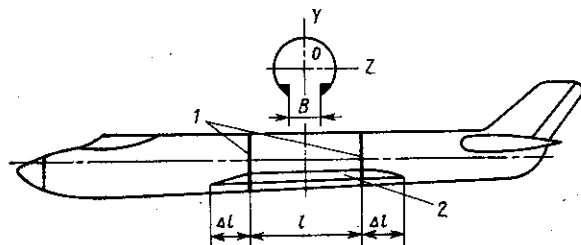


Рис. 10.78. Силовая схема большого выреза:
1 — усиленные шпангоуты; 2 — бимс

шпангоутов и двух усиленных продольных балок — бимсов (рис. 10.78).

Большие вырезы характеризуются длиной, поскольку в зависимости от ее величины существует принципиальное различие в нагружении элементов. Вырезы длиной $l_v > D_\phi$ называются длинными, а длиной $l_v < D_\phi$ — короткими.

При определении параметров длинных вырезов учитывают главным образом величины нормальных напряжений в сводах и боковинах, пропорциональные длине вырезов, и кроме того, жесткость в собственной плоскости торцевых шпангоутов и поперечную изгибную жесткость бимсов. Второстепенным фактором можно считать жесткость промежуточных шпангоутов на длине выреза.

В фюзеляжах с короткими вырезами, наоборот, нормальные напряжения меньше, чем напряжения от сдвига, и соответственно меньше потребная жесткость торцевых шпангоутов. Роль бимсов в обоих случаях — наиболее ответственная.

Размер выреза по окружности (по обводу) имеет определенные ограничения. Допустимой величиной можно считать длину дуги выреза $l_R \leq R_\phi$. В противном случае величина момента инерции сечения фюзеляжа в месте выреза, близкого к диаметру, может потребовать чрезвычайно большого увеличения массы конструкции (в некоторых случаях до восьми раз). Величина касательных напряжений, наиболее чувствительная к размерам выреза по обводу, при увеличении размера до $l_R = R_\phi$ возрастает вдвое по сравнению с величиной напряжений в сечении без выреза. Кроме того, известно, что с увеличением размера выреза по обводу центр жесткости сечения перемещается за контур сечения в противоположную сторону от выреза, увеличивая таким образом плечо сил, что приводит к возрастанию изгибающего момента, действующего на бимсы, и особенно потоков сил в обшивке.

При проектировочном расчете фюзеляжа в месте длинного выреза конструкцию условно можно представить в виде двухпоясной балки, пояса которой составляют из бимсов с прилегающими к ним боковинами, а стенкой ее является целая часть полусвода (верхняя или нижняя — в зависимости от расположения выреза). Эта схема справедлива при нагружении горизонтальными перерезывающей силой Q_r и изгибающим моментом $M_{изг.г.}$.

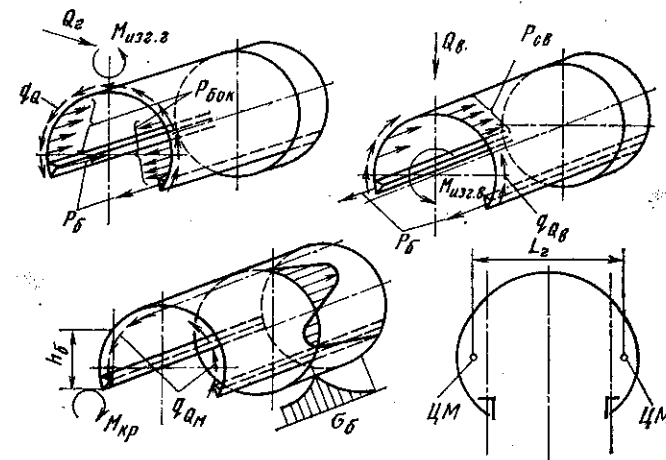


Рис. 10.79. Работа элементов конструкции в зоне большого выреза

При нагружении вертикальными перерезывающей силой Q_v и изгибающим моментом $M_{изг.в}$ расчетная схема выглядит иначе: поясами являются с одной стороны целый полусвод, а с другой — оба бимса. Стенками служат обе боковины.

Более сложная система образуется при нагружении этой условной балки крутящим моментом $M_{кр}$. В этом случае приходится делать допущение, что $M_{кр}$ воспринимается не всем контуром, а только боковинами, которые в свою очередь уравниваются в защемлении на торцевых шпангоутах (при условии отсутствия деформации сечений и при достаточно большой жесткости торцевых шпангоутов) нормальными напряжениями σ_ϕ . Таким образом, боковины представляют собой самоуравновешенную систему, в которой нормальные напряжения со стороны целого и открытого сечений должны уравновеситься. На рис. 10.79 показаны нагрузки, действующие на фюзеляж в районе выреза.

Параметры элементов отсека в месте выреза выбирают исходя из следующих соображений.

1. Параметры фюзеляжа, определенные для замкнутой части, можно считать исходными и неизменными вплоть до торцевых шпангоутов, исключая бимсы, выходящие за зону выреза. Эта предпосылка позволяет подходить к проектированию вырезанной части, имея готовыми для предварительного решения сечения элементов и их расстановку.

2. В процессе расчета в качестве определяющих целесообразно принять нагрузки для наиболее характерного режима и по ним в дальнейшем определять параметры (например, для пассажирского самолета может быть выбран режим действия на горизонтальное оперение уравнивающей силы и сил от воздушного вертикального порыва, для маневренного самолета может ока-

заться более подходящим случай нагружения вертикального оперения нагрузкой при маневре).

Следуя намеченной схеме (см. рис. 10.79), можно рассчитать параметры элементов, учитывая по отдельности действие перерезывающих сил Q_B и Q_G , изгибающих моментов $M_{изг.г}$ и $M_{изг.в}$ и крутящего момента $M_{кр}$.

Под действием перерезывающих сил Q_B и Q_G в боковинах и в целом (неразрезанном) своде возникают потоки касательных сил q_{QB} и q_{QG}

$$q_{QB} = \frac{Q_B}{2H_{бок}} \text{ и } q_{QG} = \frac{Q_G}{L_{св}}, \quad (10.43)$$

где $H_{бок}$ — эффективная высота боковин $H_{бок} \approx 0,65D_{ф}$; $L_{св}$ — эффективная длина свода $L_{св} \approx 0,8D_{ф}$.

В первом приближении, принимая в зоне выреза толщину обшивки $\delta_{обш} = \text{const}$, по допускаемым касательным напряжениям определяются ее величину.

Осевые усилия от изгибающего момента в вертикальной плоскости $M_{изг.в}$, воспринимаемые бимсами и неразрезанным сводом, определяются из выражения

$$2P_6 = P_{св} \approx \frac{M_{изг.в}}{H_6}. \quad (10.44)$$

Напряжения в своде от усилия $P_{св}$ рассчитываются с учетом редуцированной площади свода

$$f_{св}^{ред} = (f_{стр} + 2c\delta_{обш})/n, \quad (10.45)$$

где n — число стрингеров; $f_{стр}$ — площадь сечения стрингера $2c$ — приведенная ширина обшивки $2c = (20 \dots 22) \delta_{обш}$.

Бимсы воспринимают усилия P_6 от изгибающего момента вместе с прилегающими частями боковин и, строго говоря, вся площадь должна быть представлена в редуцированном виде. Однако в первом приближении можно считать, что основную нагрузку воспринимает бимс, а на прилегающую часть боковины приходится около 10 % и, следовательно, в расчетах нужно учитывать лишь 10 % площади боковин (естественно, с приведенной площадью обшивки к стрингерам). Это допущение вытекает из особенности нагружения боковин у границ выреза, где нормальные напряжения от осевых сил, достигая максимальных значений на бимсе, быстро убывают на небольшом расстоянии от него. И чем больше вырез, тем меньше это расстояние, тем больше нагружается бимс и особенно соответствующая панель свода.

Усилия от изгибающего момента в горизонтальной плоскости $M_{изг.г}$ воспринимаются парой осевых сил в боковинах, включая бимсы

$$P_{бок} = \frac{M_{изг.г}}{L_r}, \quad (10.46)$$

где L_r — плечо осевых сил, определяемое в зависимости от размера выреза по формуле

$$L_r = D_{ф} - B/4. \quad (10.47)$$

Плечо осевых сил в горизонтальной плоскости L_r не только определяет приближенно расстояние между центрами тяжести площадей сечения фюзеляжа, отсеченных вертикалью, проходящей через ось бимса, но и ограничивает высоту боковин, т. е. эффективную длину обшивки и число стрингеров (см. рис. 10.79). Вместе с этим L_r указывает на длину оставшейся целой части контура, требующую усиления по мере увеличения выреза. Такое распределение нагрузки между элементами боковин подчеркивает силовое значение панелей боковин и практическую бесполезность чрезмерного увеличения мощности сечения лишь одних бимсов.

Нагрузка в боковинах распределяется неравномерно, большую часть ее воспринимает бимс. Поэтому, редуцируя площади сечения обшивки и стрингеров, в первом приближении можно принять коэффициент редукции ϕ , приводя жесткостные характеристики панели к бимсу, для чего использовать отношение $(EF)_{стр}/(EF)_6$.

В процессе расчета следует просуммировать нагрузки от $M_{изг.г}$ и $M_{изг.в}$, действующие в бимсе и являющиеся определяющими. Для проекторочных целей обычно достаточно учесть именно эти нагрузки, по которым можно подобрать предварительно параметры бимса.

Наиболее сложным является расчет параметров в месте выреза от действия крутящего момента $M_{кр}$. Для проекторочных целей можно воспользоваться упрощенной схемой.

Полагая, что $M_{кр}$ воспринимается парой поперечных сил в боковинах фюзеляжа, их величину легко рассчитать по формуле

$$Q_{M_{кр}} = M_{кр}/L_r. \quad (10.48)$$

Величину перерезывающей силы $Q_{M_{кр}}$ принимают постоянной на всей длине выреза, следовательно, касательные напряжения в обшивке боковин остаются постоянными. Как уже указывалось, высота (эффективная длина) боковины $h_{бок}$ измеряется дугой сегмента, ограниченного вертикалью, проходящей через бимсы. Тогда поток касательных сил определяется по формуле

$$q_{QM} = Q_{M_{кр}}/h_{бок}. \quad (10.49)$$

Высота боковины $h_{бок}$ включает в себя также часть обшивки, образующую наружный контур составного бимса.

Силы $Q_{M_{кр}}$ уравниваются в заземлении на торцовых шпангоутах, вызывая появление в них изгибающего момента

$$\Delta M = Q_{M_{кр}} l/2, \quad (10.50)$$

где l — длина выреза.

В свою очередь, изгибающий момент ΔM воспринимается парой осевых сил с одной стороны в бимсе, а с другой — в примы-

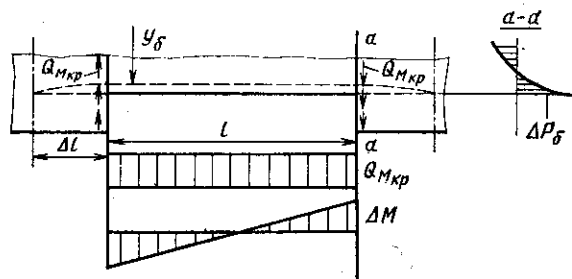


Рис. 10.80. Нагружение бимсов

кающей половине свода. Эти осевые силы образуют самоуравновешенную систему. Схематическая картина нагружения элементов представлена на рис. 10.80. В связи с этим надо учесть при проектировании догружение бимса осевой силой ΔP_6

$$\Delta P_6 = \Delta M / (2y_6), \quad (10.51)$$

где y_6 — координата центра масс бимса, отсчитанная от центра симметрии сечения фюзеляжа. Для вырезов, ширина которых $B < R$, в первом приближении можно принимать за центр симметрии точку, совпадающую с продольной осью фюзеляжа.

Таким образом, зная все нагрузки, можно уточнить параметры конструкции в зоне расположения выреза. В первую очередь необходимо учесть дополнительное нагружение части свода и боковин касательными q_{QM} и осевыми от ΔM усилиями. Кроме того, к осевым усилиям в бимсе от изгибающих моментов M_B и M_T следует добавить нагрузку от ΔP_6 . Тогда суммарная нагрузка на бимс определяется выражением

$$P_6 = P_B + P_T + \Delta P_6. \quad (10.52)$$

При выборе параметров сечения бимс рассматривается как стержень, жестко зашпунтованный в крайних опорах и имеющий упругие промежуточные опоры в пролете по длине выреза со стороны незамкнутых шпангоутов.

Критическое значение силы общей потери устойчивости бимса определяют по формуле

$$P_{кр. 6} = \frac{m \pi^2 E J_6}{l^2},$$

где J_6 — момент инерции бимса относительно его нейтральной оси (рис. 10.81), ориентированной путем подбора и размещения конструктивных элементов в зависимости от направления действия суммарного изгибающего момента; m — коэффициент, зависящий от жесткостей заделки и промежуточных опор. Для вырезов шириной $B \leq 1,5R$ и длиной до $2,0D_\phi$ можно принимать $m = 4,5 \dots 5,5$.

Бимсы, окантовывая вырез, обычно не оканчиваются на торцевых шпангоутах, а продолжают в замкнутой части фюзеляжа

на длину Δl (см. рис. 10.80), на которой происходит передача сил через заклепки на обшивку. При этом в местах связи бимса возникает поток касательных усилий

$$\Delta q_{обш} = P_6 / \Delta l. \quad (10.53)$$

Площадь сечения бимса максимальна в середине пролета, а к концам она уменьшается. Длина Δl , на которой должно произойти затухание осевых сил, зависит от относительных размеров выреза B , от жесткостей торцевых шпангоутов $EJ_{шп}$, от толщины обшивки $\sigma_{обш}$ и расстояния между шпангоутами a .

Ее величину определяют по формуле

$$\Delta l = 0,12R \sqrt[4]{\frac{R^2 a \delta_{обш}}{J_{ш}}}. \quad (10.54)$$

Расчетная длина Δl получается очень большой, поэтому в проектировочных расчетах принимают $\Delta l \approx B$.

10.7. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГЕРМЕТИЧНЫХ ОТСЕКОВ

10.7.1. Основные принципы герметизации

К числу элементов конструкции фюзеляжа, подлежащих герметизации, относятся:

- съемные части — крышки люков, двери;
- подвижные, несъемные — створки люков, створки воздушных тормозов;
- герметичные кабины;
- фонари и форточки остекления гермокабин;
- отсеки, используемые для размещения топлива;
- отсеки, используемые в качестве контейнеров для специального оборудования;
- воздухозаборники для газотурбинных двигателей;
- выводы элементов управления из гермоотсеков;
- соединения элементов коммуникаций систем;
- наружные эксплуатационные выводы и др.

Трудности обеспечения герметичности конструкций в основном обусловлены спецификой самой конструкции: деформациями, возникающими при повторных нагружениях в полете, высокими требованиями по ресурсу и надежности, достижению минимальной массы и высокой эксплуатационной технологичности.

Особенные трудности возникают при проектировании герметических кабин (экипажа и пассажирских) и топливных баков отсеков. Техническая сложность при этом заключается в необходимости свести к минимуму утечки воздуха или жидкости через

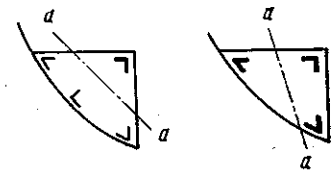


Рис. 10.81. Нейтральные оси бимса

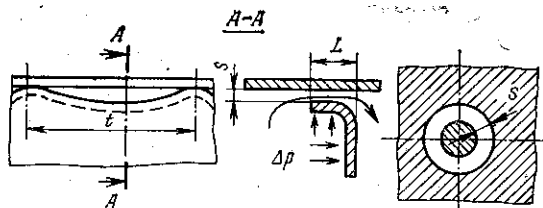


Рис. 10.82. Возможные зоны утечек

зазоры между элементами конструкции, обладающими малой жесткостью и подверженными циклическому деформированию.

Вследствие увеличения зазоров в процессе эксплуатации степень герметичности не остается постоянной, что приводит к нарушению установленного уровня эксплуатационных параметров в гермоотсеках и (или) к переводу работы оборудования на другие режимы.

Все конструктивные меры, связанные с обеспечением надежной герметизации, сводятся в основном к обеспечению плотного соединения за счет точного соответствия геометрических форм, параметров и высокого качества обработки поверхностей контактирующих элементов и обеспечению высокого давления с целью пластического деформирования контактирующих элементов, способствующего заполнению и выравниванию неровностей соприкасающихся поверхностей.

Для этого используют разнообразные виды крепежных соединений и всевозможные прокладки.

Как известно [1], величина утечки жидкости из герметичного объема зависит от многих факторов

$$q = \frac{\pi \Delta p S^3 d}{12 \mu L}, \quad (10.55)$$

где q — утечка через щель; Δp — перепад давлений; μ — коэффициент абсолютной вязкости жидкости; L — длина щели в направлении утечки; d — средний (номинальный) диаметр отверстия; S — ширина щели.

Утечку воздуха можно определить по формуле

$$Q = F \sqrt{\frac{0,2 \Delta p}{\rho}}, \quad (10.56)$$

где Q — утечка через суммарную площадь щелей; F — суммарная площадь щелей; ρ — плотность газа.

В том и другом случае утечка происходит через щели кольцевые (заклепочные и болтовые соединения) или плоские (сопряжения деталей каркаса с оболочкой) (рис. 10.82).

Видно, что основными параметрами, влияющими на величину утечки, являются перепад давлений и конструктивные характеристики соединений. И если первые диктуются требованиями эксплуатации, то вторые назначает конструктор.

Очевидно, лучшая герметизация может быть достигнута при использовании заклепок (болтов) меньшего диаметра, установленных с меньшим шагом, при увеличенной толщине соединяемых элементов с применением прочноплотной клепки, при которой зазоры в два раза меньше, чем при обычной, или при установке болтов с натягом. При постановке болтов с натягом необходимо выдерживать определенные величины деформаций и напряжений, что в первую очередь отразится на увеличении трудоемкости сборки. Кроме того, всякое улучшение герметизации, к сожалению, связано с неизбежным увеличением массы конструкции.

Упругие и остаточные деформации оказывают заметное влияние на работу соединения. Исследованиями установлено, что при напряжениях, равных пределу упругости, величина упругой деформации смятия $\Delta_{см} = 0,0035 d_{ст}$ ($d_{ст}$ — диаметр стержня), а для прессовой клепки, например, с коэффициентом натяга $K_{пр} = d_{ст}/d_{отв} = 1,08$ величина упругой деформации смятия $\Delta_{ст}^{пр} = 0,0025 d$. Тогда, если сравнить зазоры S , возникающие при постановке болта и заклепки диаметром 5 мм, то окажется, что $S_б = 0,0035 \cdot 5 = 0,0175$ мм, а $S_з = 0,0045 \cdot 5 = 0,0125$ мм, т. е. зазор в болтовом соединении на 40 % больше, чем в заклепочном. Если при этом учесть производственные дефекты и последовательное накопление остаточных деформаций, то станет ясным, какое большое внимание следует уделять проектированию элементарных соединений.

Для герметизации соединений элементов отсеков фюзеляжа применяются в основном два способа — с помощью уплотнительных прокладок (внутришовный) и нанесением герметика снаружи шва (поверхностный).

Уплотнительная прокладка находится всегда в сжатом состоянии и плотно сцеплена (силами адгезии) с поверхностями соединяемых элементов.

Основные требования к внутришовной герметизации:

а) величина зазора S между соединяемыми элементами должна быть меньше толщины уплотнительной прокладки δ , т. е. $S < \delta$;

б) прокладка должна заполнять зазор упруго, без разрушения реагируя на его увеличение вследствие деформации или действия сил сцепления;

в) прочность прокладки не должна допускать расслоения ее при растяжении.

При втором способе — нанесении герметика на поверхность — достигается изоляция деформируемого соединения от герметичного отсека, что является большим преимуществом по сравнению с первым способом. Во всех случаях надо стараться наносить герметик со стороны повышенного давления, избегая нагружения его на отрыв или воздействия внешних атмосферных факторов. Схемы герметизации представлены на рис. 10.83.

В связи с возросшими требованиями к обеспечению больших ресурсов планера самолета, что в первую очередь касается конст-

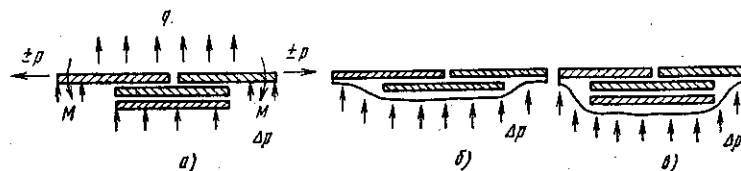


Рис. 10.83. Основные схемы герметизации:
а — внутришовная; б — наружная; в — комбинированная

рукции фюзеляжа, необходимо отметить, что внутришовная герметизация оказывает отрицательное влияние на долговечность соединений. Выносливость шва с уплотнительной лентой У-20А снижается в 1,5 раза из-за наличия частично невыбираемого по длине шва зазора. Этот зазор образуется из-за неплотного стягивания листов, особенно в зоне нахлесточных (на профилях) стыков обшивок и отсутствия или ослабления трения между ними. Кроме того, по тем же причинам происходит перегрузение внешних (по отношению к нагрузке) рядов заклепок (болтов).

Для успешного применения тех или иных способов герметизации конструктору необходимо знание свойств применяемых герметиков.

10.7.2. Герметизация неразъемных и разъемных соединений

В конструкциях гермоотсеков применяются различные виды соединений: заклепочные, болтовые, винтовые, сварные, клеевые, клеесварные и клееклепанные. Выбор того или иного вида соединения диктуется конструктивными и технологическими особенностями.

Заклепочные и болтовые соединения получили наибольшее распространение, так как просты, универсальны и надежны. Источниками утечек в них являются зазоры в отверстиях, щели в соединенных элементах и стыковые швы. Исследования показали, что наибольшее внимание следует уделять оформлению контакта по закладной головке заклепки и в еще большей степени контакту элементов пакета, так как величина утечки через них (без герметизации) на порядок больше, чем через отверстие под стержень. Некоторые из способов герметизации заклепок показаны на рис. 10.84.

Практикой эксплуатации установлены следующие параметры заклепочных соединений, обеспечивающие наилучшую герметичность: ширина поверхностного контакта (например, полки профиля) 30 ... 35 мм, шаг заклепок в ряду 15 ... 20 мм, расстояние между рядами 10 ... 12 мм, расстояния от кромки профиля 10 ... 12 мм. Обычно применяют двухрядные (редко трехрядные) швы и прессовую клепку, которые обеспечивают более плотное соеди-

Рис. 10.84. Способы герметизации соединений



нение. В случаях применения внутришовной прокладки ее толщину выбирают не более 0,3 мм. Примеры конструктивных решений герметичных заклепочных соединений показаны на рис. 10.85.

Для соединения элементов гермоотсеков применяют также различные виды сварки. Однако, несмотря на возможность достижения полной герметичности, существует постоянная проблема проверки качества шва, поскольку помимо внешних дефектов, легко обнаруживаемых, могут существовать и скрытые, требующие применения специальных методов контроля. В некоторых случаях контроль сварных швов в агрегатах просто неосуществим (например, при их очень больших габаритных размерах).

Болтовые и заклепочные соединения имеют очень много общего с точки зрения герметизации. Плотность контакта отдельных элементов — головки, стержня, шайбы и гайки — является определяющим параметром.

Степень герметичности в зоне стержня зависит от посадки болта в отверстие. Уменьшение зазора иногда достигается с помощью уплотнительной пленки связующего материала (клея, грунта, краски и т. п.).

Для герметизации закладной головки применяются средства, аналогичные применяемым для герметизации замыкающей головки. Для предотвращения утечки через резьбу головки болтов и винтов располагают, если это не отражается на гладкости поверхности или не нарушает обтекания, с внутренней стороны гермоотсека, а резьбу всегда закрывают шайбой.

Для герметизации болтовых соединений используют также различные прокладки, устанавливаемые под шайбы, в проточки пакетов, в специальные гнезда и канавки.

Соединения фланцевого типа малых наружных диаметров обычно уплотняют кольцевыми медными, алюминиевыми прокладками или прокладками из неметаллических материалов, а при больших диаметрах — упругими кольцами, фиксированными специальным образом.

Эффективность герметизации с помощью всякого рода прокладок достаточно высока, но при условии, что уплотнительная про-

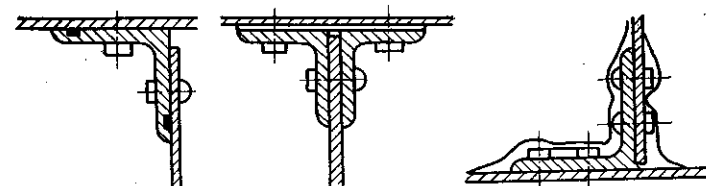


Рис. 10.85. Примеры заклепочных гермосоединений

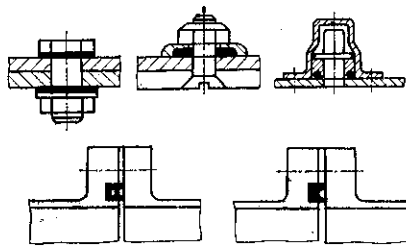


Рис. 10.86. Способы герметизации болтовых соединений

кладка, имеющая всегда несколько большую высоту, чем выбираемый технический зазор, выдержит давление при затяжке болта и не вызовет перекоса в соединении.

Наконец, достаточно распространенным является способ герметизации болтовых соединений при помощи глухих (герметичных) анкерных гаек. При этом необходимо всегда помнить, что, во-первых, корпуса таких гаек сами нуждаются в герметизации пастой, во-вторых, установка их увеличивает общую трудоемкость выполнения соединения на 15 ... 20 %, и, в-третьих, масса соединения возрастает на 5 ... 10 %.

Перечисленные выше способы выполнения герметичных болтовых соединений схематически изображены на рис. 10.86.

10.7.3. Общие принципы проектирования гермокабин

Не рассматривая эксплуатационные требования к гермокабинам, схемы кабин и детальный их расчет на прочность, остановимся на конструктивных особенностях гермокабин, связанных с участием их в работе совместно с элементами КСС фюзеляжа.

По этому признаку все гермокабины подразделяются на три типа: 1) встроенные, составляющие одно целое с фюзеляжем и использующие элементы его конструкции для образования отсека; 2) вставные — представляющие собой отдельно изготовленный отсек, технологически включенный в КСС фюзеляжа, но конструктивно изолированный от участия в общей работе совместно с фюзеляжем от внешних нагрузок (шарнирно-узловые связи), и 3) отделяемые — выполненные в виде автономного агрегата, присоединенного ограниченным числом узлов к фюзеляжу.

Очевидно, первый тип гермокабин подвергается суммарному нагружению от внешних нагрузок и избыточного внутреннего давления, два последних испытывают воздействие только внутреннего давления.

Понятно, что выбор того или иного типа кабины будет определяться компоновочными, весовыми, технологическими, эксплуатационными условиями и назначением самолета.

В пассажирских самолетах применяются встроенные кабины, на военных возможно использование всех трех типов гермокабин.

Конфигурация гермокабин далека от идеальной формы — сферы, при которой напряжения в обшивке от избыточного внутреннего давления минимальны

$$\sigma_{\text{обш}} = \frac{pR}{2\delta_{\text{обш}}} \quad (10.57)$$

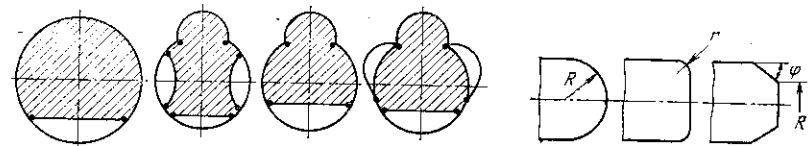


Рис. 10.87. Формы гермокабин

Рис. 10.88. Возможные формы дна гермокабин

Большинство кабин имеет плоские части — днища, боковые стенки, полы и т. п., которые требуют особого внимания конструктора, тщательной разработки схемы и детального расчета на прочность. На рис. 10.87 приведены наиболее распространенные формы сечений кабин.

Рассмотрим некоторые конструктивные и местные прочностные особенности, присущие конструкциям в зонах действия избыточного давления.

Днища кабин могут иметь различную форму — сферическую, плоскую и коническую с плоским дном (рис. 10.88). Из строительной механики известно, что в обшивке сферического подкрепленного днища возникают нормальные напряжения

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{pR}{2\delta_{\text{пр}}} \quad (10.58)$$

где p — расчетное внутреннее давление; $\delta_{\text{пр}}$ — толщина редуцированной обшивки, подкрепленной профилями

$$\delta_{\text{пр}} = \delta_{\text{обш}} + n f_{\text{проф}} / l_{\text{дн}}$$

n — число профилей; $f_{\text{проф}}$ — площадь поперечного сечения профиля; $l_{\text{дн}}$ — длина дуги днища (для ортогонального подкрепления).

Полученные напряжения должны быть меньше критических

$$\sigma_{\text{ср}} < \sigma_{\text{кр}} = 0,3E\delta/R \quad (10.59)$$

Плоские днища должны быть достаточно жесткими, поскольку напряжения в обшивке получаются всегда наибольшими, по сравнению со сферическими, предельная величина которых определяется потерей устойчивости подкрепляющими профилями

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{pbR^3}{8J_{\text{пр}}} \quad (10.60)$$

где b — расстояние между подкрепляющими профилями; $J_{\text{пр}}$ — приведенный момент инерции профиля вместе с присоединенной обшивкой.

Конические днища занимают промежуточное положение между плоскими и сферическими, поскольку переходную часть от цилиндрической части кабины можно условно рассматривать как сферу, а плоскую часть днища — как плоскую мембрану малого

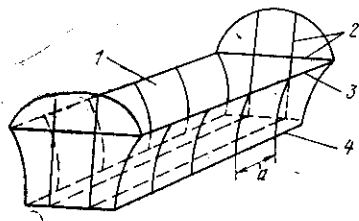


Рис. 10.89. Боковая стенка гермокабины:

1 — боковина; 2 — каркас дна; 3 — окантовка (бимс); 4 — усиленный стрингер (лонжерон)

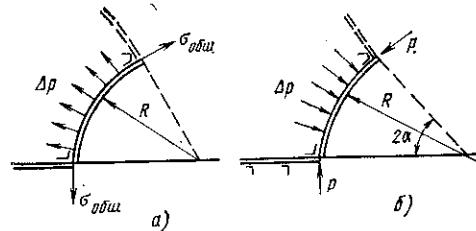


Рис. 10.90. Работа боковых стенок при нагружении внутренним (а) и внешним (б) давлением

радиуса R . По-видимому, конические днища не дают выигрыша по массе, но они обладают некоторыми технологическими преимуществами.

Боковые стенки или панели иногда по условиям компоновки выполняются вогнутыми (рис. 10.89). В зависимости от ориентации панелей по отношению направления действия давления они могут работать на сжатие или растяжение. При действии давления снаружи (рис. 10.90, а) растягивающие усилия воспринимаются практически полностью обшивкой, в которой возникают напряжения как в элементе круговой цилиндрической оболочки

$$\sigma_{обш} = \Delta p R / \delta_{обш}, \quad (10.61)$$

без нагружения шпангоутов.

В случае сжатия при типовом нагружении давлением изнутри кабины (рис. 10.90, б) прочность боковины обеспечивается подкрепляющими ее шпангоутами, которые нагружаются распределенной (наружной по отношению к боковине) нагрузкой

$$q = \Delta p a. \quad (10.62)$$

Эта нагрузка в конечном счете передается через опоры шпангоутов на краевые усиленные продольные элементы кабины в виде усилия

$$P = qR,$$

где R — радиус кривизны панели.

При небольших значениях угла 2α можно считать, что

$$P = \frac{4\pi^2 E J_{т.п.}}{l_{бок}^3}, \quad (10.63)$$

где $l_{бок} = 2\alpha R$ — длина дуги боковины.

Проектирование полов имеет свою специфику. Если пол представляет собой плоскую часть гермокабины, то, рассматривая его по аналогии с плоским днищем, следует в отличие от последнего добавлять нагрузки, действующие на отдельные узлы от установки крошечных ручного и ножного постов управления, кресел,

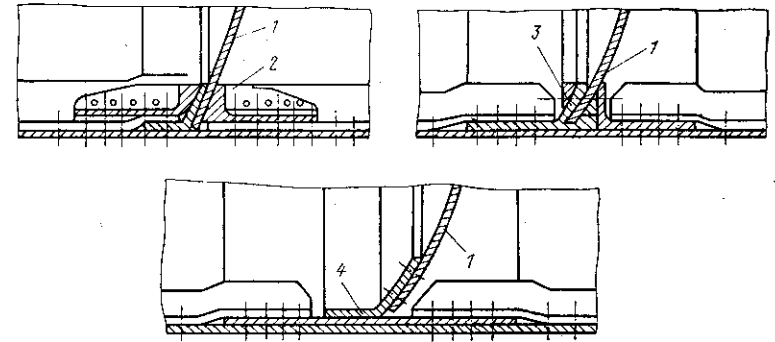


Рис. 10.91. Перестыковка стрингеров на гермоднищах:

1 — днище; 2 — фитинг; 3 — стыковой угольник; 4 — стыковая лента

анкерных грузовых гнезд и т. п. Однако существует и другое решение, в котором функции гермопанели и опорной плоскости разделяются, гермопанель располагается ниже, герметизируя весь нижний объем. В опорной части пола предусматриваются люки для осмотра и ремонта герметической панели.

Разработка конструкции гермокабин в целом — сложная самостоятельная задача, тем более, что выполненная в той или иной форме, она требует обязательной увязки с общей КСС фюзеляжа.

В процессе проектирования были выработаны следующие рекомендации, которые позволяют избежать неудовлетворительных решений:

стрингеры и шпангоуты выполняются из профилей открытого сечения (чтобы не затруднять процесс герметизации);

стыки листов обшивки, если это допускает компоновка и сортамент листов, следует производить вне зоны гермокабины, особенно это относится к поперечным стыкам, которые вследствие деформаций изгиба с растяжением значительно ухудшают герметизацию;

продольный набор не должен пересекать плоскость днища, его следует перестыковать, например, по одной из приведенных на рис. 10.91 схем;

герметичные заклепочные швы, расположенные на днищах, боковинах, в полу и вообще в местах, к которым не предъявляются требования аэродинамической гладкости поверхности, выполняются заклепками с выступающими закладными головками (вместо потайных), создающими лучшие условия герметичности;

поверхностная герметизация швов на днищах может (для увеличения надежности и обеспечения неконтролируемого в процессе эксплуатации постоянного удовлетворительного состояния шва) производиться с двух сторон; это же можно рекомендовать и для других труднодоступных для осмотра мест.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕРА В СИСТЕМЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ САМОЛЕТА

Проектирование планера тесно вплетено в процесс проектирования самолета и потому только условно может быть выделено как некоторая отдельная часть этого процесса. Чтобы увидеть органическую связь конструирования планера и проектирования самолета, необходимо раскрыть сущность самолета и планера, выявить объективные отношения между самолетом и планером, которые проявляются в их внешних и внутренних связях, взаимодействиях.

В своих внешних связях самолет является техническим элементом функционального (дееспособного) комплекса. Чтобы определить всю совокупность внешних связей самолета, необходимо рассмотреть самолет на его уровнях интеграции, т. е. в составе таких интегральных функциональных комплексов, свойства которых непосредственно зависят от свойств самолета.

В своих внутренних связях самолет предстает как органическое соединение технических функциональных компонентов. Чтобы найти всю гамму внутренних связей самолета, нужно углубиться до таких уровней дифференциации, на которых, расчленившись на составные части (в том числе планер), самолет не утрачивает своей структурной цельности.

11.1. САМОЛЕТ — ЭЛЕМЕНТ СЛОЖНОГО КОМПЛЕКСА

Первый уровень интеграции самолета связан с реализацией целенаправленного управляемого полета в определенных внешних условиях. На этом уровне активное соединение самолета с экипажем и целевой нагрузкой образует самолетный функциональный комплекс (СФК).

Именно СФК (а не самолет) способен осуществить управляемый полет в атмосфере Земли с использованием аэродинамической силы несущей поверхности изменяемой конфигурации (в профиле, плане, фасе) и тяговой силы регулируемой энергетической установки. Здесь, в управляемом полете, проявляются три внешние функции СФК: воздушная опорная функция — реализация динамических связей с атмосферой, кибернетическая (пилотажная) — управление траекторией и положением СФК относительно траек-

тории и защитная — предохранение СФК от чрезмерных механических, тепловых, электрических и других внешних воздействий.

Целенаправленность полета заключается в осуществлении определенной целевой функции. Содержание целевых функций различных СФК многообразно, но достаточное представление о нем дают три указанные выше типовые функции, отвечающие трем типам целевой нагрузки. Так, если целевая нагрузка представляет собой массивный груз, то СФК — транспортный (пассажирский, грузовой, наземно-десантный и т. п.), и суть его целевой функции — своевременно и в полной сохранности доставить целевую нагрузку от аэродрома отправления к аэродрому назначения.

В том случае когда целевая нагрузка представляет собой функциональный комплекс, реализующий собственную целевую функцию, полностью оставаясь в составе СФК (фотосъемка, геологоразведка и т. д.), то целевая функция СФК состоит из двух частей: транспортной — своевременно и в сохранности доставить целевую нагрузку к воздушному рубежу ее включения и обеспечить режим полета, отвечающий режиму работы целевой нагрузки, и, второй, специальной, — целевой функции собственно нагрузки. При этом, когда целевая нагрузка представляет собой комплекс, реализующий собственную целевую функцию, полностью или частично отделяясь от СФК (СФК — боевые, воздушно-десантные, сельскохозяйственные, противопожарные), то целевая функция СФК также состоит из двух частей: транспортной — сохранно и своевременно доставить целевую нагрузку к воздушному рубежу сброса и реализовать режим сброса, обеспечивающий определенную точность самостоятельного движения отделяющейся нагрузки, и, второй, специальной, — целевой функции отделяющейся части целевой нагрузки.

В целенаправленности полета заключается смысл труда экипажа, и самолет предстает как средство труда (а не просто летательный аппарат). Что касается целевой нагрузки, то в полете она является предметом труда. Полет без целевой нагрузки является беспредметным, бессмысленным полетом. Здесь следует оговориться, что в перегонном полете целевой нагрузкой является сам СФК, в тренировочном полете — экипаж (цель — повышение квалификации экипажа) и в испытательном полете — самолет (цель — проверка работоспособности вновь построенного или отремонтированного самолета).

Как это видно из содержания трех типовых целевых функций, любая целевая функция многопланова. Она определяется количеством и качеством целевой нагрузки, доставляемой к месту назначения, радиусом или дальностью доставки, точностью доставки, режимами полета на транспортном участке и на рубеже включения, пуска целевой нагрузки. Отсюда следует, что любая целевая функция включает специфические компоненты и одновременно расширяет воздушную опорную (реализация режимов доставки и пуска), кибернетическую (дальняя и ближняя навига-

ция, управление целевой нагрузкой) и защитную функции СФК (сохранность целевой нагрузки).

Второй уровень интеграции самолета связан с решением конкретной целевой задачи в конкретных внешних условиях. В общем случае эта задача решается группой одинаковых или различных СФК (в частных случаях — одним СФК), образующей оперативный функциональный комплекс (ОФК). В составе ОФК для решения общей задачи (боевая, десантная операция, групповая аэрофотосъемка, перевозка определенного количества груза или комплектного груза) каждый СФК реализует свои функции под управлением руководителя ОФК. На этом уровне расширяются кибернетические функции СФК (связь, сигнализация) и, возможно, остальные внешние функции.

На третьем уровне интеграции самолет предстает как элемент авиационного эксплуатационного комплекса (АЭК) — транспортного, хозяйственного, боевого. АЭК представляет минимальную ячейку авиации, сохраняющую общее свойство авиации — выполнять воздушные операции. Он непременно включает три компонента, три частных потенциала:

основной — самолетный парк и летные экипажи;

подготовительный — технические средства и персонал для подготовки СФК к действию (контроль исправности, снаряжения и заправки самолетов, обеспечения работоспособности летных экипажей и др.);

вспомогательный — технические средства и персонал для обеспечения вспомогательных действий на земле (хранение самолетов, буксировка и др.) и управления действиями СФК на земле и в полете.

Отсутствие какого-либо компонента нарушает органическую целостность АЭК, и он утрачивает способность осуществлять воздушные операции.

На уровне АЭК во взаимодействии основного и вспомогательного потенциалов проявляется еще одна внешняя функция СФК — функция базирования или, иначе, наземная опорная функция (разбег, пробег, руление, стоянка); кроме того, возможно усложнение кибернетической внешней функции СФК (управление движением на земле и полетами в зоне аэродрома), а также защитной и воздушной опорной функций.

Последующая интеграция самолета как средства производства протекает через объединение однородных АЭК в виды и, далее, роды авиации. Совершенно ясно, что свойства этих объединений зависят от свойств АЭК, опосредствующих свойства самолета. Поэтому в исследовании функциональных проявлений самолета АЭК является высшей интегральной структурой, свойства которой непосредственно связаны с функциональными свойствами самолета — средства производства.

На уровне АЭК, т. е. на том же третьем уровне интеграции, но во взаимодействии основного потенциала с подготовительным и,

частично, вспомогательным потенциалами, самолет предстает в новом свете. Здесь в процессах обслуживания проявляются технологические свойства самолета как предмета подготовительного и вспомогательного труда. И если проявления функциональных потенций (возможностей) самолета ограничиваются уровнем АЭК, то проявления его технологических потенций на этом уровне только открываются.

Неисправный или поврежденный самолет предстает как предмет восстановительного труда, а восстановленный — как продукт авиационного ремонтного комплекса (АРК), включающего ремонтные мастерские, базы и заводы. Как цель и продукт труда самолет выступает в сфере деятельности авиапромышленного комплекса (АПК), объединяющего самолетостроительные КБ и заводы, заводы-поставщики готовых изделий, полуфабрикатов и сырья. В сферах деятельности АРК и АПК проявляются, соответственно, ремонтная и промышленная технологичность самолета. Значит, высшей интегральной структурой (четвертым уровнем), в пределах которой проявляются все свойства самолета, функциональные и технологические, является сложный авиационный комплекс, объединяющий АЭК, АРК и АПК. Следовательно, в комплексном анализе и синтезе самолета, чтобы быть объективным и корректным в выводах, необходимо восходить до уровня сложного авиационного комплекса.

11.2. САМОЛЕТ И ПЛАНЕР

11.2.1. Функции и структура самолета

Внешние функции СФК (целевые, кибернетические, защитные, опорные, воздушные и наземные) осуществляются компонентами СФК — экипажем, самолетом и целевой нагрузкой (если она представлена функциональным комплексом, а не пассивным грузом) — либо непосредственно, либо во взаимодействии.

Экипаж непосредственно реализует только кибернетические функции: наблюдение, восприятие информации (извне и внутри СФК — от самолета и от целевой нагрузки), осмысление, запоминание, подачу управляющих команд самолету и целевой нагрузке. В этой цепочке только наблюдение и восприятие информации, с одной стороны, и подача управляющих команд, с другой, являются внешними функциями экипажа. При этом только восприятие внешней информации без каких-либо технических средств адекватно внешней функции СФК. Подача же команд и восприятие внутренней информации, будучи внешними функциями экипажа, по отношению к СФК являются внутренними функциями, т. е. функциями взаимодействия компонентов СФК.

Целевая нагрузка, оставаясь в составе СФК (второй тип) или отделяясь от него (третий тип), непосредственно осуществляет специальную часть целевой внешней функции СФК. Кроме того,

она генерирует информацию для экипажа, воспринимает и исполняет команды экипажа, и эти кибернетические функции, будучи внешними для целевой нагрузки, применительно к СФК являются внутренними.

Самолет непосредственно (автоматически) и по командам экипажа в полной мере реализует опорные и защитные функции СФК, а также транспортную часть целевой функции СФК и технические кибернетические функции СФК. Эти внешние функции СФК являются внешними функциями самолета — технического устройства.

Одновременно самолет реализует ряд внутренних функций СФК: генерацию и вывод информации для экипажа на индикаторы, восприятие и исполнение команд экипажа, обеспечение условий деятельности экипажа (размещение, жизнеобеспечение, обеспечение инструментом управления и др.), обеспечение размещения и сохранности целевой нагрузки и т. д. Эти функции, внутренние для СФК, для самолета (технического устройства) являются функциями внешними.

Внешние функции самолета — это результат внутренних функций, процессов, осуществленных компонентами самолета. Внутренние и внешние функции не что иное, как проявление функциональных возможностей самолета, носителем которых является материальная структура самолета. Одновременно материальная структура самолета является носителем и технологических проявлений самолета в сфере подготовительной и вспомогательной деятельности АЭК, в восстановительных процессах АРК и в изготовительных процессах АПК. Чтобы найти связи между материальной структурой самолета и ее проявлениями, необходимо установить пути дифференциации этой структуры, представить самолет как иерархическую систему элементов.

Материальная структура самолета отображается:

функциональным составом — совокупностью функциональных компонентов, реализующих все внутренние и внешние функции самолета;

архитектурой — взаимным положением компонентов самолета, определяющим самолет как пространственную упорядоченность, отделенную от окружающей среды внешней формой;

конструкцией — совокупностью взаимно ориентированных материальных элементов, образующих единую организованную материальную систему.

11.2.2. Функциональная дифференциация самолета. Функции планера в составе самолета

Функциональное и конструктивное воплощения самолета открывают путь функциональной дифференциации, на каждом уровне которой единство самолета отображается меньшим или большим числом функциональных компонентов. Исходным, ну-

левым уровнем функциональной дифференциации служит самолет в качестве технического устройства. На первом уровне самолет предстает как органическое соединение исполнительного комплекса (ИК), решающего все множество функциональных задач самолета, и энергетического комплекса (ЭК), обеспечивающего ИК всеми необходимыми видами энергии в нужных количествах. В соответствии с обобщенными внешними функциями самолета ИК всегда включает целевой (ЦК), кибернетический (КК), защитный (ЗК) комплексы и два опорных комплекса, воздушный (ВОК) и наземный, или земной (ЗОК). Соответственно, ЭК включает столько носителей (аккумуляторов) и преобразователей (двигателей, трансформаторов) энергии, сколько требуется для обеспечения ею указанных составляющих ИК. Расчленение ИК и ЭК на специализированные комплексы выводит самолет на второй уровень его функциональной дифференциации.

Последующие уровни сопряжены с расчленением специализированных комплексов на подкомплексы разных рангов, функциональные системы, узлы и, наконец, детали.

Схема функциональной дифференциации самолета показана на рис. 11.1. Она упрощена в том отношении, что перекрестные связи между компонентами одного уровня и смежных уровней показаны только до второго уровня. Кроме того, схема акцентирована на выявление места планера в функциональном составе самолета, и по этой причине ниже третьего уровня ряд функциональных компонентов самолета на схеме не обозначен.

На различных уровнях функциональные компоненты самолета представлены в разной мере обобщения. Чтобы найти место планера в функциональной структуре самолета, необходимо детализировать комплексы второго уровня и спуститься до того уровня дифференциации (уровень П на рис. 11.1), на котором планер обретает полную функциональную определенность.

Решающими, центральными компонентами специализированных комплексов второго уровня являются функциональные ядра, раскрывающие роль специализированного комплекса в структуре самолета и СФК и определяющие особенности структуры самого этого комплекса.

Ядрами целевого комплекса служат виды целевой нагрузки, вводимой в состав СФК для выполнения конкретной операции. Так, для пассажирских СФК ядрами являются сами пассажиры, их ручной багаж, верхняя одежда, багаж в контейнерах. Для боевых СФК ядра — это виды оружия, вводимого в состав СФК одновременно. Для сельскохозяйственного СФК, обрабатывающего насаждения, — это жидкий или порошковый химикат. В случае аэрофотосъемки — комплекс фотоаппаратуры и фотоматериалов. Указанных примеров достаточно, чтобы увидеть две особенности целевого комплекса: во-первых, ядра целевого комплекса, будучи составляющими целевой нагрузки, не являются элементами самолета (поэтому на рис. 11.1 отсутствует вертикаль

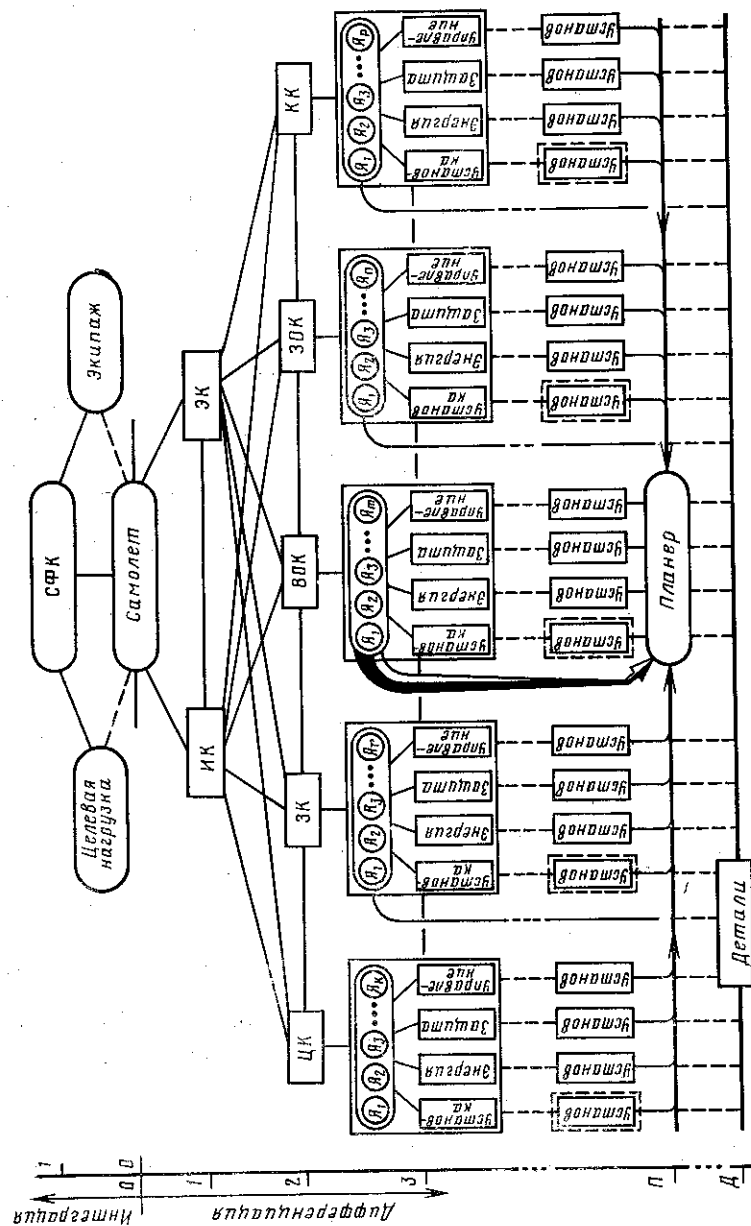


Рис. 11.1. Схема функциональной дифференциации самолета

связи ядер этого комплекса с уровнем Д — детали самолета) и, во-вторых, ядра целевого комплекса являются замещаемыми элементами СФК — комплекс ядер зависит от целей конкретной операции, осуществляемой с участием СФК.

Ядра всех остальных специализированных комплексов второго уровня представляют собой более или менее узкоспециализированные функциональные системы, например, системы дальней и ближней навигации в кибернетическом комплексе (КК), противоблуденительная система, система грузозащиты в защитном комплексе (ЗК) и др.

Хотя ядра и главенствуют в структуре специализированного комплекса, сами по себе они не работоспособны. Чтобы ядра реализовали свои функции в составе самолета (и СФК), необходимо каждое ядро установить, обеспечить энергией, защитить (обеспечить сохранность и работоспособность в условиях полета) и управлять им. Именно под таким углом зрения следует читать третий уровень дифференциации, как он показан на рис. 11.1 — каждое ядро и системы его установки, энергообеспечения, защиты и управления образуют узкоспециализированный подкомплекс третьего уровня, и таких подкомплексов столько, сколько ядер.

Поскольку в подкомплексы третьего уровня входят системы управления ядрами и эти системы могут быть не автоматическими, в их состав включаются члены экипажа. Члены экипажа включаются также в состав систем, являющихся ядрами кибернетического комплекса.

Движение СФК (самолета с экипажем и целевой нагрузкой) в полете описывается шестью уравнениями динамики:

$$\text{I} \quad \sum X = 0; \quad \text{IV} \quad \sum M_x = 0;$$

$$\text{II} \quad \sum Y = 0; \quad \text{V} \quad \sum M_y = 0;$$

$$\text{III} \quad \sum Z = 0; \quad \text{VI} \quad \sum M_z = 0.$$

Уравнения сил (I, II, III) описывают движение центра инерции СФК по некоторой траектории, а уравнения моментов (IV, V, VI) — движение СФК как системы материальных точек относительно центра инерции этой системы. Уравнения движения включают в себя аэродинамические и тяговые силы и моменты взаимодействия СФК с атмосферой, а также силу веса (гравитационную) СФК и инерционные силы и моменты. Создание потребных сил и моментов взаимодействия СФК с атмосферой — сил и моментов, позволяющих реализовать устойчивый и управляемый полет на всех режимах от взлета до посадки, — главная функция воздушного опорного комплекса (ВОК на рис. 11.1) самолета, и эта обобщенная функция распределяется между ядрами ВОК, реализующими конкретные ее составляющие.

Главными и обязательными для каждого самолета ядрами ВОК являются крыло как средство создания подъемной силы и двига-

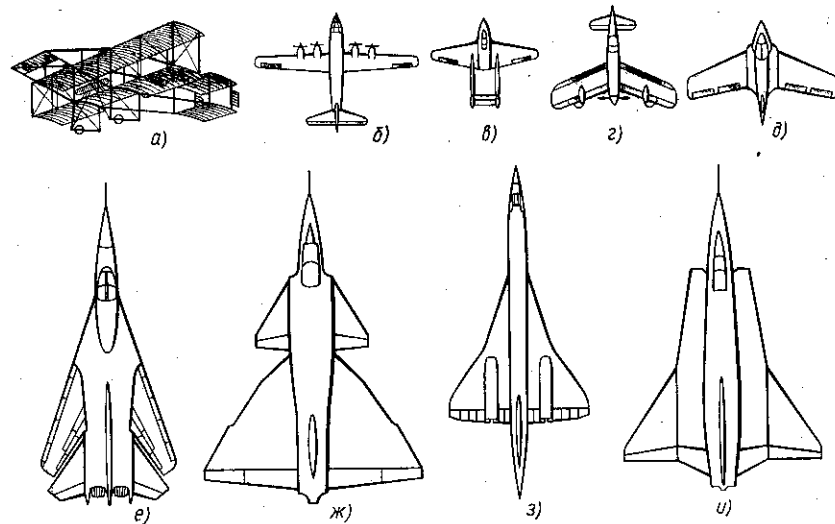


Рис. 11.2. Эволюция внешней формы самолета

тель (двигатели) как средство создания тяговой силы. В зависимости от способа обеспечения устойчивости и управляемости к главным ядрам присоединяются дополняющие ядра: горизонтальное и вертикальное оперение, различные органы управления (регулирования моментов относительно трех центральных осей вращения самолета). В состав ВОК самолетов вертикального и короткого взлета и посадки в качестве ядер входят двигатели и движители, создающие вертикальную силу тяги, компенсирующую недостаток (до 100 %) подъемной силы крыла на некоторых режимах полета, а также различные газодинамические средства форсирования подъемной силы крыла (системы суперциркуляции, выдува газа на закрылки, выдува через заднюю кромку крыла и т. д.).

Среди ядер ВОК особое положение занимает крыло, потому что оно, создавая подъемную силу, служит основной опорой всего самолета в полете, и на этой опоре непосредственно или с помощью промежуточных элементов устанавливаются все части самолета и, в том числе, все остальные ядра ВОК. Крыло, соединенное с оперением и различного рода аэродинамическими рулями, т. е. сочетание аэродинамических средств создания подъемной силы и управляющих и уравнивающих сил и моментов (дополнительные опоры самолета), образует планер самолета.

На первом этапе эволюции самолета связь оперения и рулей с крылом осуществлялась с помощью легких хвостовых и носовых ферм, а сиденья экипажа, двигатели, целевая нагрузка и незатейливое оборудование укреплялись на элементах конструкции крыла (рис. 11.2, а), либо размещались в специальных гондолах, установленных на крыле (рис. 11.2, б, в).

По мере роста скоростей полета сила сопротивления ферменных связей достигла неприемлемо больших значений, и тогда конструкторы самолетов стали объединять связующие и вмещающие элементы планера в единое удобообтекаемое тело — фюзеляж.

В большинстве построенных самолетов соединение оперения с крылом осуществлено именно посредством фюзеляжа, поэтому фюзеляж принято относить к планеру. Время от времени, чтобы улучшить те или иные частные свойства самолета, вместо фюзеляжа конструкторы вводили две хвостовых балки и центральную гондолу (рис. 11.2, в).

В поисках путей уменьшения силы сопротивления конструкторская мысль обращалась и обращается к схемам планера, где для размещения функциональных частей самолета и СФК в большой мере используется емкость крыла («летающее крыло», «бесхвостка», «составное крыло», «интегральная схема» и т. п., рис. 11.2, г ... и). В таких схемах фюзеляж вырождается в гондолу больших или меньших размеров.

Выявляя структуру планера на основе главной функции (создания потребных аэродинамических сил и моментов), мы коснулись и второй его функции — установочной: планер служит платформой для установки всех элементов самолета и СФК (целевой нагрузки и экипажа), для размещения их внутри и подвески снаружи.

Установка элементов самолета и СФК на планере может быть непосредственной, в этом случае элемент крепится к конструкции. Однако чаще эти элементы устанавливаются с помощью промежуточных систем, устройств, т. е. опосредственно, и именно этот, более общий, случай отражен на рис. 11.1. Так, например, установку ядер целевого комплекса можно иллюстрировать следующими цепочками: пассажир—кресло—фюзеляж; груз—контейнер—фюзеляж или груз—фюзеляж; бомбы—замки—кассеты; УРС—пилон—крыло (или фюзеляж). Подобным же образом устанавливаются ядра других компонентов, если функциональная система, составляющая ядро, или элементы этой системы заключены в специальные гондолы, контейнеры или смонтированы на специальных платформах, рамах. Далее установка маршевых и подъемных двигателей и движителей (ядра ВОК), установка шасси (ядра ЗОК) — опосредствованная, если эти элементы самолета крепятся к специальным гондолам или рамам (фермам), устанавливаемым на крыле или фюзеляже. Вспомогательные системы подкомплексов третьего уровня (энергетические, защитные, управленческие) также могут быть установлены на планере непосредственно или с помощью промежуточных элементов — гондол, платформ, контейнеров.

Будучи вместилищем, в частности, экипажа, планер реализует третью функцию — эргонометрическую: обеспечивает экипажу условия, необходимые для выполнения им кибернетических функций.

Устройство планера должно обеспечивать поле внешнего обзора из кабины пилотов, штурмана, операторов (фонари, блистеры), рабочие пространства для рационального взаимного размещения членов экипажа и расположение рычагов управления (пульта), приборов, аппаратуры.

Планер несет и четвертую функцию, защитную по отношению ко всем элементам самолета и СФК, заключенным в планер: защита от скоростного напора набегающего потока, перегрузок, разреженной атмосферы, звукозащита, светозащита, теплозащита и др.

Наконец, пятая функция планера — эксплуатационно-технологическая — заключается в том, чтобы обеспечить рациональные пути загрузки самолета (ввода, входа, перемещения целевой нагрузки), заправки, входа и перемещений экипажа, а также освобождение, покидание самолета в нормальных и аварийных обстоятельствах.

Множественность функций планера ведет к тому, что его структура — состав, архитектура и конструкция — обретает законченный вид по мере продвижения от третьего до II-го уровня функциональной дифференциации (рис. 11.1). Структура планера, наиболее целесообразно отвечающая его основной, первой функции (третий уровень), претерпевает изменения на последующих уровнях благодаря согласованию форм и размеров планера с внешними установками, подвесками, а также в связи с размещением экипажа, целевой нагрузки и крупногабаритных компонентов самолета внутри частей планера.

Многофункциональный планер, получив структурную определенность, приобретает законченные архитектурные формы. Органическое сочетание архитектурных форм и взаимоположение планера и внешних установок, подвесок определяют архитектуру самолета — внешний вид (аэродинамическую компоновку, схему) и внутреннюю композицию (объемную компоновку, интерьер) — второе проявление структуры самолета.

11.2.3. Строительная дифференциация самолета. Роль планера в этой дифференциации

Структурное решение самолета — его функциональный состав, архитектура и конструкция — направлено на достижение наиболее гармоничного сочетания потребных функциональных свойств самолета. Анализируя функционально приемлемые решения, конструктор обязан все время помнить о том, что самолет, прежде чем он станет средством производства, нужно изготовить (самолет — продукт производства), а в случае его повреждения — отремонтировать (поврежденный самолет является предметом ремонтного производства, а восстановленный — продуктом этого производства).

Иными словами, конструктор, разрабатывая самолет наряду с функциональными требованиями к самолету, должен учитывать

требования технологические (согласующие структурное решение самолета с современным уровнем развития промышленной базы самолетостроения и базы восстановления поврежденных и отработавших межремонтный ресурс самолетов).

Современная организация промышленного производства (АПК) и ремонта (АРК) основывается на кооперации и специализации на всех уровнях, от межотраслевых объединений до заводского цеха, участка, мастерской. Это означает, что в основу взаимодействия производственных и, отдельно, ремонтных подразделений ложится системно-узловой признак поставок готовых изделий и полуфабрикатов самолетостроительным заводам и ремонтным мастерским и, с другой стороны, агрегатно-узловой признак членения самолета на уровне самолетостроительного и ремонтного заводов и их цехов.

Агрегатно-узловой строй организации производства и ремонта самолета, с одной стороны, и архитектурное и конструктивное единство его, с другой, открывают путь строительной дифференциации самолета, нулевой, исходный уровень которой представлен самолетом как единым сооружением. На первом уровне самолет представляет собой совокупность агрегатов: крыло, фюзеляж, мотогондола и т. п. На втором уровне он — совокупность секций агрегатов: центроплан, отъемная часть крыла, поворотная часть крыла, секции фюзеляжа, горизонтальное оперение и т. д.; на третьем — совокупность технологических (а не функциональных) узлов и так далее, вплоть до деталей.

Строительная дифференциация самолета приводит к тому, что каждая строительная единица в общем случае представляет собой функциональный конгломерат, в котором смешаны элементы разных функциональных комплексов самолета.

Однако несмотря на это и даже вопреки этому, многие крупные строительные компоненты самолета — агрегаты, секции агрегатов — в своих наименованиях содержат термины, обозначающие части планера (крыло, фюзеляж, оперение, их секции). Такое смешение имеет свои исторические корни и объективную основу, поскольку архитектуру самолета, главным образом, определяет планер. Чтобы избежать разночтения и ошибок всегда следует помнить о строительном аспекте «агрегата самолета» и функциональном аспекте «части планера».

11.3. ПЛАНЕР НА СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ САМОЛЕТА

11.3.1. Проектирование самолета и стадии разработки конструкторской документации

Проектирование самолета — это многогранный процесс разработки нового самолета. В этом процессе ведущую роль играет разработка конструкторской документации, необходимой для серийного производства самолетов и их эксплуатации в определенных

условиях; решающую роль при этом играют изготовление и испытание макетов, моделей и натуральных образцов, вплоть до опытного образца самолета, позволяющих убедиться в точности проектных изысканий. Ответственность и сложность задачи побуждает к ее расчленению на последовательные стадии определенного содержания, регламентированные ЕСКД, ГОСТ 2.103—68.

Причинами проектирования самолета, как и любых других технических устройств, и процессов их применения являются возникновение качественно новых или изменение известных потребностей, а также изменение научно-технических и социально-экономических возможностей общественного потенциала.

Предпосылкой к созданию и проектированию нового самолета служит возможность решения народнохозяйственной задачи средствами авиации. Такая перспектива ставит вопрос о создании соответствующего АЭК (см. разд. 11.1), и если проект АЭК на базе имеющихся самолетов оказывается неприемлемым, то возникает необходимость создания нового самолета. Следовательно, проектирование самолета является не автономной задачей, а фрагментом более широкой задачи — проектирования АЭК как элемента сложного авиационного комплекса и проектирования этого комплекса в целом.

Исследование различных по целям и внешним условиям операций с использованием самолета, изучение вопросов эксплуатационной технологии в сфере АЭК, ремонтной технологии в сфере АРК и промышленной технологии в сфере АПК — все это составляет содержание первой стадии разработки конструкторской документации на самолет. Часть изысканий осуществляется институтами заказчика и промышленности отдельно, частью совместно. Результатом изысканий на первой стадии является согласованное и утвержденное заказчиком и промышленностью «Техническое задание» (ТЗ) на проектирование самолета — документ, определяющий состав и свойства целевой нагрузки, требования на ее доставку и требуемые свойства самолета.

Техническое задание по существу определяет цели проектирования самолета и, тем самым, позволяет в известной мере обособить этот процесс. Оно служит отправной точкой собственно проектирования самолета, осуществляемого на стадиях разработки технического предложения, эскизного проекта, технического проекта и разработки рабочей документации для изготовления и испытания опытных образцов и рабочей документации для серийного производства и эксплуатации серийных самолетов.

Проектно-конструкторские изыскания проводят в условиях полной или высокой степени определенности потребных свойств самолета, сформулированных в ТЗ, и полной неопределенности структуры самолета (здесь не обсуждается структура целевой нагрузки и предполагается, что ТЗ не предписывают включения в состав самолета каких-либо готовых изделий, поставляемых по кооперации). Реализация стадий разработки самолета представляется

движением от определенных потребных свойств через множество воображаемых, приемлемых и доступных структур к единственной наиболее рациональной структуре самолета, обладающей всеми предписанными свойствами.

На стадиях проектирования для отображения структуры и проявлений самолета используются различные средства (языки проектирования) — словесные описания, математические символы и модели, графические модели (чертежи, схемы, диаграммы, графики) и физические модели (макеты, модели, натурные образцы компонентов самолета и самолета в целом). Мера обобщения и формы отображения структуры и проявлений самолета на разных стадиях проектирования связаны с содержанием задач, решаемых на стадиях.

11.3.2. Планер на стадиях разработки технического предложения и эскизного проекта

Стадия разработки технического предложения представляет собой процесс генерации множества мыслимых проектных вариантов самолетов, отбора приемлемых, удовлетворяющих ТЗ вариантов и выбора того из них, который позволяет реализовать ТЗ наиболее рационально. Именно этот вариант выдвигается конструктором как техническое предложение, которое после согласования и утверждения становится основанием для разработки эскизного проекта самолета.

На стадии разработки технического предложения формируются и подвергаются абсолютной и сравнительной оценке проектные варианты самолета, отличающиеся по функциональному составу и архитектуре (см. разд. 11.2). При этом детально исследуются вариации состава ядер функциональных комплексов самолета (см. рис. 11.1, третий уровень); вспомогательные системы (установка, энергия, защита, управление) этих комплексов исследуются в той мере, в какой они могут повлиять на обобщенные параметры и характеристики самолета.

Изыскания в области архитектуры самолета направлены, главным образом, на поиск таких форм (аэродинамической схемы, аэродинамической компоновки), которые обеспечивают требуемые летно-технические характеристики при минимальных энергетических затратах. Внутренняя архитектура (объемно-весовая компоновка) исследуется в мере, достаточной для определения абсолютных размеров, главным образом, фюзеляжа и гондол, а также согласования взаимного положения частей самолета с приемлемыми значениями центровки (положениями центра масс самолета). Проработки каждого проектного варианта приводят к определенности функционального состава варианта на уровне ядер функциональных комплексов и к согласованию внешней и внутренней архитектуры на уровне внешних форм и размеров самолета.

В проектных изысканиях этой стадии используются наиболее обобщенные модели самолета, в которых находят широкое применение статистические сведения, отображающие уровень достижений мирового самолетостроения. В этих изысканиях проектные варианты самолета отображаются схемами функционального состава, чертежом общего вида самолета, чертежом укрупненной объемно-весовой компоновки с достаточно подробной проработкой отсеков размещения целевой нагрузки и экипажа. Проектные решения, отражаемые указанными документами, снабжаются качественным и количественным обоснованием.

В количественных исследованиях на стадии разработки технического предложения структура самолета отображается уравнением масс (уравнением весового баланса, уравнением существования)

$$m_0 = \sum_j m_j$$

и уравнениями центровки (уравнениями равновесия моментов сил тяжести в избранной системе координат)

$$G_0 x_{\text{цм}} = \sum_v G_v x_v; \quad G_0 y_{\text{цм}} = \sum_v G_v y_v.$$

Проявления самолета на различных режимах движения отображаются в уравнениях движения (развернутых уравнениях равновесия сил и моментов, действующих на самолет) через коэффициенты аэродинамических сил и моментов.

В этих же уравнениях также отображается структура самолета через силу тяжести, площадь крыла, среднюю соединительную хорду и другие характерные линейные величины.

Из сказанного видно, что на стадии разработки технического предложения планер самолета обретает полную, хотя и не окончательную определенность в отношении его состава и внешней архитектуры. Без этого было бы невозможно сформировать проектные варианты самолета и провести их оценку.

На указанной стадии определенно устанавливается круг приемлемых конструкционных материалов, прорабатываются узловые зоны конструктивно-силовой увязки частей самолета и, в том числе планера и, пока еще неопределенные, конструкция планера в уравнении масс и в уравнениях центровки отображаются обобщенно и среднестатистически соответствующими членами этих уравнений.

Эскизное проектирование — это стадия углубленной проработки утвержденного технического предложения.

При известном составе функциональных ядер на этой стадии генерируется множество проектных вариантов вспомогательных (установочных, энергетических, защитных и управленческих) систем третьего и последующих уравнений дифференциации, чтобы найти приемлемые их сочетания и выбрать из них одно, позволя-

ющее решить все внутренние функции самолета наиболее рационально.

На стадии эскизного проектирования выявляются принципы построения всех функциональных систем, подкомплексов и комплексов самолета. Достигается полная функциональная определенность каждой системы и вырабатываются требования к каждому элементу системы; определяющие элементы систем прорабатываются так подробно, как это требуется для того, чтобы убедиться в реалистичности построения системы на принятых принципах. На этой стадии конструктор, принимая те или иные решения, удерживает в поле зрения всю совокупность функциональных и технологических требований к самолету. Прорабатывая части самолета, образующие его внешнюю поверхность, а также внутреннюю компоновку, системы установки, кинематику механизмов, силовые коммуникации, конструктор обязан обеспечить летную эксплуатацию, рациональную технологию изготовления, ремонта и подготовки самолета, предусмотреть штатные и аварийные выходы и входы экипажа и целевой нагрузки.

Многоплановые проектные изыскания этой стадии приводят к полной определенности принципов решения функциональных систем, взаимного положения элементов этих систем внутри систем и их положения относительно элементов самолета в целом. При этом с высокой степенью точности определяются характерные линейные размеры основных узлов, выявляется характер стыков элементов одной и той же и разных функциональных систем. Достаточной степени определенности достигают линии силовых, кинематических, энергетических, кибернетических коммуникаций.

Результаты эскизного проектирования получают отображение в чертежах общего вида самолета, компоновки, в схеме членения самолета, а также в схемах и чертежах, отображающих принципы построения систем самолета. Обоснованием указанной графической информации служат многочисленные и разнородные расчетные материалы, результаты экспериментов на масштабных и натурных моделях самолета и его систем, а также натурные макеты самолета или его основных частей.

В материалах эскизного проекта планер самолета получает дальнейшую определенность. Стадия эскизного проектирования вносит уточнения в очертания и характерные площади и линейные размеры планера. На этой стадии вырабатывается конструктивно-силовая схема планера (основа, костяк конструкции), позволяющая рационально сочетать силовые коммуникации с объемной компоновкой самолета и его членением на агрегаты, секции и узлы, с характером стыков частей самолета и, в том числе, частей планера, с организацией больших и малых вырезов в конструкции планера. На основании прочностных и весовых расчетов с учетом ограничений по условиям снабжения устанавливается номенклатура конструкционных материалов.

11.3.3. Достижение полной функциональной и технологической определенности планера на стадиях разработки технического проекта и разработки рабочей документации

Принципиальное решение функциональных систем самолета на стадии эскизного проектирования и, с другой стороны, функциональные и технологические требования к системам в целом и к каждому элементу системы в отдельности служат основанием для конструктивной проработки каждого функционального узла каждой системы.

Результатом конструктивной проработки является техническая документация (чертежи, расчеты, экспериментальные данные, тексты), дающая полное представление об устройстве и свойствах функциональных узлов систем, систем в целом и агрегатов самолета. Эта документация должна содержать исчерпывающие сведения о:

- функциональных свойствах (характеристиках) узлов и систем, обеспечивающих их функциональную пригодность и функциональную взаимозаменяемость;

- прочности, жесткости, вибростойкости, надежности, живучести, долговечности и других свойствах, характеризующих долговечность узла, системы;

- взаимном функциональном и геометрическом (архитектурном, дислокационном) согласовании компонентов узла в рамках одного узла и узлов системы в рамках всей системы;

- маршруте сборки узла и директивной технологии изготовления подборок единиц и деталей, комплектующих узел, агрегат; стыковке узла со смежными элементами системы;

- установке узла, системы в базовом агрегате самолета с учетом требований технологии монтажа и ремонта (установочной взаимозаменяемости, обозримости, досягаемости, контролепригодности, быстросъемности, неприкосновенности смежных элементов).

Полное представление об устройстве и свойствах функциональных узлов систем и систем в целом достигается на стадии разработки технического проекта. На стадию разработки рабочей документации возлагается задача технологической обработки функциональных узлов и их деталей, а также секций агрегатов, агрегатов самолета и самолета в целом. Важно подчеркнуть, что рабочая документация, используемая для производства и испытаний опытных самолетов и после того серийных самолетов, разрабатывается на строительные единицы, из которых комплектуются сначала отдельные агрегаты и далее самолет в целом, в то время как документация технического проекта содержит информацию о функциональных системах и их узлах.

Естественно, в ходе технологической отработки узлов и деталей может возникнуть необходимость корректировки документов технического проекта, что и делается на практике.

Множественность функций планера в составе самолета (см. разд. 11.2.2) и роль строительной базы, отводимая планеру при сооружении самолета, налагают особый отпечаток на документацию технического проекта и рабочую документацию, отражающую устройство и свойства частей планера и планера в целом.

Начальным документом, открывающим стадию технического проектирования самолета, является комплект теоретических чертежей обтекаемой поверхности самолета, фиксирующей внешнюю поверхность самолета. В этот комплект входят теоретические чертежи частей планера: фюзеляжа, крыла, оперения (см. прил. 8), взаимосогласованные с теоретическими чертежами надстроек (фонарей, обтекателей, гондол двигателей и других внешних установок). Кроме того, разрабатываются теоретические чертежи «заливов» — элементов поверхности самолета на переходах от поверхности одной части к поверхности другой (сопряжение поверхностей фюзеляжа и крыла, фюзеляжа и оперения, крыла и гондолы и т. п.), на теоретических чертежах обычно дается разработка конструктивно-силовой схемы с указанием точек стыковки агрегатов самолета.

Теоретические чертежи выполняются в натуральный размер на плазах и кроме графической информации несут информацию числовую в виде таблицы координат контурных обводов и сечений агрегатов. Теоретические чертежи служат эталонами поверхности, которые используются в последующих разработках конструкции элементов планера и самолета, а также для изготовления контрольно-контурных шаблонов (ШКК), конструктивных плазов, калибров стыков, монтажных эталонов и другой технологической оснастки.

Результатом конструктивной проработки планера на стадии технического проектирования является комплект конструктивно-сборочных чертежей агрегатов самолета и их узлов, а также расчеты прочности всех силовых элементов конструкции.

Большую пользу приносит чертеж стыковки агрегатов планера и самолета в целом, несущий согласовательную информацию о стыках: характере стыковых узлов и деталей, линейных размерах и допусках на взаимное положение стыков, линейных размерах и допусках на сами стыковые точки.

Конструктивно-сборочный чертеж агрегата или его узла является плодом творческого труда конструктора. Прорабатывая агрегат на этом чертеже, конструктор убеждается сам и убеждает руководство в состоятельности своих проектных предложений и выбирает из них то единственное решение агрегата, которое позволяет наиболее рационально сочетать в агрегате его функциональные и технологические свойства, отвечающие требованиям к самолету.

Завершенный конструктивно-сборочный чертеж агрегата и спецификация к нему несут исчерпывающую графическую и текстовую информацию функционального, технологического и комп-

лектационного содержания, которая в полной мере отражает устройство агрегата и его внешние и внутренние связи. Эта информация может быть представлена в виде пяти групп:

архитектурной — очертания агрегата в двух основных проекциях, сечениях и разрезах, снабженных габаритными размерами и размерами, описывающими внешние очертания в соответствии с теоретическим чертежом и со ссылками на этот чертеж;

установочной — установочные размеры, связывающие агрегат с основными строительными осями самолета, а также размеры, определяющие положение и геометрию узлов стыка агрегата со смежными агрегатами самолета, положение и геометрию узлов навески рулей, элеронов, механизации и т. п.;

компоновочной — размещение в агрегате других узлов, кроме планера, функциональных систем; точки крепления этих узлов к конструкции агрегата непосредственно или через дополнительные промежуточные элементы;

конструктивно-технологической — размещение элементов продольного и поперечного набора и установочные размеры этих элементов со ссылкой на теоретический чертеж; членение агрегата на узлы (подборки) и конструкция стыковки этих узлов, отвечающая директивной технологии сборки; меры по обеспечению точности обводов агрегата на контуре и в профиле; материалы элементов конструкции; полуфабрикаты и их доработка и стыковка по длине и т. п.;

технологической — организация подходов для сборки агрегата, для стыковки агрегата со смежными агрегатами самолета, для монтажа и демонтажа функциональных узлов, размещенных внутри агрегата, для ввода (входа) и вывода (выхода) целевой нагрузки; директивы на сборку, контроль и испытания агрегата; требования к узлам и деталям.

Совершенно ясно, что в каждом конкретном случае содержание информации каждой группы расширяется благодаря частным особенностям самолета и его планера.

Рабочая документация на изготовление планера включает материалы четырех уровней: рабочие чертежи на изготовление деталей, на сборку узлов (панелей, нервюр, шпангоутов, лонжеронов и т. п.), сборочные чертежи агрегатов и нивелировочно-регулируемый чертеж самолета, указывающий взаимное положение стационарных частей планера (самолета) и предельные отклонения подвижных частей. Из всей документации строго к планеру относятся только чертежи деталей и узлов. Сборочные чертежи технического проекта, помимо прочей, несут компоновочную информацию, а нивелировочно-регулируемый чертеж — информации об установке всех внешних частей самолета. В связи с этим в комплекте рабочей документации на самолет отсутствуют, как таковые, сборочные чертежи частей планера и сборочный чертеж собственно планера. Их роль выполняют сборочные чертежи соответствующих агрегатов самолета и нивелировочно-регулируемый

чертеж, несущий общественную информацию. На практике сборочные чертежи агрегатов планера (самолета) получают путем соответствующей доработки конструктивно-сборочных чертежей технического проекта.

11.4. ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАНЕРА И КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ПРОЕКТНЫХ РЕШЕНИЙ

11.4.1. Ступени проектирования, их задачи и исходная информация

Проектирование конструкции планера, как показано в разд. 11.3, осуществляется на трех стадиях проектирования самолета. Различие задач эскизного проектирования, разработки технического проекта и рабочей документации позволяет выделить, соответственно, три ступени в разработке конструкции планера. Эти ступени отличаются как по содержанию задач проектирования, так и по той исходной информации, которая требуется для их решения.

Первая ступень разработки конструкции планера относится к стадии эскизного проектирования самолета. Ее цель — внести определенность в конструктивно-силовую компоновку самолета, согласованную с компоновкой аэродинамической и объемно-весовой.

В соответствии с указанной целью решаются пять взаимосвязанных задач:

- разработка конструктивно-силовых схем самолета и планера;
- разработка схемы стыковки и типажа стыков агрегатов самолета и планера;

- разработка типажа конструктивных решений основных элементов силовой схемы;

- проработка вариантов сборки агрегатов самолета и планера;
- весовая проработка вариантов решения конструкции планера и назначение весовых лимитов (верхних предельных норм) на агрегаты самолета и планера.

Каждая из частных задач многогранна и многовариантна. Поэтому эти задачи решаются методом последовательных приближений.

Базой для решения задач первой ступени служит информация, содержащаяся в техническом задании на проектирование самолета и в директивных документах (НЛГ), нормирующих различные свойства самолета, случаи нагружения конструкции и нагрузки. Решая задачи первой ступени, конструктор стеснен предшествующими разработками и их результатами.

Таковыми проектными ограничениями являются графические и количественные данные, полученные в аэродинамической (общий вид самолета, его размеры, абсолютные и относительные параметры), объемно-весовой (распределение массы самолета, размещение

компонентов самолета и другие компоновочные данные) компоновках или в схеме членения самолета и обоснованные укрупненными расчетами материалоемкости, трудоемкости и цикла производства самолета.

Из перечня задачи и исходной информации, используемой при решении этих задач, видно, какой большой объем информации приходится перерабатывать конструктору на первой ступени разработки самолета и планера.

11.4.2. Критерии оценки вариантов решения конструкции

Критерии оценки вариантов конструкции в процессе проектирования самолета — важный инструмент конструктора, решающего задачи любого уровня, от планера до детали. Этот инструмент позволяет принять решение, сделать выбор из множества мыслимых вариантов решения задачи.

Планер и его элементы являются частями самолета, т. е. характеристики самолета зависят от характеристик его частей. Это положение проявляется по-разному в двух различных ситуациях — когда структура самолета уже сформирована или когда она еще формируется. Очевидно, в первом случае самолет должен быть уже изготовлен или его структура должна быть зафиксирована в завершенной проектной документации. Во втором случае процесс проектирования самолета еще не окончен, и поиск наилучшей структуры самолета еще ведется.

Структурно определенный самолет может быть по-разному использован. В различных операциях в составе различных ОФК (см. разд. 11.1) он несет разную целевую нагрузку, осуществляет полеты по разным профилям, реализует различные режимы полета на участках профиля полета и т. д. Совместные действия самолетов (точнее СФК, см. разд. 11.1) в составе ОФК отображаются в таких критериальных показателях, как оперативная и долговременная эффективность АЭК и эффективность и экономичность сложного авиационного комплекса.

Эти показатели могут быть использованы как критерии оценки только тогда, когда самолет или его проект уже существуют. Когда же самолет еще создается, проектируется, картина меняется.

Обобщенные критерии — эффективность и экономичность — в процессе проектирования самолета правомерны только на стадии разработки технического задания. На этой стадии ведется поиск наиболее благоприятного сочетания свойств еще не существующего самолета. Исследуя различные операции с применением самолета, проектировщики пользуются вероятностными и среднестатистическими характеристиками, связывающими показатели эффективности и экономичности с функциональными и технологическими свойствами самолета.

Найденное в этих исследованиях сочетание потребных характеристик самолета ложится в основу технического задания.

Техническое задание на проектирование самолета, на поиск наиболее целесообразной структуры самолета (функционального состава, архитектуры и конструкции) фиксирует свойства этой структуры, оставляя поле поиска структуры. Всякий проектный вариант самолета, не удовлетворяющий техническому заданию, неприемлем, и дальнейшая его проработка прекращается. Из множества приемлемых вариантов нужно выбрать наиболее целесообразный, и тогда встает вопрос о критерии целесообразности как о критерии, прямо или косвенно указывающем, какой ценой достигнута приемлемость рассматриваемого варианта самолета.

Каждый приемлемый, удовлетворяющий техническому заданию самолет несет заданную целевую нагрузку и реализует требования задания. В то же время один приемлемый вариант отличается от другого функциональным составом (составом ядер и обслуживающих их систем, см. рис. 11.1), иначе оформлен архитектурно и конструктивно. Вариации по трем указанным признакам — составу, архитектуре и конструкции — в конечном счете приводят к тому, что варианты между собой отличаются:

затратами труда летного экипажа и расходом энергии (количеством и качеством топлива) на осуществление операции;

затратами труда наземного экипажа и технических средств на подготовку самолета к операции (проверку исправности, устранение неисправностей, заправку топливом, снаряжение самолета и т. д.);

затратами труда, материалов и технических средств на изготовление и ремонт самолета, включая затраты на, так называемые, покупные изделия, поставляемые по кооперации.

Всю совокупность связей между структурой самолета и затратами на его изготовление, эксплуатацию и ремонт приходится учитывать при оценке проектных вариантов самолета на стадии разработки технического предложения, так как на этой стадии широко варьируются состав самолета, его архитектура и принципы конструктивного воплощения. Но по мере осуществления стадий проектирования область вариаций постепенно сужается и смещается. В эскизном проектировании состав и архитектура самолета претерпевают незначительные изменения, уточняются. Зато область вариаций конструкции расширяется и детализируется благодаря вариантности конструктивно-силовых схем и технологических решений. На стадии разработки технического проекта области вариаций локализуются. Здесь идет поиск наилучших конструктивно-технологических решений агрегатов самолета при практически неизменном составе и архитектуре самолета.

Структура самолета в проектной документации отображается структурными схемами, чертежами общего вида и компоновки самолета и другими документами.

Формирование структуры и, в частности, состава самолета отображается в «весовой сводке», позволяющей контролировать массу самолета на протяжении всего процесса проектирования.

«Весовая сводка» — это документ, подвижный в процессе проектирования, который позволяет с нарастающей по мере проектирования точностью отслеживать формирование состава, архитектуры и конструкции самолета и при этом фиксировать изменения массы самолета. В «весовой сводке» фигурируют три рода составляющих самолета:

дискретные готовые изделия (двигатели, аппаратура, приборы и т. п.), масса которых зависит от широты номенклатуры этих изделий и от выбора конструктора, комплектующего функциональные системы самолета;

изделия, разрабатываемые в процессе проектирования конкретного самолета, масса которых подвижна, изменяема и зависит от требований технического задания и от знаний и мастерства конструктора;

переменные в эксплуатации компоненты (целевая нагрузка, топливо и другие вырабатываемые в полете составляющие), начальная масса которых определяется оперативными задачами самолета.

Каждая группа составляющих самолета (СФК) по-разному влияет на образование массы самолета в процессе его проектирования и на затраты, связанные с изготовлением, ремонтом и эксплуатацией самолета. Это своеобразие привело к тому, что в практике проектирования весовые параметры самолета стали применять как технические эквиваленты затрат. Подход к оценке проектных вариантов через весовые параметры обосновывается еще и тем, что от массы самолета, его компонентов и аэродинамического качества самолета зависит величина потребной для полета силы тяги:

$$Y = G; \quad P = Q = \frac{Y}{K} = \frac{G}{K}, \quad \text{где } K = \frac{C_y}{C_x}.$$

Отсюда видно, что чем меньше масса самолета, тем меньше энергетические затраты на его полет.

Заметим, что подход к оценке проектных вариантов самолета через весовые категории некорректен, так как стоимость компонентов самолета не пропорциональна их массе. Зависимость стоимости от массы компонентов самолета различна как между группами составляющих, так и внутри групп. Однако в практике проектирования, используя весовые оценки, не упускают из поля зрения связи экономических показателей с техническими. И важно еще то, что по мере осуществления стадий проектирования степень некорректности весовых оценок снижается, так как стабилизируются состав и архитектура самолета, а значит и стоимость готовых изделий, затраты на расходные компоненты самолета, сужается круг конструктивно-технологических решений, и, соответ-

ственно, стабилизируются затраты на изготовление агрегатов самолета.

Подход к оценке проектных вариантов самолета с помощью весовых категорий основывается на том, что чем вариант совершеннее, тем меньшей массой самолета «обрастает» масса целевой нагрузки. Количественным критерием для такой оценки служит показатель целевой отдачи самолета:

$$\bar{m}_{ц.н} = \frac{m_{ц.н}}{m_0}, \quad (11.1)$$

где $m_{ц.н}$ — масса целевой нагрузки; m_0 — взлетная масса самолета. Чем больше этот показатель, тем «совершеннее» проектный вариант самолета.

Различие круга задач, решаемых на разных стадиях проектирования, различие областей вариаций структуры самолета на стадиях требуют различного представления показателя целевой отдачи. Так, используя развернутое выражение взлетной массы самолета через массы составляющих (уравнение весового баланса), т. е.

$$m_0 = m_{ц.н} + m_{об.уп} + m_{эк} + m_n + m_{с.у} + m_T$$

для стадий разработки технического предложения и эскизного проекта, где широко варьируются состав и архитектура самолета, критерий целевой отдачи полезно представить в следующем виде:

$$\bar{m}_{ц.н} = 1 - \frac{m_{об.уп} + m_{эк} + m_n + m_{с.у} + m_T}{m_0}. \quad (11.2)$$

На завершающих этапах эскизного проектирования и на стадии разработки технического проекта, когда состав самолета определен полностью, архитектура практически стабилизирована, а конструкция — варьируется, тот же критерий удобен в другой записи:

$$\bar{m}_{ц.н} = 1 - \left(\frac{m_{об.уп} + m_{эк}}{m_0} \right) - \left(\frac{m_n + m_{с.у} + m_T}{G_0} \right). \quad (11.3)$$

Разные формы критерия призваны отразить области вариаций. Так форма (11.2) предполагает возможность вариаций всех компонентов самолета, и массы этих компонентов в дроби правой части представлены на равных правах. Форма же (11.3) предполагает, что вариации ведут к изменению массы конструкции самолета m_n , силовой установки $m_{с.у}$ и топлива m_T . При этом масса оборудования и управления $m_{об.уп}$ и масса экипажа $m_{эк}$ зафиксированы (влияние изменения этих компонентов возвращает к стадии эскизного проектирования и даже к стадии разработки технического предложения).

Показатель целевой отдачи используется и при разработке конструкции планера, но косвенно. Поскольку конструкция планера — это часть конструкции самолета, то, как это видно из (11.2) и

(11.3), уменьшая массу конструкции планера, конструктор повышает целевую отдачу самолета. Однако напомним, что масса конструкции как критерий корректен лишь тогда, когда в конструкции заложены стабильные технологические принципы, используются те же материалы, типы конструкций. В зависимости от изменений конструктивно-технологических основ конструкции агрегата изменяются стоимости материалов, их обработка, сборка, трудоемкость и, значит, затраты на изготовление. Значит, конструктор, пользуясь критерием целевой отдачи (или производным от него критерием), должен всегда помнить об ограниченности поля его корректного проявления.

11.5. ТРУД И ТВОРЧЕСТВО КОНСТРУКТОРА

11.5.1. Проектирование и конструирование — разновидности труда конструктора

Проектирование объектов и процессов, в том числе самолета и процессов его применения, на самом высоком уровне обобщения, на уровне общества, представляет собой фрагмент общественного воспроизводства. Этот фрагмент стоит между наукой (научными исследованиями) и материальным производством. Он служит проводником объективных знаний в практику.

На уровне коллектива конструкторов (ОКБ, СКО) и на индивидуальном уровне проектировщика, конструктора проектирование предстает как специфический процесс труда. Специфика этого труда заключается в переработке научной и технической информации, отображающей закономерности и факты движения природы и общества, в организационно-техническую информацию, фиксируемую в проектной документации (см. разд. 11.3.1). Как и любому виду труда, проектированию свойственны шесть технологических категорий, отображающих все стороны труда. Содержание технологических категорий проектирования раскрыто в приведенной ниже табл. 11.1, где параллельно указаны более привычные категории материального производства.

Процесс проектирования, конструирования — это и есть процесс труда конструктора, в котором реализуется активное соединение носителей предметов и средств труда. Этот процесс представляет собой ряд последовательных операций, приводящих от технического задания к конструкторской документации (см. разд. 11.3.1). Будучи разновидностью труда, конструкторский труд обладает рядом особенностей. Важно отметить две из них.

Первая особенность, отличающая проектирование от материального производства и сближающая с научно-исследовательским трудом, но не отождествляющая с ним ввиду различия целей, продукта, заключается в информационном характере предмета труда. Если в материальном производстве предметы труда до поры хранятся на складах, то в проектном производстве «складами»

Таблица 11.1

Технологические категории проектирования

Наименования категорий	Проектирование	Материальное производство
Цель труда (сформулированная общественная потребность)	Техническое задание на проектирование	Техническое задание (чертеж) на изготовление детали, узла, изделия
Предмет труда	Научная и техническая информация	Сырье, заготовки, полуфабрикаты, поставляемые готовые изделия
Производительные средства труда	Пишущий и чертежный инструмент, приборы, машины, мебель; методическая информация	Инструмент, станки, оснастка, технологический транспорт и т. д.; технологическая документация (карты, программы)
Контрольные средства труда	Критерии оценки проектных решений	Измерительный инструмент, контрольная аппаратура
Процесс труда	Процесс проектирования (последовательность операций поиска и принятия решений)	Процесс производства (обработка, сборка, испытание)
Продукт труда (общественно-полезный результат)	Проектная (конструкторская документация)	Изделие

служат накопители информации — память конструктора, различные технические справочники, запоминающие устройства систем автоматизированного проектирования. Запоминающая функция конструктора, его знания являются важным фактором обеспечения плодотворности конструкторского труда.

Вторая особенность конструкторского труда связана с информационными средствами труда и методической информацией. В отличие от технологической документации (см. строку 3 в табл. 11.1), предписывающей последовательность операций и переходов по изготовлению деталей, сборке и испытанию узлов, конструкторская методическая информация не носит директивного характера и далеко не всегда рекомендуемые методики упорядочивают действия конструктора. Конструктору в процессе проектирования приходится выбирать методы синтеза и анализа вариантов решений и часто разрабатывать собственные методы. К этому следует добавить, что если в материальном производстве технологическая документация регламентирует также и время исполнения переходов и операций, то в конструкторской практике имеется срок окончания работы. Поэтому конструктор не всегда использует наиболее точные методы, так как они трудоемки.

Краткий анализ конструкторского труда указывает на существенную зависимость результатов труда от субъективного элемен-

та — конструктора. Плодотворный конструкторский труд опирается на знания конструктора фундаментальных закономерностей, конкретные научные факты, различные виды технологических процессов, методы формирования проектно-конструкторских решений и критерии оценки решений. Не меньшее влияние на успех оказывает мастерство, искусство конструктора, заключающиеся в умении описывать объекты и явления с помощью графической и математической символики, анализировать связи между структурами и свойствами объектов, оперировать с инструментом, приборами, машинами (вычислительными, графопостроительными и др.), наконец, в умении творить, изобретать — выйти за грани познанного и не отрываться от действительности, реальных возможностей науки и техники, а также, что не менее важно, реальных потребностей общества и возможностей общественного потенциала.

11.5.2. Технология проектирования; два рода операций — поиск и оценка

Анализ ступеней проектирования планера (см. разд. 11.4.1) указывает на четыре уровня объектов проектирования — планера, агрегата (планера), узла (агрегата), детали. В связи с объектом проектирования меняется содержание частных конструкторских задач, но последовательность частных задач — операций проектирования — остается практически неизменной, т. е. такой, как это показано на рис. 11.3.

Прежде чем реализовать свой труд, конструктор уясняет цель труда, сформулированную в техническом задании, и анализирует ограничения, вытекающие из решения проектных задач более высокого уровня — ограничения на решение детали, налагаемые решением узла; ограничения на решение узла, налагаемые решением агрегата и т. д.

Важность этой операции усугубляется тем, что в техническом задании различные аспекты объекта отражаются не в равной мере конкретно. Техническое задание, наряду с требованиями, обозначенными численно или графически, часто содержит словесные требования. Поэтому конструктор должен не только уяснить требования задания, но и конкретизировать неясные требования, а затем обозначить приоритеты, т. е. установить предпочтения к требованиям.

Вторая операция — формирование массива функциональных и технологических путей решения задачи — это формирование поля поиска наиболее выгодного решения. Чем шире это поле, тем больше вероятность того, что лучшее решение не будет потеряно. Найти это лучшее решение позволяет постепенная конкретизация конструкторских концепций, и, соответственно, сужение поля поисков по мере осуществления последующих операций. Если в ходе проработки вариантов решения задачи обнаруживается

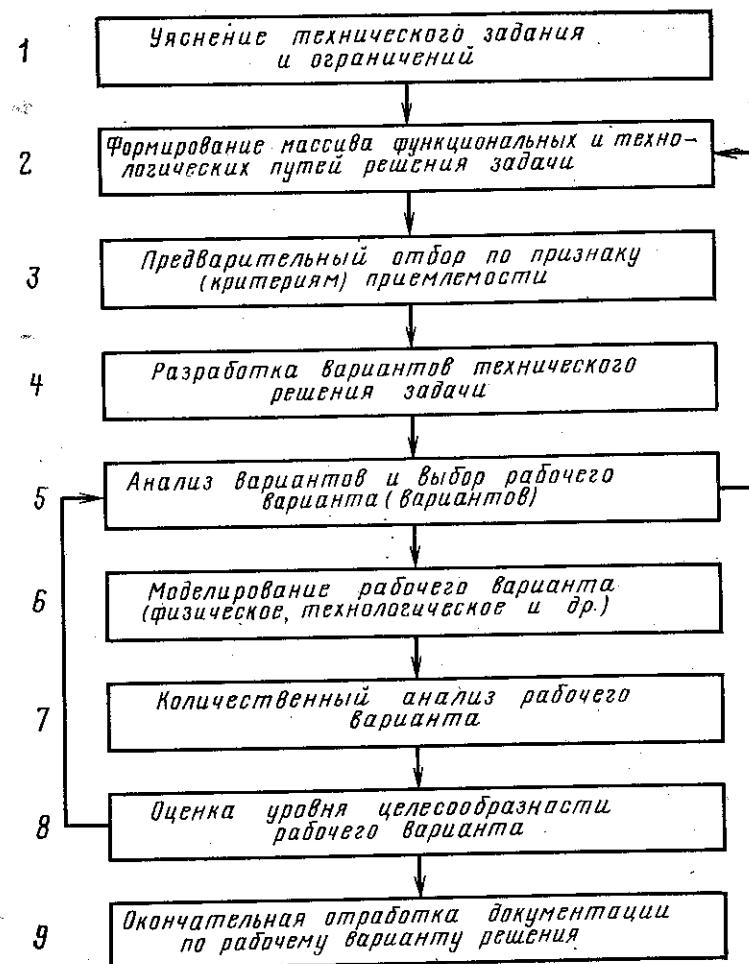


Рис. 11.3. Последовательность операций при конструировании

неприемлемость варианта (операция 5) или низкий уровень целесообразности (операция 8), то конструктор вынужден возвращаться к отсеянным ранее вариантам решения и даже разрабатывать новые пути и варианты решения задачи.

Далее в последовательности действий конструктора (см. рис. 11.2) можно видеть два рода частных задач (операций) — задачи поиска возможных решений и задачи оценки и отбора. Что касается оценки решений, то она имеет объективную основу — требования технического задания и критерии целесообразности. Не обсуждая вопросов оценки подробно (об этом говорилось в разд. 11.4.2), подчеркнем лишь еще раз необходимость двухступен-

ной оценки — испытания на приемлемость (ТЗ и ограничения) и оценка целесообразности решения (для конструкции планера — относительная масса конструкции или, обобщеннее, целевая отдача самолета). В поисковых задачах большое значение имеет субъективный фактор — потенциал конструктора (его знания и мастерство) и степень реализации этого потенциала в процессе труда. Чтобы понять пути более полной реализации потенциала конструктора, следует уделить внимание структуре поисковых задач.

Содержание задач проектирования планера и источники требований и ограничений (техническое задание, материалы технического предложения и эскизного проекта, НЛГ и другие директивные документы) указаны в разд. 11.4.1. Естественно, что при разработке проекта конкретного самолета требования к конструкции планера конкретизируются по-разному. Однако можно указать ряд требований в общей формулировке, который должен постоянно находиться в поле зрения конструктора планера.

Решая ту или иную содержательную задачу, конструктор должен обеспечить:

- потребную точность обтекаемых поверхностей;
- проходы коммуникаций систем самолета (управления, гидравлики, электрики и т. п.);
- подходы для стыковки агрегатов, монтажа и демонтажа внутренних установок;
- подходы для сборки агрегатов, узлов;
- зоны и места установки подъемных приспособлений (домкратов, ложементов и т. п.);
- зоны подхода рабочих частей ручного инструмента, станков, разделочных стендов и т. п.

В каждой соединительной задаче присутствуют три компонента: формирование конструктивно-силовой схемы объекта (планера, агрегата, узла, детали) с учетом статических и динамических нагрузок, величины и характера сил в стыковых соединениях, вибростойкости, надежности, живучести, а также зон больших и малых вырезов;

- определение формы и размеров рабочих сечений;
 - определение формы и размеров деталей стыковых соединений.
- Каждый компонент содержательной задачи предполагает поиск. Однако если первый компонент предполагает поиск работоспособных структур конструкции, то в двух других компонентах предметом поиска являются расчетные схемы и методы, позволяющие экономно во времени и с достаточной точностью провести проектировочные расчеты.

Успех в поисках конструктора в первую очередь зависит от потенциала конструктора, его знаний и мастерства. Знания приобретаются конструктором в учебе и самоподготовке и откладываются в его долговременной логической и образной памяти в форме фундаментальных положений, образов решений из самых разных областей техники, образов природных объектов. Ма-

стерство конструктора заключается в умении быстро вызвать из долговременной памяти нужные факты и, если потребуется, источники, из которых эти факты почерпнуты, вообразить и воссоздать с помощью эскизов и чертежей образ разрабатываемого объекта. Как и всякое мастерство, мастерство конструктора включает умение пользоваться инструментом, приборами и приспособлениями для выполнения графических и вычислительных работ.

Уровень мастерства конструктора зависит не только от врожденного таланта, но и от тренировки, развития конструкторских способностей путем самостоятельной критической разработки самых разных по своим функциям объектов.

11.5.3. Средства труда конструктора

В течение длительного времени конструкторский труд был трудом ручным. Средствами такого труда служили чертежные инструменты и приборы, а также несложные вычислительные средства — счеты, логарифмические линейки, механические арифмометры.

Появление электронной вычислительной техники от микрокомпьютеров до больших ЭВМ позволило механизировать большой объем вычислительных работ, сопутствующих проектированию.

Следующий шаг связан с САКР на базе электронной техники. В настоящее время с помощью таких систем решаются частные задачи проектирования, такие как отработка внешней поверхности самолета, определение схемы нагружения самолета, оптимальное распределение материала конструкции и ряд других. Особенностью решаемых задач является их относительная автономность и идеализированность схем и решений. Большие трудности стоят на пути решения многофакторных задач, где сложно и трудоемко учесть множество особенностей конкретного самолета.

Перспективой развития САКР следует считать такую систему, которая позволила бы полностью или в большой мере решать сквозную задачу проектирования планера — от разработки конструктивно-силовой схемы планера до выпуска рабочей документации. Однако не следует переоценивать роль машин в автоматизированной (а не автоматической) системе и недооценивать роль конструктора. Всегда нужно помнить, что САКР может оперировать только с теми фактами или данными, которые заложены в носители информации. Она может участвовать вместе с конструктором в решении комбинированных задач — в поиске новых комбинаций из известных элементов. Это очень важная область конструкторских поисков, но не исчерпывающая. В отличие от конструктора машина не может изобретать — изобретательство остается прерогативой конструктора.

1. ОСНОВНЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ,
ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АВИАСТРОЕНИИ

Марка	$\sigma_{в}$, даН мм ²	Состояние поставки	Основное применение
Сталь 20	42	Трубы	Несилловые ферменные свар- ные конструкции
30ХГСА	110—130	Поковки	Ответственные узлы, крон- штейны, фитинги
30ХГСА	110	Профили	Элемент каркаса, пояса лон- жеронов, бимсы
30ХГСА	110	Трубы	Ферменные сварные конструк- ции
30ХГСА	50—70	Листы	Ответственные сварные кон- струкции, допускающие гибку
30ХГСНА	160	Прутки, трубы	Детали шасси, нагруженные ответственные детали
30ХГСН2А	До 185	Поковки	То же
30ХГСНМА-ВД	160	Прутки	Высоконагруженные детали сложной формы
35ХГСЛ	100	Отливки	Детали шасси, подкосы и др.
СН-3	130	Листы	Сварные обшивки, топливные отсеки
СН-4	150	»	Сварные обшивки с деталями каркаса, работающие при тем- пературе 500 °С
БНЛ-3	145	Литье	Литые детали, работающие без ударов
ВНС-5Ш	До 170	Штамповка	Ответственные болты и детали
X18Н9Н	125	Листы	Нагруженные сварные детали высокой коррозионной стойко- сти
АМцП	15	»	Малонагруженные детали оди- нарной кривизны
АМг6БН	32	»	Сварные детали обшивки, баки
АЛ9	21	Литье	Средненагруженные детали
АЛ19	34	»	Нагруженные детали
Д16АМО	24	Листы	Обшивки
Д16АМ	25	»	»
Д16АТВ	43,5	»	Силовые обшивки
Д16АТНВ	46,5	»	Обшивки одинарной кривизны
Д16Т	43	Прутки	Механически обрабатываемые детали
Д16Т	42	Профили	Элементы каркаса
Д19	40	»	То же
Д19чТ	40	Панель	Теплопрочные элементы кар- каса
В95АТ1В	40	Листы	Растянутые обшивки
В95АТ1СВ	53	»	Сжатые обшивки
В95Т1	54	Прутки	Механически обработанные детали
В95	52	Поковки	Элементы каркаса
АК4-1	37	Прутки	Кованные детали, работающие при температуре 200 °С

Марка	$\sigma_{в}$, даН мм ²	Состояние поставки	Основное применение
АК6	37	Поковки	Кронштейны и аналогичные детали
АК8	44	Штамповка	Высоконагруженные фитин- ги, рамы
ВТ1	36—55	»	Детали каркаса
ОТ4-IV	60—75	Листы	Обшивки
ОТ4	70—90	Профили	Элементы каркаса
ОТ4	90	Поковки	Детали каркаса
ВТ20	100	Профили	То же
ВТ20л	90	Литье	»
ВТ22	130	Поковка	Точные штампованные детали
МА8	23	Профили	Элементы внутреннего набора
ВМ65	32	»	Нагруженные детали, рабо- тающие при нормальной темпе- ратуре
МЛ-8	24	»	Средненагруженные детали
МА14Т1	27	Штамповка	Крупные детали сложной фор- мы
БрАЖМц10-3-1,5	60	Прутки	Детали с трущимися поверх- ностями

2. ТИПОВАЯ РАЗБИВКА ЧЕРТЕЖЕЙ САМОЛЕТА
НА КОНСТРУКТИВНЫЕ ГРУППЫ

Наименование комплексных групп	Номер ком- плексной группы	Наименование комплексных групп	Номер ком- плексной группы
Корпус (фюзеляж)	01	Элероны, элевоны, интер- цепторы	35
передняя часть	02		
средняя часть	03	Подкрылки, отклоняю- щиеся носовые части крыла	36
задняя часть	04		
Фонарь, зализы, обтека- тели	07	Закрылки, щитки и т. д.	37
		Воздушные тормоза	38
Центроплан	10	Взлетно-посадочные уст- ройства	40
1-я часть	11		
2-я часть	12	Основная опора	41
Гондолы двигателей	16	Передняя опора	42
ОЧК	20	Костыль, пята	43
правая часть	21		
левая часть	22	Подкрыльная опора	44
Оперение	30	Лыжи	47
Стабилизатор	31	Управление самолетом	50
Руль высоты	32	Ручное управление	51
Руль направления	33	Ножное управление	52
Киль, форкиль	34	Силовая установка	60
		Подвесные баки	64

3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОУШИН

На рис. П.1 приведены графики для определения коэффициента k в зависимости от размеров проушины, выполненных из различных материалов.

При расчете проушин принималось, что сила P направлена по оси проушины. В ряде случаев нагрузка бывает приложена под углом к оси проушины. В этом случае в расчет надо вводить поправочный коэффициент ξ . Экспериментальные графики для определения коэффициента $\xi = f(B/d)$ приведены на рис. П.2. Разрушающая нагрузка определяется выражением

$$P_{\text{разр}} = \xi P_0,$$

где $P_0 = k\sigma_B (B - d) a$ — разрушающая нагрузка при симметричном приложении силы; a — толщина проушины; коэффициент k определяется по рис. П.1.

На рис. П.2 угол наклона силы по отношению к вертикали обозначен через φ . Для проушин разъемных неподвижных соединений значение $B/d \geq 2$. Для проушин с подшипниками — подвижных соединений — ограничений на отношение B/d не вводится.

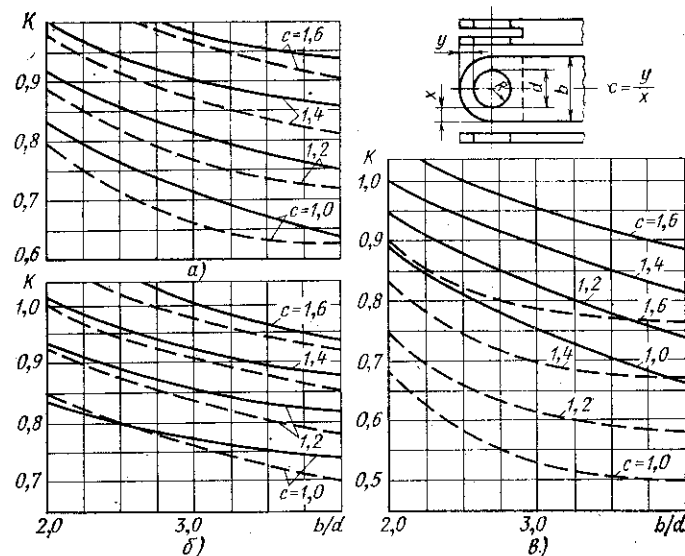


Рис. П.1. График для определения коэффициента k в зависимости от размеров проушин:

a — из стали 30ХГСА; b — из нормализованной стали; c — из алюминиевого сплава; — — — одинарная проушина; - - - - - двойная проушина

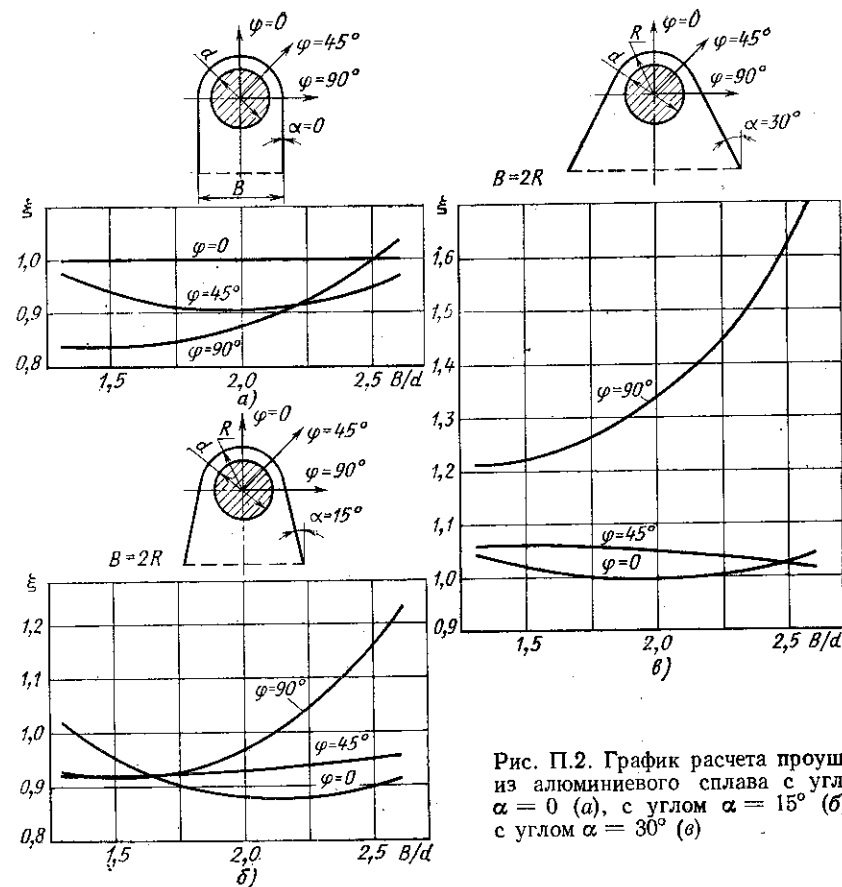


Рис. П.2. График расчета проушин из алюминиевого сплава с углом $\alpha = 0$ (а), с углом $\alpha = 15^\circ$ (б) и с углом $\alpha = 30^\circ$ (в)

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНЫХ СЕЧЕНИЙ ПОЯСОВ КРОНШТЕЙНА ДЛЯ ТРЕХ ВАРИАНТОВ

В соответствии с методикой, приведенной в разд. 4.1 и рис. 4.7 проведем расчет потребных сечений поясов кронштейна для всех трех вариантов. Для всех вариантов принимаем, что $l = 150$ мм; $B = 100$ мм; $P = 1000$ даН; $\delta = 2$ мм; $\sigma_B = 40$ даН/мм². Для второго варианта (см. рис. 4.7, а) принимаем $a_2 = 40$ мм, тогда

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{B}{2(l + a_2)} = \frac{100}{2(150 + 40)} = 0,263; \quad \sin \alpha_2 = 0,255;$$

$$F_{\text{пх}} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_2} \frac{x}{x + a_2} = \frac{1000}{2 \cdot 40 \cdot 0,255} \frac{x}{x + a_2} = 49 \frac{x}{x + a_2}.$$

При этом ширина пояса в сечении x для принятой толщины пояса $\delta = 2$ мм будет $b_{\text{пх}} = \frac{F_{\text{пх}}}{\delta} = \frac{49}{2} \frac{x}{x + a_2} = 24,5 \frac{x}{x + a_2}$. Используя табл. 4.1, находим потребную ширину пояса для разных сечений x , данные сводим в табл. П.1.

Таблица П.1

x	10	20	30	40	50	60	70
$\frac{x}{x+a_2}$	0,2	0,33	0,43	0,5	0,56	0,6	0,64
$b_{\text{пх}}, \text{мм}$	4,9	8,2	10,5	12,2	13,7	14,6	15,7

x	80	90	100	110	120	130	140	150
$\frac{x}{x+a_2}$	0,67	0,7	0,71	0,73	0,73	0,76	0,78	0,79
$b_{\text{пх}}, \text{мм}$	16,4	17,1	17,2	17,8	18,3	18,5	19	19,3

Таблица П.2

x	$x-1$	$\frac{x}{x-1}$	$b_{\text{п1}}, \text{мм},$ при $\delta = 2 \text{ мм}$	$b_{\text{п2}}, \text{мм},$ при $\delta = 8 \text{ мм}$
20	10	2	37,2	9,3
40	30	1,33	24,8	6,2
60	50	1,2	22,3	5,6
80	70	1,11	21,2	5,3
100	90	1,11	20,2	5,1
120	110	1,1	20,4	5,1
150	140	1,07	19,9	5,0

По данным табл. П.1 строим пояс кронштейна (см. рис. 4.7, а).

Для нулевого варианта площадь сечения пояса остается постоянной по всей длине и равна

$$F_0 = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_0} = \frac{1000}{2 \cdot 40 \cdot 0,316} = 39,6 \text{ мм}^2;$$

$$\lg \alpha_0 = \frac{100}{300} = 0,333; \sin \alpha_0 = 0,316,$$

при этом ширина пояса $b_{\text{по}} = 39,6/2 = 19,8 \text{ мм}$. Так как ширина проушины кронштейна равна 8 мм (из условия выбора подшипника), то пояс полученной ширины нецелесообразен (см. рис. 4.7, в) из-за большой концентрации напряжений при передаче сил. Выгоднее выполнить пояс большей толщины $\delta = 4 \text{ мм}$ (как показано на рис. 4.7, в пунктиром) с соответствующим уменьшением ширины.

Для первого варианта принимаем $a_1 = 10 \text{ мм}$. Получаем, что $\lg \alpha_1 = \frac{100}{2 \cdot (150 - 10)} = 0,356; \sin \alpha_1 = 0,335; F_{\text{пх}} = \frac{1000}{2 \cdot 40 \cdot 0,335} \cdot \frac{x}{x-a} = 37,3 \text{ мм}^2$

при $\delta = 2 \text{ мм}$; $b_{\text{пх}} = 18,5 \text{ мм}$. Расчет сводим в табл. П.2. Ширину пояса откладываем на рис. 4.7, б. Как видно из рисунка, пояс с толщиной $\delta = 2 \text{ мм}$ нельзя завязать с проушиной, поэтому пунктиром показан пояс с толщиной $\delta = 8 \text{ мм}$.

Из приведенного расчета видно, что пояс, выполненный по первому варианту, нецелесообразен.

5. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕТОДЕ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Метод конечных элементов (МКЭ) широко применяется при прочностных расчетах, используется в общем проектировании для анализа и оптимизации конструктивно-силовых схем, а также в рабочем проектировании. Распространение МКЭ связано с его простотой и универсальностью по сравнению с другими методами расчета конструкции, а также с ростом возможностей и все большей доступностью вычислительных машин.

Метод конечных элементов заключается в приведении конструкции к дискретной расчетной схеме. В прочностных расчетах он служит для определения напряжений, деформаций и перемещений, возникающих в конструкции под действием внешних сил. Кроме внутренних силовых факторов, он также позволяет определять формы потери устойчивости и критическую нагрузку, формы колебаний и собственные частоты конструкции, а также другие ее характеристики. Метод конечных элементов удобен при анализе напряженно-деформированного состояния конструкции и нередко используется в системах автоматизированного проектирования.

Наиболее широкое распространение метод конечных элементов получил в форме метода перемещений. Параметрами напряженно-деформированного состояния, определяемого по этому методу, являются перемещения точек конструкции, определив которые, можно вычислить деформации, а затем, воспользовавшись законом Гука, и напряжения.

Рассмотрим метод перемещений, при этом будем описывать расчетную схему, ориентируясь на использование ЭВМ.

Выделим в конструкции характерные точки — узлы и пронумеруем их. Будем считать, что все силы, действующие на конструкцию, приложены в узлах, и опирание конструкции происходит также в узлах. Перемещение конструкции будем определять как перемещения этих узлов.

Выделим направления, по которым будут действовать внешние обобщенные силы (сосредоточенные силы или момент) и по которым возможны обобщенные перемещения (линейные или углы поворота). Пронумеруем эти направления так, чтобы их нумерация была тем или иным образом связана с нумерацией узлов и была сквозной для всех узлов. Каждая внешняя сила и каждое перемещение будут иметь номер того направления, по которому они действуют.

Установим связь между силами, действующими на узлы, и их перемещениями.

Пусть конструкция закреплена во всех узлах, имеющих перемещение u_{j1} по направлению j_1 . При этом со стороны опор на узлы будут действовать реакции P , пропорциональные величине перемещения:

$$P_1^{j_1} = A_{1j1} u_{j1}; \quad P_2^{j_1} = A_{2j1} u_{j1}; \quad \dots; \quad P_n^{j_1} = A_{nj1} u_{j1},$$

где A_{1j1}, \dots, A_{nj1} — коэффициенты пропорциональности, которые можно определить, например, экспериментально; n — число направлений, по которым возможны действие силы и перемещения.

Если вместо перемещения u_{j1} задать узлу перемещение u_{j2} по направлению j_2 , то на узлы будут действовать реакции

$$P_1^{j_2} = A_{1j2} u_{j2}; \quad P_2^{j_2} = A_{2j2} u_{j2}; \quad \dots; \quad P_n^{j_2} = A_{nj2} u_{j2}.$$

Если одновременно задать перемещения u_{j1} и u_{j2} по направлениям j_1 и j_2 , то реакции опор, действующие на узлы, будут равны суммам реакций на отдельно заданные перемещения u_{j1} и u_{j2} :

$$P_1^{j_1 j_2} = P_1^{j_1} + P_1^{j_2} = A_{1j1} u_{j1} + A_{1j2} u_{j2};$$

$$P_2^{j_1 j_2} = P_2^{j_1} + P_2^{j_2} = A_{2j1} u_{j1} + A_{2j2} u_{j2};$$

$$\dots$$

$$P_n^{j_1 j_2} = P_n^{j_1} + P_n^{j_2} = A_{nj1} u_{j1} + A_{nj2} u_{j2}.$$

Аналогично, если задать перемещения по всем направлениям, то реакции тоже определяются как суммы соответствующих реакций:

$$P_1 = A_{11}u_1 + A_{12}u_2 + \dots + A_{1m}u_m;$$

$$P_2 = A_{21}u_1 + A_{22}u_2 + \dots + A_{2m}u_m;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$P_n = A_{n1}u_1 + A_{n2}u_2 + \dots + A_{nm}u_m;$$

или

$$P_i = \sum_{j=1}^m A_{ij}u_j, \text{ где } i=1, \dots, n.$$

Эти уравнения связывают между собой перемещения узлов и реакции, действующие на них со стороны опор, когда узлы закреплены в этих смещенных положениях. Для описания напряженно-деформируемого состояния конструкций безразлична природа возникновения сил. Если отбросить любую из опор и заменить ее действие на конструкцию внешними силами, равными реакциям этой опоры, то ни перемещения точек, ни реакции других опор, ни напряженно-деформированное состояние конструкции не изменятся. Следовательно, эти уравнения связывают между собой перемещения узлов и силы, действующие на узлы, независимо от причины возникновения этих сил и перемещений. Зная перемещения узлов, можно из этих уравнений определить силы, вызывающие такие перемещения. Эти же уравнения можно использовать и для решения обратной задачи — определения перемещений узлов конструкции под действием заданных сил.

Коэффициенты A_{ij} , входящие в уравнения, образуют матрицу, называемую матрицей жесткости конструкции. Коэффициенты A_{ij} зависят от материала конструкции, ее размеров и численно равны реакциям, которые будут действовать на узлы при их единичных перемещениях.

Для вычисления коэффициентов матрицы жесткости конструкцию разбивают на достаточно простые элементы, и для каждого из них составляют его матрицу жесткости, т. е. реакции, действующие на узлы этого элемента при единичных перемещениях узлов. Из известных матриц жесткости элементов формируют матрицу жесткости всей конструкции.

Для определения коэффициента A_{ij} нужно, считая все узлы неподвижными, задать перемещение u_j по j -му направлению и найти возникающую при этом реакцию P_i^j по i -му направлению

$$P_i^j = A_{ij}u_j.$$

Если с узлом, для которого ищется реакция, связан один элемент, то на узел будет действовать реакция опоры

$$P_i^j = A'_{ij}u_j,$$

где A'_{ij} — коэффициент матрицы жесткости этого элемента. Если с этим узлом связан элемент, коэффициент матрицы жесткости которого A''_{ij} , то реакция будет

$$P_i^j = A''_{ij}u_j.$$

Если же с узлом связаны два элемента одновременно, то реакция, действующая на узел, будет равна сумме реакций, действующих на отдельные элементы:

$$P_i^j = P_i^j + P_i^j = A'_{ij}u_j + A''_{ij}u_j = (A'_{ij} + A''_{ij})u_j,$$

где $A'_{ij} + A''_{ij}$ — коэффициент матрицы жесткости конструкции, состоящей из двух элементов.

Аналогично для конструкции, состоящей из нескольких элементов, коэффициенты матрицы жесткости получаются суммированием соответствующих коэффициентов матриц жесткости отдельных элементов. Заметим, что если элемент не связан с каким-нибудь узлом, то в направлении этого узла коэффициенты матрицы жесткости элемента равны нулю. Поэтому при вычислении коэффициента матрицы жесткости конструкции суммируются коэффициенты только тех элементов, которые связаны с соответствующим узлом.

Элементы, на которые разбивается конструкция, выбирают таким образом, чтобы, во-первых, можно было сравнительно просто вычислить коэффициенты их матриц жесткости, а во-вторых, по перемещениям их узлов можно было определить напряжения или другие внутренние силовые факторы.

Таким образом, расчет конструкции методом конечных элементов сводится к выделению в ней узлов, разбиению ее на элементы, вычислению матриц жесткости отдельных элементов и формированию из них матрицы жесткости конструкции для составления системы линейных алгебраических уравнений, связывающих между собой перемещения узлов и силы, приложенные в узлах, и к определению из этих уравнений перемещений узлов.

Но получаемая при этом система уравнений имеет бесконечное множество решений, так как она описывает конструкцию, которая под действием одних и тех же сил может находиться в равновесии в разных местах пространства, т. е. иметь различные перемещения. Чтобы получить единственное решение, нужно задать величины перемещений некоторых узлов, зафиксировав этим положение конструкции как жесткого тела.

6. ТИПОВЫЕ ЗАДАЧИ ДЛЯ ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО КУРСУ «КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ САМОЛЕТА»

В этом приложении приводятся типовые задачи для практических занятий по всем разделам курса. Часть задач дается с решением.

Задача 1.

Определить параметры накладки, соединяющей два швеллера и передающей силу P . Определить усилия, действующие на болты (заклепки), после чего окончательно уточнить конфигурацию накладки и ее размеры (рис. П.3).

Задачу будем решать в общем виде. Вначале определим усилия, действующие на болты (заклепки) крепления накладки к швеллеру II. Так как эти болты должны передать на накладку III силу P , то на них приходится одинаковая нагрузка, равная $P_i = P/6$. При заданном значении нагрузки P определяем диаметры болтов по ГОСТу. Определяем нагрузки, действующие на болты крепления накладки к швеллеру I. Так как по отношению к этим болтам сила P приложена эксцентрично, то помимо силы $P_i = P/4$ на них действует нагрузка от момента $M = Pa$, ж. Болты 1, 2, 3, 4 расположены симметрично. В первом при-

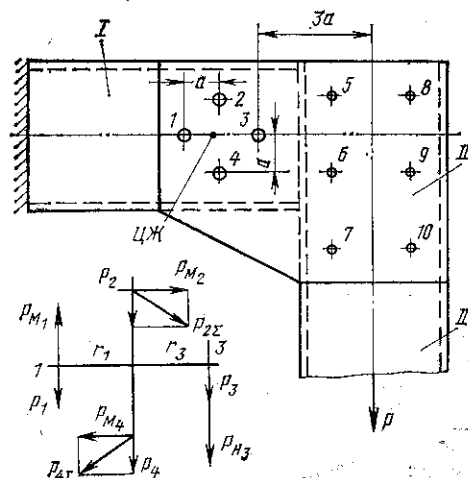


Рис. П.3. Схема для определения усилий, действующих на болты (заклепки) при внецентренном приложении нагрузки

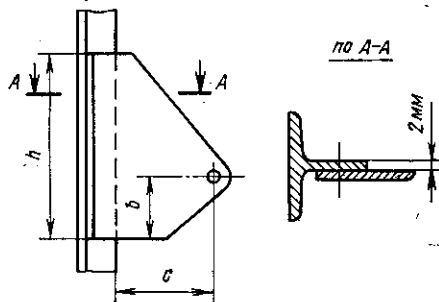


Рис. П.4. Схема к задаче 2 (для самостоятельного решения)

ближении можно принять, что диаметры у них одинаковы. В связи с этим центр жесткости площадей среза болтов будет расположен на пересечении их осей симметрии. Плечо силы P относительно ЦЖ будет $a_{цж} = 4a$. Момент, приходящийся на каждый болт, будет

$$M_i = M \frac{\sum_{i=1}^n F_i r_i^2}{F r^2}; \quad P_{Mi} = \frac{M_i}{r_i}.$$

Так как $z_1 = r_2 = r_3 = r_4$, то на все болты будет действовать одинаковый момент. Также одинаковы будут силы P_i и P_{Mi} . Суммарная нагрузка на каждый болт складывается из геометрической суммы сил P_i и P_{Mi} и равна $\bar{R}_i = \bar{P}_i + \bar{P}_{Mi}$. Силы P_{Mi} приложены к болту перпендикулярно радиусу r_i . Если направление действия сил P_i выбрано как активное, т. е. в сторону действия силы P , то и нагрузка P_{Mi} прикладывается в сторону вращения относительно ЦЖ. Как видно из рис. П.3, наибольшие усилия действуют на болт 3, так как действующие на него силы складываются.

Если болт выбранного диаметра не выдерживает суммарной нагрузки, то по таблицам подбирают болт большего диаметра, находят новое положение ЦЖ и рассчитывают болты 1, 2, 3, 4 повторно. После этого по наибольшему усилию, действующему на болт, проверяется на смятие накладка и определяется ее толщина

$$\delta = \frac{P_6}{d \sigma_{см}}, \quad \text{где } \sigma_{см} = 1,3\sigma_v.$$

После этого уточняют остальные размеры накладки.

Задача 2 (для самостоятельного решения).

Кронштейн соединен со стенкой заклепками (рис. П.4). Нагрузка P , действующая на соединение, известна. Подход при клепке двухсторонний. Определить толщину листа кронштейна в месте стыка, подобрать параметры заклепок и заклепочного шва. Материал деталей Д16АТ. Варианты задания приведены в табл. П.3.

Т а б л и ц а П.3

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
P , даН	2000	2100	2300	1950	3500	2700	3250	1930	3500	1300	1900	1800
h , мм	110	130	140	145	151	121	135	140	160	80	170	150
b , мм	25	25	25	30	30	30	45	40	45	40	25	30
c , мм	50	50	45	50	40	45	40	45	35	45	45	45

Задача 3.

При известной эпюре касательных сил подобрать заклепки и размеры шва для четырех вариантов конструкций, приведенных на рис. П.5. Материал обшивки и стрингеров во всех примерах Д16. Заклепки потайные.

Определим усилия, действующие на заклепки.

На рис. П.5, а показано крепление продольного элемента к обшивке. Так как распределенное касательное усилие определяется выражением $q = QS/J$ и $q_1 - q_2 = \Delta q = f(S_{отр})$, где Q — перерезывающая сила; J — момент инерции сечения; S — статический момент отсеченной площади; $S_{отр}$ — приrost стати-

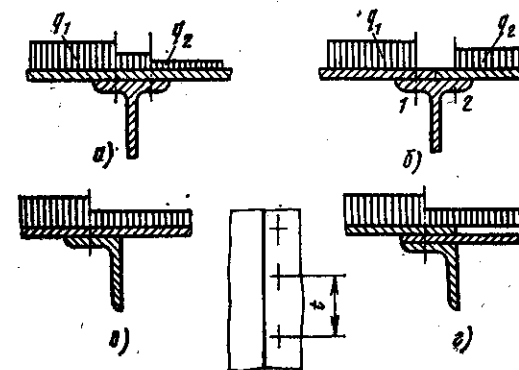


Рис. П.5. Варианты конструкций для определения усилий, действующих на заклепки

ческого момента за счет площади стрингера, то заклепки крепления стрингера к обшивке будут работать на срез от равных усилий $P_3 = \frac{q_1 - q_2}{2} t$, где t — шаг заклепок.

На рис. П.5, б показан стык двух обшивок на стрингере. На левой обшивке распределенное касательное усилие q_1 будет вызывать срез заклепки 1 силой $P_{31} = q_1 t$, сила, действующая на заклепку 2, будет $P_{32} = q_2 t$.

В варианте, приведенном на рис. П.5, в, заклепки крепления стрингера к обшивке работают на срез от усилия $P_3 = (q_1 - q_2) t$.

На рис. П.5, г показано, как на стрингере перестыковываются обшивки внахлестку. В этом случае заклепка в двух сечениях подвергается действию разных срезающих усилий. На плоскость среза заклепки крепления первого листа действует усилие $P_{31} = q_1 t$, на плоскость среза заклепки крепления второго листа обшивки к стрингеру действует усилие $P_{32} = (q_1 - q_2) t$. Заклепку подбирают по наибольшему из этих усилий. При расчете на смятие листы обшивки проверяются на усилие P_{31} , а стрингер — на усилие P_{32} . Из приведенного примера видно, что для снижения усилий, действующих на заклепку, и уменьшения смятия листов обшивки сверху следует устанавливать лист, нагруженный меньшим усилием.

Задача 4 (для самостоятельного решения).

Разработать равнопрочную накладку для перестыка стрингеров у силовой нервюры. Провести расчет элементов соединения и накладки по несущей способ-

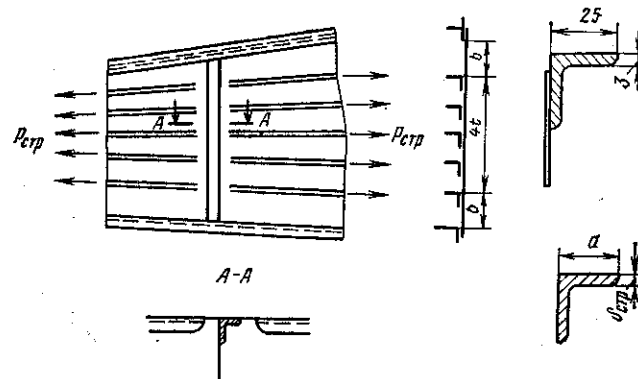


Рис. П.6. Схема перестыка стрингеров у усиленной нервюры

Таблица П.4

№ варианта	b, мм	a, мм	δ _{стр} , мм	δ _{общ} , мм	t, мм
1	100	20	2	1,5	100
2	120	25	2	2	120
3	140	30	3	3	140
4	150	30	3	3	150

ности панели (рис. П.6). Выполнить рабочий чертеж накладки. Стрингер и нервюры даны на чертеже. Варианты задания приведены в табл. П.4.

Задача 5 (для самостоятельного решения).

Спроектировать равнопрочный сварной цилиндр. Дать сварочный чертеж и рабочие чертежи входящих в него деталей (рис. П.7).

Варианты задания приведены в табл. П.5.

Таблица П.5

№ варианта	d ₁ , мм	d ₂ , мм	d ₃ , мм	d ₄ , мм	a, мм	b, мм	c, мм	l, мм	m, мм	n, мм	Материал
1	50	45	40	12	50	150	200	400	20	10	30ХГСА
2	60	55	50	14	60	200	300	500	30	15	30ХГСНА
3	70	65	60	12	65	150	150	600	24	12	30ХГСНА
4	65	60	55	14	70	200	250	620	28	14	30ХГСНА
5	55	50	45	16	50	180	300	700	32	16	30ХГСА
6	60	55	50	18	60	220	180	550	24	12	30ХГСА

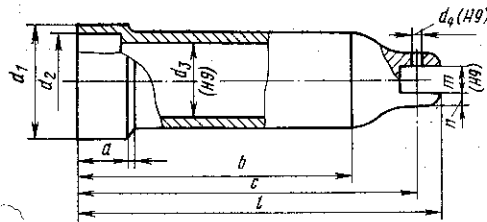


Рис. П.7. Сварной цилиндр

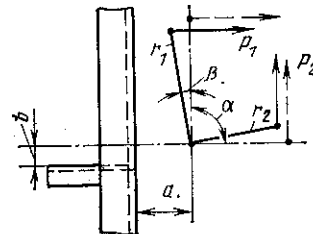
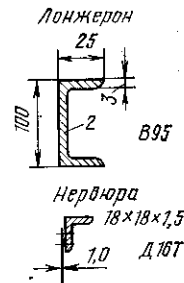


Рис. П.8. Качалка



Задача 6 (для самостоятельного решения).

Спроектировать качалку и кронштейн для ее установки на лонжероне кия. Предусмотреть усиление лонжерона и нервюры. Дать сборочный чертеж узла и рабочие чертежи качалки и кронштейна. Провести проектировочный расчет всех элементов узла и элементов крепления. Схема узла приведена на рис. П.8. Пунктиром показано нейтральное положение качалки. В табл. П.6 приведены варианты задания. Угол α изменяется только при повороте плеча r₂. Силы P₁ и P₂ направлены под углом 90° к нейтральному положению качалки.

Таблица П.6

№ варианта	α, °	β, °	P ₁ , даН	r ₁ , мм	r ₂ , мм	a, мм	b, мм
1	90	16	700	140	150	60	0
2	96	16	800	130	130	70	10
3	94	15	900	140	140	50	20
4	90	14	1000	140	140	50	10
5	94	15	1000	120	140	70	0

Задача 7 (для самостоятельного решения).

Разработать узел подвески руля высоты, учитывая, что стабилизатор собирается из панелей, включающих в себя полунервюры и половины лонжеронов. Вычертить сборочный чертеж конструкции и рабочие чертежи деталей, входящих в узел. Провести проектировочные расчеты элементов узла и их соединений. Данные для разных вариантов приведены в табл. П.7. Схема узла дана на рис. П.9.

Таблица П.7

№ варианта	P, даН	H, мм	c, мм	d, мм	d ₁ , мм	a, мм	b, мм	h, мм	l, мм	δ, м
1	2000	100	20	25	2,0	200	50	70	20	2,0
2	3000	120	20	25	2,0	250	50	30	25	2,0
3	3200	140	20	25	2,5	250	60	100	25	2,0
4	3400	160	20	20	2,5	260	60	120	30	2,0
5	3600	200	35	30	2,5	260	50	140	30	2,5
6	3800	220	35	30	2,0	280	60	170	30	2,5
7	4000	240	35	30	2,0	280	60	180	35	2,5
8	4200	260	35	30	2,0	300	70	200	35	2,5

Задача 8 (для самостоятельного решения).

Спроектировать стыковой узел кия и разработать усиление шпангоута в зоне постановки узла. Сделать сборочный чертеж узла и рабочие чертежи его элементов. Провести проектировочные расчеты всех входящих элементов и их креплений. Рассчитать проушины узла. Схема узла приведена на рис. П.10. Варианты заданий приведены в табл. П.8.

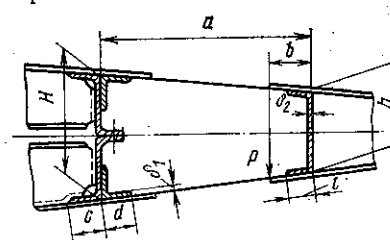


Рис. П.9. Узел подвески руля

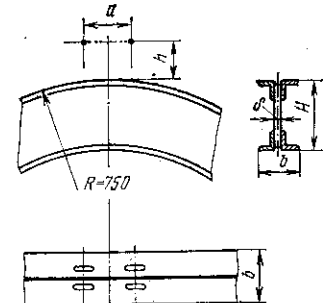


Рис. П.10. Стыковые узлы кия →

Таблица П.8

№ варианта	N, даН	Q, даН	a, мм	h, мм	H, мм	δ, мм	Материал стенки	Сечение пояса шпангоута
1	16 000	2000	140	35	160	2,5	Д16Т	Два равно- сторонних уголка 30×30×3 из 30ХГСА
2	26 000	2200	150	40	150	2,0	В95	
3	20 000	1800	140	40	170	3	Д16Т	Два равно- сторонних уголка 30×30×3 из В95
4	28 000	2500	150	45	165	2,5	В95	

Задача 9 (для самостоятельного решения).

Разработать конструкцию стыка лонжерона ОЧК с центропланом. Предусмотреть узлы крепления бортовой нервюры, считая, что усилие по поясам нервюры $P_x = 8000$ даН. Дать сборочный чертеж стыкового башмака. Провести проекторочный расчет башмака и его крепления к лонжерону крыла.

Схема узла приведена на рис. П.11. Разные варианты заданий даны в табл. П.9.

Таблица П.9

№ варианта	Q, даН	M, даН·м	H ₁ , мм	H ₂ , мм	a, мм	Материал стенки	Материал поясов лонжерона
1	8 000	13 800	200	200	90	Д16Т (толщина 2 мм)	30ХГСА (сечение показано на рис. П.11, а)
2	7 000	12 000	180	200	80		
3	20 000	28 000	200	220	90	Д16Т (толщина 3 мм)	30ХГСНА (сечение показано на рис. П.11, б)
4	25 000	35 000	250	250	100		

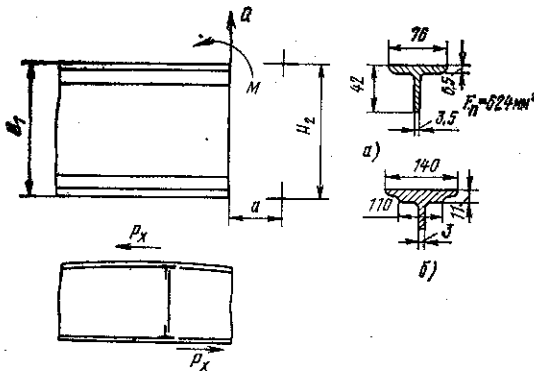


Рис. П.11. Стыковой узел крыла

7. КОНСТРУКЦИИ СИЛОВЫХ УЗЛОВ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ ПАНЕЛЕЙ С СОТОВЫМ ЗАПОЛНИТЕЛЕМ

В конструкциях современных самолетов панели с сотовым заполнителем находят все большее применение. Однако в литературе мало сведений о конкретных конструктивных решениях силовых узлов и стыковок панелей, изготовленных различными технологическими способами.

В настоящем приложении даются некоторые типовые конструкции, позволяющие сравнивать выполнение одинаковых узлов при применении сотовых панелей, изготовленных с использованием методов склейки, пайки и сварки.

На рис. П.12 приведены конструкции стыков двух (рис. П.12, а, б, г) и трех (рис. П.12, в) панелей под прямым углом, а также соединение клиновой закон-

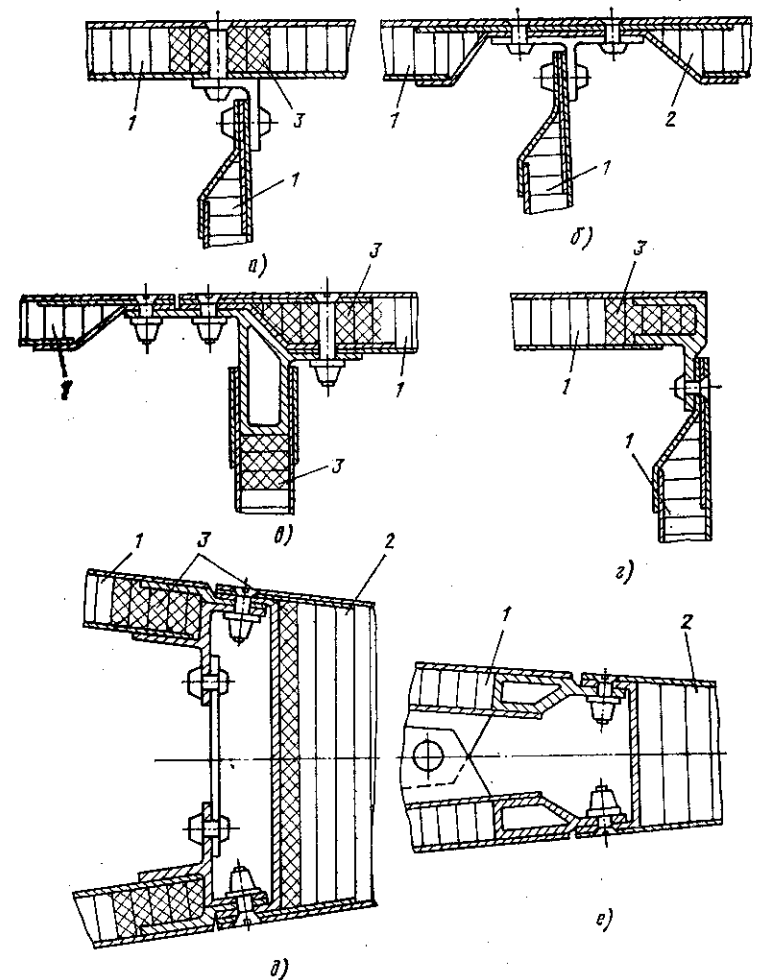


Рис. П.12. Конструкции стыков клееных сотовых панелей:

1 — сотовый заполнитель; 2 — клиновидный сотовый заполнитель; 3 — места усиления заполнителя для крепления силовых элементов

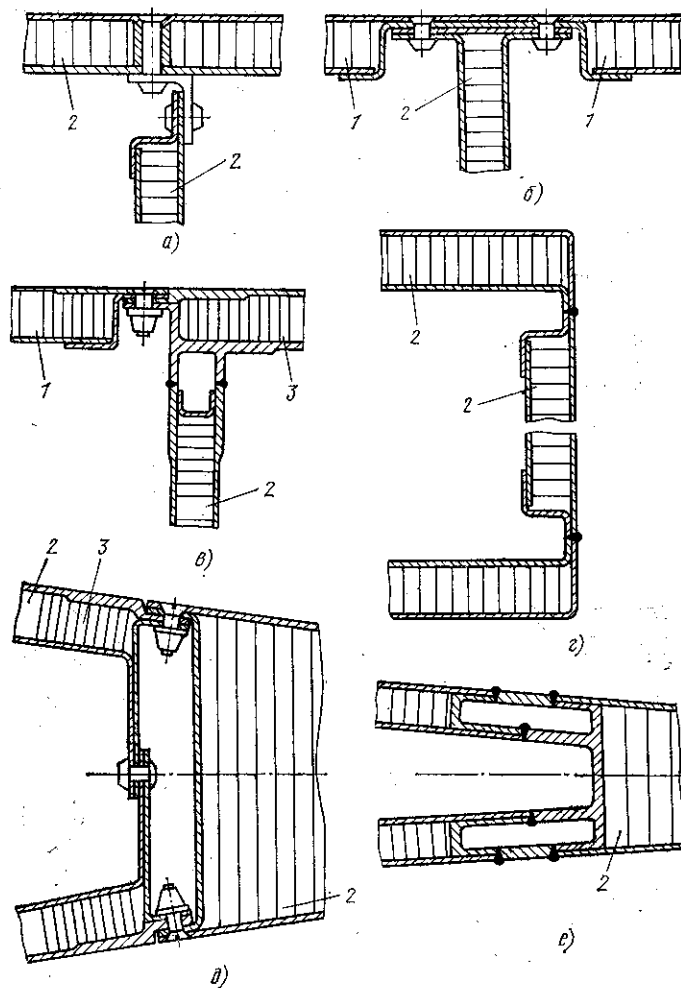


Рис. П.13. Конструкции стыков паяных сотовых панелей:

1, 2 — плоский и клиновидный сотовые заполнители; 3 — уплотненный сотовый заполнитель

цовки с панелями, расположенными на поверхности крыла или оперения (рис. П.12, д, е). Конструкция панелей — клееная из алюминиевых сплавов. Места крепления силовых элементов усилены заполнением внутренней плоскости панели, прилегающей к стыку, вспененной клеевой композицией. Сечения силовых элементов (пластинок, профилей), присоединяемых заклепками, болтами или сваркой к изготовленным сотовым панелям, здесь и далее условно не штрихуются.

На рис. П.13, а ... е показаны аналогичные конструкции стыков для паяных панелей из сплавов титана и сталей.

На рис. П.14, а ... д дан пример выполнения тех же, что и на предыдущих рисунках, узлов, при условии применения сварных панелей из сплавов титана

и сталей, изготовленных по технологии, предложенной фирмой «Стресскин». Цифрой 2 обозначена зона заполнителя, смятого при подштамповке.

На рис. П.15 показаны конструкции усиления панелей для мест, где необходимо сосредоточенное восприятие изгибающего момента, передаваемого обшивками сотовых панелей, например применение крыла или оперения малой (10 ... 100 мм) высоты, створок и т. п. Для клееных, паяных и диффузионно-сварных сотовых панелей такой узел может быть выполнен по схеме, приведенной на рис. П.15, б. Усиливающие элементы конструкции собираются вместе в процессе общей сборки панели и соединяются с обшивкой панели при склейке, пайке или сварке заполнителя с обшивкой. На рисунке видны зоны усиленного заполнителя и утолщенной обшивки в районе узла, вставной усиливающий элемент 1 и силовой элемент 2, окантовывающий край панели.

Для сварных панелей, выполненных по методу «Стресскин», этот же узел может быть выполнен по схеме, приведенной на рис. П.15, а. Вставной усиливающий элемент 1 в этом случае приваривается к обшивкам изготовленной панели — полуфабриката. Цифрой 3 на рисунке обозначена зона заполнителя, смятого при подштамповке.

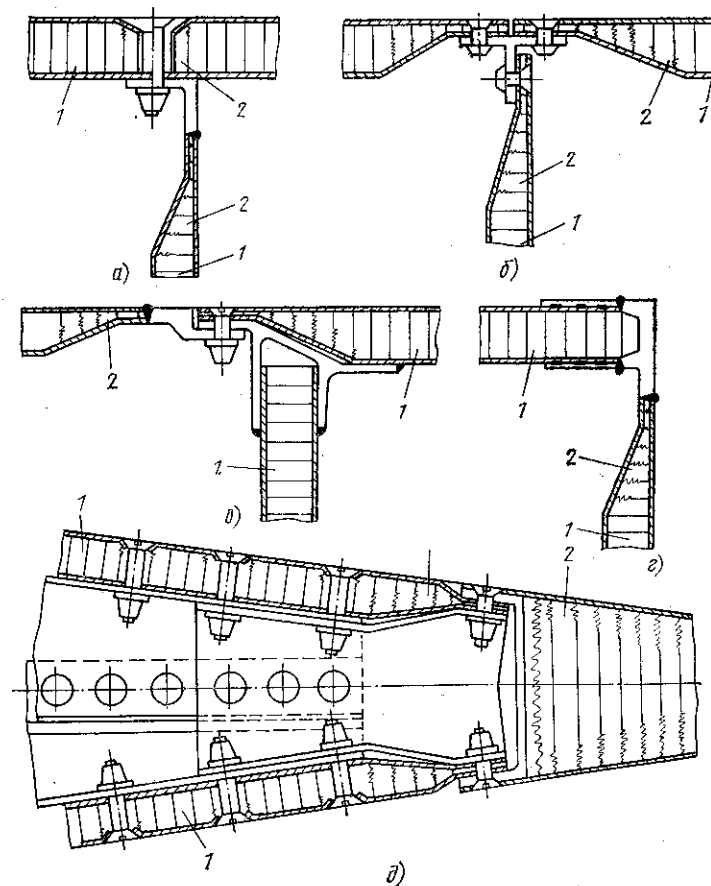


Рис. П.14. Конструкции стыков подштампованных сотовых панелей:

1 — исходный плоский сотовый заполнитель; 2 — сотовый заполнитель, деформированный штампованием панелей

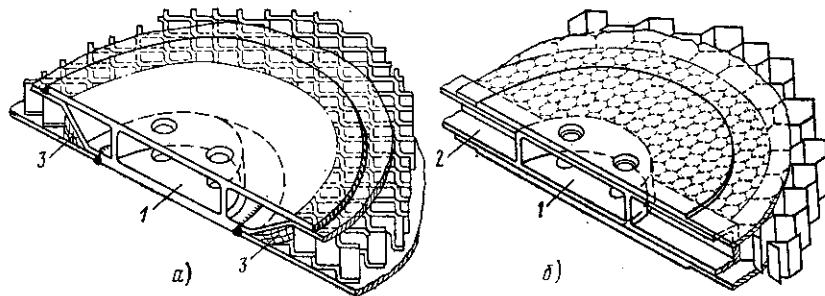


Рис. П.15. Усиление кромок панелей в местах болтовых стыков

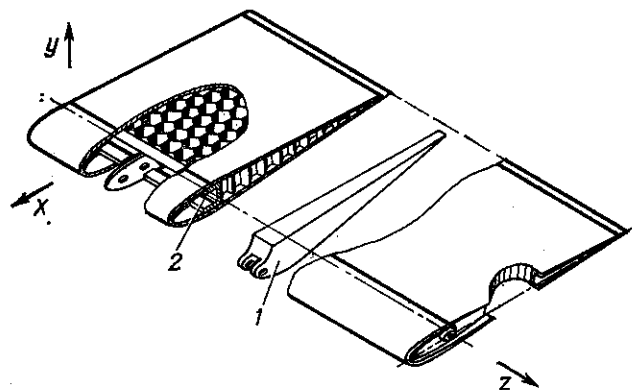


Рис. П.16. Типовая конструкция элерона

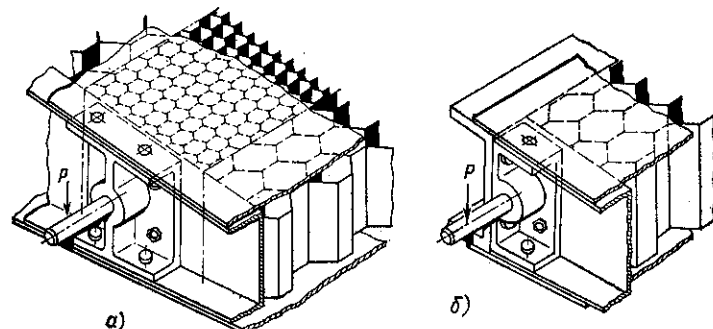


Рис. П.17. Конструкция заделки оси вращения

Конструкции руля или элерона, выполненные с применением клееных, паяных или диффузионно-сварных сотовых панелей, показаны на рис. П.16. Силловая нервюра 1, приваренная к лонжерону 2, вставляется при сборке внутрь панели и соединяется с заполнителем. Обшивки панели присоединяют к поверхности поясов силовых элементов в процессе склейки, пайки или сварки агрегата. Обшивка носка присоединяется после присоединения обшивок панелей.

На рис. П.17 приведены типовые варианты конструкций заделки в сотовую панель осей вращения руля или элерона на концевых нервюрах.

При наличии лонжерона 2 (см. рис. П.16) заделку кронштейна оси вращения следует производить согласно рис. П.17, б. При отсутствии лонжерона (например, моноблочная сотовая конструкция) в местах установки кронштейна оси усиливают заполнитель и утолщают обшивку (рис. П.17, а).

8. СОЗДАНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ОТДЕЛЬНЫХ ЧАСТЕЙ САМОЛЕТА

Для того чтобы удовлетворять требованиям аэродинамики, формы частей самолета должны быть очень плавными, без резких изменений кривизны. Поэтому окончательная увязка формы производится с применением кривых, выражаемых уравнениями или строящихся с помощью точных графических методов. При этом аналитически или графически определяют координаты обводов агрегата и его сечений по ряду плоскостей с графической последующей (вычерчиванием плаза) проверкой взаимного соответствия обводов и сечений в различных проекциях. В результате увязки оформляется теоретический чертеж, содержащий все данные (в виде таблиц) по контурным обводам и сечениям агрегата самолета и полностью определяющий его форму (рис. П.18). В теоретическом чертеже обычно дается и разбивка конструктивно-силовой схемы агрегата. Теоретический чертеж служит основой для разработки конструкции агрегата, чертежей приспособлений и изготовления шаблонов.

К увязке формы агрегата приступают после того, как установлены его основные размеры и очерчены, хотя бы приблизительно, обводы в боковой и плановой проекциях.

Увязка формы таких агрегатов, как фюзеляж, gondola, может быть произведена одним из следующих способов.

Графический способ батоксов и горизонталей наименее совершенный, так как отличается небольшой точностью и значительной трудоемкостью. Он основан на методах начертательной геометрии. Обводы агрегата, форму которого следует увязать (например, фюзеляжа), вычерчивают в боковой и плановой проекциях. Затем приступают к увязке с помощью эпюры совмещенных сечений (рис. П.19) и эпюр линий батоксов на боковой проекции и линии горизонталей на плановой проекции. Процесс увязки состоит в том, что на эпюре совмещенных сечений откладывают по вертикальной и горизонтальной осям точки, определяемые обводами в боковой и горизонтальной проекциях (нулевыми батоксами и полуширотами), потом эти точки соединяют кривыми,

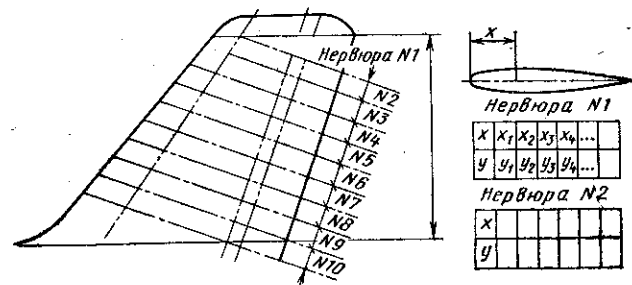


Рис. П.18. Пример теоретического чертежа

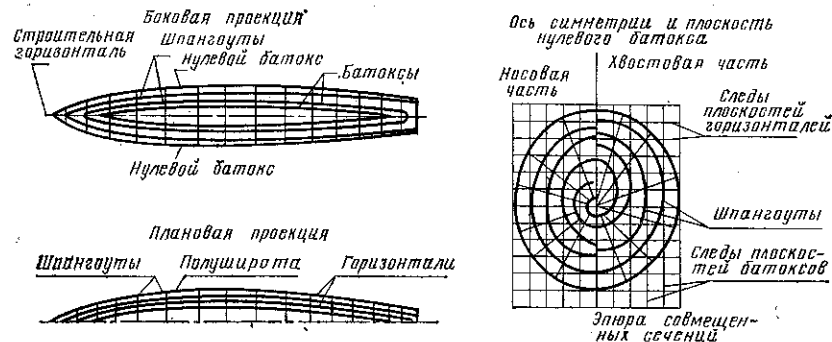


Рис. П.19. Увязка формы фюзеляжа графическим способом батоксов и горизонталей

дающими обводы шпангоутов. Одновременно в боковой и плановой проекциях строят линии батоксов и горизонталей, подправляя, если нужно, линии обводов шпангоутов на эпюре совмещенных сечений. После окончания увязки на эпюре совмещенных сечений по батоксам и горизонталям замеряют координаты точек обводов шпангоутов и составляют таблицу координат, определяющую форму агрегата.

Описанный способ, вследствие своей неточности, для увязки формы скоростных самолетов почти не применяется. Более широко применяется графический способ, основанный на построении кривых второго порядка, вытекающий из положений проективной геометрии. Построение кривых второго порядка повышает точность графического способа. Для построения кривой второго порядка, применяющегося в этом способе увязки, необходимо, чтобы были заданы три точки кривой (A, B, C на рис. П.20) и, так называемый, дискриминант кривой, т. е. отношение отрезков, определяющее степень выпуклой кривой $f = BB'/ED$, причем точка E есть пересечение касательных к кривой ABC в точках A и C , а ED — медиана хорды AC .

Построение точек кривой производят следующим образом. Зная величину дискриминанта f и определив точку D — середину AC , находят точку E — величину треугольника AEC . Затем из точек A и C через точку B проводят лучи Cm и Al , а из точки E проводят произвольно луч El .

Через пересечение El с отрезками Cm и Al проводят лучи Cr и Ar , пересечение которых и дает точку K на кривой ABC . Проведя новый луч из E и повторяя построение, получают другую точку кривой и так далее.

Увязка с помощью этого графического способа начинается с того же, с чего начинается увязка с помощью батоксов и горизонталей — в боковой и плановой проекциях очерчивают на глаз линии нулевого батокса и полушироты. Каждую

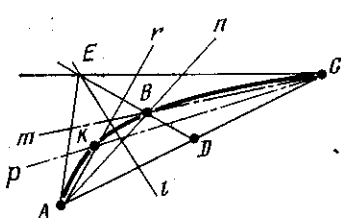


Рис. П.20. Построение кривой второго порядка, заданной точками A, B, C и дискриминантом f

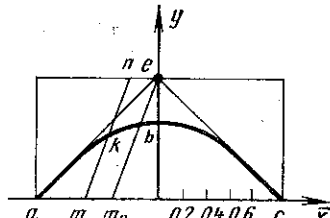
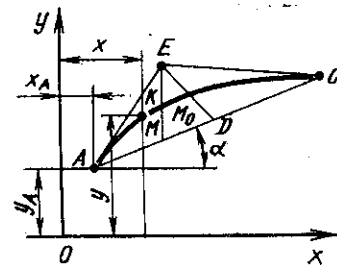


Рис. П.21. Единичная кривая второго порядка

Рис. П.22. К определению ординат точек кривой второго порядка, заданной точками A, B, C и дискриминантом f



из этих линий разбивают на отрезки кривых. Используя на каждом отрезке кривой по три точки A, B, C и задаваясь дискриминантом f , строят приведенным выше приемом кривые второго порядка, близкие к кривым, очерченным на глаз. Получив таким образом линии килевого батокса и полуширот, очерченные кривыми второго порядка, начинают аналогично предыдущему увязки поперечных сечений (шпангоутов), причем точкой A является точка нулевого батокса, а точкой C — точка полушироты. Третью точку кривой получают, задаваясь дискриминантом кривой поперечного сечения, предварительно нанесенной на эпюре на глаз.

Для всех поперечных сечений, участвующих в увязке, удобно задаваться графиком изменения дискриминанта от сечения к сечению. Построение кривых поперечных сечений ведут таким же приемом. Если кривые нулевых батоксов и полуширот оказываются при предварительном вычерчивании очень вытянутыми по продольной оси, то их следует вычертить предварительно в искаженном масштабе (масштаб по продольной оси должен быть меньше) и затем строить на них кривые второго порядка.

Графоаналитический способ основан на вычислении координат кривых второго порядка с использованием так называемого графика единичных кривых, соответствующих искомым кривым. График единичных кривых вычерчивается таким образом, чтобы медиана хорды была перпендикулярна к хорде ac (рис. П.21). Всякая кривая, у которой медиана перпендикулярна хорде, но которая имеет величину дискриминанта f , равную дискриминанту единичной кривой, будет соответствовать единичной кривой. При аффинном соответствии кривых сохраняются порядок кривых и отношение между хордами, проведенными через соответственные точки, а также отношение между хордами, отсекаемыми какой-либо хордой. График единичных кривых второго порядка вычерчивают в относительных прямоугольных координатах для ряда «стандартных» дискриминантов, например, 0,30; 0,31; 0,32 и т. д. до значения, определяемого потребностью, причем за оси принимаются стягивающая кривую хорда ac и медиана ed .

Определение координат второго порядка производят следующим образом. На чертеже увязки наносят оси Ox и Oy (рис. П.22), относительно которых замеряют координаты заданных точек A, C и E и точки B , положение которой можно определить по заданному дискриминанту f .

Ордината некоторой точки K с абсциссой x кривой ABC выразится так:

$$y = y_A + (x - x_A) \operatorname{tg} \alpha + \mu M_k,$$

где α — угол наклона хорды AC к оси Ox ; M_k — отрезок, взятый по графику единичной кривой; μ — масштабный множитель для перехода от единичной кривой к увязочной кривой.

Отрезок M_k можно найти, отложив от точки D (начало координат единичной кривой) отрезок

$$dm = \frac{DM}{DC} = \frac{x - x_D}{(x_C - x_A)/2}$$

и отрезок

$$dm_0 = \frac{DM_0}{DC} = \frac{x - x_D}{(x_C - x_A)/2}.$$

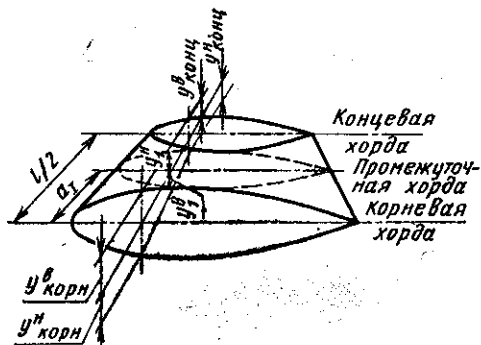


Рис. П.23. К определению ординат промежуточного профиля крыла

Если соединить m_0 и e прямой и провести прямую, параллельную em_0 , через точку m , соответствующую точке M увязочного чертежа, то можно будет замерить величину отрезка mk . Масштабный множитель можно определить по отношению

$$\mu = \frac{EM_0}{em_0},$$

где EM_0 — замеряем в мм на увязочном чертеже, а em_0 — в долях единицы чертежа единичной кривой (за единицу принимают обычно отрезок dc , равный отрезку ed). Можно также вести расчет EM_0 по формуле

$$EM_0 = y_E - [y_A + (x_E - x_A) \operatorname{tg} \alpha],$$

а em_0 по формуле

$$em_0 = \sqrt{1 + (dm_0)^2}.$$

Этим способом можно найти ординаты кривых — нулевых батоксов, полуширот и шпангоутов.

Аналитический способ — состоит в том, что кривые нулевых батоксов, полуширот и шпангоутов задаются уравнениями, по которым и вычисляют все необходимые координаты, определяющие форму агрегата. Очень часто для увязки кривых шпангоутов используют уравнения окружности или эллипса. Этот метод позволяет при создании теоретического чертежа широко использовать ЭВМ, что значительно ускоряет процесс расчетов.

Приведенные выше способы целесообразны для увязки формы таких агрегатов, как фюзеляж, гондолы и т. д.

Увязку формы агрегатов, подобных крылу, оперению, обычно производят способами, основанными на свойствах конических поверхностей.

Увязка формы крыльев и оперения трапециевидного вида в плане довольно проста и может быть произведена графическим или аналитическим способом. Для увязки должны быть заданы: форма крыла в плане, разбивка нервюр, профили крыла у корня и на конце крыла, профили промежуточные, если форма крыла образуется не одним, а двумя профилями, и длины переходных зон (от одного профиля к другому). По каждому заданному профилю должны быть известны: семейство, хорда и относительная толщина.

Аналитический способ основан на использовании геометрических свойств трапеций, составленных образующими и ординатами корневого и концевого профилей, при этом все искомые размеры определяются расчетом (чаще на ЭВМ). Обычно определяются $y_{\text{конц}}$ и $y_{\text{корн}}$ в относительности. Результаты заносят в таблицы. Ординаты определяют по формуле

$$y_1^B = y_{\text{конц}}^B \frac{2a_1}{l} + y_{\text{корн}}^B \left(1 - \frac{2a_1}{l}\right),$$

где $y_{\text{конц}}^B$, $y_{\text{корн}}^B$ — ординаты концевой и корневой профилей соответственно a_1 — расстояние нервюры от корня.

Графический способ увязки основан на построении эпюры совмещенных сечений (рис. П.23). На эпюре вычерчивают корневой профиль и концевой профиль (в простейшем случае) таким образом, чтобы плоскости нервюр были параллельны плоскости эпюры. После этого проводят линии равных процентов хорды, т. е. образующие конической поверхности крыла. Линии равных процентов и соответствующие ординаты корневого и концевого профилей составляют трапецию, поэтому очень легко определить ординаты всех профилей, расположенные на линии того же процента, что и ординаты корневого и концевого профилей. Все линии равных процентов делят пропорционально расстоянию между нервюрами и через полученные таким образом точки проводят плавные кривые промежуточных профилей. Графический способ недостаточно точен и для скоростных самолетов почти не употребляется.

9. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВЫЕ СХЕМЫ КРЫЛЬЕВ

В приложении на рис. П.24 ... П.27 приведены отдельные типовые конструктивно-силовые схемы крыльев. Наименование всех основных элементов конструкции и входящих в состав крыла агрегатов механизации приведены в подписи под рисунками. Приведенные схемы могут быть использованы студентами при курсовом и дипломном проектировании.

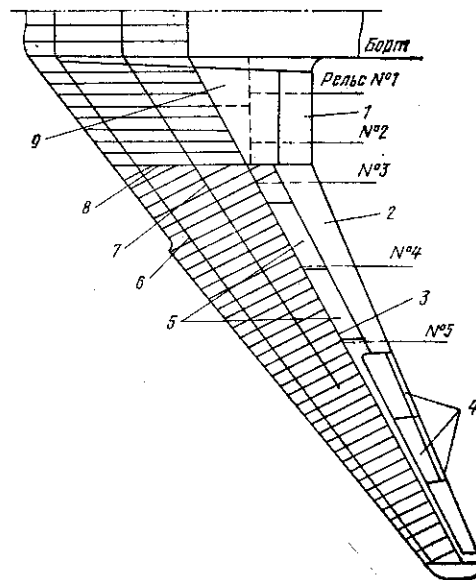


Рис. П.24. Кессонное крыло пассажирского самолета:

1 — закрылок центроплана; 2 — закрылок ОЧК; 3 — задний лонжерон; 4 — элерон; 5 — гасители подъемной силы; 6 — передний лонжерон; 7 — средний лонжерон; 8 — усиленная нервюра в зоне разбега ОЧК и центроплана; 9 — отсек шасси

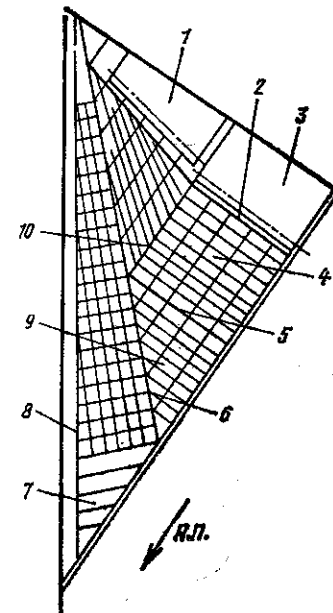


Рис. П.25. Треугольное крыло в плане:

1 — элерон; 2 — задняя стенка; 3 — закрылок; 4 — задний баковый отсек; 5 — главная балка; 6 — передний лонжерон; 7 — передний баковый отсек; 8 — передний стрингер; 9 — отсек шасси; 10 — усиленная нервюра в зоне перелома набора

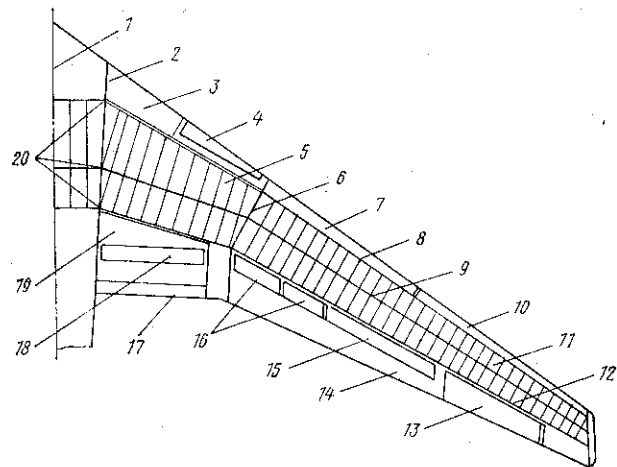


Рис. П.26. Кессонное крыло пассажирского самолета:

1 — ось развеса и стыка центроплана крыла; 2 — борт фюзеляжа; 3 — съемные носки центроплана; 4 — внутренний предкрылок; 5 — центроплан; 6 — стыковая нервюра центроплана с ОЧК; 7 — средний предкрылок; 8 — передний лонжерон; 9 — второй лонжерон; 10 — внешний предкрылок; 11 — отъемная часть крыла (ОЧК); 12 — третий лонжерон; 13 — элерон; 14 — внешний закрылок; 15 — элерон-интерцептор; 16 — средний интерцептор; 17 — внутренний закрылок; 18 — внутренний интерцептор; 19 — хвостовая часть центроплана; 20 — узлы крепления крыла к шпангоутам фюзеляжа

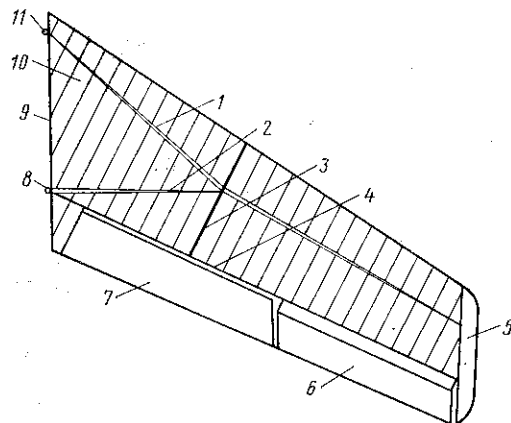


Рис. П.27. Стреловидное крыло с подкосом:

1 — передний лонжерон; 2 — подкос; 3 — усиленная нервюра; 4 — задний лонжерон-стенка; 5 — законцовки крыла; 6 — элерон; 7 — закрылок; 8 — стыковой узел подкоса с центропланом; 9 — бортовая нервюра; 10 — стыковой узел переднего лонжерона с центропланом; 11 — отсек для шасси

10. ТИПОВЫЕ ЛЮКИ, ИМЕЮЩИЕСЯ НА КРЫЛЕ ПАССАЖИРСКОГО САМОЛЕТА

В приложении приведена схема кессонного крыла пассажирского самолета. На рис. П.28 даны виды крыла сверху и снизу. На этих видах обозначены все люки, имеющиеся в крыле, о наличии которых должен знать конструктор.

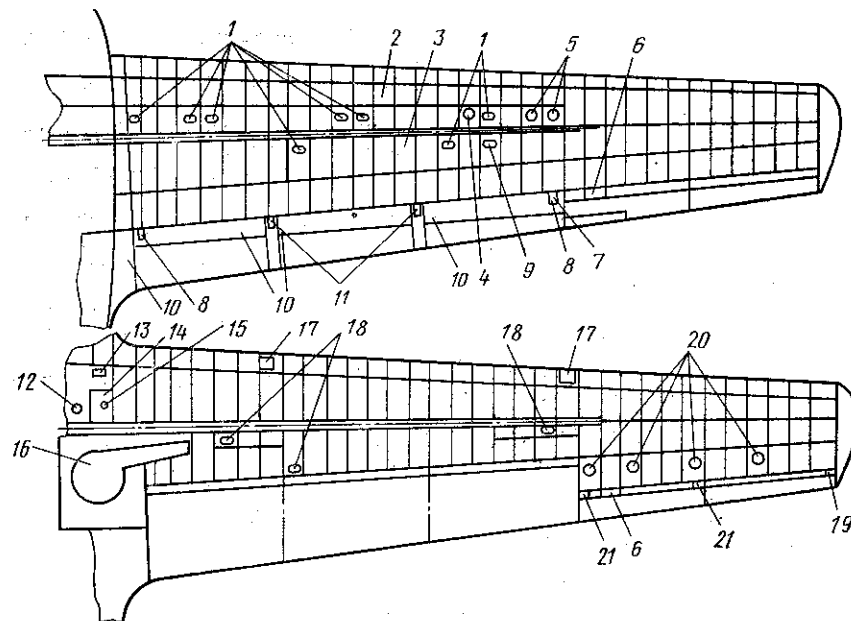


Рис. П.28. Схема кессонного крыла пассажирского самолета:

1 — люки датчиков топливомера; 2 — съемный люк бака-кессона; 3 — съемная панель; 4 — люк заливной горловины топливного бака; 5 — люки подхода к арматуре топливной системы; 6 — люк подхода к электромеханизму управления триммером; 7 — люки подхода к карданному шарниру винтовой пары управления закрылками; 8 — отверстия для прохода винтовой пары управления закрылками; 9 — люк подхода к индукционному датчику; 10 — люки подхода к гайке болта ролика закрылка; 11 — люки подхода к карданному шарниру винтовых пар управления закрылками; 12 — люк подхода к крановому шарниру принудительного слива топлива; 13 — люк подхода к сливному крану топливного аккумулятора; 14 — люк подхода к агрегатам топливной системы; 15 — люк подхода к сливным кранам топливной системы; 16 — купол и ниша основной стойки шасси; 17 — люк подхода к трубопроводам системы противообледенения; 18 — люки подхода к арматуре топливной системы; 19 — люк подхода к узлу подвески элерона; 20 — люки подхода к качалке управления элеронами; 21 — люки подхода к узлам подвески элеронов

1. Авиационные силовые установки/Н. Т. Домотенко, А. С. Кравец, Г. А. Никитин и др. М.: Транспорт, 1976. 312 с.
2. Белянин П. Н. Производство широкофюзеляжных самолетов. М.: Машиностроение, 1979. 359 с.
3. Берсудский В. Е., Крысин В. Н., Лесных С. И. Технология изготовления сотовых конструкций. М.: Машиностроение, 1975. 295 с.
4. Быков Л. Т., Егоров М. С., Тарасов П. В. Высотное оборудование самолетов. М.: Оборонгиз, 1958. 340 с.
5. Вигдорчик С. А. Технологические основы проектирования и конструирования самолетов: в 3 ч. М.: изд. МАИ, 1974—1976. Ч. I—III.
6. Гиммельфарб А. Л. Основы конструирования в самолетостроении. М.: Машиностроение, 1980. 367 с.
7. Ендогур А. И., Вайнберг М. В., Иерусалимский К. Н. Сотовые конструкции: выбор параметров и проектирование. М.: Машиностроение, 1986. 200 с.
8. Зернов И. А., Коноров Л. А. Теоретические основы технологии и процессы изготовления деталей самолетов: Учеб. пособие для авиационных вузов и факультетов/Под общ. ред. Л. В. Голяева. М.: Оборонгиз, 1960. 631 с.
9. Кан С. Н., Свердлов И. А. Расчет самолета на прочность. М.: Оборонгиз, 1958. 292 с.
10. Киселев В. А. Проектирование оптимальных конструкций//Тр. МАИ. 1984. 28 с.
11. Комаров В. А. «О рациональных силовых конструкциях крыльев малого удлинения»//Тр. КуАИ. Вып. XXXII. 1968. С. 6—26.
12. Конструирование деталей: Учеб. пособие к курсовому проектированию/Под ред. И. А. Шаталова. М.: Изд. МАИ, 1985. 84 с.
13. Конструкция и прочность самолетов/В. Н. Зайцев, Г. Н. Ночевкин, В. Л. Рудаков, Ж. С. Черненко. Киев: Вища школа, 1974. 541 с.
14. Лизин В. Г., Пяткин В. А. Проектирование тонкостенных конструкций. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 344 с.
15. Применение титана в народном хозяйстве/Под ред. А. Т. Туманова. Киев: Техника, 1975. 200 с.
16. Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник в 3 т./Под общ. ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко, Т. 2. М.: Машиностроение, 1968. 464 с.
17. Синицын В. Ф. Выбор оптимальных панелей, жесткости и веса крыла//Тр. ЦАГИ. Вып. 1682, 1975. 22 с.
18. Справочная книга по расчету самолета на прочность/М. Ф. Астахов, А. В. Караваев, С. Я. Макаров, Я. Я. Суздальцев. М.: Оборонгиз, 1954. 702 с.
19. Теория и практика проектирования пассажирских самолетов/Сб. статей. Под ред. Г. В. Новожилова. М.: Наука, 1976. 439 с.
20. Технология самолетостроения: Учебник для студентов авиационных вузов/А. Л. Абибов, Н. М. Бирюков, В. В. Бойцов и др. Под ред. А. Л. Абибова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. 551 с.
21. Хертель Г. Тонкостенные конструкции. М.: Машиностроение, 1965. 588 с.
22. Шульженко М. Н. Конструкция самолетов. М.: Машиностроение, 1971. 416 с.
23. Шэнли Ф. Р. Анализ веса и прочности самолетных конструкций. М.: Оборонгиз, 1957. 406 с.
24. Kolom A. L. Titanium Diffusion-bounded Honeycomb-Optimum Structure for Material Joining Medium and Configuration. Journal of Aircraft. V. 6. N. 5. P. 410—415. Sept.—Oct., 1969.

А

Аванпроект (техническое предложение) 5
 Авиапромышленный комплекс (АПК) 355
 Авиационно-ремонтный комплекс (АРК) 355
 Авиационно-эксплуатационный комплекс (АЭК) 354
 Авиационный комплекс 364
 Агрегат 15, 103, 369
 Алгоритм 47
 — проектирования 113, 178
 Аэродинамическая компоновка 5, 362

Б

Базирование по поверхности обшивки 129
 Балансир 249
 Башмак стыкового узла 95, 96
 Бимс 288, 338
 Бобышка 217
 Борт 255

В

Взаимозаменяемость 206
 Весовая балансировка 249
 Внешние функции самолета 356
 Внешняя поверхность 127
 Внутренние функции самолета 356
 Воздушный опорный комплекс (ВОК) 357
 Выдвижные закрылки 225
 Вырезы большие 333
 — малые 273
 Высокоплан 270

Г

Геометрическое представление информации 116
 Герметизация 156
 Гермоотсеки 277
 Гибка в валах 147
 Гибкость 20
 Гофрированная стенка 187
 Гофровая панель 142
 Грань ячейки 161
 График определения коэффициента K при расчете проушины 384
 ГРАФОР 117
 Гребенчатое стыковое соединение 99

Д

Двухполая плоская балка 23, 24, 104
 Действующие напряжения 158, 159

Дефекты поверхности 304
Дефлектор 226, 230
Деформация стрингеров 284
Диаметральный натяг 42
Диффузионно-сварные панели 143
Длина участка затухания 318, 322
Допуск на отклонение обводов 127

Е

ЕСКД (Единая система конструкторской документации) 15, 52, 364

Ж

Жесткость 183, 188, 191, 270
Живучесть 9, 212

З

Закрылки 219, 223—229, 234—239
Закрытая малка 30, 185
Заполнитель 143
Защемление кромок 159, 162
Защитный комплекс (ЗК) 357
Вемной комплекс (30К) 357
Зиговка 30

И

Изгиб панели с растяжением 148
Исполнительный комплекс (ИК) 357

К

Карданный шарнир 86
Каретки 225, 236
Катаная панель 140
КК (кибернетический комплекс) 357
Клееклепаная панель 134
Клеесварная панель 134
Кница 213
Компенсаторы 129, 299
Композиционный материал 14, 135
Компоновка самолета 5, 373
Конструктивно-силовая схема 16
Конструктивный разъем 5
Контейнер для склеивания 145
Контур (площадь контура) 22, 189, 261
Концентрация напряжений 26, 204
Коррозия 304
Косынка 10
Коэффициент безопасности 265
— использования материала 10
— качества изготовления 162, 163
Критические напряжения 159—161
Кронштейн 38, 71—80, 82—87, 92
— с компенсатором 85
Крупноблочный элемент 10
Крыло с изменяемой стреловидностью 214, 215
Крышки люков 330
Кулисный механизм 222

Л

Летно-технические характеристики (ЛТХ) 5, 365
Литая панель 141

М

Макет самолета 5, 364, 367
Малка 30, 185, 186
Малоподвижное соединение 39
Масса панели 170
Материальная структура самолета 356
Мембрана 214
Местная потеря устойчивости 159
Метод конечных элементов (МКЭ) 118, 119, 387
Механизация 221—223
Многослойная конструкция 141, 142
Модуль сдвига заполнителя 162
Монолитная панель 135—138, 201, 202

Н

Надежность 8, 253
Накладка 10, 111
Наплыв 215
Направляющий рельс 215
Напряженность 135
Начальные неправильности 161
Неподвижное соединение 38
Неразъемные соединения 38
Несиловая поддерживающая качалка 87
Несущая способность лонжеронов 180
Несущий слой 143
Нормы летной годности (НЛГ) 371

О

Обводы агрегата 127
Обод 299
Общая потеря устойчивости 159
Объемная компоновка 362
— масса заполнителя 161
Огранивание 287
Окантовочный элемент 143
Оперативный функциональный комплекс (ОФК) 354
Оптимизация параметров панели 166
Осевой натяг 42, 45
Особенности труда конструктора 376
Отбортовка 30, 191
Отклоняющиеся носки 221
Отъемная часть крыла (ОЧК) 210

П

Панель 125
Панельные конструкции 125
Параметр сдвига 162
Перегрузки 265
Периферийные устройства ЭВМ 115
Переменная малка 128
Переставной стабилизатор 262
Перфолента 124
Петля шомпола 68

Поверхность каркаса 127
 Подвижное соединение 39
 Подкос 121, 177, 243
 Подкладочная лента 283
 Полезная нагрузка 5
 Полотно 32
 Полумонококовые схемы 268
 Полусводы 267, 278
 Поперечный набор 15
 Последовательность операции при конструировании 379
 Потайная замыкающая головка (ПЗГ) 42
 Потеря устойчивости 120, 157—159, 278
 Пояс 191, 196, 206
 Предкрылки 221
 Приведенная масса 292
 — толщина обшивки 180
 Примеры применения усиленных нервюр 193—195
 Прогиб обшивки 235
 Продольный набор 15
 Проектирование панелей 125
 — самолета 363
 Проектно-расчетный расчет 5, 157, 191
 Противообледенительные устройства 213
 Проушины неподвижных соединений 59
 — подвижных соединений 61, 79

Р

Рабочая документация 368
 Рабочий проект 5
 Равнопрочность 18, 51
 Радиус гиба 31
 Разъемное соединение 38
 Разъемы технологические 268
 Рациональная конструкция 126
 Рациональные параметры панелей 167
 Ребро 32, 89—92
 Редуцированная площадь 179
 Ремонтопригодность 9
 Ресурс 41, 199
 Рифт 30, 197

С

Самолетный функциональный комплекс (СФК) 352, 362
 Сборка по базе «поверхность каркаса» 127
 Сборная панель 133
 Сборочная единица 15, 103
 Сборочное приспособление 128
 Сдвиг заполнителя 166
 Сержа 85, 251
 Силовая панель 131
 — увязка конструкции 103, 108, 112, 113
 Силовой элемент 143
 — поток 25
 Силовые поворотные качалки 87
 Система автоматического конструирования 114, 381
 Склеяка на ус 57
 Сопротивление усталости 13, 17, 71
 Составной элемент 10
 Составные шпангоуты 299

Сотовая панель 143—147
 Створки люков шасси 334
 Стеклопластик 135
 Стоимость панелей 125
 Стык 27, 209—211
 Стык с лентой 206, 208
 Стыки эксплуатационные 268
 Стыковка панелей 125
 Стыковой башмак 96, 207
 — узел 26, 93
 — — с горизонтальной базой 101
 — элемент 126
 Стыковые соединения 153
 Ступица качалки 88
 Сухарь 217, 250
 Схема навески 224
 — функциональной дифференциации 358
 — членения 372
 Съёмная панель кессона 212

Т

Тактико-технические требования (ТТТ) 5
 Теорема Журавского—Шведлера 190
 Теоретический чертеж 369, 399
 Техническое задание (ТЗ) 364
 Технологические ограничения 120
 Технологический люк 9
 Технологическое проектирование 114
 — членение 5
 Технологичность конструкции 7, 8
 Типовая конструкция стыка 155
 Топливный эквивалент 220, 281
 Травление 137, 138

У

Удельная жесткость 53
 — прочность 12, 53
 Узел 15, 264
 Унификация элементов 8

Ф

Файл 124
 Фактический шаг шпангоута 279
 ФАП-КФ 123
 Фирма «Стресскин» 143
 Фитинг 10, 108—112, 290
 Фланец 208
 Фокус 215
 Фрезерованная панель 137
 Функциональная дифференциация 356
 Функциональное ядро 351
 Функциональные компоненты 356

Х

Хвостовик узла 94
 Химическое фрезерование 138

Ц

Целевая нагрузка 6, 353
 — отдача 376

Целевой комплекс (ЦК) 357
 Цельноповоротное горизонтальное оперение 251
 Центр жесткости (ЦЖ) 21, 47, 98
 — масс (ЦМ) 21

Ч

Числовое программное управление 115, 124

Ш

Шарнирная опора 159
 — связь 22
 Шарнирный стыковой узел 93, 215
 — момент 251, 255
 Шомпольное соединение 68—70, 223, 224
 Шпангоуты нормальные 278, 295—302
 — стыковые 316—319
 — усиленные 272, 304—316
 Штампованная панель 140—141
 Штырь 250

Щ

Щелевые закрывки 225—226
 Щитки 221—223

Э

Эквивалентная толщина 274
 Эквивалентный диаметр 275
 Эксплуатационный люфт 220
 Электронно-вычислительная машина (ЭВМ) 6, 47, 114—118, 120, 175
 Элемент конструкции 15
 Энергетический комплекс (ЭК) 357
 Эскизный проект 5, 366, 371

Я

Ячейка сотового заполнителя 143

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
ГЛАВА 1. Общие вопросы проектирования самолетных конструкций	5
1.1. Характеристика условий работы самолетных конструкций и требования, предъявляемые к их проектированию	5
1.2. Характеристика рациональных технологических процессов изготовления самолетных конструкций	9
1.3. Выбор материала конструкции	12
ГЛАВА 2. Проектирование элементов конструкции	15
2.1. Элементы конструкции по ЕСКД	15
2.2. Основные принципы рационального проектирования элементов конструкции самолета	16
2.3. Способы обеспечения прочности при минимальной массе конструкции	19
2.4. Проектирование деталей, изготавливаемых разными технологическими способами	29
ГЛАВА 3. Проектирование соединений элементов конструкции	38
3.1. Типы соединений элементов конструкции	38
3.2. Виды соединения деталей	40
3.3. Проектирование и расчет проушин	59
3.4. Установка подшипников	67
3.5. Шомпольные соединения	68
ГЛАВА 4. Проектирование стыковых узлов, кронштейнов и качалок	71
4.1. Проектирование кронштейнов навески управляющих поверхностей	71
4.2. Проектирование кронштейнов навески рулей, допускающих компенсацию в осевом направлении	85
4.3. Проектирование подвески рулей типа карданного шарнира	86
4.4. Проектирование кронштейнов и качалок системы управления	87
4.5. Проектирование стыковых узлов	92
ГЛАВА 5. Силовая увязка конструкции и проектирование ее соединительных элементов	103
5.1. Создание агрегатов самолета из отдельных силовых элементов	103
5.2. Формирование конструкции тонкостенных контурных подкрепленных балок	105
5.3. Силовая увязка конструкции, проектирование распределительных элементов — фитингов, накладок и косынок	108
ГЛАВА 6. Применение ЭВМ при проектировании силовых элементов конструкции	114
6.1. Геометрическое представление информации	116
6.2. Распределение в пространстве силового материала	118
6.3. Учет технологических ограничений	120

	6.4. Автоматизированный выпуск рабочих чертежей . . .	123
	6.5. Автоматизированное изготовление деталей	123
ГЛАВА 7.	Проектирование панелей	125
	7.1. Обеспечение формы и качества внешней поверхности агрегатов самолета	127
	7.2. Виды силовых панелей	131
	7.3. Проектирование стыковых соединений панелей	149
	7.4. Проектировочный расчет на прочность панелей	157
	7.5. Проектирование панелей минимальной массы	166
ГЛАВА 8.	Проектирование конструкции крыла	175
	8.1. Ограничения, накладываемые на конструктивно-силовую схему крыла	175
	8.2. Алгоритм проектировочного расчета крыла	178
	8.3. Выбор конструктивно-силовых схем элементов лонжеронных крыльев	182
	8.4. Проектирование усиленных нервюр	193
	8.5. Связь лонжеронного крыла с фюзеляжем	198
	8.6. Особенности проектирования моноблочных и кессонных крыльев	198
	8.7. Особенности проектирования крыла изменяемой геометрии	214
	8.8. Проектирование конструкции механизации крыла	248
ГЛАВА 9.	Проектирование конструкции оперения	242
	9.1. Проектирование конструкции киля и стабилизатора	242
	9.2. Проектирование конструкции рулей и элеронов	246
	9.3. Особенности проектирования конструкций цельноповоротного оперения	251
	9.4. Особенности проектирования конструкции и установка переставного горизонтального оперения	262
ГЛАВА 10.	Проектирование конструкции фюзеляжа	265
	10.1. Разработка конструктивно-силовой схемы	265
	10.2. Проектировочные расчеты и определение параметров конструктивных элементов	273
	10.3. Проектирование обшивок и продольных элементов каркаса	280
	10.4. Проектирование шпангоутов	294
	10.5. Особенности работы фюзеляжа в местах действия сосредоточенных сил	319
	10.6. Проектирование конструкций в зоне вырезов	329
	10.7. Особенности проектирования герметичных отсеков	343
ГЛАВА 11.	Проектирование планера в системе проектирования самолета	352
	11.1. Самолет — элемент сложного комплекса	352
	11.2. Самолет и планер	355
	11.3. Планер на стадиях проектирования самолета	363
	11.4. Задачи проектирования планера и критерии оценки проектных решений	371
	11.5. Труд и творчество конструктора	376
ПРИЛОЖЕНИЯ		382
	1. Основные металлические материалы, применяемые в авиастроении	382
	2. Типовая разбивка чертежей самолета на конструктивные группы	383
	3. Дополнительные данные для расчета проушин	384
	4. Определение потребных сечений поясов кронштейна для трех вариантов	385

5. Краткие сведения о методе конечных элементов	387
6. Типовые задачи для лабораторно-практических занятий по курсу «Конструирование узлов и деталей самолета»	389
7. Конструкции силовых узлов при применении панелей с сотовым наполнителем	395
8. Создание теоретических чертежей отдельных частей самолета	399
9. Типовые конструктивно-силовые схемы крыльев	403
10. Типовые люки, имеющиеся на крыле пассажирского самолета	405
Список литературы	406
Предметный указатель	407