

629.73
B65~

МИНИСТЕРСТВО
ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ СЕРГО ОРДЖОНИКИДЗЕ

Е.С. ВОЙТ

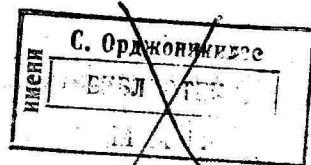
32.941 ед.

КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ
САМОЛЕТА

Учебное пособие

Для дневной и вечерней форм обучения

Утверждено
на заседании редсовета
25 апреля 1979 г.



МОСКВА 1980

В пособии рассмотрены вопросы конструирования подвижных, малоподвижных соединений. Приведены алгоритмы расчета, необходимые для использования ЭВМ на лабораторно-практических занятиях. Даются рекомендации по конструированию кронштейнов, качалок систем управления подвижных соединений элементов шасси, алгоритм расчета проушин. Рассмотрены вопросы силовой завязки конструкции, конструирования косынок, фитингов и накладок.

© Московский авиационный институт, 1980 г.

A18(075)
B654

ВВЕДЕНИЕ

К самолетным конструкциям предъявляется большое количество требований, таких, как прочность при минимальной массе, надежность и долговечность, жесткость, производственная и эксплуатационная технологичность. В связи с этим конструктор должен обладать широким кругом знаний из различных областей науки, а именно: прочности, аэродинамики, аэроупругости, технологии производства и технологии эксплуатации и т.д. — и умением, учитывая часто противоречивые требования, предъявляемые к конструкции самолета, найти наиболее рациональное решение конструкции детали, узла и агрегата самолета. Инженер-конструктор должен хорошо владеть современными методами проектировочных расчетов элементов авиационных конструкций с тем, чтобы иметь возможность еще в процессе конструирования оценить необходимые сечения и массу создаваемых деталей и узлов. Значительную помощь конструктору могут оказать ЭВМ, использование которых позволит просмотреть за короткий промежуток времени большое количество возможных вариантов с целью установления оптимальной конструктивной схемы. Но заменить творческую мысль человека машина не может, она является только его помощником, и чем глубже развито конструкторское мышление проектанта, тем шире возможности его общения с машиной. Спецификой науки конструирования является то, что ее нельзя освоить только слушая лекции, изучая учебники и анализируя ранее созданные конструкции. Чтобы стать конструктором, необходимо делать самостоятельные попытки синтеза конструкции. Чем больше самостоятельных конструкторских решений, тем глубже приобретаемые навыки конструирования. Эти навыки студенты должны получить в процессе лабораторно-практических занятий по курсу, чтобы закрепить их в дальнейшем при выполнении курсовых проектов.

Глава 1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ САМОЛЕТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ СОЗДАНИЯ ПРОЕКТА САМОЛЕТА

При создании самолета проектно-конструкторские работы проводятся в основном в три этапа:

Этап разработки аванпроекта — по заданным техническим требованиям (ТТ) 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 предварительную компоновку (взаимное размещение), разрабатывает силовые схемы основных агрегатов, предварительные схемы технологического членения и выбирает материал конструкции.

Этап разработки эскизного проекта — более глубокое обоснование ЛТХ самолета за счет широкого применения экспериментальных работ (продувки, моделирования систем, специальных стендов и т.д.), а также расчетов на ЭВМ. Чем подробнее и глубже проведены на начальных этапах экспериментальные работы, тем меньше будет процесс доводки самолета (который в ряде случаев составляет несколько лет), тем раньше самолет выйдет в полет и не успеет морально устареть в процессе его создания.

На этом этапе проводится более глубокая разработка конструкции агрегатов, технологических и конструктивных разъемов, компоновки самолета в целом. По нагрузкам, заданным отделами прочности и аэродинамики, конструктор проводит подробные проектировочные расчеты и с точностью до 5% подсчитывает массу будущей конструкции (при этом проводятся широкие опытные работы по обоснованию выбранных типов конструкции).

Этап рабочего проектирования — разработка комплекта рабочих чертежей на все агрегаты самолета и их элементы, а также комплекта документации (технологической, эксплуатационной и т.д.) в необходимом объеме. На этом этапе конструктор должен уметь конструировать детали, изготавливаемые разными технологическими методами, проводить проектировочные расчеты и точно определять массу, оформлять рабочие чертежи в соответствии с ЕСКД.

§ 2. ВЛИЯНИЕ МАССЫ НА ЛТХ САМОЛЕТА

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

Для качественной оценки влияния массы на основные летные характеристики рассмотрим несколько примеров.

1. Тяга, потребная для горизонтального полета, определяется выражением $P_n = \frac{G}{K}$, где K - аэродинамическое качество. Чем больше масса самолета, тем больше потребная тяга, а следовательно, и больше масса и лобовое сопротивление двигателя.

2. Посадочная скорость самолета определяется выражением

$$V_{\text{пос}} = A \sqrt{\frac{2G}{\rho_0 S C_y}},$$

где A - коэффициент, учитывающий влияние земли; S - площадь крыла; ρ_0 - плотность.

$V_{\text{пос}}$ будет при $C_{y \min}$, при этом требуются также и меньшие длины пробега после посадки, т.е. меньшие габариты аэродрома.

3. Высота полета определяется плотностью на высоте

$$\rho_H = \frac{2G}{C_y V^2 S},$$

где ρ_H - плотность на высоте.

При наименьшей плотности, т.е. на большей высоте, можно осуществлять горизонтальный полет при $C_{y \min}$, так как $\rho_{H \min}$ при $C_{y \min}$.

В процессе создания самолета надо обеспечить его минимальную массу, определяемую на стадии предварительного проектирования в соответствии с ЛТХ данного самолета, задаваемыми ТТ.

Многие самолеты на стадии проектирования и в процессе летных испытаний бракуются из-за перетяжеления и ухудшения ЛТХ.

8 3. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КАК ОДИН 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 минимальной стоимости.

Технологические процессы весьма разнообразны, однако существует ряд требований, общих для большинства из них:

1. Применение большего количества стандартных и нормальных элементов, что позволяет осуществить 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 отступлениями. Это приводит к увеличению повторяемости процессов изготовления, повышению серийности, снижению себестоимости (например, применение конструктивно подобных крошечных, накладок, выполнение крыла, кия и стабилизатора идентичной конструкции и т.д.).
3. Преемственность конструкций, т.е. создание новых конструкций с использованием уже освоенных технологических процессов, что снижает трудоемкость. (При переходе на принципиально новые конструкции, например на стальные вместо освоенных дюралевых, приходится менять всю оснастку и резко задерживается начало производства.)
4. Простота форм, облегчающая механизацию технологических процессов.
5. Возможно меньшие требования к точности и чистоте обработки поверхности, что снижает трудоемкость, а следовательно, и стоимость.

Понятие "технологичность" относительно; его надо рассматривать применительно к конкретному уровню развития техники. Технологичные конструкции спустя некоторое время становятся нетехнологичными. Желанием каждого конструктора является создание такого самолета, удовлетворяющего ТТ, который имел бы G_{min} , минимальные сроки создания, малую трудоемкость изготовления и, следовательно, малую себестоимость. Но, к сожалению, требование минимальной массы противоречит другим, в частности, малой трудоемкости (лишние разъемы увеличивают массу, но создают удобство при изготовлении). Поэтому конструктору всегда приходится

отыскивать компромиссные решения, и чем ближе он подойдет к оптимальному, тем совершеннее будет новая конструкция. В данном случае на помощь может прийти ЭВМ. При этом конструктор должен учитывать, что сокращение количества и укрупнение деталей — основа уменьшения массы самолета и внедрения прогрессивных технологических процессов, а также уменьшения трудоемкости и стоимости изделия.

Действительно, многодетальность обычно утяжеляет конструкцию, требуя большего количества крепежа, при проектировании она приводит к выпуску большего количества чертежей, требующих взаимной увязки и больших затрат времени. Многодетальность усложняет управление производством, увеличивает его трудоемкость, приводит к непроизводительной загрузке станочного парка, к непроизводительному использованию мощных прессов, к увеличению трудоемкости сборочных работ.

§ 4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ, ЖИВУЧЕСТИ И УДОБСТВА ЭКСПЛУАТАЦИИ

Надежность и живучесть — понятия довольно близкие, и имеется много общих мероприятий для их обеспечения.

Надежность — свойство самолета, обеспечивающее нормальное функционирование в заданных нормальных условиях в течение заданного периода времени.

Надежность является внутренним свойством конструкции или системы и обеспечивается в основном внутренней структурой самолета — надежностью материала (высокой усталостной прочностью), надежностью конструктивной схемы (например, кессон со многими стенками), надежностью систем (дублирование, резервные системы).

Живучесть — способность самолета функционировать при действии на него различных внешних неблагоприятных факторов. Например, отказала гидросистема вследствие разрушения гидропровода от внешней причины — работает вторая гидросистема. Для обеспечения

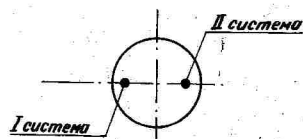


Рис. 1.1

надежности и живучести в данном случае применяются одни и те же мероприятия, но при разных к ним подходах. С точки зрения надежности неважно, где расположить дублирующую систему, с точки зрения живучести ее надо располо-

жить на другом борту самолета (рис. 1.1). Поэтому живучесть в значительной степени определяется компоновочными мероприятиями.

Долговечность, иначе ресурс, – общее время работы самолета с промежуточными ремонтами до полного износа. В настоящее время пассажирские самолеты имеют ресурс порядка 30 000 ч.

Простота эксплуатации и ремонтпригодность. При создании самолета очень важно обеспечить простоту его эксплуатации – удобство подхода к объектам обслуживания, удобство проведения регламентных и ремонтных работ. В самолете имеется большое количество элементов, требующих замены в процессе эксплуатации (например, бронзовые втулки в шарнирных соединениях, отдельные подшипники и т.д.). При разрушении элементов крыла, оперения и т.д. желательно иметь подход для проведения ремонта. (Для этого на ряде самолетов в конструкции крыла, оперения выполняют отъемные панели для подхода при ремонте нервюр, лонжеронов и т.д.)

§ 5. ВЫБОР МАТЕРИАЛА КОНСТРУКЦИИ

При создании новой конструкции одним из определяющих факторов ее совершенства является правильный выбор применяемого материала. Поэтому при выборе материала необходимо учитывать:

- а) стоимость материала;
- б) возможность применения данного материала при технологических процессах, необходимых для изготовления детали заданной конфигурации и габаритов;
- в) степень освоения технологических процессов по обработке данного материала;
- г) возможность использования данного материала в условиях эксплуатации будущей конструкции;
- д) наибольшую прочность и жесткость материала при наименьшем удельном весе;
- е) усталостные характеристики материала, характеризующиеся скоростью наступления усталостных разрушений и скоростью их распространения.

Установлено, что материалы по-разному работают на разные виды нагружения и деформаций. 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 его удельная прочность. Для геометрически подобных сечений при нормальной температуре коэффициенты могут быть записаны как $\frac{\sigma_A}{\gamma}$ — растяжение; $\frac{\sqrt{E}}{\gamma}$ — продольный изгиб; $\frac{\sqrt{G}}{\gamma}$ — поперечный изгиб; $\frac{\tau_0}{\gamma}$ — сдвиг.

Важнейшим критерием при выборе материала является его усталостная прочность, характеризующая скорость появления разрушений при циклическом нагружении, а также скорость распространения этих трещин. Усталостная прочность характеризуется кривой Веллера (рис. 1.2).

Критерий $\frac{\sigma}{\gamma}$ необходимо учитывать при выборе материала для конструкций, подвергающихся действию циклических нагрузок (крыло, оперение, шасси). Для элементов конструкции, работающих в условиях кинетического нагрева, большое значение имеет подзучность материала, характеризующаяся $\sigma_{0.2}$, и критерий $\frac{\sigma_{0.2/100}}{\gamma}$, где $\sigma_{0.2/100}$ — 100 ч при напряжении предела пропорциональности.

Не во всех случаях материал конструкции выбирается из условия прочности. Существует большое число (до 30%) мало нагруженных элементов, таких, как часть поперечного набора у концов крыла и оперения, различные детали оборудования и др. Если эти элементы выполнять из высокопрочных материалов, то требуемые сечения могут оказаться столь малыми, что их по технологическим соображениям невозможно изготовить. Для этих элементов надо применять легкие алюминиевые и магниевые сплавы.

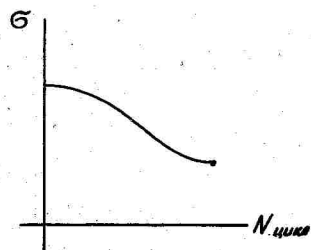


Рис. 1.2

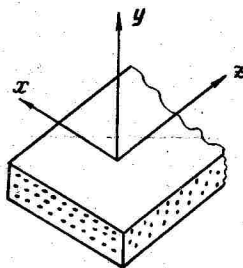


Рис. 1.3

Материал конструкции существенно влияет на ее массу, стоимость и технологичность. Учесть при выборе материала все факторы инженеру помогает его практический опыт.

В самолетостроении достаточно широко применяются неметаллические материалы (для носовых радиопрозрачных ко-

ков, остекления кабины, тепло- и звукоизоляции, для различного рода прокладок, уплотнений и т.п.).

Применение композиционных материалов

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 наполнителя могут быть использованы волокна высокопрочных материалов, таких, как углерод, бор, кремний, графит, бериллий и др. (для несилевых конструкций — стекло), 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 x и z . 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.

Ориентировочные данные волокон приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Наименование	γ	$\sigma_s \cdot 10^3$	$E \cdot 10^3$	$\frac{\sigma_s}{\gamma}$	$\frac{E}{\gamma}$
Бор ϕ 100 м	2,6	320	42 000	123	16 000
Углерод ϕ 7 м	1,75	280	35 000	160	20 000
Стекло	2,35	350	700	149	3 000
Нитевидные кристаллы	4,00	1500	43 000	380	11 000

Данные отдельных КМ приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Состав	γ	$\sigma_s \cdot 10^3$	$E \cdot 10^3$	$\frac{\sigma_s}{\gamma}$	$\frac{E}{\gamma}$
Al + B (50%)	2,7	110	25 000	41	9200
Al + C (40%)	2,2	80	14 000	36	6300
Ti + B (50%)	3,5	175		50	7500
Ti + C (50%)	3,2	110		35	8400
Сталь 30ХГСА	7,8	160	18 000	20	2400
Титан BT-6	0,5	100	12 000	22	2700
Алюминий В-93	2,8	50	7 000	18	2500

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 препятствует высокая стоимость и отсутствие опыта проектирования. Особую сложность пока вызывают стыковые соединения подобных конструкций. Но значительный выигрыш в массе и возможные преимущества в надежности подобных конструкций позволят широко их применять в дальнейшем. В настоящее время развернуты широкие опытные работы по внедрению КМ в самолето- и в двигателестроении. Отдельные конструктивные элементы из КМ проходят уже испытания на некоторых самолетах ("Конкорд", F-16, АН и др.).

Глава 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ

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 из одного куска листового материала);

сборочная единица - изделие, составные части которого подлежат соединению на заводе-изготовителе, например, сварной цилиндр стойки шасси;

комплекс - два или более специфицированных изделия, не соединенных на заводе-изготовителе сборочными операциями, но предназначенных для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций, например, самолет с установленными УРС.

В авиационной промышленности еще широко применяются старые понятия - "узел" и "агрегат".

Классификация основных элементов конструкции

Все элементы, составляющие конструкцию самолета, можно разделить на:

- 1) элементы внешней поверхности - обшивки;
- 2) элементы каркаса:

- а) элементы продольного набора – лонжероны, стрингеры, бимсы, стенки;
- б) элементы поперечного набора – нервюры, шпангоуты;
- 3) элементы соединения – узлы подвески, косынки, накладки, кронштейны и т.п.;
- 4) элементы управления и механизмов – качалки, траверсы, детали шасси и силовых цилиндров, тяги и т.д.;
- 5) элементы крепления – болты, гайки, шайбы, винты, валики, заклепки и т.д.

Большинство этих элементов стандартизовано.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ САМОЛЕТОВ

Для того чтобы рационально спроектировать тот или иной элемент конструкции, необходимо четко представлять себе его роль в общей конструктивно-силовой схеме объекта, понимать, какое участие данный элемент принимает в работе конструкции, т.е. от какого элемента он воспринимает и на какой передает заданную нагрузку.

Для облегчения задачи начинающего конструктора можно назвать несколько положений конструирования, обязательных при проектировании наивыгоднейшей конструкции и не меняющихся с течением времени.

При проектировании элементов конструкции для уменьшения массы надо стремиться передавать силу кратчайшим путем и по возможности без изгиба.

В качестве примера рассмотрим передачу силы из точки А в точку В. При использовании для передачи силы стержня АВ, работающего на растяжение, мы получаем конструкцию минимальной массы (рис. 2.1, а). В конструкции, представленной на рис. 2.1, б, появляется дополнительный элемент DC, работающий на изгиб. Масса этой конструкции будет больше.

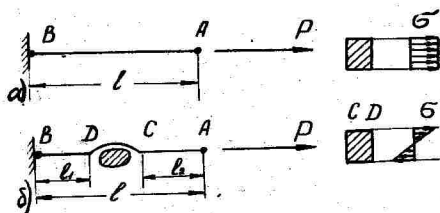


Рис. 2.1

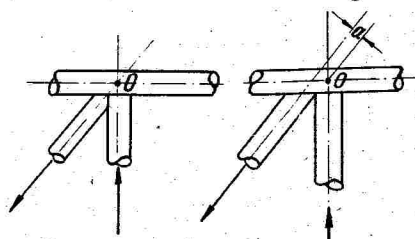


Рис. 2.2

Это объясняется тем, что при растяжении и чистом сжатии эпюра нормальных напряжений по сечению равномерная и весь материал работает с полной загрузкой до σ_s . При изгибе наибольшие напряжения испытывают крайние волокна, наиболее удаленные от нейтральной оси, работающие с полной отдачей. Все остальные элементы сечения недогружены. В результате материал используется не полностью всем сечением и конструкция получается тяжелее. Характерным примером неправильного конструктивного решения является узел фермы, представленный на рис. 2.2,б. Осевые силы, направленные по оси стержней фермы, будут уравниваться, в случае пересечения осей всех стержней в точке 0 (рис. 2.2,а). При наличии эксцентриситета a пояс фермы догружается дополнительно изгибом, который может вызвать его преждевременное разрушение. Особенно вредно такое конструктивное решение отразится на усталостной прочности пояса фермы. В зоне дополнительного момента конструкция преждевременно разрушится от усталости при работе на повторные нагрузки.

При передаче силы необходимо стремиться к тому, чтобы большинство длинных элементов работало на растяжение, а коротких — на сжатие.

Пример 1. На рис. 2.3,а,б рассмотрены фермы. В варианте (а) на сжатие работают короткие стойки. Длинные раскосы работают на растяжение. В варианте (б) на сжатие работают длинные стержни — раскосы. Так как при сжатии стержень работает на устойчивость и может выучиться при $\sigma_{кр} < \sigma_s$, где $\sigma_{кр} = \frac{c \pi^2 E}{(\frac{L}{i})^2}$, то чем длиннее стержень, тем меньше его критическое напряжение, т.е. тем большим должно быть его сечение для увеличения радиуса инерции $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$, где F — площадь сечения; J — момент инерции, а следовательно, тем больше будет масса конструкции.

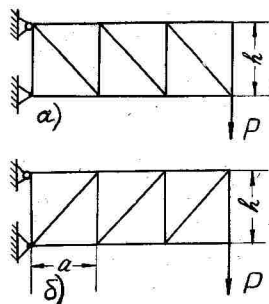


Рис. 2.3

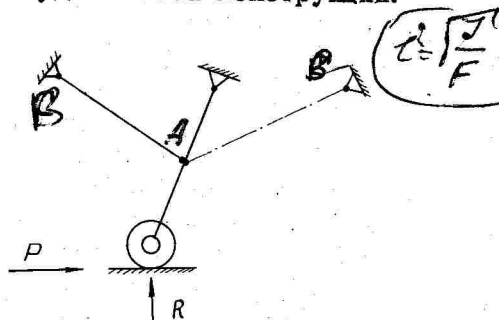


Рис. 2.4

Пример 2. На рис. 2.4 приведена схема стойки шасси. Если подкос поставлен в направлении AB , он работает на растяжение, в направлении AC — на сжатие. В первом варианте подкос будет легче.

При проектировании конструкций надо стремиться к равнопрочности.

Правильно спроектированная деталь (узел) должна разрушиться по всем сечениям при достижении действующей силой разрушающей нагрузки. Например, в представленном на рис. 2.5 кронштейне при достижении силой P разрушающей нагрузки должны одновременно срезаться все болты, разорваться проушина по сечениям $A-A$ и $B-B$ и т.д.

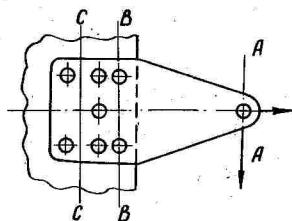


Рис. 2.5

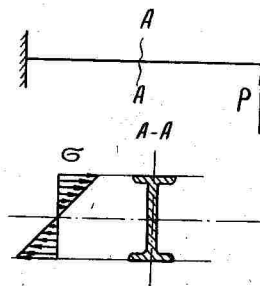


Рис. 2.6

При проектировании конструкций необходимо стремиться к равномерному предельному распределению материала в сечении.

Например, для балки, работающей на изгиб (рис. 2.6), надо располагать основной материал подальше от нейтральной оси, чтобы он работал при напряжениях, близких к σ_v , т.е. использовался бы полностью.

Необходимо четко представлять себе способ изготовления конструкций:

- применять простейшие заготовки;
 - назначать минимальную чистоту обработки, необходимую для обеспечения правильной работы конструкции;
 - стремиться к минимальному числу деталей;
 - обеспечивать взаимозаменяемость;
 - не назначать чрезмерную точность изготовления там, где она не требуется.
- Это значительно снизит стоимость производства.

При проектировании конструкций необходимо стремиться к тому, чтобы все детали были работающими, чтобы по возможности одна деталь выполняла больше функций. Необходимо использовать все свободные объемы.

Например, кессон крыла на большинстве пассажирских самолетов используется одновременно как бак для горючего. Герметические кабины на большинстве самолетов являются одновременно элементом фюзеляжа, работающим на все его нагрузки.

Подкос на многих стойках шасси является одновременно цилиндром уборки. Стрингеры поддерживают обшивку при ее работе на устойчивость и одновременно воспринимают осевые усилия от изгиба и т.п.

§ 3. СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ПРИ МИНИМАЛЬНОЙ МАССЕ КОНСТРУКЦИИ

В самолетостроении сечения элементов конструкции подбирают по разрушающим нагрузкам и по разрушающим напряжениям. Для элементов, работающих на растяжение, за разрушающие принимают напряжения с учетом работы на усталость.

Для элементов, работающих на сжатие с потерей устойчивости, за разрушающее принимается критическое напряжение $\sigma_{кр}$.

Рассмотрим основные направления, по которым необходимо следовать для обеспечения прочности при наименьшей массе конструкции.

Правильный выбор формы сечения

При одинаковой прочности элементов конструкции, придавая разную форму сечениям, можно добиться снижения массы. При выборе формы сечения надо стремиться сосредоточивать основной материал в более напряженных зонах.

1) При растяжении и чистом сжатии (без потери устойчивости) элемента целесообразно применять симметричное сплошное сечение (рис. 2.7), поскольку напряжения равномерно распределены по всей высоте сечения.

2) При сжатии длинных элементов малого сечения происходит разрушение от потери устойчивости. Потеря устойчивости при этом может быть общая — потеря устойчивости оси (рис. 2.8,а) и местная (рис. 2.8,б). При местной потере

устойчивости ось остается прямой, но на поверхности появляются вмятины.

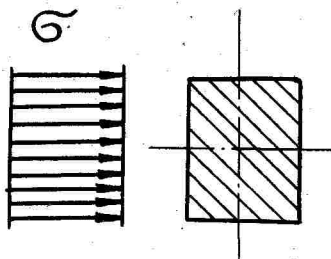


Рис. 2.7

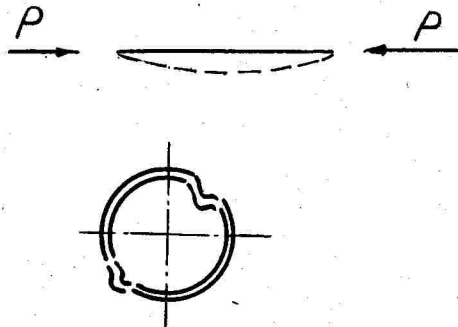


Рис. 2.8

При потере устойчивости в пределах применимости формулы Эйлера критическая сила и напряжение определяются выражениями

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 E J}{l^2} \quad \text{и} \quad \sigma_{кр} = \pi^2 \frac{E}{\left(\frac{l}{i}\right)^2},$$

где $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$ - радиус инерции; J - момент инерции; c - коэффициент заделки; l - длина стержня; $\frac{l}{i}$ - гибкость.

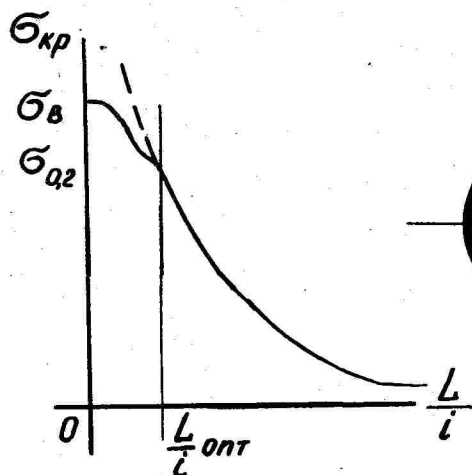


Рис. 2.9

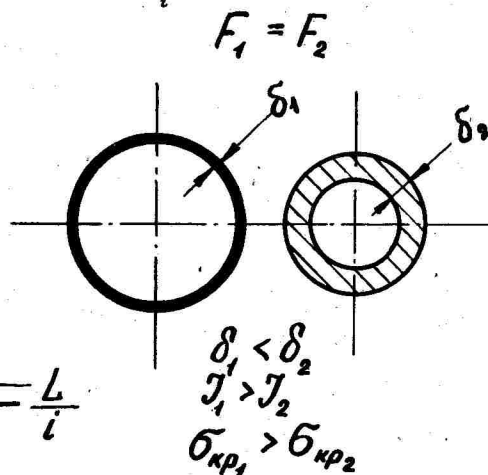


Рис. 2.10

Зависимость критического напряжения от гибкости приведена на рис. 2.9. Значение $\frac{l}{i}$ оптимальное, оно характеризует предел применимости формулы Эйлера (соответствует пределу текучести материала σ_s) при гибкостях,

меньших $\frac{t}{t_{опт}}$; материал начинает течь и $\sigma_{кр}$ можно определять только по эмпирическим формулам. Если рассмотреть работу на продольный изгиб двух труб равной площади (рис. 2.10), но разных диаметров и толщин, то очевидно, что для увеличения $\sigma_{кр}$ надо возможно больше 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

$$\sigma_{кр м} = \frac{0,9 k E}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2},$$

где k - зависит от формы и геометрии сечения и берется по справочникам; b - ширина элемента (для трубы $b = d$); δ - толщина элемента.

Учитывая общую и местную потери устойчивости, размеры сечения надо выбирать из условия $\sigma_{кр м} = \sigma_{кр}$.

Как правило, рекомендуется сечения труб и профилей, работающих на продольный изгиб, подбирать по графикам в справочниках по расчету самолета на прочность. В графиках учитывается общая и местная потери устойчивости, а также способы закрепления элемента и материал.

Для стержней, у которых центр жесткости не совпадает с линией центров тяжести сечений (по которой направлена действующая сила), помимо выпучивания наблюдается закручивание стержня. Это касается открытых профилей типа швеллера и уголка (рис. 2.11,а). Критические напряжения при этом значительно снижаются. Их значение определяется эмпирической формулой

$$\sigma_{кр} = \sigma_{\phi} \frac{1 + \gamma}{1 + \gamma + \gamma^2},$$

где

$$\gamma = \frac{\sigma_{\phi}}{\sigma_{\phi_3}}; \quad \sigma_{\phi_3} = \frac{c \pi^2 E}{\left(\frac{l}{i}\right)^2}.$$

Для повышения критического напряжения выгодно применять стержни с замкнутым контуром (рис. 2.11,б). Это осуществляется приклепыванием профиля к обшивке. Для определения критического напряжения местной потери устойчивости профиля открытого контура элементы, из которых состоит профиль, схематизируют в виде отдельных пластинок (рис. 2.12), имеющих соответствующее опирание кромок и нагруженных сжимающими силами.



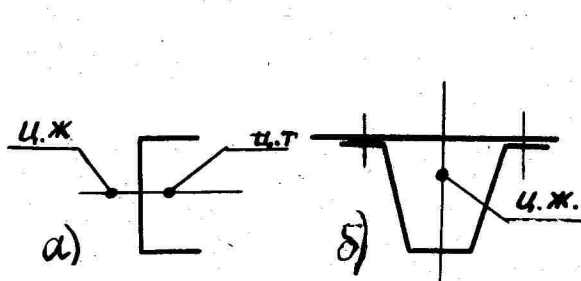


Рис. 2.11

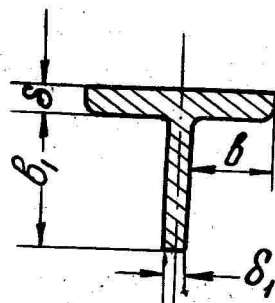


Рис. 2.12

3. Для элементов конструкции, работающих на кручение, необходимо создавать замкнутый контур. Для тонкостенных конструкций, чаще всего применяемых в самолетостроении, напряжение сдвига и погонное усилие при кручении определяются выражениями

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{2W\delta}; \quad q_{кр} = \frac{M_{кр}}{2W},$$

где $q_{кр}$ — погонный поток касательных сил; $M_{кр}$ — крутящий момент; δ — толщина контура; W — площадь, ограниченная средней линией контура.

Для уменьшения действующих напряжений надо увеличивать площадь контура, т.е. применять замкнутые сечения, по форме близкие к кругу. При выборе толщины обшивки δ надо учитывать возможность ее местной потери устойчивости.

4. Для элементов конструкции, работающих на поперечный изгиб, необходимо разнести основной материал сечения подальше от нейтральной оси — в зону максимальных напряжений. Типовые сечения представлены на рис. 2.13.

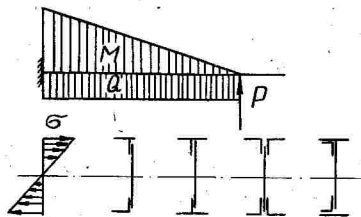


Рис. 2.13

В основном конструкции хороши, работающие на изгиб, представляют собой двупоясные плоские тонкостенные балки.

Рассмотрим подробнее работу такой балки на нормальные и касательные напряжения (рис. 2.14).

Обозначим через H_{cp} расстояние между центрами тяжести площадей поясов балки. Построим эпюру нормальных напряжений и эпюру погонных сил на единицу высоты сечения $p_i = \sigma_i b_i$, где σ_i — напряжение в данном волокне; b_i — ши-

рина, равная b для пояса и δ — для стенки. Эпюра погонных сил p , показывает, что в двухпоясной балке на нормальные силы практически работают только пояса. Это объясняется пренебрежимо малым значением момента инерции стенки.

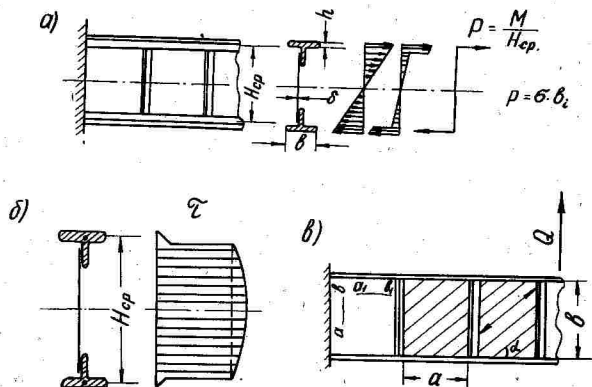


Рис. 2.14

Для определения усилий по поясам запишем

$$G = \frac{M_y}{J}, \quad J = 2 \frac{bh^3}{12} + 2bh \left(\frac{H_{cp}}{2} \right)^2.$$

Моментом инерции стенки пренебрегаем. Тогда

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

Так как $\frac{h^2}{12}$ много меньше $\left(\frac{H_{cp}}{2} \right)^2$, то для проекторочных расчетов первым членом можно пренебречь и записать

$$G = \frac{M \frac{H_{cp}}{2}}{2h b \left(\frac{H_{cp}}{2} \right)^2} = \frac{M}{H_{cp} b h} = \frac{M}{H_{cp} F_n}.$$

Отсюда площадь пояса будет

$$F_n = \frac{M}{H_{cp} G} = \frac{P}{G},$$

где $P = \frac{M}{H_{cp}}$ — осевая сила по поясу.

Полученное выражение тем точнее, чем меньше строительная высота пояса h . При выборе сечения поясов необ-

ходимо учитывать работу одного из них на сжатие. Поэтому при выборе соотношения ширины и высоты пояса надо учитывать возможность местной потери устойчивости ланкой пояса. Желательно подобрать такое соотношение $\frac{b}{h}$, при котором

$$\sigma_{кр.н} = \sigma_B \text{ (Считая, что пояс не теряет общей устойчивости.)}$$

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

$$\tau = \frac{Q S}{J b},$$

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

Построим эпюру касательных напряжений по сечению балки (рис. 2.14,б). Так как в выражении для τ величина $\frac{Q}{J} = \text{const}$, то изменение эпюры будет функцией от $\frac{S}{b}$. 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 $S_n = F_n \frac{H_{cp}}{2}$, намного превышает прирост от добавления статического момента отсеченной части стенки, то криволинейность эпюры весьма незначительна и ею при проекторочных расчетах можно пренебречь, приняв

$$\tau = \frac{Q}{H_{cp} \delta_{ст}} \quad \text{и} \quad \delta_{ст} = \frac{Q}{H_{cp} \tau_B},$$

где τ_B — допускаемое напряжение на сдвиг; $\delta_{ст}$ — толщина стенки.

При работе на сдвиг стенка может разрушиться от чистого среза по линиям ab или a_1b_1 (рис. 2.14,в) или потерять устойчивость при напряжениях

$$\tau_{кр} = \tau_B \frac{1 + \gamma}{1 + \gamma + \gamma^2},$$

где

$$\gamma = \frac{\tau_B}{\tau_s}; \quad \tau_s = \frac{0,9 k E}{\left(\frac{b}{\delta_{ст}}\right)^2}; \quad k = 5,6 + \frac{3,8}{\left(\frac{a}{b}\right)^2}.$$

При потере устойчивости возникают растягивающие напряжения по стенке вдоль волны $\sigma_{ст} = 2 \tau \left(1 - \frac{\tau_{кр}}{\tau}\right)$; эти

напряжения догружают пояса балки поперечной нагрузкой. При этом сжатый пояс начинает работать на продольно-поперечный изгиб, что не желательно. Целесообразнее не допускать потерю устойчивости стенки, приняв за ее разрушающие напряжения критические, т.е. считать $\tau_{ст} \leq \tau_{кр}$.

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 веса удалять лишний неработающий материал.

Рассмотрим ряд примеров.

Пример 1. Стрингер постепенно, через срез заклепок собирает с обшивки силу $P_{стр}$, которую он способен нести (рис. 2.15). Эта сила определяется выражением

$$P_{стр} = \phi_{встр} F_{стр}.$$

Одна заклепка на срез может передать силу P_3 . Определим, какое количество заклепок n потребуется для передачи полной нагрузки на стрингер:

$$n = \frac{P_{стр}}{P_3}.$$

Начиная с сечения, где расположена заклепка n , стрингер полностью включится в работу. До этого сечения стрингер недогружен, и лишний материал может быть удален (как показано заштрихованной площадью на рис. 2.15). Так как в конструкции самолета большое количество стрингеров, то экономия веса может быть значительной.

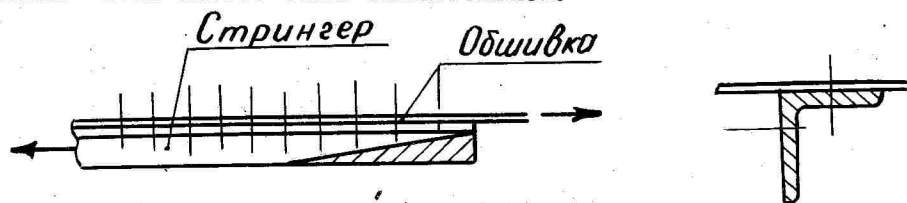


Рис. 2.15

Пример 2. В стыковом узле крыла (рис. 2.16) пояс лонжерона можно постепенно сводить на нет по мере передачи им нагрузки на стыковой башмак узла. Сечение стыкового башмака при этом должно постепенно увеличиваться.

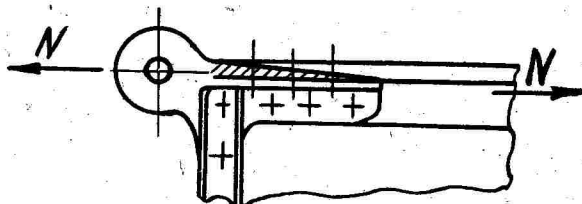


Рис. 2.16

Пример 3. Рассмотрим соединение двух элементов конструкций I и II (рис. 2.17). Сила P передается с элемента II на элемент I срезом n заклепок. Каждая заклепка передает силу $P_3 = \frac{P}{n}$. От действующей силы сечение элемента II работает на разрыв с напряжением $\sigma_l = \frac{P_D}{F_l}$, где P_D — сила, действующая в сечении; F_l — площадь сечения. Эпюра P_D по элементу II приведена на рис. 2.17. Как видно по эпюре, нагрузка, действующая в элементе II, будет уменьшаться от сечения CC к сечению AA, так как сила P через заклепки постепенно переходит на элемент I. Опасным сечением будет AA, так как в нем действует полная сила P , а сечение ослаблено отверстиями под заклепки. Потребная площадь сечения будет

$$F_{AA} = \frac{P}{\sigma_B} = \delta(b - md_3),$$

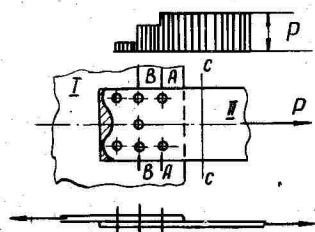


Рис. 2.17

где b — потребная ширина элемента; m — число заклепок; δ — толщина элемента, определенная из условия смятия под заклепкой.

Все остальные сечения будут недогружены, и можно убрать лишний материал.

Учет концентрации напряжений при изменении мощности сечения

При изменении нагрузки нельзя резко менять площадь сечения во избежание концентрации напряжений, значительно снижающей усталостную прочность конструкции. Рассмотрим это на примерах.

Пример 1 (рис. 2.18). Рассмотрим соединение двух деталей. При резком переходе от сечения F_2 к сечению F_1 меняются напряжения $\sigma_1 = \frac{P}{F_1}$ и $\sigma_2 = \frac{P}{F_2}$. В результате в угло-

ных точках a и b возникает концентрация напряжений, так как поток погонных сил не успеет выровняться. В итоге 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 (рис. 2.18, б), тогда напряжения будут изменяться постепенно и концентрация исчезнет. Особенно опасна концентрация напряжений для высокопрочных материалов, таких, как 30ХГСНА, В-95 и др., склонных к появлению трещин.

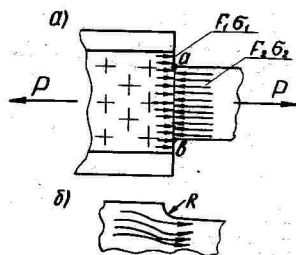


Рис. 2.18

Пример 2. (рис. 2.19). Для усиления люка в фюзеляже вдоль выреза ставится мощный продольный элемент — бимс. Если довести бимс до конца люка, то за счет резкого перепада жесткостей и возникновения концентрации напряжений в зоне C возможны усталостные разрушения. Чтобы избежать этого, бимс надо продолжить еще на некоторое расстояние, постепенно сведя его на нет или переведя его в стрингер.

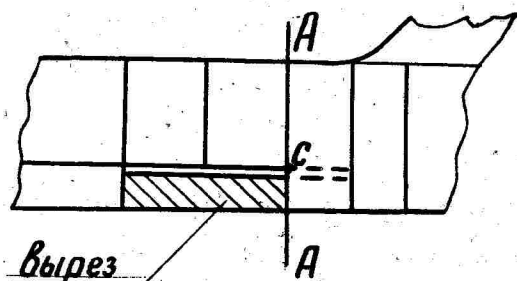


Рис. 2.19

Учет ослабления в местах стыка

В местах стыка за счет отверстий под заклепки или болты происходит ослабление несущего сечения, это надо учитывать и проводить усиления сечения. Кроме того, надо разносить стыки так, чтобы в одном сечении было меньше ослаблений. Проводить стыки в менее нагруженных сечениях. Рассмотрим несколько примеров.

Пример 1 (рис. 2.20). В месте стыка на обшивке выполняют утолщение. Это достигается обычно путем химического фрезерования. Также проводится утолщение обшивки в зоне крепления нервюр.

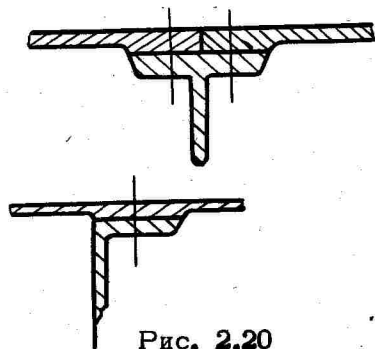


Рис. 2.20

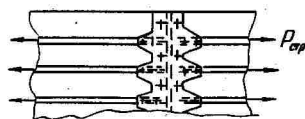


Рис. 2.21

Пример 2 (рис. 2.21). В зоне перестыка стрингеров у силовых нервюр и у усиленных шпангоутов под обшивку устанавливается усиливающая накладка, прикрепляемая и к стрингерам, и к обшивке.

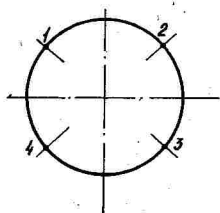


Рис. 2.22

Пример 3 (рис. 2.22). Стык панелей фюзеляжа проводят в зоне наименьших касательных напряжений (точки 1, 2, 3, 4).

Учет вырезов и усиление конструкции

Наличие выреза вызывает в конструкции резкое изменение потока погонных сил. Причем поток усилий ведет себя аналогично потоку жидкости, обтекающему препятствие (рис. 2.23). Поток сил еще до отверстия начинает искривляться, перед и за отверстием появляются как бы зоны разрежения (без нагрузки), а наибольшее количество элементарных сил образует сгусток около краев отверстия (точки а и б). В результате эпюра напряжений в сечении 1-1 получается неравномерной с наибольшими напряжениями на краях отверстия, равными $\sigma_{\max} \approx 3 \sigma_{\text{ср}}$, где

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{P}{F} = \frac{p \cdot b}{b \cdot \delta} = \frac{p}{\delta}.$$

Возникающая концентрация напряжений резко снижает усталостную прочность конструкций, а следовательно, и ее

ресурс. Особенно опасна концентрация для конструкций из высокопрочных материалов, а также для конструкций, подверженных динамическим и знакопеременным нагрузкам.

Рассмотрим несколько примеров усиления конструкции в зоне отверстий.

Пример 1. Для уменьшения ослабления сечения вырезами отверстия стараются делать в шахматном порядке с тем, чтобы снизить количество отверстий в одном сечении.

Пример 2. Для снижения концентрации напряжений и предотвращения появления трещин отверстия в обшивке обязательно окантовываются. Кроме того, под обшивку в местах вырезов часто приклепывают усиливающие накладки (рис. 2.24), которые способствуют восприятию и перераспределению действующих в местах вырезов сил. Сечение накладок пока не поддается точному расчету. В практике конструкторских бюро при выборе окантовок отверстий разной формы основываются на данных эксперимента.

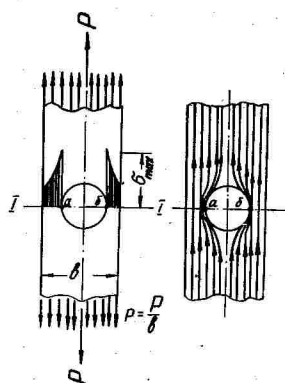


Рис. 2.23

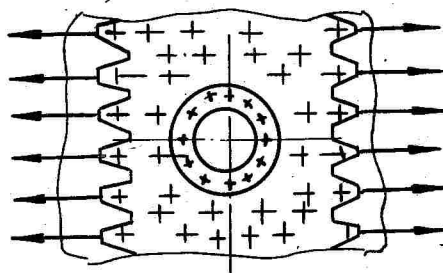


Рис. 2.24

Пример 3. В механически обрабатываемых литых и штампованных деталях места вырезов усиливают местными утолщениями (рис. 2.25).

Пример 4. Вырезы отверстий облегчения в нервюрах выполняют с отбортовками, которые повышают устойчивость и играют роль окантовки.

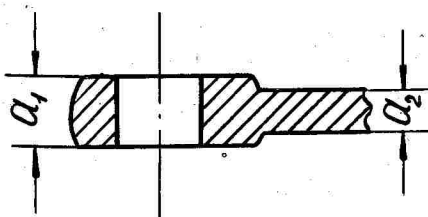


Рис. 2.25

Правильный выбор материала

В данном случае мы только еще раз напоминаем, что правильный выбор материала является одним из основных условий получения более легкой, надежной и дешевой конструкции.

Глава 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

§ 1. ТИПЫ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

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

Неразъемные соединения

Прочные соединения осуществляются при помощи заклепок, болтов, сварки, склейки, винтов. Типичным примером таких соединений являются стыки элементов каркаса — клепка обшивки со стрингерами и нервюрами, поясов лонжеронов с обшивкой и стенками, крепление узлов подвески, разного рода кронштейнов и т.д. Все эти соединения несут полную нагрузку, передавая ее с одного элемента на другой.

Прочно-плотные соединения — это разного рода герметические швы: клепка баков-отсеков, гермокабин, сварка баков и т.д. Эти соединения осуществляются при помощи клепки, сварки, склейки.

Разъемные соединения

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

Неподвижное соединение осуществляется при помощи болтов, замков, специальных винтов. Типичным примером неподвижного разъемного соединения являются стыковые узлы крыла и оперения. Взаимное перемещение здесь отсутствует (рис. 3.1,а), но, вынув болт, можно свободно отстыковать крыло. Неподвижное разъемное соединение другого типа — это лючок (рис. 3.1,б), установленный на замках или специальных винтах. Для неподвижных разъемных соединений напряжения смятия $\sigma_{см}$ принимают равным $1 \dots 1,3 \sigma_B$.

Малоподвижные и подвижные соединения отличаются не степенью подвижности, а тем, какие нагрузки действуют на перемещаемые элементы в момент их взаимного смещения.

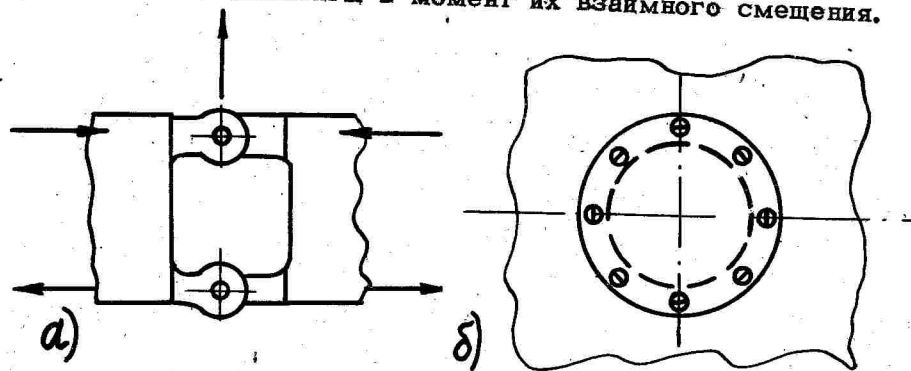


Рис. 3.1

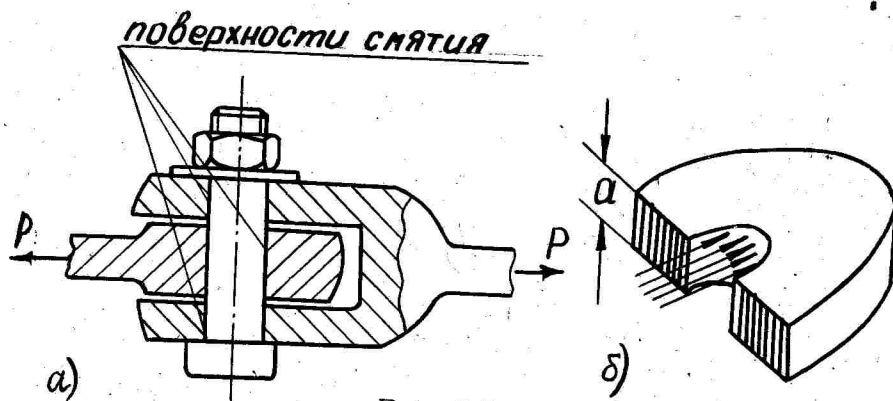


Рис. 3.2

Подвижным называется такое соединение, взаимное перемещение деталей которого происходит при действии больших расчетных нагрузок. При этом возможно выдавливание смазки, сухое трение и сильное изнашивание трущихся поверхностей (рис. 3.2). Для подвижных соединений с целью уменьшения удельного давления на единицу трущейся поверхности снижают $\sigma_{см} = 0,2 \dots 0,3 \sigma_v$. За счет этого увеличивается поверхность смятия $F_{см} = ad$ и значительно увеличивается размер и масса проушин. Проведем сравнение проушин неподвижного и подвижного соединений.

Для проушин неподвижного соединения (припускаем $\sigma_{см} = \sigma_v$)

$$F_{cm1} = \frac{P}{\phi_s} = a_1 d, \quad a_1 = \frac{P}{\phi_s d}.$$

Для пружин подвижного соединения $\phi_{cm} = 0,2 \phi_s$;

$$F_{cm2} = \frac{P}{0,2 \phi_s} = a_2 d; \quad a_2 = \frac{5P}{\phi_s d}$$

при $d = const$, $a_2 = 5a_1$.

Поверхность контакта можно увеличить, увеличивая d ,

оставляя a без изменения, при этом d_2 должно быть равно $5 d_1$. Так как из условия среза нам не нужен болт такого сечения, то его надо выполнять полым.

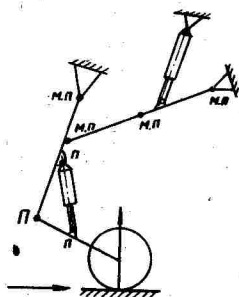


Рис. 3.3

(рис. 3.3). На рисунке буквой П обозначены подвижные соединения, а буквами МП — малоподвижные.

Малоподвижное соединение характеризуется отсутствием больших нагрузок при взаимном перемещении сопрягаемых элементов. Для такого соединения принимают $\phi_{cm} = 0,65 \phi_s$.

Примером подвижных и малоподвижных соединений является стойка шасси с рычажной подвеской колеса

§ 2. МЕТОДЫ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Заклепочные соединения

Такого рода соединения применяются широко в самолетостроении для неразъемных соединений. Соединение должно быть спроектировано так, чтобы заклепка работала на срез. В случае, если действующая нагрузка вызывает отрыв головки, заклепки заменяют болтами.

Основными параметрами заклепочного шва являются (рис. 3.4): t — шаг; a — расстояние ряда заклепок от края листа; d — диаметр заклепок; δ — толщина листа; S — толщина пакета.

Заклепочное соединение может быть односрезным и двухсрезным. Выбор параметров шва и размеров заклепок проводится в соответствии с условием равнопрочности заклепок и листа обшивки. Из этого условия и с учетом возможных производственных неточностей получаем следующие зависимости:

$$d = 2\sqrt{S\delta} = 2\sqrt{5}; \quad a = 2d + 2 \text{ мм},$$

$$t_{односр} = 3d, \quad t_{двухср} = 5d.$$

При выборе диаметра заклепок надо учитывать, что напряжение среза с увеличением диаметра снижается, поскольку толстый стержень при расклепывании увеличивается меньше, чем тонкий. Стандартные диаметры заклепок, диаметры отверстий и длины заклепок выбираются по ГОСТ. Для облегчения сверления, зенкования и клепки надо стремиться к тому, чтобы в пределах одного отсека или панели было минимальное количество разновидностей швов (тот же диаметр, шаг и тип заклепок). Шаг заклепочных швов при соединении элементов каркаса берется по ГОСТ ($t_{max} = 40 \delta$). При клепке узлов, косынок и т.д. шаг не нормируется, так как определяется конструкцией узла. В таких узлах не рекомендуется ставить в ряд в направлении силы более 6...8 заклепок, поскольку силы между ними распределяются неравномерно.

При выборе типа заклепок надо руководствоваться следующими соображениями:

а) Для силовых швов, не находящихся в потоке, целесообразно применять заклепки с полукруглыми и плоскими (для прессовой клепки) головками. Если позволяет аэродинамика, такие заклепки можно применять иногда и для элементов внешней поверхности, так как они дешевле потайных, прочнее, не требуют дополнительной операции зенкования гнезд в обшивке.

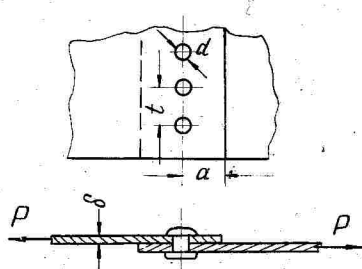


Рис. 3.4

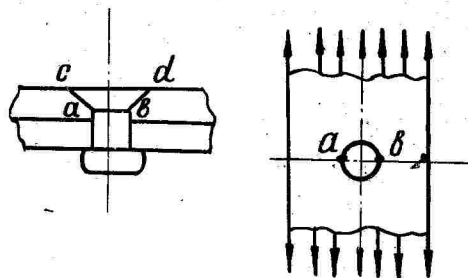


Рис. 3.5

б) Для основной части внешней поверхности обшивки целесообразно применять потайные заклепки двух типов с углом раствора головки 90 и 120°. При толщине обшивки, меньшей высоты головки, применяются заклепки только с углом 120°.

Недостатком потайных заклепок является низкая усталостная прочность соединения при работе на повторные и циклические нагрузки. Это объясняется концентрацией напряжений в точках *a* и *b* (рис. 3.5) у перехода отверстия, что

особенно опасно для тонких обшивок (1-2 мм), у которых заклепка отверстия под головку занимает почти всю толщину листа и в обшивке заклепка сидит без всякого натяга. В результате часто возникают трещины в зоне концентрации напряжений.

Кроме этого, усталостная прочность потайного соединения снижается из-за неточности углов наклона головки и отверстия (ac и bd), приводящей к недостаточной затяжке соединения и неравномерному давлению головки на поверхность.

Наиболее действенными методами повышения усталостной выносливости заклепочного соединения являются:

создание больших диаметральных натягов, вызывающих сжимающие напряжения в зоне отверстия (рис. 3.6), уменьшает концентрацию напряжений в зоне отверстия (точки K и m) от основного растягивающего усилия;

увеличение осевой стяжки наката приводит к увеличению сил трения между листами обшивки и к уменьшению нагрузок на заклепки (часть силы передается трением). При этом также заполняется заклепочное гнездо под головки потайных заклепок. При обычном методе клепки с потайной головкой радиальный натяг возникает только у стержня рядом с замыкающей головкой и не доходит до места соприкосновения склепываемых листов.

Отсутствие натягов головки заклепок в обшивке требует при герметичной клепке внутришовной герметизации, что резко усложняет и удлиняет цикл сборки.

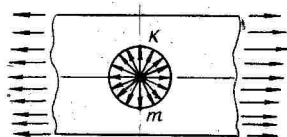


Рис. 3.6

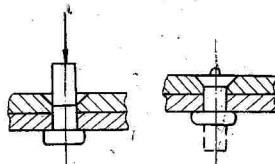


Рис. 3.7

В последние годы в СССР и за рубежом ведутся большие работы по созданию новых заклепочных соединений, обеспечивающих осевой и диаметральный натяг. Так, на фирме "Локхид" уже давно применяется метод клепки, при котором расклепывается замыкающая потайная коническая головка (рис. 3.7,а). Излишки материала заклепки, выступающие над обшивкой, сфрезеровываются, усталостная долговечность увеличивается примерно в 8 раз. У нас этот метод называется

ПЗГ. Клепка ПЗГ позволяет избежать внутришовной герметизации и применяется в тех случаях, когда 25% толщины листа обшивки остается с цилиндрическим отверстием под заклепку, иначе обшивка при клепке коробится и нарушается герметизация ($\delta \geq 1,8$ мм).

Для тонких обшивок ($\delta = 1,2 \dots 1,5$) применяют заклепки с компенсатором (рис. 3.7,б), но они себя не полностью оправдали, так как материала компенсатора часто бывает недостаточно для заполнения гнезда потайной головки. Кроме того, от бугорка появляются неровности на поверхности.

При клепке обшивок с $\delta \geq 3,5$ мм с ПЗГ не обеспечивается осевой натяг, а создается только диаметральный натяг со стороны замыкающей головки. Для таких толщин обшивок в последние годы в США и в нашей стране стали применять клепку стержнями, при которой одновременно осаживаются обе головки. В этом случае во всем соединении достигается осевой и диаметральный натяг. Опыты показали, что наибольшее повышение усталостной долговечности (до 10 раз) получается, когда на стыке соединяемых деталей создается натяг не менее 0,7% диаметра заклепки, что соответствует напряжению от натяга, примерно равному пределу пропорциональности. Если в процессе клепки обеспечить еще затяжку пакета, то можно получить большие усилия осевой затяжки, что еще более повысит выносливость соединения.

Для односторонней клепки широко применяются специальные заклепки со стержнями, имеющиеся в ГОСТ.

Болтовые соединения

Когда потребные диаметры заклепок становятся слишком большими (более 8 мм), в неразъемном соединении переходят на болты. Во всех разъемных соединениях применяются болты. В отличие от заклепочного соединения, болтовое соединение работает как на срез, так и на растяжение.

Основными параметрами болтового соединения являются длина болта $L = S_n + H_r + H_{ш} + \Delta h$ (рис. 3.8), где $\Delta h = 1,2 \dots 2$ шага резьбы, запас нарезной части болта (стандартные длины болтов да-

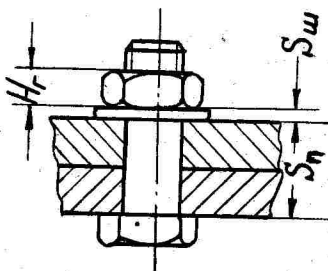


Рис. 3.8

ются в ГОСТ) и диаметр болта d . Диаметр болта выбирается по ГОСТ в зависимости от действующих нагрузок отдельно для болтов, работающих на срез и на растяжение.

Болтовые соединения, работающие на срез, требуют плотного прилегания болта к отверстию. При свободной посадке может произойти изгиб болта. Поэтому болты, работающие на срез, изготавливаются по скользящей или ходовой (для шарнирных болтов) посадке и требуют отверстия по 3-му A_3 или 2-му классу точности A_2 .

Для лучшей работы пакета на смятие в его теле должна размещаться гладкая часть болта (рис. 3.8), выход резьбы должен быть под шайбой, а резьба — только под гайкой. Гайка невысокая.

В последнее время доказано, что усталостная прочность болтового соединения, работающего на срез, значительно повышается при увеличении осевого натяга. 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 5-му классу точности, а отверстия под болты делают с зазором 0,1...0,2 мм. Резьба длинная, заходит в тело пакета. Гайка высокая.

Контровка болтовых соединений. Неразъемные болтовые соединения кернят, о чем должна быть соответствующая запись на чертеже. Разъемные болтовые соединения можно контролировать шпильками, применяя корончатые гайки. Возможна контровка специальными стандартными шайбами, имеющимися в ГОСТ.

Для резьбовых соединений, находящихся внутри цилиндров и труб, применяют контровку шпильками, штифтами, валиками. При одностороннем подходе к болтовому соединению используют анкерные гайки. Гайки приводятся в ГОСТ.

Алгоритм расчета болтовых и заклепочных соединений при внецентренном приложении нагрузки

Рассмотрим расчет болтов или заклепок крепления кронштейна к стенке при нагрузке на узел, точка приложения которой не совпадает с центром жесткости сечения болтов (рис. 3.9). В этом случае нагрузка на каждый болт будет складываться из геометрической суммы сил P_i от действия силы P : $P_i = \frac{PF_i G_i}{\sum GF}$, где GF — жесткость на срез, и дополнительной силы P_{M_i} от момента $M = Pa_{u.x}$, где $a_{u.x}$ —

расстояние от центра жесткости сечения болтов до точки приложения силы P .

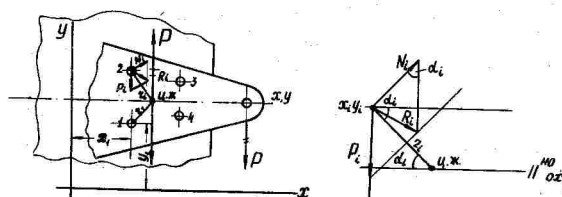


Рис. 3.9

Сила P_{M_i} направлена перпендикулярно радиусу r_i , соединяющему центр жесткости с центром сечения i -го болта. Величина силы определяется как

$$P_{M_i} = \frac{M_i}{r_i} = N_i,$$

где $M_i = M \frac{G_i F_i r_i^2}{\sum G F r^2}$ — доля момента, приходящаяся на данный болт.

Составим алгоритм расчета болтового соединения.

1. Дана сила P , параллельная оси y с координатой точки приложения x .

2. Задаемся числом болтов, их диаметрами, расположением и материалом, т.е. задаемся $d_1, d_2 \dots d_n, x_1, x_2, \dots x_n, y_1, y_2, \dots y_n, G_1, G_2 \dots G_n$, где G — модуль упругости второго рода.

3. Определяем площади болтов:

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

4. Определяем жесткости болтов на срез

$$G_1 F_1, \quad G_2 F_2, \quad \dots, \quad G_n F_n.$$

5. Определяем срезающую силу на один болт от действия силы P , распределяя ее пропорционально их жесткостям:

$$P_i = \frac{P F_i G_i}{\sum G F}, \quad \dots, \quad P_n = \frac{P F_n G_n}{\sum G F}.$$

6. Определяем координаты центра жесткости сечений болтов:

$$x_{ц.ж} = \frac{\sum GFx}{\sum GF}; \quad y_{ц.ж} = \frac{\sum GFy}{\sum GF}.$$

7. Определяем величину крутящего момента относительно центра жесткости:

$$M = P(x - x_{ц.ж}).$$

8. Определяем значения радиусов центров болтов относительно центра жесткости:

$$r_i = \sqrt{(x_{ц.ж} - x_i)^2 + (y_{ц.ж} - y_i)^2}.$$

9. Определяем долю момента, приходящегося на каждый болт:

$$M_i = M \frac{G_i F_i r_i^2}{\sum G F r^2},$$

где

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

10. Определяем дополнительную срезающую силу на каждый болт от крутящего момента N_i :

$$N_i = \frac{M_i}{r_i}.$$

Прикладываем силу перпендикулярно радиусу.

Сила N_i направлена в сторону вращения, если силы P_i направлены в сторону действия силы P (т.е. приложены как активные).

11. Находим суммарную силу на каждый болт

$$\bar{R}_i = \bar{P}_i + \bar{N}_i$$

или

$$R_i = \sqrt{P_i^2 + N_i^2 - 2P_i N_i \cos \alpha_i},$$

где

$$\cos \alpha_i = \frac{x_{ц.ж} - x_i}{r_i} \quad \left| \begin{array}{l} \text{при } x_i = x_{ц.ж}, \alpha_i = 90^\circ; \\ \cos \alpha_i = 0, R = \sqrt{N^2 + P^2}; \end{array} \right.$$

$$\text{при } y_i = y_{ц.ж} \quad \alpha_i = 0; \quad \cos \alpha_i = 1;$$

$$\text{при } x < x_{ц.ж} \quad R_i = N_i - P_i; \quad \text{если } x_i > x_{ц.ж}, \text{ то } R_i = N_i + P_i.$$

По наибольшей силе R_i проверяем прочность болта. Если

$$\frac{R_{i \max}}{F_i} \leq \tau_s, \text{ то расчет заканчивается. Нами была рассмот-}$$

рена постановка задачи в общем случае. В практике, чаще ставят болты (или заклепки) одинакового диаметра из одного и того же материала, т.е.

$$d_1 = d_2 = \dots = d_n,$$

$$G_1 = G_2 = \dots = G_n.$$

В этом случае целесообразно использовать блок сравнения со стандартным рядом диаметров, введенных в память машины, при условии, что

$$\tau_{действ} \leq 1,01 \tau_v,$$

где

$$\tau_{действ} = \frac{R_{i \max}}{f_i}.$$

Если это условие не выполняется, то машина сама переходит на следующий диаметр.

Сварные соединения

Сварка, как метод получения неразъемного соединения, выгодна в весовом отношении. До настоящего времени сварка широко применялась в конструкции шасси, баков для горючего, разного рода баллонов и цилиндров системы оборудования. В дюралевых элементах каркаса сварные соединения практически почти не использовались.

С появлением стальных и титановых конструкций каркаса толщин обшивок значительно уменьшились. Для того чтобы такая обшивка не теряла устойчивости между точками ее соединения с каркасом, необходимо значительно увеличить количество заклепок. Расчеты показали, что при переходе с панелей из Д16Т на равнопрочные им по устойчивости панели из титана ВТ-14 потребное количество точек соединения на 1 м² поверхности панели увеличивается примерно в 100 раз, а при переходе на сталь СН-4 - в 200 раз.

Если на обычном пассажирском самолете, выполненном из дюралю Д16-Т, количество точек соединения обшивки с каркасом составляет примерно 900 000 шт., то при переходе на титан и сталь их количество может дойти до десятков и сотен миллионов на изделие, что совершенно недопустимо из-за роста затрат и уменьшения надежности. Поэтому с переходом на титановые и стальные конструкции неизбежен переход с точечных (заклепочных) соединений на сплошные, выполняемые аргоно-дуговой сваркой, в том числе со сквозным проплавом, плазменной и электронно-лучевой, а также нахо-

дающейся в стадии разработки диффузионной сваркой в вакууме.

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

1. Создавать симметричные сварные швы. Для этого изделие сваривают одновременно с двух сторон.

2. Не применять двух видов сварки одновременно на одном и том же узле.

3. Во избежание трещин не допускать концентрацию нескольких сварных швов.

4. Предусматривать технологические зазоры на расширение материала при нагреве (рис. 3.10).

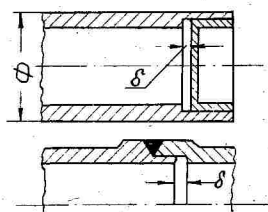


Рис. 3.10

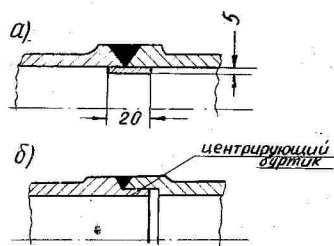


Рис. 3.11

5. При сварке встык принимать меры предосторожности для предотвращения протекания материала при проплавах. На рис. 3.11,а показан способ сварки с применением медного кольца, которое потом может быть сточено. На рис. 3.11,б дано конструктивное решение, при котором проплав предотвращается буртом цилиндра.

6. Из условия равнопрочности увеличивать сечение в зоне шва (рис. 3.12). Так как $\sigma_{в шва} = 0,7 \dots 0,9 \sigma_{в осн}$, то

$$\frac{F_{шва}}{F_{осн}} = \frac{\sigma_{в шва}}{\sigma_{в осн}}$$

Расчет на прочность в зоне сварного шва можно проводить, как для обычного материала, с учетом ослабления.

7. Избегать отверстий вблизи шва, так как это ведет к возникновению концентрации напряжений к появлению трещин (рис. 3.13).

8. Во избежание пережога следует сваривать материалы близких толщин. Максимальное соотношение толщин 1:3.

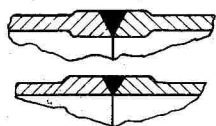


Рис. 3.12

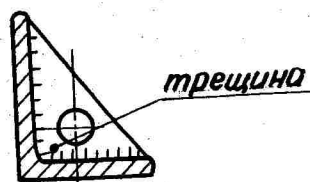


Рис. 3.13

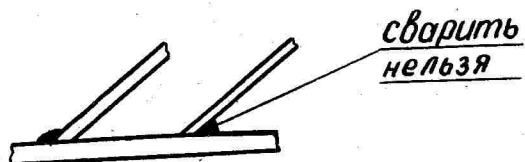


Рис. 3.14

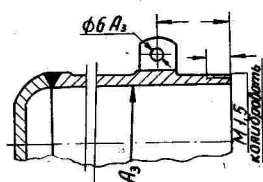
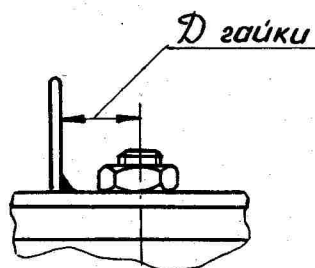


Рис. 3.15

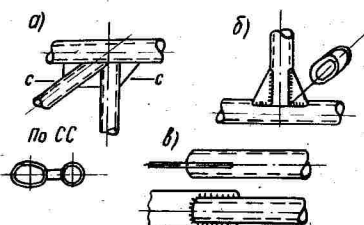


Рис. 3.16

9. Учитывать возможность подхода для сварки (рис. 3.14,а), предусматривать расстояние от свариваемых деталей до болтов и гаек, как показано на рис. 3.14,б; расстояние от оси болта до свариваемой детали должно равняться диаметру гайки.

10. Из-за поводов конструкции окончательную механическую обработку сварных узлов по местам их сопряжения с другими элементами конструкции надо проводить не на деталях, составляющих сварной узел, а на самом узле после сварки (рис. 3.15). Резьба нарезается до сварки, а после сварки ее калибруют, что должно быть отмечено на сварочном чертеже. Антикоррозионное покрытие проводится после сварки.

11. При сварке узлов из труб, а также ферменных трубчатых конструкций рекомендуется для усиления соединения применять приварку косынок. На рис. 3.16,а показана конструкция с плоской, на рис. 3.16,б – с двойной криволинейной и на рис. 3.16,в – с прорезной косынкой.

12. При сварке труб, сечения которых нельзя увеличивать в зоне сварного шва, рекомендуется делать косой шов (рис. 3.17,б и в) для уменьшения ослабления сечения и увеличения длины шва, работающего на срез.

13. Размеры и форму подготавливаемых к сварке швов, а также выполненных швов принимают по РТМ.

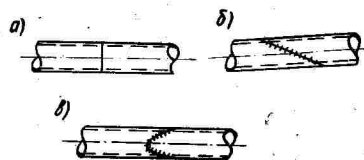


Рис. 3.17

14. Условные обозначения швов на чертеже выбирают по ГОСТ в соответствии с ЕСКД.

Клеевые соединения

Клеевые соединения имеют ряд преимуществ перед клепаными и сварными, а именно:

1. Отсутствие концентрации напряжений.
2. Отсутствие ослабления сечения (отверстиями при клепке и внутренними напряжениями при сварке).
3. Меньшая трудоемкость.
4. Лучшая поверхность, чем при клепке.
5. Герметичность соединения.
6. Малая масса.
7. Меньшая стоимость.

Недостатки клеевых соединений:

1. Сложность контроля качества склейки.
2. Низкая теплостойкость имеющихся клеев ограничивает применение склейки как основного технологического метода изготовления агрегатов каркаса.

В настоящее время в конструкции планера самолета склейка используется в основном совместно с клепкой или с точечной сваркой для повышения надежности и усталостной прочности соединения. Не вызывая значительного увеличения массы, склейка, примененная в заклепочном соединении, берет на себя часть нагрузки, разгружая таким образом заклепки

и повышая долговечность конструкции. Клеевая пленка в проектируемой конструкции должна располагаться так, чтобы она работала на срез. На отрыв клей работает плохо. Основные параметры клеевого соединения выбираются из условия равнопрочности (рис. 3.18):

$$\tau_{вкл} b \cdot a = \sigma_{вл} b \delta,$$

отсюда

$$\frac{a}{\delta} = \frac{\sigma_{вл}}{\tau_{вкл}}$$

где a — длина склейки; δ — толщина листа; b — ширина листа.

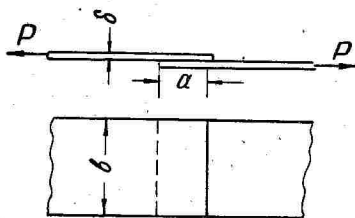


Рис. 3.18

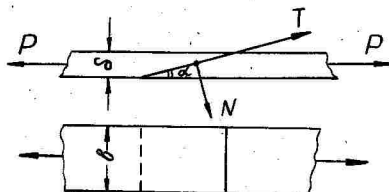


Рис. 3.19

При склейке на ус (рис. 3.19) параметры соединения находим из следующих соотношений:

$$T \cos \alpha + N \sin \alpha = P_{кл} = P = \sigma_{вл} \cdot b \cdot \delta,$$

где T — сила, срезающая клеевой шов, $T = \tau_{вкл} \frac{\delta}{\sin \alpha} \cdot b$;

N — сила, отрывающая клей, $N = \frac{\delta}{\sin \alpha} \cdot \sigma_{вл} \cdot b$; α — угол

наклона среза листа.

Тогда

$$\tau_{в} \frac{\delta \cdot b \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha} + \frac{\delta \cdot b \cdot \sin \alpha}{\sin \alpha} \sigma_{вл} = \sigma_{вл} b \delta$$

и окончательно получаем

$$\frac{\tau_{вкл}}{\tan \alpha} + \sigma_{вл} = \sigma_{вл}.$$

Из этого соотношения видно, что равнопрочное соединение для данного материала возможно только при одном определенном угле среза склеиваемых листов.

§ 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРОУШИН

В большинстве разъемных соединений конструкции самолета широко применяются разного рода проушины. Так как от правильности проектирования проушин будет зависеть в значительной степени надежность узлов, агрегатов и самолета в целом, то их конструирование имеет особое значение. При проектировании проушин необходимо учитывать наличие концентрации напряжений в зоне отверстия. Так, в сечении АА проушины (рис. 3.20) напряжения будут изменяться неравномерно. Наибольшее напряжение $\sigma_{max} \approx 3 \sigma_{cp}$, где

$$\sigma_{cp} = \frac{P}{ab}; \quad b - \text{ширина}; \quad a - \text{толщина проушины.}$$

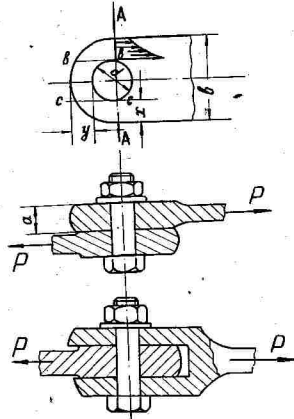


Рис. 3.20

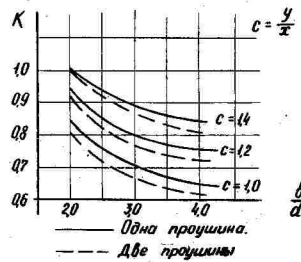


Рис. 3.21

Наличие концентрации напряжений не позволяет рассчитывать проушину на разрыв до разрушающего напряжения. За разрушающее напряжение в этом случае принимается величина $K \sigma_b$, где K — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений. Коэффициент K зависит от геометрии проушины, а именно от соотношений $\frac{b}{d}$ и $\frac{y}{x}$, а также от материала проушины. Приближенно K можно определить по эмпирическому выражению

$$K \approx 0,565 + 0,48 \frac{y}{x} - 0,1 \frac{b}{d}.$$

Точнее K определяется по графикам в справочниках. Примерный вид графика приведен на рис. 3.21. С учетом коэффициента K потребная площадь сечения проушины будет

$$F = 2xa = \frac{P_{расч}}{K \sigma_b}.$$

При $\frac{b}{d} = 2$ и $x = y$ $K = 0,89$ для дюрала; $K = 0,83$ для 30ХГСА.

Запишем алгоритм расчета проушины неподвижного соединения:

1. Дана сила P , вызывающая разрыв проушины.
2. Задаемся числом проушин, а следовательно, числом срезов болта $m = 1$ или $m = 2$ и материалом болта τ_b .
3. Определяем требуемое сечение болта из условия среза:

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

4. Определяем диаметр болта

$$d = 2 \sqrt{\frac{P}{\tau_b m x}}.$$

5. Находим требуемую толщину проушины из условия смятия:

а) задаемся материалом проушины σ_b ;

б) так как $F_{см} = a \cdot d = \frac{P}{\sigma_{см}}$, то, принимая $\sigma_{см} = \sigma_b$ или $\sigma_{см} = 1,1 \sigma_b$ или $\sigma_{см} = 1,2 \sigma_b$, находим

$$a = \frac{P}{d \sigma_{см}},$$

где a — толщина проушины, для двухсрезного соединения толщина средней или суммарная толщина двух крайних проушин.

6. Из условия разрыва по сечению АА определяем остальные размеры:

а) задаемся значением $\frac{b}{d}$ в пределах 2–3 (при больших значениях получается малая величина K). Для уменьшения массы проушины желательно задаться $\frac{b}{d} = 2$ ($\frac{b}{d}$ меньше 2 принимать нельзя, так как $x_{min} = \frac{d}{2}$);

б) определяем требуемое значение $K_{потр}$. Так как площадь разрыва

$$F_p = \frac{P}{\sigma_b K} = a 2x,$$

то

$$K_{потр} = \frac{P}{\sigma_b a 2x}.$$

Зная $K_{потр}$ и $\frac{b}{d}$, по графикам находим $c = \frac{y}{x}$ и $y = cx$.

Можно продолжать расчет на ЭВМ, используя эмпирическую зависимость

$$K = 0,565 + 0,48 \frac{y}{x} - 0,1 \frac{b}{d} = \frac{P}{\sigma_b a 2x},$$

тогда

$$y = x(0,208 \frac{b}{a} - 1,177) + \frac{P}{0,98 \cdot a \cdot \phi_s}.$$

По полученным данным строим проушину. При расчете проушины с учетом коэффициента K проверку прочности на срез по сечениям bb и cc можно не проводить. Значение потребной площади сечения за проушиной определяется выражением

$$F_{\kappa\kappa} = \frac{P}{\phi_B} = d_1 b_1.$$

Особенности проектирования проушин подвижных соединений

При проектировании подвижных соединений типа качалок и тяг управления, узлов подвески рулей и других, подвергающихся небольшим расчетным нагрузкам и, следовательно, имеющих небольшие размеры, минимальное трение может быть обеспечено применением подшипников качения (шариковых или роликовых). Подшипники устанавливаются в проушину по глухой, напряженной или плотной посадке и дополнительно кернятся или развальцовываются (рис. 3.22). Поэтому соединение подшипника с проушиной становится неподвижным. Определяющим при расчете на прочность такой проушины становится не смятие, а разрыв. За счет наличия подшипника размеры проушины увеличиваются. Растет высота проушины a и часто при расчете на разрыв размер перемычки l получается очень малым. В этом случае величину l надо выбирать из условия прочности при запрессовке подшипника. В зависимости от материала проушины рекомендуются следующие значения l :

для 30ХГСА, $l_{\min} = 2 \dots 3$ мм;

для алюминиевого сплава $l_{\min} = 3 \dots 4$ мм;

для магниевого сплава $l_{\min} = 4 \dots 5$ мм.

Эти величины учитывают также возможную овальность отверстия под подшипник.

За счет затяжки болта и большего трения, чем в подшипнике, соединение болта с внешними проушинами можно считать неподвижным. Поэтому для них расчетным будет не смятие, а разрыв. Для шарнирных соединений с подшипниками применяют болты 2-го класса точности, выполненные по ходовой посадке. В шарнирных соединениях, допускающих ориентировку (перекос), подшипник должен устанавливаться обязательно в средней проушине. При этом расстояние от плоско-

сти подшипника до внешней проушины c (рис. 3.22) определяет возможный угол ориентировки.

Для проушин соединений, работающих при высоких значениях расчетных нагрузок, таких, как проушины подвески рычагов и двухзвенников шасси, применять подшипники качения обычно нецелесообразно, так как из-за этого резко увеличатся габариты, а следовательно, и масса соединения, а наличие трения для таких соединений не столь существенно.

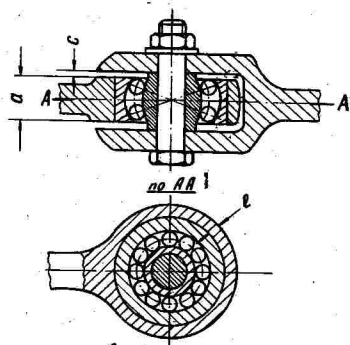


Рис. 3.22

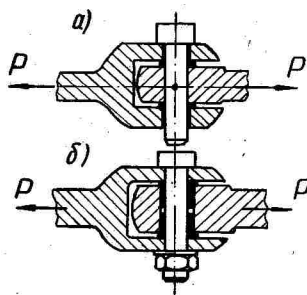


Рис. 3.23

Достаточно применять подшипники скольжения в виде втулок. Проектирование этих соединений имеет свои особенности. Так, для уменьшения габаритов, а следовательно, и массы конструкции надо уменьшать число подвижных соединений. Это достигается фиксацией болта относительно средней или внешней проушины (рис. 3.23). При нагрузке, действующей по оси элементов соединения, не имеет существенного значения, какое соединение делать подвижным относительно внешних или внутренней проушины. В соединении (рис. 3.23,а) можно не применять болт, а использовать просто ось, зафиксированную в средней проушине. В соединении, показанном на рис. 3.23,б, неподвижность обеспечивается затяжкой болта. С точки зрения технологии выгоднее второе соединение. Чтобы не было люфта между проушинами, выступающую часть втулок надо торцевать точно под размер. В первом соединении для этого требуется специальная калиброванная фреза. Во втором соединении эту операцию проводят две обычные фрезы, поставленные на заданном расстоянии.

При расчете на прочность для проушины подвижного соединения определяющим является смятие, а не разрыв. Площадь смятия $F_{см} = ad$. Чтобы чрезмерно не увеличивать про-

ушину (размер a), для экономии массы выгоднее увеличить диаметр болта. Так как сечение болта выбиралось из условия среза, то целесообразно при той же площади сечения увеличить его внешний диаметр и выполнить болт полым. При этом на болт приходится выпускать чертеж.

Для подвижных соединений, передающих изгибающий момент от поперечной нагрузки (рис. 3.24), существенное значение имеет правильный выбор проушины, относительно которой болт подвижен. В представленном на рисунке соединении в сечении $O-O$ действует сила P и изгибающий момент $M=PL$. Основной нагрузкой проушин будут силы N , уравнивающие и передающие изгибающий момент.

Для крайних проушин

$$N_1 = \frac{PL}{l_1}$$

Для средней проушины

$$N_2 = \frac{PL}{l_2},$$

где $l_2 = \frac{2}{3}a$ (из-за неравномерности эпюры сил).

Так как $l_1 \gg l_2$, то $N_1 \ll N_2$.

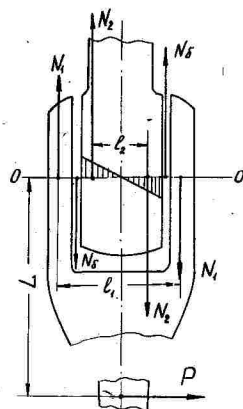


Рис. 3.24

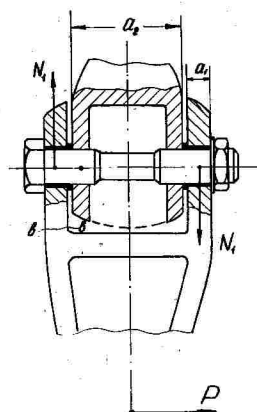


Рис. 3.25

Отсюда выгодно подвижными делать внешние проушины как менее нагруженные. Для уменьшения сил N_1 желательно увеличивать расстояние между внешними проушинами. При этом разгружается болт, так как срезающее усилие на него

$$N_\delta = \frac{PL}{a_2}.$$

Если конструкция допускает увеличение расстояния между крайними проушинами, то соединение примет вид, представленный на рис. 3.25. При дальнейшем увеличении a_2 целесообразно выполнить соединение в виде трех левых и трех правых проушин, соединенных отдельными болтами (рис. 3.26). В соединении, приведенном на рис. 3.25, применять отдельные болты не следует, поскольку проушины начинают работать как односрезные и нагружаются неравномерно.

Наличие общего болта выравнивает нагрузку между проушинами. Кроме того, болт нужен для равномерного восприятия проушинами в сечениях bb силы среза P . При отсутствии болта сечение одной проушины надо рассчитывать на полную силу среза P . Затяжка болта включает в работу вторую проушину, и срезающую силу проушины можно считать равной $0,6 P$.

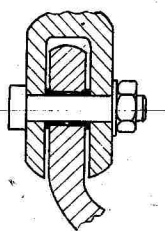


Рис. 3.26

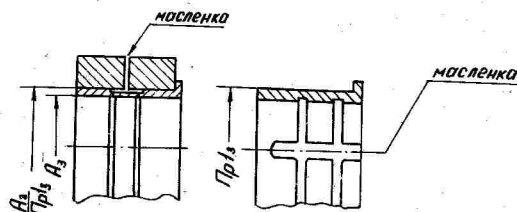


Рис. 3.27

Все подвижные соединения необходимо смазывать. Смазку следует вводить между болтом и втулкой, запрессованной в проушину. Для смазки в тело проушины или в головку полого болта вворачивается масленка. Для смазки всей поверхности на внутренней части втулки наносятся канавки для протока масла, спиральные или пересекающиеся (рис. 3.27). Материалом втулок служит или бронза БРАЖ м, или сталь типа 30ХГСА.

Глава 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТЫКОВЫХ УЗЛОВ И КРОНШТЕЙНОВ

§ 1. КОНСТРУИРОВАНИЕ КРОНШТЕЙНОВ НАВЕСКИ РУЛЕЙ И ЭЛЕРОНОВ

Кронштейны узлов навески рулей обычно выполняют штампованными из дюралевых сплавов АК4, АК6, Д-16, в редких случаях — из стали 30ХГСА. Основными элементами кронштей-

на являются проушина, пояса и стенка (рис. 4.1, а, б). Из условия технологичности пояса кронштейна желательно вы-

полнять постоянной толщины δ_n , изменяя их сечение путем увеличения ширины b_i по длине пояса.

После штамповки последующей обработке подвергается поверхность $D-D$, прилегающая к стенке лонжерона, сверлится отверстие под подшипник, выполняемое по 2-му классу точности с указанием

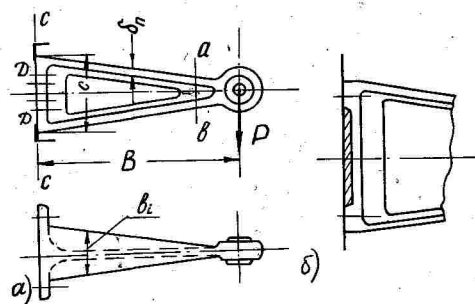


Рис. 4.1

посадки под подшипник; в торцах проушины протачиваются канавки для развальцовки или кернения подшипника (по ГОСТ); сверлятся отверстия под болты крепления кронштейна (3-й класс точности). При проектировочном расчете кронштейна принимают, что его стенка воспринимает только перерезывающую силу, а пояса - осевые усилия от изгибающего момента.

При определении толщины стенки считаем опасным сечение ab в месте перехода от проушины к телу кронштейна, обладающее наименьшей высотой h_{ab} , при этом

$$\delta_{ст\,погр} = \frac{\rho}{\tau_b h_{ab}}$$

Так как перерезывающая сила остается постоянной по длине кронштейна, то лишний материал можно убрать, сделав отверстие с таким расчетом, чтобы оставшаяся полоска стенки на всем протяжении имела высоту h_{ab} .

Для пояса опасным будет сечение $C-C$, изгибающий момент в котором $M_{cc} = \rho B$. Потребная площадь пояса при этом

$$F_{пcc} = \frac{\rho B}{\sigma_s},$$

что соответствует наибольшей ширине пояса.

В проушину кронштейна запрессовывается шариковый сферический подшипник с выступающим внутренним кольцом.

Если не требуется крепить кронштейн всей плоскостью к стенке лонжерона, то лучше при изготовлении кронштейна уменьшать его поверхность соприкосновения со стенкой

(рис. 4.1,б), оставляя только выступы (бобышки) в зоне подхода болтов. Это облегчает установку кронштейна на стенке.

§ 2. КОНСТРУИРОВАНИЕ КРОНШТЕЙНОВ НАВЕСКИ РУЛЕЙ, ДОПУСКАЮЩИХ КОМПЕНСАЦИЮ В ОСЕВОМ НАПРАВЛЕНИИ

В процессе установки кронштейнов на агрегат очень трудно точно обеспечить параллельность их осей (рис. 4.2). Непараллельность может привести к затруднению поворота плоскостей управления и к заклиниванию рулей. Повышение точности изготовления и сборки увеличивает стоимость производства. Простейшим решением, облегчающим технологию сборки, является применение кронштейнов с компенсаторами (или с промежуточной серьгой), которые в настоящее время нашли широкое применение.

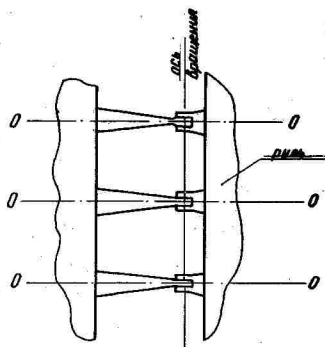


Рис. 4.2

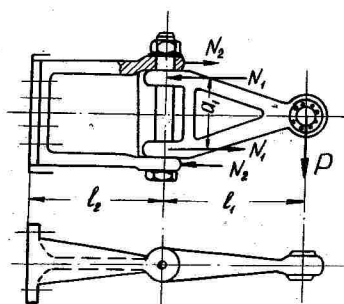


Рис. 4.3

В узлах навески такого типа (рис. 4.3) появляется лишняя связь серьги с кронштейном, позволяющая установить серьгу точно по оси $O-O$ (рис. 4.2), т.е. перпендикулярно оси вращения руля. После установки серьги болт ее крепления к кронштейну затягивается и соединение становится неподвижным. В проушину серьги устанавливается шариковый сферический подшипник, допускающий перекося в $1-2^\circ$.

Проушины серьги работают на разрыв и смятие от сил

$$N_1 = \frac{Pl_1}{a_1},$$

проушины кронштейна - от сил

$$N_2 = \frac{Pl_2}{a_2}.$$

В остальном кронштейн и серьга рассчитываются так же, как обычные кронштейны.

§ 3. КОНСТРУИРОВАНИЕ КРОНШТЕЙНОВ И КАЧАЛОК СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Качалка системы управления выполняется в виде установленной на оси втулки с одним, двумя, а иногда и с тремя кронштейнами. Чаще используются двухплечие качалки (рис. 4.4), т.е. с двумя кронштейнами — плечами. В зависимости от назначения качалки плечи могут быть расположены на одной оси, а также под любым углом друг к другу в данной плоскости, перпендикулярной оси втулки. Качалки системы управления выполняют штампованными из материалов АК-4, АК-6, Д-16. Обычно проушины качалок выполняют двойными. Одинарными являются проушины тяг, соединяемых с качалкой. Как правило подшипник устанавливается в тягах управления, так как в них предусматривается стальной наконечник, в который запрессовывается подшипник. Для повышения прочности проушины качалки на смятие в нее запрессовывается стальная втулка (155Н543 ГОСТ) (рис. 4.5).

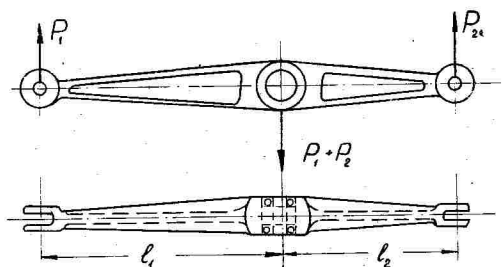


Рис. 4.4

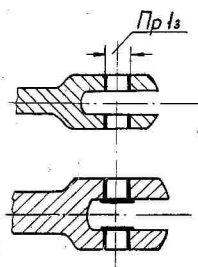


Рис. 4.5

Если в тяге установлен подшипник с выступающим кольцом, то втулки торцуются за подлицо с поверхностью проушины. Если в тяге подшипник без выступающего кольца, то запрессовывается втулка с выступающим буртом (втулки выбирают по ГОСТ). Средняя часть качалки — втулка, несущая суммарную нагрузку, выполняется шириной не менее 30 мм (рис. 4.6, а, б, в) для увеличения базы установки качалки с целью избежания перекосов. Во втулку запрессовывается два подшипника. Отверстия под подшипник выполняют с двух установов с двух сторон. При этом трудно выдержать соосность

и теряется база. Технологически выгоднее протачивать втулку с одного установа. Для зажима колец подшипника применяют втулки с опорами (рис. 4.6,б), или упорные разжимные кольца (рис. 4.6,в). Расчет плеч качалок ничем не отличается от расчета кронштейнов. Втулка рассчитывается на разрыв и смятие от суммарной силы, действующей на качалку.

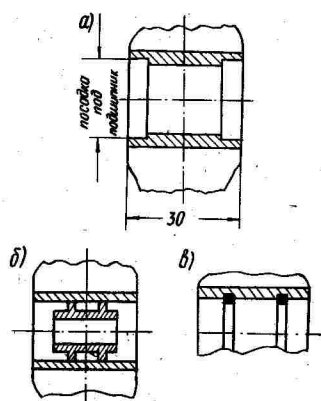


Рис. 4.6

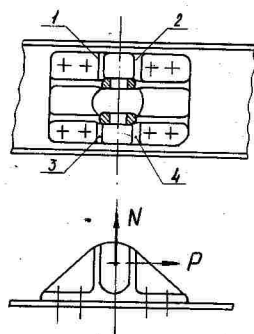


Рис. 4.7

Кронштейны подвески качалок систем управления имеют свои особенности. Во-первых, они выполняются обязательно с двумя проушинами, разнесенными на расстояние не менее 30 мм (для обеспечения базы установки втулки качалки). Во-вторых, так как к качалке могут быть приложены незначительные силы перпендикулярно ее плоскости, то в конструкции кронштейна должны быть предусмотрены дополнительные ребра жесткости, расположенные в направлении, перпендикулярном проушинам (рис. 4.7, ребра 1,2,3,4).

Кронштейны могут быть выполнены литьем из магниевого сплава ВМ-63, а также штамповкой из АК-4.

§ 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТЫКОВЫХ УЗЛОВ. СТЫКОВЫЕ УЗЛЫ, ПЕРЕДАЮЩИЕ СИЛУ

Рассмотрим конструирование узлов, передающих в месте стыка на стенку (или со стенки) поперечную и незначительную осевую силы. К таким узлам относятся узлы стыка стенок крыла, стабилизатора, киля. Узел может быть выполнен в виде башмака с проушиной (рис. 4.8).

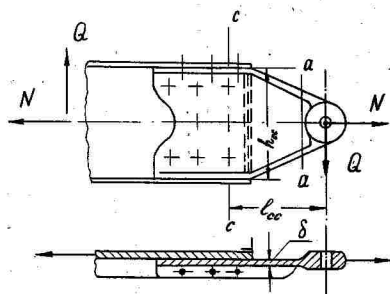


Рис. 4.8

Заготовку для башмака целесообразно выполнять штамповкой дюралевых материалов типа АК-4, Д-16 или при больших нагрузках применяется сталь 30ХГСА. В проушину дюралевого башмака желательно запрессовать стальную втулку для повышения ее прочности на смятие. Узел с ответной проушиной соединен неподвижно, так как в конструкции крыла имеются дополнительные стыковые узлы, предотвращающие поворот. В соответствии с требованиями норм прочности при расчете стыковых узлов крыла и оперения как наиболее ответственных элементов конструкции, действующую силу увеличивают в 1,25 раза. Этой мерой обеспечивается дополнительный запас прочности. Для определения параметров стыкового соединения составим алгоритм расчета башмака и его крепления. Расчет проводится в следующем порядке:

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

2. Рассчитываются проушины на разрыв и смятие (алгоритм расчета проушины был рассмотрен в § 2).

3. Определяется потребная толщина стенки δ из расчета сечения aa на разрыв силой N и срез силой Q .

4. Задаются количеством и диаметром болтов крепления башмака. Составляется алгоритм расчета болтов (см. § 2).

При выборе диаметра болтов надо учитывать отсутствие смятия стенки башмака и стенки, к которой крепится башмак. Так как соединение неподвижное, то можно принять, что

$$\sigma_{см} = \sigma_B. \text{ Тогда}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{P_{\delta}}{d_{\delta} \delta} = \sigma_{\delta}, \quad \delta = \frac{P_{\delta}}{d_{\delta} \sigma_{\delta}},$$

где P_{δ} — нагрузка на болт данного диаметра по 2АР; σ_{δ} — разрушающее напряжение материала стенки; d_{δ} — диаметр болта; δ — толщина стенки (берется наименьшая из толщин стенки башмака и стенки крыла).

Сумма расстояний между болтами в наиболее нагруженном сечении $C-C$ должна быть не меньше высоты стенки башмака в сечении $A-A$. При составлении алгоритма расчета болтов крепления башмака силу P распределяем между всеми болтами пропорционально их жесткости на срез. Силу Q воспринимают только болты крепления стенки. Момент относительно центра жесткости от силы P воспринимается всеми болтами. Плечо r_i относительно центра жесткости для всех болтов крепления башмака к поясу находится на одинаковом расстоянии и измеряется по перпендикуляру, опущенному из центра жесткости на плоскость среза вертикальных болтов.

Б. Размеры пояса башмака определяются из расчета сечения $C-C$. Допускаем, что пояса воспринимают только осевые силы от изгибающего момента

$$N_n = \frac{Q t_{cc}}{h_{cc}}.$$

В месте излома пояса башмака необходимо установить вертикальный профиль, воспринимающий составляющие сил, которые вызывают сжатие стенки башмака.

С точки зрения технологии сборки башмак выгоднее делать без поясов, так как его проще устанавливать на стенке. Но при этом увеличивается толщина стенки башмака δ , а следовательно, и эксцентриситет передачи сил, что снижает усталостную прочность соединения его надежность.

Конструирование стыкового узла, передающего изгибающий момент

Рассмотрим конструирование стыкового узла, передающего изгибающий момент. Стыковой узел можно выполнить как с вертикально, так и с горизонтально расположенными проушинами.

Стыковой узел с вертикально расположенными проушинами представлен на рис. 4.9. Он выполнен в виде двух стыковых башмаков, установленных на поясах понжерона.

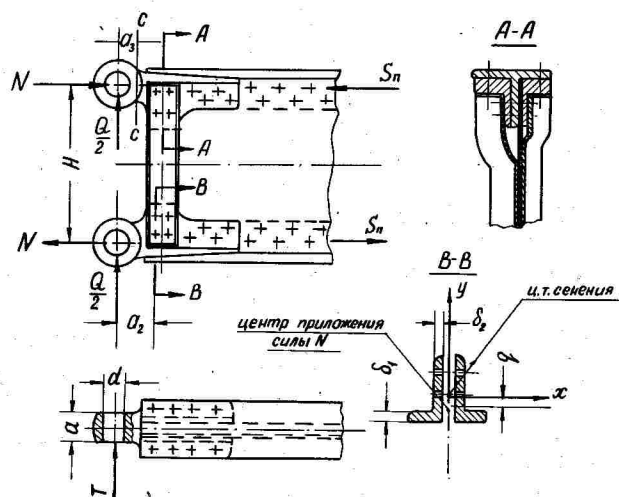


Рис. 4.9

При малой строительной высоте крыла возможно объединение двух башмаков в один общий узел. В настоящее время технология производства позволяет выполнять стыковые проушины заодно с поясом лонжерона. Но как бы ни были выполнены верхняя и нижняя проушины, между ними обязательно должна существовать связь в виде вертикального профиля, распределяющего между ними поровну перерезывающую силу Q . Материалом стыкового узла обычно служит сталь 30ХГСА, из которой он штампуется и доводится механической обработкой до требуемых размеров. Последовательность проекторочного расчета узла, необходимого для определения его параметров, обычно следующая:

1. Определение потребного сечения стыкового болта от действия суммарной силы $R = \sqrt{N^2 + \left(\frac{Q}{2}\right)^2}$.
2. Расчет проушины на разрыв и смятие от силы R .
3. Проверка опасного сечения башмака CC , подвергающегося разрыву от силы N , срезу силой $\frac{Q}{2}$ и изгибу моментом $M_{cc} = \frac{Q}{2} a_1$.
4. Проверка сечения $B-B$ по первому ряду болтов на разрыв от силы N и изгиб разностью моментов $\Delta M = Q a_2 - N q$, где a_2 — расстояние от силы Q до сечения $B-B$; q — расстояние от центра тяжести сечения $B-B$ до линии действия силы N .

Эксцентриситет силы N можно подобрать так, что момент $Q, a_2 = Nq$, тогда $\frac{Q}{N} = \frac{q}{a_2}$. Поскольку $N \gg Q$, то $a_2 \gg q$, т.е. эксцентриситет может быть незначительным.

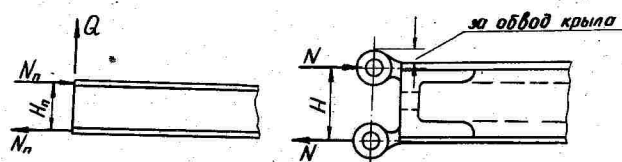


Рис. 4.10

При уменьшении относительной толщины крыла возрастает величина осевой силы N при том же значении силы Q (рис. 4.10), так как

$$N = \frac{M}{H},$$

где M — изгибающий момент; H — расстояние между осями стыковых болтов.

При этом размеры проушины становятся чрезвычайно большими и она или должна сильно выйти за обвод крыла, или при уменьшении размера H ее масса становится очень невыгодной в весовом отношении. Одним из возможных решений в этом случае является переход от соединения ухвата к гребенчатому соединению с несколькими проушинами (рис. 4.11,а). При этом уменьшается диаметр болта, поскольку увеличивается количество его срезов, а также увеличивается плечо момента H . Уменьшается нагрузка на каждую проушину, а следовательно, и размеры проушин (как за счет увеличения числа проушин, так и за счет увеличения размера H).

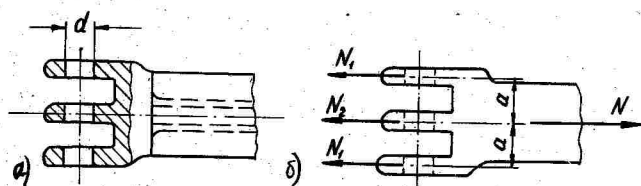


Рис. 4.11

Недостатком гребенчатого соединения является эксцентриситет в передаче силы на крайние проушины (рис. 4.11,б). В результате проушины работают в неравных условиях. Край-

ние проушины догружаются изгибающим моментом на плече a , что вредно сказывается на усталостной прочности. Кроме того, наличие момента при небольшой технологической неточности может привести к появлению изгибающего момента в стыковом болте и к его преждевременному разрушению.

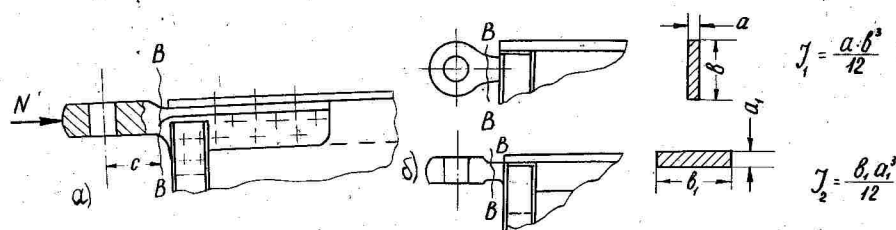


Рис. 4.12

Стыковой узел с горизонтально расположенными проушинами показан на рис. 4.12,а. Такие проушины упрощают технологию сверления отверстий под стыковой болт и дают возможность обеспечить взаимозаменяемость. С точки зрения работы самой проушины конструкции с вертикальной и горизонтальной проушинами будут равнопрочны. Но при рассмотрении прочности башмака в сечении $B-B$ (рис. 4.12,б) видно, что проушина с горизонтальным болтом будет работать на изгиб от момента $M = Qc$ в плоскости наибольшей жесткости с мо-

ментом инерции $J_1 = \frac{a b^3}{12}$, а проушина с вертикальным болтом - в плоскости наименьшей жесткости с $J_2 = \frac{b a^3}{12}$, т.е.

$J_1 \gg J_2$. Отсюда очевидно, что в весовом отношении проушина с горизонтальным болтом выгоднее. При малой строительной высоте крыла $N \gg Q$ и целесообразно перейти на горизонтальные проушины с несколькими вертикальными двухсрезными болтами (рис. 4.13). Из-за малости силы Q по сравнению с силой N для сечения $B-B$ определяющим становится разрыв от силы N , а не изгиб от $M = Qc$. Из-за большой жесткости сечения aa изгиб моментом $M_1 = N_1 a$

Рис. 4.13

практически не влияет на прочность проушин. В результате загрузка всех проушин становится более равномерным. Исключается изгиб болтов, как это имело место в гребенчатом соединении.

§ 5. СИЛОВАЯ УВЯЗКА КОНСТРУКЦИИ И КОНСТРУИРОВАНИЕ НАКЛАДОК, ФИТИНГОВ, КОСЫНОК

В предыдущих разделах курса рассмотрены основные элементы, из которых состоят агрегаты (сборочные единицы) самолета, способы их соединения, стыковые узлы, кронштейны подвески. Для того чтобы из изученных нами элементов конструкции 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 каких-то определенных направлениях, поэтому конструктор должен четко представлять себе, на какие нагрузки способен работать тот или иной элемент конструкции, и соответствующим образом передавать на него нагрузку с других элементов.

Подведем итог сказанному об основных образующих самолетные конструкции, элементах и их нагружении.

1. Стержни — способны работать только на осевые нагрузки растяжения и сжатия (с потерей и без потери устойчивости). В самолетных конструкциях это стрингеры, тяги управления, лонжероны фюзеляжа, элементы ферменных конструкций, стойки и подкосы шасси, тяги подвески двигателей.

2. Тонкостенные двухпоясные балки — способны воспринимать только нагрузки, действующие в их плоскости, работая при этом на изгиб и срез. Пояса этих элементов работают практически только на осевые усилия, отличаясь от стержней тем, что напряжения в их сечениях не постоянны, а изменяются по высоте по линейному закону, достигая максимума в волокнах, наиболее удаленных от нейтральной оси балки. Пояса с малой толщиной работают практически 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, защитные шпангоуты.

3. Стенки, передающие в своей плоскости перерезывающие и осевые силы, а также частично изгибающий момент. Это разного рода кронштейны, накладки.

4. Балки, работающие на все виды нагрузок во всех плоскостях. Это элементы конструкции шасси — цилиндры амортизатора, траверсы, рычаги подвески колес, подмоторные рамы, оси цельноповоротных плоскостей.

5. Брусья, образующие рамы, которые работают на изгиб, срез и осевые усилия в своей плоскости. Это силовые шпангоуты, траверсы шасси, балки пола и др.

6. Тонкостенные замкнутые оболочки, способные воспринимать крутящий момент. Такими оболочками являются обшивки всех основных агрегатов планера самолета.

Рассмотрим образование из вышеперечисленных элементов конструкции основных агрегатов планера самолета, представляющих собой тонкостенные контурные балки, способные работать на изгиб и срез в любом направлении, а также воспринимать крутящий момент.

Возьмем две двухпоясные тонкостенные балки 1 и 2 (рис. 4.14) разной жесткости, заделанные с одного конца (считаем, что заделка расположена далеко и ее влияние не учитываем). Соединим эти балки поперечной тонкостенной двухпоясной балкой 3 и приложим к ней сосредоточенную силу P .

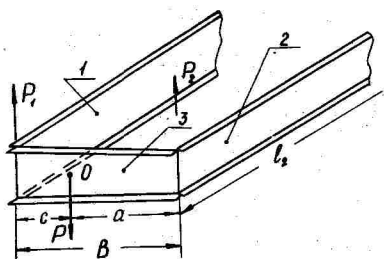


Рис. 4.14

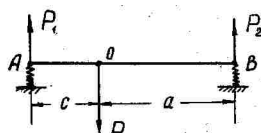


Рис. 4.15

Посмотрим, как должна быть приложена эта сила, чтобы система изгибалась без поворота, т.е. балка 3 опускалась параллельно самой себе. Это условие можно записать в виде

$$\Delta_A = \Delta_B, \text{ где } \Delta - \text{прогиб.}$$

Из сопромата известно, что

$$\Delta = c \frac{Pl^3}{EI},$$

тогда

$$\Delta_A = c \frac{\rho_1 l_1^3}{E_1 J_1} \quad \text{и} \quad \Delta_B = c \frac{\rho_2 l_2^3}{E_2 J_2},$$

где c — постоянная; ρ_1 и ρ_2 — соответственно реакции в точках A и B ; l_1 и l_2 — длины балок; E — модуль упругости балок; J — момент инерции сечения балок 1 и 2.

Полагая $\Delta_A = \Delta_B$, получаем

$$c \frac{\rho_1 l_1^3}{E_1 J_1} = c \frac{\rho_2 l_2^3}{E_2 J_2} \quad \text{или} \quad \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{E_1 J_1 l_2^3}{E_2 J_2 l_1^3};$$

при равных длинах балок и одинаковых материалах имеем

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{J_1}{J_2}.$$

Рассмотрим балку 3 (рис. 4.15). Составим уравнения моментов относительно точек A и B :

$$\rho_1 B = \rho a; \quad \rho_2 B = \rho c.$$

Разделим первое уравнение на второе. Получим

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{a}{c}, \quad \text{где} \quad \rho_1 + \rho_2 = \rho,$$

и так как

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{E_1 J_1}{E_2 J_2}, \quad \text{то} \quad \frac{a}{c} = \frac{E_1 J_1}{E_2 J_2}.$$

При $E = \text{const}$ $\frac{a}{c} = \frac{J_1}{J_2}$. Считая, что изгиб воспринимается только поясами, запишем

$$J = 2 J_{\text{п.собств}} + 2 F_{\text{п}} \left(\frac{H}{2} \right)^2,$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь пояса балки; H — расстояние между центрами тяжести поясов.

Для проектировочных расчетов собственным моментом инерции пояса можно пренебречь, тогда

$$J = \frac{F_{\text{п}}}{2} H^2 \quad \text{и} \quad \frac{a}{c} = \frac{F_{\text{п}_1} H_1^2}{F_{\text{п}_2} H_2^2}.$$

Окончательно получаем

$$\frac{a}{c} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{F_{\text{п}_1} H_1^2}{F_{\text{п}_2} H_2^2}.$$

Если $F_{\text{п}_1} H_1^2 > F_{\text{п}_2} H_2^2$, то $a > c$.

По полученному выражению видно, что для изгиба системы без закручивания сила должна быть приложена ближе к более жесткой балке. При этом точка O и будет центром жесткости системы. Следует отметить, что при постоянной длине балок 1 и 2 и при одинаковом материале их поясов определяющей в выражении для жесткости будет высота балок H . При разных длинах балок наибольшее влияние на жесткость будет оказывать их длина, так как она входит в выражение для жесткости в третьей степени. Если силу переместить из точки O в точку ε (рис. 4.16, а) на расстояние m , то поступательное движение системы нарушится. Прогиб балки 2 (точка B) увеличится, и система начнет поворачиваться и искажаться. Для восприятия возникшего закручивающего систему момента $M = P \cdot m$ необходимо ввести дополнительные силовые элементы. Это может быть набор раскосов и расчалок в узлах соединения продольных и поперечных балок, создающих пространственную ферму. Это может быть работающая на сдвиг обшивка, закрепленная на верхней и нижней поверхностях системы (рис. 4.16, б). Крутящий момент при этом уравнивается потоком касательных сил

$$q_{кр} = \frac{M_{кр}}{2\omega} = \frac{P \cdot m}{B(H_1 + H_2)}$$

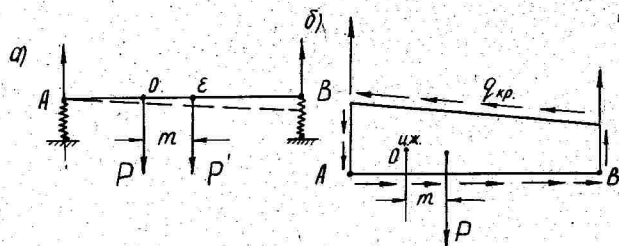


Рис. 4.16

Образованная таким образом пространственная тонкостенная балка способна воспринимать все виды нагрузок, т.е. изгиб и срез в двух плоскостях, растяжение, сжатие и крутящий момент. Однако элементы, из которых она состоит, способны воспринимать только определенные виды нагрузок. Это надо учитывать при конструировании и соответствующим образом определять силы, т.е. осуществлять силовую увязку конструкции, вводя промежуточные элементы в виде косынок, накладок и фитингов. Рассмотрим это на примерах.

Пример 1. 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. 4.17,а) соответствующим числом заклепок или болтов. Но помимо поперечной силы на плоскость крепления кронштейна действует изгибающий момент $M = P \cdot c$, который не способна воспринять продольная балка, так как он действует не в ее плоскости. Осевые силы от момента необходимо передать на пояса поперечных балок 3, способных их воспринять. Для этого введем в конструкцию дополнительные фитинги. Каждый фитинг соединен с кронштейном болтом, работающим на растяжение, и с поясами поперечной балки заклепками. Чтобы фитинг не раскрывался от незначительного момента, возникающего за счет несовпадения оси болта с плоскостью среза заклепок, его изготавливают с дополнительной гранью. В данном примере основание кронштейна растянuto в ширину для упрощения его увязки с поперечными балками. Второй вариант приведен на рис. 4.17,б.

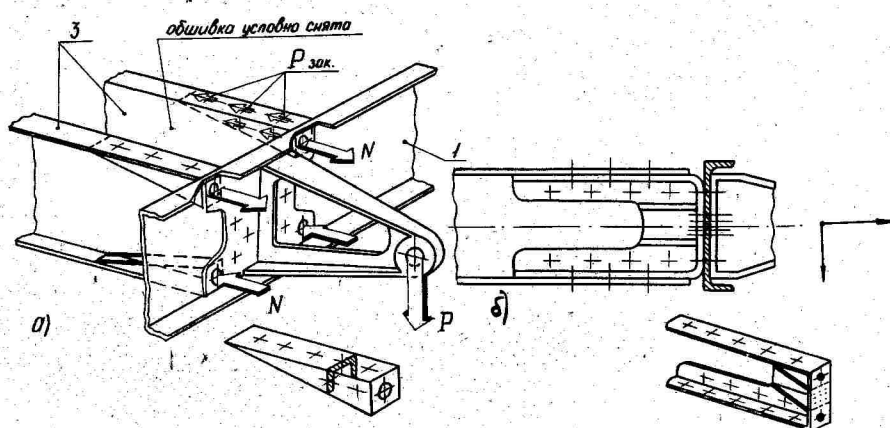


Рис. 4.17

Пример 2. Рассмотрим силовую завязку при передаче на систему большой поперечной силы. Так как поперечную силу способны воспринимать только стенки двухпоясных балок, то и передачу на стенку необходимо осуществить с помощью узла типа, представленного на рис. 4.18. Для того чтобы пояс балки не раскрывался от момента, вызываемого силой P от-

носителю плоскости среза заклепок, в узле предусмотрены два ребра.

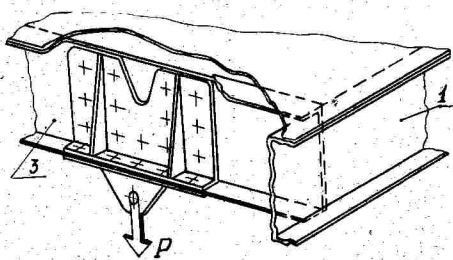


Рис. 4.18

Размер основания узла определяется потребным количеством заклепок, необходимых для передачи на стенку силы P . Так как стенка двухпоясной балки считается заданной, то допустимый диаметр заклепок определяется из условия смятия стенки толщиной $\delta_{ст}$:

$$d_{зак} = \frac{P_{зак}}{\sigma_{см} \delta_{ст}}$$

Пример 3. Если продольная балка 1 системы по каким-либо соображениям выполнена с изломом, то в точке, где меняется направление балки, возникает боковая неуравновешенная сила S (рис. 4.19,а). 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 фитинги, показанные на рис. 4.19,б. Целесообразно в зоне соединения продольной и поперечной балок установить под обшивку еще дополнительную накладку 4 (при этом пояса балки должны быть выполнены с подсечкой под накладку).

Пример 4. Рассмотрим случай, когда сила действует в плоскости продольной балки 1 на расстоянии C от ее нижнего пояса (рис. 4.20). С кронштейна сила передается срезом болтов на нижний пояс балки. Возникающий за счет выноса кронштейна момент $M = P \cdot c$ трансформируется в пару сил $N = \frac{P \cdot c}{a}$, передаваемую фитингами на стенку и воспринимаемую ее сдвигом. Для предотвращения поворота уголка пояса балки на фитингах предусмотрено по два ребра.

Пример 5. Повышение критических напряжений обшивки пространственной тонкостенной балки, работающей на изгиб, достигается постановкой продольных подкрепляющих элемен-

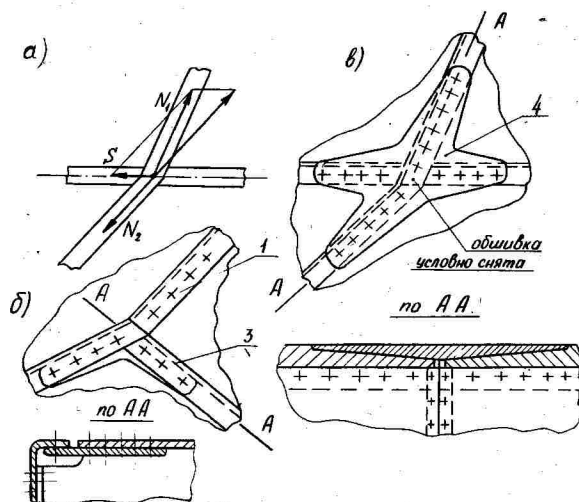


Рис. 4.19

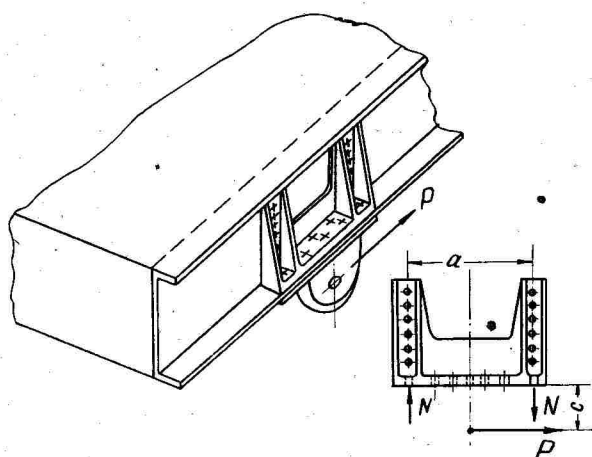


Рис. 4.20

тов. Погонные касательные усилия, действующие в сечении балки, определяются выражением $q = \frac{QS}{J}$. В месте крепления к обшивке продольного элемента скачкообразно изменяется статический момент S , приводящий к изменению потока погонных касательных усилий.

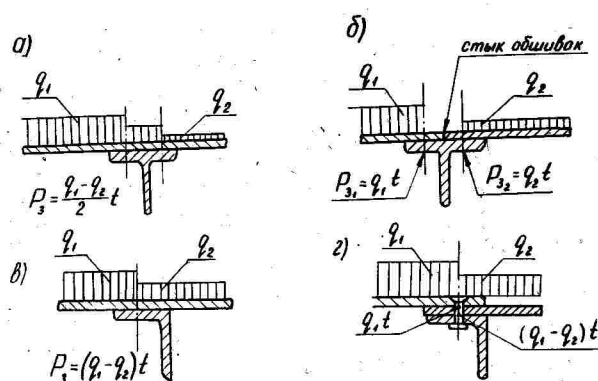


Рис. 4.21

На рис. 4.21,а и в приведены нагрузки, действующие на заклепки крепления продольного элемента к обшивке. На рис. 4.21,б и г приведены значения усилий, действующих на заклепки в случае, если на продольном элементе происходит стык обшивок. На рис. 4.21,г видно, что для снижения усилий на заклепку выгоднее сверху установить лист, нагруженный меньшим погонным усилием q . (В приведенных примерах t — шаг заклепок крепления продольного элемента к обшивке.)

В рассмотренных примерах приведены наиболее характерные случаи силовой увязки конструкции. Намеченный подход к силовому анализу конструкции облегчит работы по конструированию в процессе лабораторно-практических занятий.

ЛИТЕРАТУРА

- ✓ 1. Войт Е.С. Проектирование конструкций самолетов. Ч. 1. - М.: МАИ, 1972.
 - ✓ 2. Шенли Ф.Р. Анализ веса и прочности самолетных конструкций. - М.: Оборонгиз, 1957.
 - ✓ 3. Вигдорчик С.А. Технологические основы проектирования и конструирования самолетов. Ч. 1,2,3. - М.: МАИ, 1975, 1976.
 - ④ 4. Астахов М.Ф. и др. Справочная книга по расчету самолета на прочность. - М.: Оборонгиз, 1954.
 - ✓ 5. Гиммельфарб А.Л. Конструирование в самолетостроении. - М.: Машиностроение, 1978.
 - ✓ 6. Рекомендации по технологичности самолетных конструкций. - М.: Машиностроение, 1975.
 - ✓ 7. Шульженко М.Н. Конструкция самолетов. - М.: Машиностроение, 1974.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Общие вопросы проектирования самолет- ных конструкций	4
§ 1. Основные этапы создания проекта самолета..	4
§ 2. Влияние массы на ЛТХ самолета	5
§ 3. Технологичность как один из важнейших по- казателей совершенства конструкции	6
§ 4. Обеспечение надежности, живучести и удобст- ва эксплуатации	7
§ 5. Выбор материала конструкции	8
Глава 2. Проектирование элементов конструкций...	11
§ 1. Элементы конструкции	11
§ 2. Основные принципы рационального проектиро- вания конструкций самолетов	12
§ 3. Способы обеспечения прочности при мини- мальной массе конструкции	15
Глава 3. Проектирование соединений элементов конструкции	26
§ 1. Типы соединений элементов конструкции . . .	26
§ 2. Методы соединения деталей	28
§ 3. Проектирование и расчет проушин	40
Глава 4. Конструирование стыковых узлов и крон- штейнов	45
§ 1. Конструирование кронштейнов навески рулей и элеронов	45
§ 2. Конструирование кронштейнов навески рулей, допускающих компенсацию в осевом направ- лении	47
§ 3. Конструирование кронштейнов и качалок си- стемы управления	48
§ 4. Конструирование стыковых узлов. Стыковые узлы, передающие силу	49

8 5. Силовая увязка конструкции и конструиро-
вание накладок, фитингов, косынок
Литература

55
63

Елена Сергеевна Войт

КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ САМОЛЕТА

Редактор Е.Г. Ремнева

Техн.редактор Н.Б. Карякина

Л- 65446 от 18.03.80

Бум.типогр. № 2, формат 60х90 1/16

Печ.л. 4,0, уч.-изд.л. 4,0. Тираж 500

Зак. 350/8978. Цена 25 коп.

Ротапринт МАИ

125871, Москва, Волоколамское шоссе, 4