

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

В. Н. МАЙНСКОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

САМАРА
Издательство СГАУ
2006

УДК 629.7.01(075)
ББК 39.5
М 146



**Инновационная образовательная программа
"Развитие центра компетенции и подготовка
специалистов мирового уровня в области аэрокосмических
и геотехнологических технологий"**

Рецензенты: руководитель Самарского КБ ОАО «Туполев»
 В. Н. К л и м о в;
 канд. техн. наук, доц. А. И. Ш у л е п о в

Майнсков В.Н.

М 146 **Проектирование соединений элементов авиационных кон-
струкций:** учеб. пособие / *В.Н Майнсков.* – Самара: Изд-во Самар. гос.
аэрокосм. ун-та, 2006. – 72 с.: ил.

ISBN 5-7883-0501-2

Рассмотрены основные виды соединений авиационных конструкций. Для каждого вида кратко изложена теоретическая часть, даны рекомендации по применению крепежных деталей. Предлагается целесообразный порядок конструирования, приводится перечень нормативно - технической документации и учебно-справочной литературы.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 160201 «Самолето- и вертолестроение» и 160901 «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей», выполняющих лабораторные, практические занятия, курсовое и дипломное проектирование, самостоятельную учебную работу, а также может служить практическим руководством при выполнении проектных работ в межкафедральном конструкторском бюро ЛА.

Подготовлено на кафедре конструкции и проектировании летательных аппаратов.

УДК 629.7.01(075)
ББК 39.5

ISBN 5-7883-0501-2

© Майнсков В. Н., 2006
© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2006

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5	
1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗАКЛЕПОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ	6	
1.1. Рекомендации по выбору типа заклёпок	6	
1.2. Рекомендации по конструированию заклепочных соединений	10	
2. КОНСТРУИРОВАНИЕ БОЛТОВОГО КРЕПЛЕНИЯ КРОНШТЕЙНА	17	17
2.1. Определение нагрузок, действующих на болт	17	
2.2. Определение диаметра болта	18	
2.3. Рекомендации по выбору типа болта	20	
2.4. Рекомендации по выбору гаек и шайб	21	
2.5. Определение шага болтов и расстояния до края листа	23	
2.6. Затяжка и стопорение болтового соединения	23	
2.7. Порядок конструирования болтового соединения	24	
3. КОНСТРУИРОВАНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	26	
3.1. Общая характеристика сварных соединений	26	
3.2. Достоинства и недостатки сварных соединений	26	
3.3. Расчёт сварных соединений	27	
3.4. Рекомендации по конструированию сварных соединений	31	
4. КОНСТРУИРОВАНИЕ КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	35	
4.1. Конструирование клеевого соединения	36	
4.1.1. Нагружение листов потоком нормальных сил	36	
4.1.2. Нагружение листов потоком касательных сил	37	
4.1.3. Комбинированное нагружение листов	38	
4.2. Рекомендации по конструированию клеевых соединений	39	
5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ	40	
5.1. Особенности конструирования последовательного соединения профилей	40	
5.2. Порядок конструирования последовательного соединения профилей	43	
6. УЗЛОВое СОЕДИНЕНИЕ ПРОФИЛЕЙ	45	
6.1. Конструкция узлового соединения	45	
6.2. Конструирование узлового соединения	46	
7. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛОНЖЕРОНА	49	
7.1. Конструирование пояса	49	
7.2. Конструирование стенки	50	
7.3. Конструирование соединения пояс - стенка	52	
7.4. Конструирование соединения обшивки с элементами продольного набора	53	
7.5. Последовательность конструирования лонжерона	56	

8. КОНСТРУИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЯ ТИПА «УХО-ВИЛКА» ...	58
8.1. Нагружение элементов соединения.....	58
8.2. Порядок и особенности конструирования	замыкающего элемента
.....	60
8.3. Проектирование проушин неподвижных соединений без подшипников и втулок).....	61
8.4. Проектирование проушины с подшипником скольжения или втулкой	63
8.5. Проектирование проушины с подшипником качения или шарнирным подшипником	67

ВВЕДЕНИЕ

В большой по объему и многообразной по содержанию работе по проектированию летательного аппарата существенный объем занимает конструирование соединений деталей, узлов и агрегатов.

Жесткие, как правило, противоречивые требования к авиационным конструкциям, разнообразие решаемых задач, быстрое внедрение новых материалов и технологий, научно-технический прогресс делают труд конструктора творческим, новаторским.

Существенно расширяет возможности конструктора в поиске рациональных решений использование современных систем автоматизации проектирования (САПР). Но формализовать работу конструктора весьма сложно. Большое значение имеет практический опыт. Конструктор приобретает его не только в процессе работы, но и получает в обобщенном виде в стандартах, инструкциях, рекомендациях и других регламентирующих документах, соблюдение которых является необходимым условием получения качественных конструкций.

В большой мере это относится к конструированию соединений – типовой конструкторской задаче.

Известно, что наилучшей с точки зрения минимума массы является монолитная конструкция. Однако очень часто по функциональным, эксплуатационным или технологическим причинам конструкцию приходится делать составной. Существуют различные виды соединений. При выборе конкретного вида исходят из назначения соединения, действующих в нем усилий, применяемых материалов, требований производства, эксплуатации, экономичности.

Конструированию наиболее распространенных соединений в транспортном машиностроении и в самолетостроении в частности посвящено данное учебное пособие.

1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗАКЛЕПОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Заклепки широко применяются для выполнения неразъемных соединений. Промышленность выпускает обширную номенклатуру заклепок, отличающихся назначением, геометрией закладной головки, размерами, материалом, конструкцией и технологией клепки. Сортамент применяемых в авиационном строительстве заклепок приведен в [1].

1.1. Рекомендации по выбору типа заклёпок

Для соединения конструкций из алюминиевых сплавов используются заклёпки из специальных алюминиевых сплавов.

При температуре эксплуатации до 100⁰С для изготовления заклёпок используют сплавы:

- В65 – для соединения деталей из алюминиевых сплавов высокой и средней прочности (В95, Д16, ...);
- Д18П – для соединения деталей из алюминиевых сплавов средней прочности (Д16, АК,...);
- АМг5П – для соединения деталей из алюминиевых сплавов низкой прочности (АЛ, АМг, АМц, ...).

При температуре эксплуатации до 250⁰С используют заклёпки из сплава Д19П.

Применение стальных заклёпок для получения высокоресурсных конструкций из алюминиевых сплавов весьма нежелательно, так как при осаживании стержня заклёпки в процессе образования замыкающей головки более прочный материал заклёпки разрывает поверхность отверстия в детали и приводит к появлению микротрещин, резко снижающих долговечность соединения. По этой же причине ограничено (до 8...10%) применение ударного способа образования замыкающей головки и применение заклёпок из алюминиевых сплавов большого (больше 8 мм) диаметра. В этих случаях целесообразно использовать болтовое соединение.

Отметим, что для заклёпочных соединений деталей и узлов из сталей и композиционных материалов предпочтительней использование стальных заклёпок.

При выборе типа заклёпок следует придерживаться следующих рекомендаций.

Для силовых швов, не находящихся на внешней поверхности самолёта,

наилучшими являются заклёпки с полукруглой (рис.1.1) и плоской (рис.1.2) закладными головками.

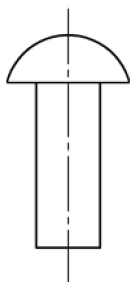


Рис. 1.1

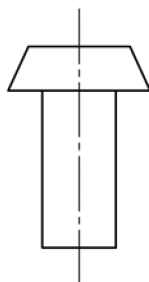


Рис. 1.2

Заклёпки с полукруглой головкой применяют для ручной клёпки, с плоской головкой – для клёпки на клепальных прессах.

Эти заклёпки позволяют создать более технологичное, прочное и дешёвое соединение, чем при использовании потайных заклёпок.

Для основной части внешней поверхности самолёта применяют потайные заклёпки с конусностью закладной головки 90° (рис.1.3) и 120° (рис.1.4).

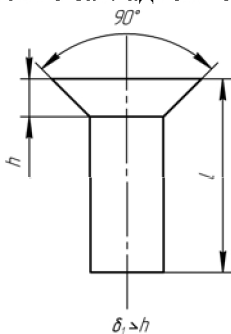


Рис. 1.3

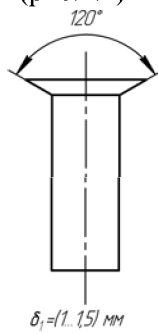


Рис. 1.4

Клёпка
требует

«впотай»

дополнительной точной операции - зенковки отверстия под закладную головку. При этом западание головки недопустимо, а выступание над поверхностью детали не должно превышать 0,1 мм.

Существенный недостаток такого соединения - концентрация напряжений в точках *a* и *b* (рис.1.5) и, как следствие, снижение ресурса соединения.

Поэтому заклёпки подбирают так, чтобы высота закладной головки *h* была меньше толщины листа δ_1 (рис.1.5.), т.е. для толстых обшивок используют заклёпки с конусностью закладной головки 90° , для более тонких обшивок

($\delta_1 = 1 \dots 1,5 \text{ мм}$) – заклёпки с конусностью 120° .

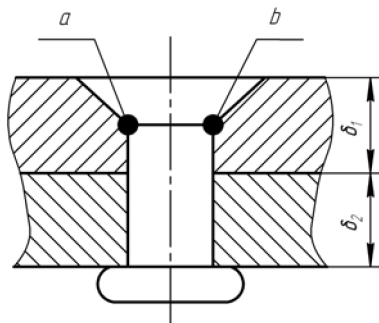


Рис. 1.5

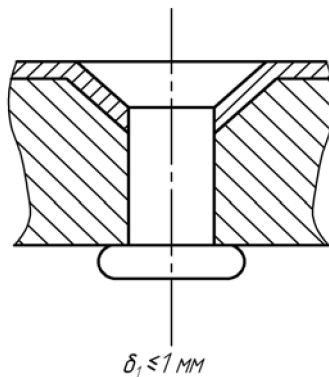


Рис. 1.6

Для крепления листов толщиной менее 1 мм ($\delta_1 \leq 1 \text{ мм}$) можно применить подштамповку обшивки (рис.1.6).

Такой вариант существенно разгружает заклёпку от срезающих усилий, но ещё сложнее в производстве и дороже.

Если требования аэродинамики не очень жёсткие, можно использовать заклёпки с плоско – выпуклой закладной головкой (рис.1.7).

Повысить выносливость и герметичность соединения можно, создав хороший радиальный натяг в зоне перехода закладной головки в стержень и увеличив стяжку пакета. Возникающие в месте контакта соединяемых листов силы трения существенно разгружают заклёпки от срезающих усилий. Добиться этих эффектов можно, применяя заклёпки с компенсатором (рис.1.8).

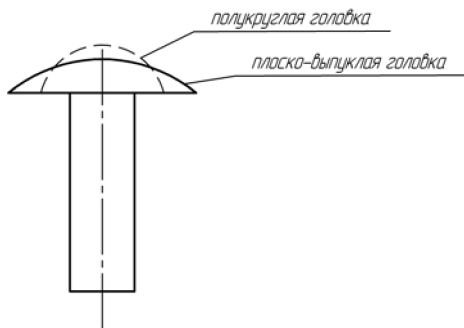


Рис. 1.7

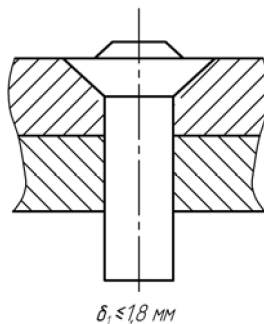


Рис. 1.8

Максимального эффекта можно достичь, используя клёпку стержнями (рис.1.9). В этом случае замыкающие головки образуются с двух сторон, стяжка пакета и радиальный натяг возрастают, долговечность соединения увеличивается в 7...10 раз по сравнению с традиционными заклёпками. Однако для получения качественного соединения стержень в отверстии должен быть очень точно выставлен, поэтому клёпка может выполняться лишь на специальных автоматических клепальных прессах.

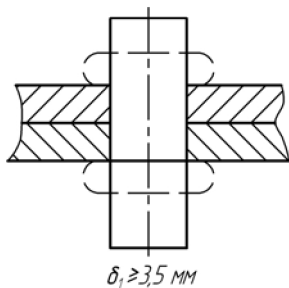


Рис. 1.9

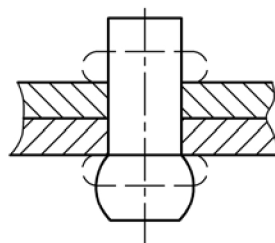


Рис. 1.10

Для ручной прессовой клёпки применяют так называемые универсальные заклёпки, представляющие собой стержень, частично осаженный с одного конца (рис.1.10).

Для клёпки с одной стороны применяют заклёпки с сердечником (рис.1.11) и другие специальные виды заклёпок.

Для получения высоконагруженных швов используют заклёпки с высоким сопротивлением срезу, титановые или стальные болт - заклёпки (рис.1.12) и другие виды крепежа, полную информацию о которых можно

найти в соответствующих ОСТах.

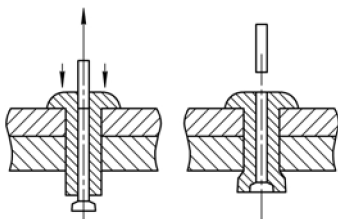


Рис. 1.11

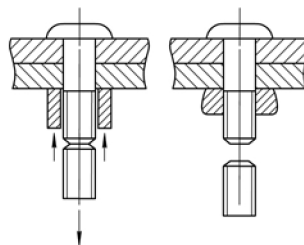


Рис. 1.12

1.2. Рекомендации по конструированию заклепочных соединений

Основными параметрами заклепочного соединения являются (рис. 1.13):

- d - диаметр заклепки; a - расстояние от края листа;
- l - длина заклепки; δ_i - толщина соединяемых листов;
- t - шаг заклепочного шва; $S = \sum \delta_i$ - толщина пакета.

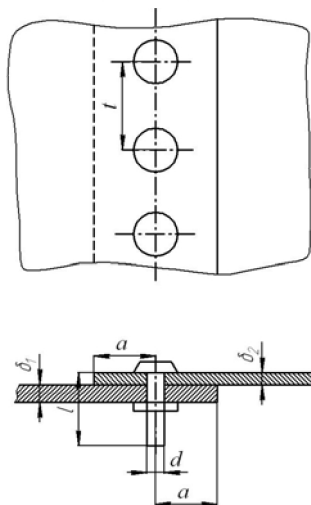


Рис. 1.13

Определение параметров соединения имеет смысл проводить из условия равнопрочности всех его элементов. Как правило, из предшествующего проектировочного расчета конструктору известны толщины и материал соединяемых листов.

Подбор диаметра заклепки d осуществляется из условия равнопрочности заклепки на срез и заклепки или листов под ней на смятие:

$$P_{\text{ср}} = P_{\text{см}}, \text{ или}$$

$$[\tau_3] \frac{\pi d^2}{4} n = [\sigma_{\text{см}}] d \delta_{\text{min}} n,$$

откуда легко получить:

$$d = \frac{4}{\pi} \frac{[\sigma_{\text{см}}]}{[\tau_3]} \delta_{\text{min}}, \quad (1.1)$$

$$[\sigma_{\text{см}}] = \min \{ [\sigma_{\text{см}}]_{\text{Л}}, [\sigma_{\text{см}}]_{\text{З}} \},$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{Л}}, [\sigma_{\text{см}}]_{\text{З}}$ - допускаемые напряжения на смятие соответственно материала листа и заклепки;

τ_3 - допускаемое напряжение на срез заклепки;

δ_{min} - минимальная из толщин соединяемых листов.

Найденное значение округляется до ближайшего по сортаменту.

В конструкторской практике подбор диаметров заклепок чаще ведут по нормали ЗАР [1], где в табличном виде приведены значения $P_{\text{ср}}$ и $P_{\text{см}}$ в зависимости от d и δ .

В силовых соединениях заклепки диаметром меньше 3 мм не применяются.

Основы расчета локальной группы заклепок в данном пособии не рассматриваются. Для авиационных конструкций характерно применение заклепочных соединений в регулярных зонах панелей обшивки, нагруженных распределенными нормальными и касательными силами.

Определение шага t рассмотрим в зависимости от варианта нагружения:

- 1) Нагружение листов обшивки нормальными силами.

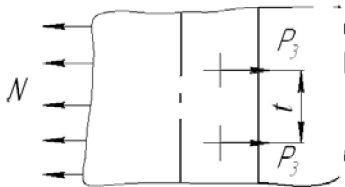


Рис. 1.14

Из условия равновесия листов (рис. 1.14) и прочности заклепки на срез и листа на смятие:

$$P_3 = \frac{N \cdot t}{i \cdot n} \leq P_{\text{разр}} ,$$

где i - число рядов заклепок;

n - число плоскостей среза в заклепке;

$N = [\sigma] \delta$ - погонная нормальная сила;

$[\sigma]$ - допускаемое нормальное напряжение в листе;

$P_{\text{разр}} = \min\{P_{\text{ср}}; P_{\text{см}}\}$ - разрушающее усилие для шва ($P_{\text{ср}}$ и $P_{\text{см}}$ определяются по нормали ЗАР).

Или $P_3 = \frac{[\sigma] \delta \cdot t}{i \cdot n} \leq P_{\text{разр}}$, откуда

$$t \leq \frac{P_{\text{разр}} \cdot i \cdot n}{[\sigma] \delta} . \quad (1.2)$$

2) Нагружение листов обшивки касательными силами.

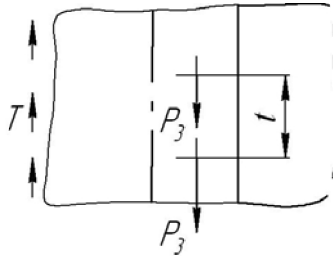


Рис. 1.15

Из тех же соображений (рис. 1.15):

$$P_3 = \frac{T \cdot t}{i \cdot n} \leq P_{\text{разр}} ,$$

где $T = [\tau] \cdot \delta$ - погонная касательная сила;

$[\tau]$ - допускаемое касательное напряжение в листе.

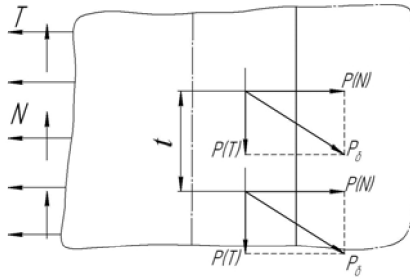
Или $P_3 = \frac{[\tau] \cdot \delta \cdot t}{i \cdot n} \leq P_{\text{разр}}$, откуда

$$t \leq \frac{P_{\text{разр}} \cdot i \cdot n}{[\tau] \delta} . \quad (1.3)$$

Для условия $[\tau] \approx 0,65[\sigma]$

$$t \leq 1,54 \frac{P_{\text{разр}} \cdot i \cdot n}{[\sigma] \delta} . \quad (1.3a)$$

3) Комбинированное нагружение обшивки.



Согласно

рис. 1.16

Рис. 1.16

$$P_3 = \sqrt{P(N)^2 + P(T)^2} .$$

Из условия равновесия листа и прочности заклепки на срез:

$$P_3 \leq \frac{\delta \cdot t}{i \cdot n} \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leq P_{\text{разр}}$$

или

$$t \leq \frac{P_{\text{разр}} \cdot i \cdot n}{\sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \cdot \delta} , \quad (1.4)$$

где σ и τ - действующие в листе напряжения.

Найденный из условия прочности шаг по технологическим соображениям должен быть уменьшен до ближайшего стандартного. ОСТ 1.00016-71 предусматривает следующие значения шага в заклепочных швах:

t , мм: 12,5; 15; 17,5; 20; 25; 30; 35; 40; 50; 60.

Отклонения от стандарта допускаются в сложных, нерегулярных местах,

при постановке отдельных групп заклепок.

Ограничения на величину шага:

$$\begin{aligned} t &\leq 25\delta, \\ t &\geq 3 \cdot d - \text{для однорядного шва;} \\ t &\geq 5 \cdot d - \text{для многорядного шва.} \end{aligned} \quad (1.5)$$

Определение минимального расстояния от края листа a проводится из условия равнопрочности листа на смятие и срез:

$$P_{\text{см}} = P_{\text{ср}}.$$

Срез происходит по линиям 1-1 и 2-2 (рис. 1.17).

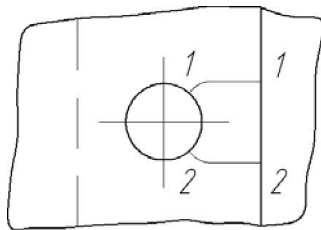


Рис. 1.17

Отсюда легко вывести:

$$a = \frac{d}{2} \left(1 + \frac{[\sigma_{\text{см}}]}{[\tau_{\text{л}}]} \right). \quad (1.6)$$

Поскольку $[\sigma_{\text{см}}] \approx 2 \cdot [\tau_{\text{л}}]$, приближенно можно принять

$$a \approx 1,5 \cdot d. \quad (1.6a)$$

На практике принимают $a = (1,5 \dots 2)d$, причем большее значение выбирают для соединения тонких листов.

Определение длины заклепки l в зависимости от диаметра и толщины пакета ведется по ОСТ 1.34041-79 – для обычных заклепок и по ОСТ 1.34042-79 – для стержневых.

Часто используют простые соотношения:

$l = S + 1,3d$ - для заклепок с нормальной замыкающей головкой;

$l=S+0,8d$ - для заклепок с потайной замыкающей головкой.

Полученное значение округляют до ближайшего по сортаменту.

Порядок конструирования заклепочного шва рекомендуется следующий:

1) выбирается тип соединения (n, i), тип заклепки и по соответствующему стандарту $[\tau_{зк}]$. Есть смысл начать конструирование с однорядного шва ($i=1$);

2) определяется по (1) и подбирается по сортаменту диаметр заклепки d и по нормали ЗАР – $P_{ср}$ и $P_{см}$;

3) по (1.2), (1.3), (1.3а) или (1.4) определяется шаг заклепок и уменьшается до ближайшего стандартного. При невыполнении ограничений (1.5) нужно изменить i или n и повторить пункты 1-3;

4) определяется расстояние от края листа и длина заклёпки.

Конструируя заклепочное соединение, надо придерживаться некоторых правил:

- заклепки должны нагружаться только срезающими усилиями;
- расстояние между рядами h в двух- или многорядном соединении принимается равным $h = (0,6 \dots 0,8) t$;

- пакет должен состоять не более чем из трех соединяемых элементов (листов);

- толщина пакета $S \leq (5 \dots 6) d$;

- пакет лучше комплектовать так, чтобы более прочный лист располагался со стороны замыкающей головки (рис. 1.18).

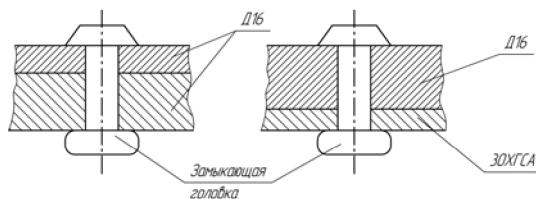


Рис. 1.18

Ниже приводится список источников, использованных в гл. 1 и полезных при конструировании заклепочных соединений.

1. Крепежные нормы: Сб. стандартов. М.: Минавиапром СССР, 1970.
2. ОСТ 1.34041-79. Соединения заклепками для автоматической клепки. Радиальный натяг и подбор длин заклепок. Введ. с 01.07.79.
3. ОСТ 1.00016-71. Шаг заклепок в заклепочных швах. Введ. с 01.06.72.

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ БОЛТОВОГО КРЕПЛЕНИЯ КРОНШТЕЙНА

Наряду с заклепочными болтовые соединения получили самое широкое распространение в самолетостроении. Болты используются для получения подвижных и неподвижных разъемных соединений. В неподвижных неразъемных соединениях переходят с заклепочного на болтовое соединение в случае значительных срезающих усилий, требующих применения заклепок большого диаметра (более 8 мм) и при действии существенных усилий, растягивающих крепеж. Стандарты содержат большую номенклатуру гаек, шайб и болтов, отличающихся диаметром, длиной гладкой и нарезной частей, формой головки, материалом, классом точности, допусками на размеры, защитным покрытием.

Конструирование болтового соединения мало отличается от конструирования заклепочного соединения, особенно для болтов, работающих на срез.

В дополнение к параметрам заклепочного соединения (см. гл. 1) для болтового определяются:

- а) допуск и посадка болта;
- б) стандарт гайки и шайбы;
- в) минимальные размеры места под ключ;
- г) вид стопорения.

2.1. Определение нагрузок, действующих на болт

Нагрузки на болт зависят от величины внешних сил, количества и расположения болтов в соединении, конструкции стыка.

Для протяженных болтовых швов в регулярных зонах конструкции определение нагрузок на болт аналогично рассмотренному в гл. 1.

В основе методики определения усилий для группы болтов лежит понятие «центра жесткости» группы болтов. На рис. 2.1 показаны два основных варианта нагружения болтов крепления кронштейна: *а* – крепление без упора кронштейна в стойку; *б* – то же с упором.

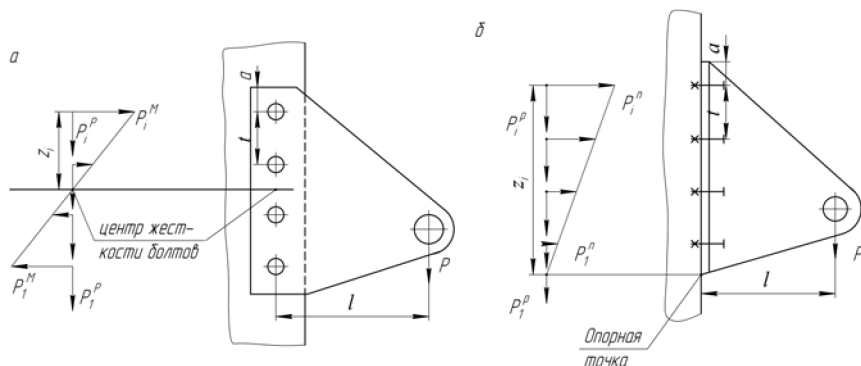


Рис. 2.1

Составляющие усилия на болт (рис. 2.1) определяются по формулам:

$$P_i^P = P \frac{F_i}{\sum F_i}; \quad P_i^M = Pl \frac{F_i z_i}{\sum (F_i z_i^2)}, \quad (2.1)$$

где F_i - площадь поперечного сечения i -го болта.

Если обе составляющие нагружают болт срезом (рис. 2.1,а), определяется их равнодействующая:

$$R = \sqrt{(P_i^P)^2 + (P_i^M)^2}.$$

2.2. Определение диаметра болта

Диаметр болта d , работающего на срез или растяжение, определяется по ОСТ 1.31100-80 [1], где приводятся соответствующие разрушающие усилия для болтов:

$$P_\delta \leq P_{\text{разр}}; \quad \eta = \frac{P_{\text{разр}}}{P_\delta} \geq 1, \quad (2.2)$$

где P_δ и $P_{\text{разр}}$ - соответственно действующее и разрушающее усилия для

болта;

η - коэффициент избытка прочности. Для варианта на рис. 2.1,а $P_6 = R$.

Если болт нагружен одновременно срезающим и растягивающим усилиями, диаметр подбирается по эквивалентной нагрузке по ОСТ 1.31100-80.

Из условия прочности болта:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{\text{в}};$$

для варианта на рис. 2.1,б:

$$P_{\text{экв}_i} = \sqrt{(P_i^M)^2 + 4(P_i^P)^2} \leq P_{\text{разр}}. \quad (2.3)$$

Подчеркнем, что в данном случае $P_{\text{разр}}$ - разрушающее усилие для болта при растяжении.

Подбор диаметра болта при сочетании срезающего и растягивающего усилий можно выполнить и по [4].

Ограничения на выбор d :

- 1) номенклатура диаметров болтов выбранного типа (указывается в соответствующем стандарте [1]);
- 2) $d \geq 5$ мм – для неподвижных соединений;
- 3) $d \geq 6$ мм – для шарнирных соединений.

Возможны два варианта конструктивного оформления группы болтов:

а) диаметры болтов соответствуют действующим в них усилиям (эффективен в весовом отношении);

б) диаметры болтов одинаковы и соответствуют усилию в самом нагруженном болте (эффективен в производственном плане).

Проверка болта на смятие выполняется для болтов, работающих на срез, в тех редких случаях, когда материал болта менее прочен, чем материал соединяемых деталей:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\delta}^{\text{ср}}}{d \delta} \leq \mu \sigma_{\text{в}}, \quad \eta = \frac{\mu \sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{см}}}, \quad (2.4)$$

где $P_{\delta}^{\text{ср}}$ - срезающая компонента усилия на болт;

δ - толщина соединяемой детали;

$$\mu = \begin{cases} 1,0 \dots 1,3 & \text{для неподвижных соединений,} \\ 0,65 & \text{для малоподвижных соединений,} \end{cases}$$

для подвижных соединений.

Чаще условие (2.4) используется для определения δ .

2.3. Рекомендации по выбору типа болта

Наиболее употребляемые типы болтов приведены в табл. 2.1. Все приведенные типы болтов из стали 30ХГСА. Болты из нержавеющей стали 14Х17Н2 применяют в конструкциях из нержавеющей сталей и титановых сплавов. Титановые болты рекомендуется применять только для работы на срез.

При назначении посадки болта надо иметь в виду следующее.

Болтовые соединения, работающие на растяжение, не требуют посадки с натягом и высокого класса точности. Обычно применяют $H12/h12$.

Для работы на срез используют болты 2, 3 классов точности по скользящей или плотной посадке: $H9/h8$, $H8/p6$, $H7/p6$. Плотная посадка применяется для увеличения ресурса соединения.

Для шарнирных болтов применяют посадку $H7/f7$.

Длина болта L определяется по соответствующим ОСТам [1]. Для болтов, работающих на срез, в теле пакета соединяемых деталей может располагаться только гладкая часть, сбеги резьбы укрываются шайбой. Для болтов, работающих только на растяжение, такого жесткого требования нет. Болт должен выступать из гайки на 1...2 шага резьбы.

Пример обозначения болта для шарнирного соединения:

без отверстия под шплинт: $1 - d - L$ - ОСТ 1.31133-80;

с отверстием под шплинт: $2 - d - L$ - ОСТ 1.31133-80.

Стандартные болты

Таблица 2.1

Наименование	Допуск	Стандарт	Назначение
Болт с шестигранной головкой	$h12$	ОСТ 1.31103-80	Основной тип болтов, работающих

			на разрыв
Болт с шестигранной головкой с длинной нарезной частью	f9	ОСТ 1.31124-80	То же
То же	p6	ОСТ 1.31137-80	Работа на разрыв в ответственных соединениях
То же с потайной головкой	p6 p6 p6	ОСТ 1.31189-80 ОСТ 1.31190-80 ОСТ 1.31191-80	То же
Болт с уменьшенной шестигранной головкой и короткой нарезной частью	h8 p6	ОСТ 1.31132-80 ОСТ 1.31138-80	Работа на срез в ответственных соединениях
То же с потайной головкой	p6 p6	ОСТ 1.31192-80 ОСТ 1.31194-80	То же
Болт для шарнирных соединений	f7	ОСТ 1.31133-80	Оси для шариковых подшипников и сферических шарниров
Болт конический	-	ОСТ 1.31203-80	Особо ответственные единичные болты, работающие на срез

2.4. Рекомендации по выбору гаек и шайб

Стандарт определяет тип, геометрию, материал и номенклатуру гаек. Наиболее употребляемые гайки приведены в табл. 2.2.

Стандартные гайки

Таблица 2.2

Наименование	Стандарт	Назначение
Гайки шестигранные высокие	ОСТ 1.33018-80	Для болтов, работающих на растяжение (с длинной нарезной частью)
Гайки шестигранные	ОСТ 1.33109-86	То же при контровке

корончатые усиленные		шплинтом
Гайки шестигранные низкие	ОСТ 1.33026-80	Для болтов, работающих на срез (с короткой нарезной частью) в неразъемных неподвижных соединениях
Гайки прорезные шестигранные низкие	ОСТ 1.33048-80	Для болтов, работающих на срез при контровке шплинтом
Гайки самоконтрящиеся низкие	ОСТ 1.33059-80	Для болтов, работающих на срез в ответственных соединениях
Гайки самоконтрящиеся высокие	ОСТ 1.33055-80	Для болтов, работающих на разрыв в ответственных соединениях
Гайки для стопорения	ОСТ 1.33035-80	Для контровки в подвижных соединениях

Корончатые и прорезные гайки используются в разъемных соединениях с контровкой шплинтом. Самоконтрящиеся гайки применяются в неразъемных соединениях и не требуют дополнительной контровки.

Для обеспечения сборки с одной стороны используют анкерные и плавающие гайки с винтами или болтами с ходовой посадкой и, как правило, с направляющим конусом.

С болтами из сталей 30ХГСА и 14Х17Н2 применяют гайки из того же материала. С титановыми болтами используются гайки из 14Х17Н2.

Пример обозначения гайки самоконтрящейся высокой с резьбой М6:

6 – ОСТ 1.33055-80.

Шайбу подбирают исходя из ее назначения:

- укрытие нерабочей части резьбы болта (сбегов, проточек); шайба ставится под гайку;

- защита от повреждения антикоррозионного покрытия при затягивании соединения. Для этой цели используют дюралевые шайбы. Шайба ставится под гайку, а если возможна затяжка болтом – и под головку болта;

- увеличение площади смятия соединяемых деталей. Используют шайбы с увеличенным наружным диаметром. Шайбы ставят под гайку и под головку болта;

- для выравнивания опорной поверхности. Применяют клиновые, радиусные и сферические шайбы.

Номенклатура шайб приведена в [1].

Пример обозначения шайбы из материала Д16АТ толщиной δ с наружным диаметром D для болта диаметром d:

δ - d - D - ОСТ 1. 34505-80.

2.5. Определение шага болтов и расстояния до края листа

Минимальный шаг t болтов и расстояние между рядами болтов определяются по ГОСТ 13682-80, который устанавливает минимальные размеры мест под гаечные ключи.

Как и для заклепочных соединений, остаются в силе ограничения:

$$t \geq \begin{cases} 3d - & \text{для однорядного соединения} \\ 5d - & \text{для многорядного соединения} \end{cases} \quad (2.5)$$

Минимальное расстояние a от оси болта до края листа определяется, как и в заклепочном соединении (см. гл. 1), по условиям равнопрочности листа на смятие и срез. Для тонкостенных конструкций на практике принимают $a = 2d$.

2.6. Затяжка и стопорение болтового соединения

Для нормальной силовой работы болтового соединения большое значение имеет величина затяжки. Усилие затяжки устанавливает ОСТ 1.00017-77. В чертежах нужно давать ссылки на этот документ [5].

Все соединения в авиационных конструкциях должны быть надежно законтролены. Типы и виды стопорения устанавливает ОСТ 1.39502-77. Предусматривается контровка деформацией материала (кернением, расклепкой), шплинтом, проволокой, контровочными шайбами, самоконтрящимися гайками. В чертежах нужно давать ссылки на этот документ [5].

Контргайки применяются только для наземного оборудования. Контровка пружинными шайбами (Гровера) применяется только для несилowych соединений.

Шплинты применяют для контровки разъемных соединений. Номенкла-

туру и обозначение шплинтов определяет ГОСТ 397 - 79.

2.7. Порядок конструирования болтового соединения

1. Выбирается предварительное положение болтов и их количество (t , a , r_i).
2. Определяются нагрузки на болты по выражениям (2.1).
3. Определяется диаметр болтов по условиям (2.2) и (2.3) и с учетом ограничений.
4. По условию (2.4) подбираются толщины соединяемых деталей.
5. На соответствие ограничениям (2.5) проверяется расстояние t между болтами и расстояние a от оси болта до края листа.

Если размеры t и a не укладываются в существующие ограничения, следует изменить их или количество болтов и повторить пункты 1-5.

6. В соответствии с характером силовой работы выбираются типы болта, гайки и шайбы.

7. Определяется длина болта. Выбирается способ стопорения.

Приведенный алгоритм справедлив для варианта крепления кронштейна болтами одинакового диаметра.

В чертежах болтовое соединение обозначается, как правило, группой позиций на одной выносной линии, расположенных в определенном порядке (рис. 2.2).

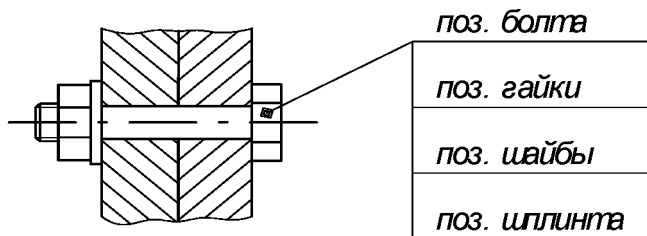


Рис. 2.2

Ниже приводится список источников, использованных в гл. 2 и полезных при конструировании болтовых соединений.

1. Детали крепежные: Сб. стандартов. М.: Минавиапром СССР, 1987.
2. ГОСТ 13682-80. Минимальные размеры мест под гаечные ключи. Введ с 01.07.81.

3. ОСТ 1.00017-77. Моменты затяжки болтов, винтов и шпилек. Введ. с 01.01.78.
4. ОСТ 1. 31099-87. Соединения болтовые. Допустимые сочетания предельных нагрузок. Введ. с 01.01.88.
5. ОСТ 1.39502-77. Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифтов и гаек. Введ. с 01.07.78.
6. Технические требования на чертежах: Метод. указания /Сост. В.Н. Майнсков; Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1982.

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

3.1. Общая характеристика сварных соединений

До сравнительно недавнего времени применение сварки в авиастроении ограничивалось элементами шасси, баков, пневмо- и гидросистем. В силовых элементах конструкции планера, выполненных из алюминиевых сплавов, сварные соединения практически не использовались.

В настоящее время сварка получает всё более широкое распространение для получения неразъёмных соединений. Это объясняется рядом причин:

а) Увеличение скорости полёта (до значений числа Маха больше 2,5) требует перехода на сталь и титановые сплавы в качестве основного конструкционного материала. Связанное с этим возрастание допускаемых напряжений в элементах конструкции приводит к резкому увеличению потребного числа болтов и заклёпок в дискретных соединениях и росту их себестоимости. Расчёты показывают, что при переводе панелей с алюминиевого сплава Д16Т на равнопрочные из титанового сплава ВТ-14 число точек соединения увеличивается почти в сто раз, а на панели из стали - в двести раз! Если учесть, что в современных транспортных самолётах число заклёпок и болтов достигает нескольких сотен тысяч, становится очевидной неизбежность перехода на сварные соединения конструкций из стали и титановых сплавов.

б) Качественным преимуществом сварных соединений перед заклёпочными и болтовыми является их герметичность при конструктивной простоте. Бурное развитие высотной авиации, работающей в условиях большого внутреннего избыточного давления, несомненно, ведёт к расширению области применения сварки. В частности, сварку можно считать наилучшим способом соединения для корпусов воздушно-космических самолётов.

в) По той же причине сварка получает неоспоримые преимущества для создания конструкций летательных аппаратов, работающих на перспективных видах топлива, обладающих высокой проницаемостью (водород, сжиженный газ).

г) Большие преимущества для сварных соединений открыли успешные научные исследования в этой области.

3.2. Достоинства и недостатки сварных соединений

Основные достоинства:

1. Герметичность соединений.

2. Сравнительно высокая прочность (особенно по отношению к пайке и литью).

3. Снижение массы конструкции из-за меньших припусков на обработку, уменьшения количества нахлёсточных швов, отсутствия болтов и гаек.

4. Конструктивная и технологическая простота.

Как следствие:

5. Высокая степень механизации и автоматизации процессов сварки.

6. Высокая производительность и низкая себестоимость работы.

Широкое распространение сварки ограничивается серьезными недостатками:

1. Существенное ограничение на перечень применимых конструкционных материалов. Свариваемость – одно из основных технологических свойств металлов. Хорошей свариваемостью обладают далеко не все из них.

2. Отрицательное влияние сильного нагрева на свойства материала в зоне шва:

- изменяется структура материала;
- снижается пластичность материала и выносливость конструкции;
- возникают внутренние напряжения в зоне шва из-за усадки материала при остывании.

3. Как следствие, склонность сварных узлов к короблению, особенно при несимметричных швах.

4. Нестабильность механических характеристик сварных швов, в большей степени при ручной сварке.

3.3. Расчёт сварных соединений

Прочность сварного соединения определяется геометрическими параметрами шва (рис. 3.1).

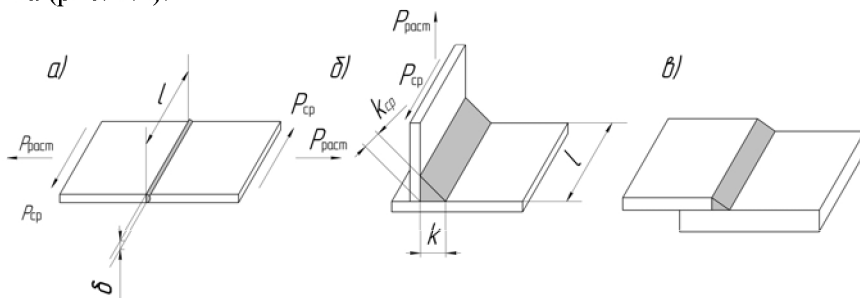


Рис. 3.1

Условие прочности соединения:

$$\sigma = \frac{P_{\text{раст}}}{F_{\text{раст}}} \leq \varphi \sigma_{\text{в}} \quad - \quad \text{при работе на растяжение,}$$

$$\tau = \frac{P_{\text{ср}}}{F_{\text{ср}}} \leq \varphi \tau_{\text{в}} \quad - \quad \text{при работе на срез,}$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \varphi \sigma_{\text{в}} \quad - \quad \text{при одновременном действии растягивающей } P_{\text{раст}} \text{ и}$$

срезающей $P_{\text{ср}}$ сил.

(3.1)

Площадь швов, работающих на растяжение:

$$F_{\text{раст}} = \begin{cases} l_{\text{раст}} \cdot \delta & - \text{ для стыковых швов (рис.3.1, а),} \\ l_{\text{раст}} \cdot K & - \text{ для угловых, тавровых и нахлесточных швов} \\ & \text{(рис.3.1, б, в).} \end{cases}$$

Площадь швов, работающих на срез:

$$F_{\text{ср}} = \begin{cases} l_{\text{ср}} \cdot \delta & - \text{ для стыковых швов,} \\ l_{\text{ср}} \cdot K_{\text{ср}} & - \text{ для угловых, тавровых и нахлесточных швов.} \end{cases}$$

Здесь $l_{\text{раст}}, l_{\text{ср}}$ – длина швов, работающих на растяжение или на срез;

$K_{\text{ср}}$ – размер, определяющий прочность углового, таврового или нахлесточного шва, работающего на срез.

При сварке деталей под прямым углом с одинаковыми катетами K

$$K_{\text{ср}} = K \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7K.$$

При сварке тонкостенных конструкций ($\delta < 4$ мм) принимают $K = \delta_{\text{min}}$, где δ_{min} – меньшая из свариваемых толщин.

Для $\delta_{\text{min}} = 4 \dots 16$ мм принимают

$$K = (0,4\delta_{\text{min}} + 2) \text{ мм.}$$

Напряжения по сечению шва распределены неравномерно (рис.3.2). Наиболее напряжённым является участок перехода от шва к детали (точка a).

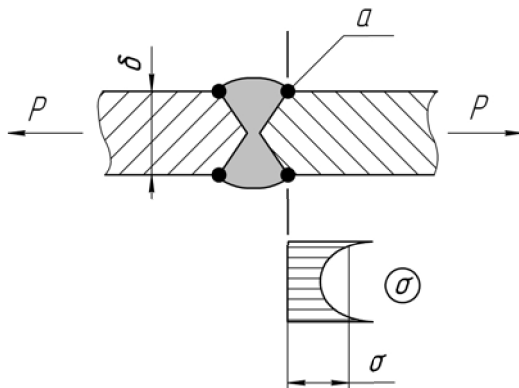


Рис. 3.2

Расчёт прочности сварного соединения ведётся в предположении, что напряжения по сечению распределены равномерно и равны σ . Это допущение компенсируется введением коэффициента φ . Кроме того, φ учитывает снижение механических свойств материала в зоне шва. В расчётах принимают:

$$\varphi = \begin{cases} 0,9 & \text{— для стыковых швов,} \\ 0,7 \dots 0,8 & \text{— для угловых, тавровых и нахлесточных швов.} \end{cases}$$

Таким образом, расчёт сварного соединения сводится к определению потребной длины сварных швов. Для примера рассмотрим расчёт сварного соединения, приведенного на рис.3.3.

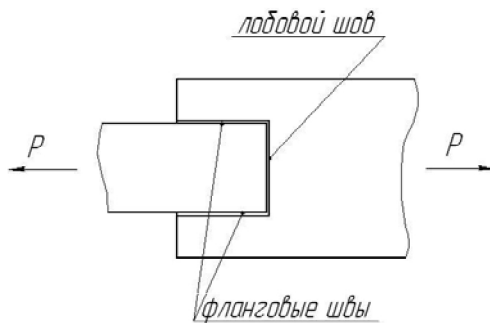


Рис. 3.3

В сварном шве можно выделить участки, работающие на растяжение (лобовой шов) и на срез (фланговые швы). Суммарная несущая способность участков должна соответствовать действующей расчётной нагрузке:

$$P_{\text{раст}} + P_{\text{ср}} \geq P.$$

Из (3.1)

$$(\sigma_{\text{в}} \cdot F_{\text{раст}} + \tau_{\text{в}} \cdot F_{\text{ср}}) \varphi \geq P.$$

Приняв $\tau_{\text{в}} = 0,6\sigma_{\text{в}}$, получим

$$(F_{\text{раст}} + 0,6F_{\text{ср}}) \varphi \sigma_{\text{в}} \geq P.$$

Отсюда потребные значения длин швов, работающих на растяжение ($l_{\text{раст}}$) и срез ($l_{\text{ср}}$) находятся из выражения:

$$(l_{\text{раст}} \cdot k + 0,6l_{\text{ср}} \cdot k_{\text{ср}}) \varphi \sigma_{\text{в}} \geq P.$$

При сварном соединении конструкций цилиндрической и более сложной формы часто такие участки определить невозможно. В этом случае расчет ведется по эмпирическим формулам [1, с. 158...161].

3.4. Рекомендации по конструированию сварных соединений

Интенсивная научно-исследовательская работа по совершенствованию сварных соединений привела к разработке различных методов сварки, предназначенных для соединения различных материалов и повышения качества сварного шва.

Кроме того, качество сварных швов можно улучшить, используя ряд конструктивных приемов.

К технологическим приемам улучшения характеристик сварных соединений относятся:

- 1) Защита шва от вредного воздействия воздуха:
 - сварка в атмосфере под слоем расплавленного флюса;
 - сварка в атмосфере нейтральных (аргон, гелий, углекислый газ) или восстановительных (CO ; H_2) газов, которые или подаются в горелку специально, или выделяются при нагревании дугой из специальной обмазки электродов.
- 2) Использование специальных видов сварки с пониженным нагревом деталей:
 - холодная прессовая сварка (для соединения пластичных материалов);
 - диффузионная сварка в вакууме (для соединения тугоплавких, жаропрочных материалов, керамики);
 - ультразвуковая сварка (для соединения цветных металлов и пластиков).
- 3) Значительно (на 30 - 40%) увеличивает циклическую прочность шва заглаживающее оплавление швов вольфрамовым электродом в среде аргона. Такой же эффект получается при холодной пластической деформации шва (накаткой, дробеструйной обработкой и т. п.).

К основным конструктивным приемам повышения качества сварных соединений относятся следующие:

- 1) Целесообразно не располагать швы в зоне действия максимальных нагрузок (рис.3.4-3.6).

шов нагружен

шов разгружен

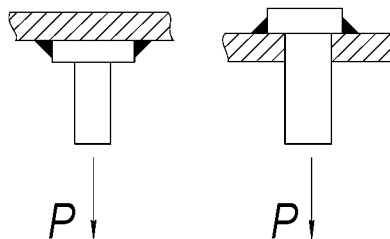
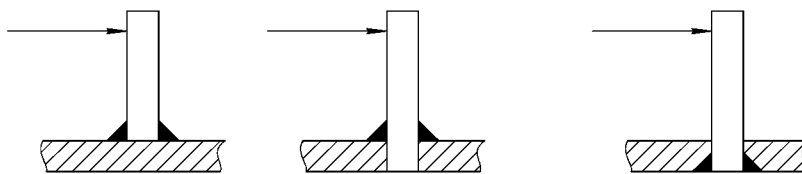


Рис. 3.4

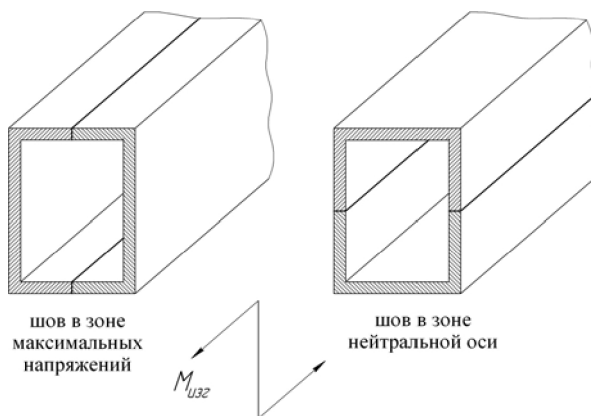


шов передаёт всю на-
грузку

шов расположен в опас-
ном сечении

шов разгружен

Рис. 3.5



шов в зоне
максимальных
напряжений

шов в зоне
нейтральной оси

Рис. 3.6

2) Силовые швы следует нагружать сдвигом и осевыми силами, устраняя работу на изгиб. Работа шва на сжатие предпочтительнее работы на растяжение (рис. 3.7).



Рис. 3.7

3) Для исключения коробления изделия применять симметричные швы. Изделие сваривать одновременно с двух сторон.

4) Предусматривать технологические зазоры (1 – 2 мм) между свариваемыми деталями на расширение материала при нагреве.

5) Принимать меры для предотвращения протекания материала при проплавах (подкладные листы, утолщения в зоне шва и т. п.).

6) Во избежание проплава следует сваривать детали близких толщин (максимальное соотношение толщин 1:3). При невыполнении этого требования создавать переходную зону в детали с большей толщиной (рис. 3.8).

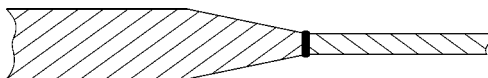


Рис. 3.8

7) Из условия равнопрочности увеличивать сечения деталей в зоне шва (рис. 3.9).

$$\sigma_{\text{в шва}} = \varphi \cdot \sigma_{\text{в}}, \text{ откуда } \frac{F_{\text{шва}}}{F_0} = \frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{в шва}}} = \frac{1}{\varphi}.$$

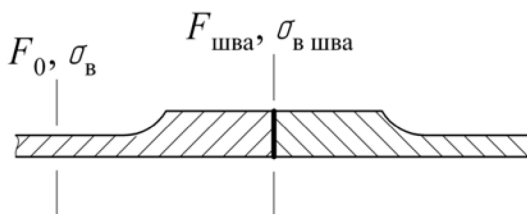


Рис. 3.9

8) Во избежание возникновения трещин не допускать концентрацию не-

скольких сварных швов (рис. 3.10).

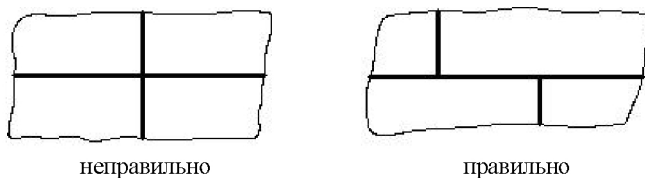


Рис. 3.10

9) По этой же причине избегать отверстий и других концентраторов напряжений вблизи шва (рис. 3.11).

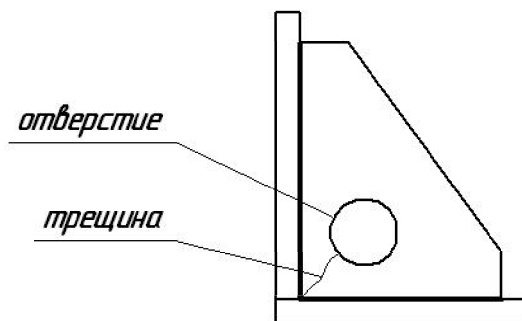


Рис. 3.11

Ряд дополнительных рекомендаций по конструированию сварных соединений можно найти в [2, т. 2, с. 169-193].

Ниже приводится список источников, использованных в гл. 3 и полезных при конструировании сварных соединений.

1. Справочная книга по расчету самолета на прочность /М.Ф. Астахов, А.В. Караваев, С.Я. Макаров, Я.Я. Суздальцев. М.: Оборонгиз, 1954. 708 с.
2. Орлов П.И. Основы конструирования. Справ. метод. пособие. В 3-х кн. Кн. 2. Изд. 2-е перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1977.

4. КОНСТРУИРОВАНИЕ КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В современном самолетостроении клеевые соединения применяются, главным образом, для соединения обшивки с каркасом и в слоистых панелях. В связи с разработкой новых клеев с высокими характеристиками, быстрым увеличением объемов использования композиционных материалов в конструкции самолетов и бесспорными достоинствами объема использования клеевых соединений неуклонно растут, особенно для самолетов с невысоким сроком службы (истребители, штурмовики и т.п.).

К достоинствам клеевых соединений относятся:

- 1) Обеспечение герметичности соединения.
- 2) Отсутствие ослабления деталей отверстиями под болты и заклепки.
- 3) Как следствие, меньшая концентрация напряжений и в несколько раз большая усталостная прочность соединения.
- 4) Большинство клеев имеет высокую стойкость к воздействию окружающей среды и служат надежной защитой шва.
- 5) Высокое качество поверхности соединенных деталей, что особенно важно для обшивок.
- 6) Отсутствие вредного теплового воздействия. Отверждение большинства клеев происходит при невысокой температуре.
- 7) Универсальность клеевых соединений: современные клеи позволяют склеивать разнородные материалы любых толщин, что невозможно для сварных и паяных соединений.
- 8) Использование клеевых соединений в панелях планера самолета значительно дешевле клепаных и болтовых конструкций.

Более широкому применению клеевых соединений препятствуют присутствующие им недостатки:

- 1) Клеевая пленка хорошо работает на сдвиг и равномерный отрыв. При неравномерном отрыве (отдире) механические характеристики соединения на порядок хуже.
- 2) Существенный недостаток клеевых соединений – подверженность старению. Поэтому клеевые соединения используют для конструкций с ограниченным сроком службы.
- 3) Большинство клеев имеют ограниченную теплостойкость (до 250⁰С). С ростом температуры эксплуатации прочность клея резко падает.

4) Необходимость тщательной пригонки склеиваемых поверхностей. Клеевая пленка проявляет максимальные характеристики при минимальной (до 0,1 мм) и постоянной ее толщине.

5) Процесс отверждения клея происходит при равномерном нагреве и сжатии соединяемых деталей, что накладывает ограничения на форму деталей в зоне соединения и требует специального технологического оборудования.

6) Подтверждение качества соединения возможно лишь при использовании неразрушающих методов контроля.

7) Многие клеи являются токсичными веществами.

4.1. Конструирование клеевого соединения

Как и для рассмотренных выше типов соединений, основные параметры клеевого соединения определяются из условия равнопрочности соединяемых деталей и клеевой пленки.

Рассмотрим соединение *внахлест* двух тонких листов для трех основных вариантов нагружения:

- потоком нормальных сил;
- потоком касательных сил;
- комбинированное нагружение.

Все полученные выводы можно распространить на соединение листов встык с накладкой.

4.1.1. Нагружение листов потоком нормальных сил

При выбранной марке клея прочность соединения определяется шириной клеевой пленки a . Из условия равнопрочности листа и клеевой пленки (рис. 4.1):

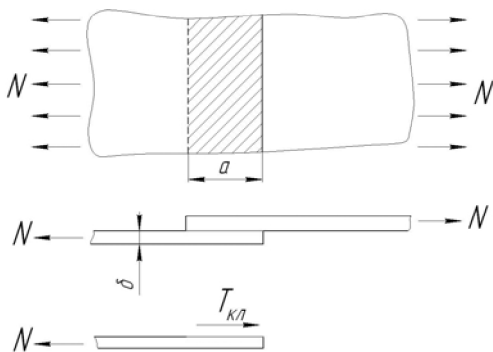


Рис. 4.1

$$N = T_{\text{кл}} \quad \text{или} \quad [\sigma]_{\text{л}} \cdot \delta = \tau_{\text{кл}} \cdot a,$$

где N - погонные нормальные усилия в листе;
 $T_{\text{кл}}$ - погонные касательные усилия в клеевой пленке;
 $[\sigma]_{\text{л}}$ - допускаемые нормальные напряжения в листе;
 $\tau_{\text{кл}}$ - расчетные касательные напряжения в клеевой пленке.
 Отсюда

$$a = \frac{[\sigma]_{\text{л}} \cdot \delta}{\tau_{\text{кл}}} \quad \text{или} \quad a = \frac{N}{\tau_{\text{кл}}} . \quad (4.1)$$

4.1.2. Нагружение листов потоком касательных сил

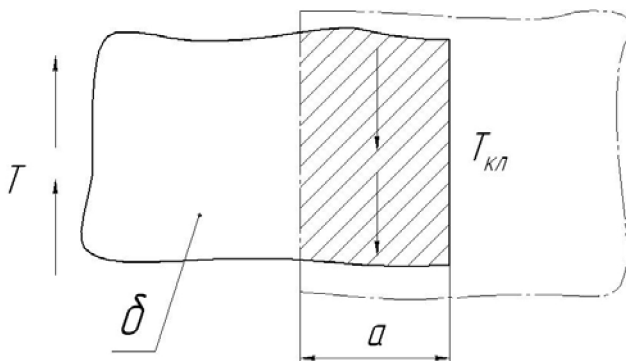


Рис. 4.2

Аналогично предыдущему варианту нагружения условие равновесия детали (рис. 4.2):

$$T = T_{\text{кл}} \quad \text{или} \quad [\tau]_{\text{л}} \cdot \delta = \tau_{\text{кл}} \cdot a,$$

где T и T - соответственно погонные касательные усилия в листе и клеевой пленке;

$[\tau]_{\text{л}}$ - допускаемые касательные напряжения в листе;

$\tau_{\text{кл}}$ - расчетные касательные напряжения в клеевой пленке.

Отсюда
$$a = \frac{[\tau]_{\text{л}}}{\tau_{\text{кл}}} \delta \quad \text{или} \quad a = \frac{T}{\tau_{\text{кл}}} . \quad (4.2)$$

4.1.3. Комбинированное нагружение листов

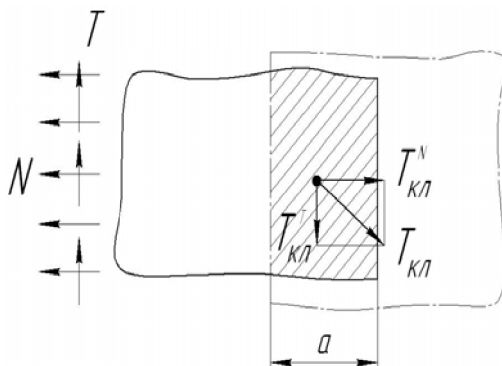


Рис. 4.3

Погонные нормальные и касательные усилия в листе уравниваются касательными усилиями в клеевой пленке (рис.4.3):

$$T^N_{\text{кл}} = N ; \quad T^T_{\text{кл}} = T ,$$

$$T_{\text{кл}} = \sqrt{(T^N_{\text{кл}})^2 + (T^T_{\text{кл}})^2} , \quad \text{или} \quad \tau_{\text{кл}} \cdot a = \sqrt{N^2 + T^2} ,$$

$$\text{откуда} \quad a = \frac{\sqrt{N^2 + T^2}}{\tau_{\text{кл}}} \quad (4.3)$$

4.2. Рекомендации по конструированию клеевых соединений

При конструировании клеевых соединений следует учитывать их специфические особенности.

1. Клей должен работать на сдвиг или равномерный отрыв.
2. Выбор марки клея нужно увязывать не только с требованиями прочности, но и с условиями эксплуатации, технологическими возможностями производства и с учетом совместной работы соединяемых деталей и клея. В частности, температура полимеризации клея не должна превышать допустимую для материала деталей. Для протяженных швов коэффициенты линейного расширения деталей и клея должны быть по возможности близкими.
3. Форма деталей в зоне склеивания должна позволять создавать необходимые давление и нагрев: проще склеивать плоские симметричные участки.
4. Зазор между склеиваемыми поверхностями не должен превышать 0,1 мм, однако нельзя допускать посадки соединяемых деталей без зазора из-за образования участков непрочекля.

В данной главе рассмотрены соединения внахлест, характерные для склеивания сравнительно тонких листов. Листы с большей толщиной целесообразно склеивать по косой плоскости ("на ус"). Однако для конструкций из металлов и композиционных материалов такой вариант практически не используется.

5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ

Последовательное соединение профилей используется:

- а) для изменения площади поперечного сечения профиля;
- б) изменения формы поперечного сечения;
- в) получения длинных профилей (наращивания).

5.1. Особенности конструирования последовательного соединения профилей

Существуют два основных варианта последовательного соединения профилей: *а* – внахлест; *б* – встык с накладкой (рис. 5.1).

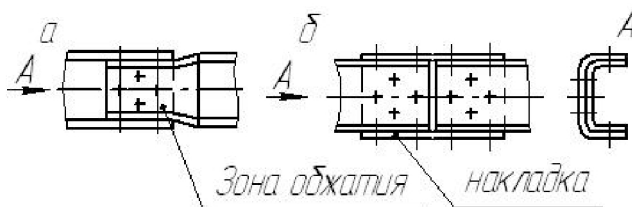


Рис. 5.1

Соединение внахлест проще по конструкции, имеет меньшую массу. Недостаток конструкции – необходимость в большинстве случаев подсечки или обжатия (рис. 5.1, а) одного из профилей. Длина нахлеста определяется из условия размещения потребного по условию прочности количества крепежных деталей.

Соединение встык с накладкой удобнее в производстве, но требует изготовления дополнительной детали (накладки) и имеет большую массу (нахлест в два раза больше).

Технологическая операция "подсечка" является одним из видов холодной штамповки, выполняется специальными подсечными штампами. Конструктивные параметры подсечки (рис. 5.2) должны соответствовать стандартам:

ОСТ 1.52468-80 - для деталей из листового материала;

ОСТ 1.03668-74 - для прессованных профилей.

Там же приводятся обозначения подсечек на чертеже. На рис. 5.2 приве-

ден пример обозначения подсечки прессованного профиля.

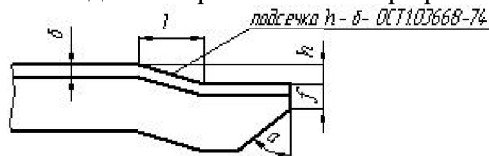


Рис. 5.2

Скосы свободных полок профилей (рис. 5.2) выполняются по прямой. Рекомендуемые значения угла скоса $\alpha = 45, 60, 75^\circ$. Размер f принимается равным 5 мм для $\delta \leq 3$ мм; 8 мм для $\delta > 3$ мм.

Двухсторонняя подсечка (по взаимно перпендикулярным полкам) производится со смещением на 50 мм и более для $\delta < 4$ мм; 60 мм и более для $\delta \geq 4$ мм.

Профили типа швеллер, двутавр, зет на ребро не подсекаются. При необходимости такой профиль подсекается после обрезки свободной полки (рис. 5.3, а) или сопрягаемая полка фрезеруется по толщине (рис. 5.3, б).

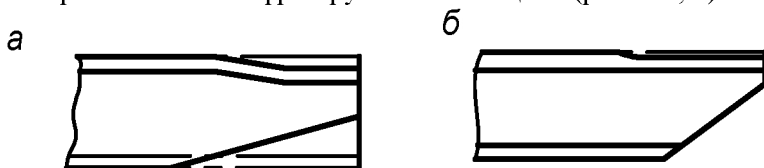


Рис. 5.3

Задача конструирования последовательного соединения профилей заключается в выборе наилучшего расположения деталей и крепежных элементов, определении количества и диаметра крепежа и определении геометрии накладки, если она есть.

Профили в конструкции должны работать преимущественно на осевую силу. Соединение рассчитывают на срез крепежных элементов и смятие полки из условий равнопрочности с более слабым из соединяемых профилей:

$$[\tau]_{\text{кр}} \frac{\pi d^2}{4} n = [\sigma]_{\text{см}} d \delta_{\text{min}} n, \quad (5.1)$$

$$[\sigma]_{\text{пр}} F_{\text{min}} = [\tau]_{\text{кр}} \frac{\pi d^2}{4} n, \quad (5.2)$$

где $[\sigma]_{\text{пр}}, [\sigma]_{\text{см}}, [\tau]_{\text{кр}}$ - допускаемые напряжения соответственно на растяжение и смятие профиля и на срез крепежного элемента;

d - диаметр крепежного элемента;

F_{min} и δ_{min} - площадь поперечного сечения более слабого профиля и минимальная толщина полки из двух соединяемых.

Напомним, что d можно определять по выражениям (5.1), или по нормали 3 AP (для заклепок) и по [7] (для болтов).

При соединении встык с накладкой дополнительно проектируется накладка на растяжение/сжатие и смятие полок. Накладкой может служить прессованный или гнутый из листа профиль нужной длины. Можно показать, что минимальная масса соединения получается при максимальной ширине накладки.

При работе на осевую нагрузку напряжения по всему поперечному сечению профиля одинаковы. В этом случае несущая способность любого элемента сечения пропорциональна его площади:

$$\frac{P_n}{F_n} = \frac{P_{\text{пр}}}{F_{\text{пр}}}, \quad (5.3)$$

где F_n, P_n - площадь отдельной полки и усилие в ней;

$F_{\text{пр}}, P_{\text{пр}}$ - площадь поперечного сечения всего профиля и усилие в нем.

Это означает:

- что при соединении внахлест следует стремиться к перестыковке всех полок профиля;

- соединение отдельных полок профиля целесообразно рассчитывать на действующие в них нагрузки независимо от других.

Правила конструирования соединения профилей включают правила конструирования выбранного вида соединения (заклепочного, болтового и др.), правила конструирования стержней из прессованных и гнутых профилей и, дополнительно, следующие:

1. Для уменьшения массы соединения крепежные детали следует размещать с минимальным шагом и равномерно в зоне стыка, стремясь к наименьшему ослаблению деталей отверстиями.

2. Оси, проходящие через центры тяжести сечений соединяемых профилей, должны по возможности совпадать. Этим исключается появление

дополнительного изгиба конструкции в зоне стыка.

5.2. Порядок конструирования последовательного соединения профилей

1. Подбираются профили нужного сечения и наносятся на чертеж. При необходимости определяются размеры подсечки.

2. Из (5.1) или нормали ЗАР (для заклепок) либо [7] (для болтов) подбирается диаметр d крепежных элементов. Он может отличаться на разных полках при их различной толщине.

3. Из (5.2) с учетом (5.3) находится количество крепежных элементов на каждой полке.

4. Из известных соотношений определяются минимальный шаг крепежа $t_{\min}$ и расстояние от края a . Положение крепежных точек наносится на чертеж.

5. Зная a , определяют обрезы профилей и накладки.

6. Для соединения встык с накладкой по условию прочности на растяжение-сжатие определяется площадь сечения накладки (накладок). Из (5.1) находят толщину ее полок.

7. Выбирается тип и определяются параметры болтов или заклепок. Результаты наносят на чертеж.

8. Где возможно, выполняют скосы полок.

Ниже приводится список источников, использованных в гл. 5 и полезных при конструировании последовательного соединения профилей.

1. Крепежные нормали: Сб. стандартов. М.: Минавиапром СССР, 1970.
2. ОСТ 1.03668-74. Подсечки прессованных профилей. Введ. с 01.01.75.
3. ОСТ 1. 34041-79. Соединения заклепками для автоматической клепки. Радиальный натяг и подбор длин заклепок. Введ. с 01.07.79.
4. ОСТ 1.00017-77. Моменты затяжки болтов, винтов и шпилек. Введ. с 01.01.78.
5. ОСТ 1.39502-77. Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифтов и гаек. Введ. с 01.07.78.
6. ГОСТ 13682-80. Минимальные размеры мест под гаечные ключи. Введ. с 01.07.81.

7. ОСТ 1.31100-80. Болты, винты и шпильки. Расчетные разрушающие нагрузки. Введ. с 01.01.82.
8. Технические требования на чертежах: Метод. указания /Сост. В.Н. Майнсков; Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1982.
9. Профили общего применения из алюминиевых и магниевых сплавов: Каталог – справочник. Ч. 1. М.: Металлургия, 1983.

6. УЗЛОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ ПРОФИЛЕЙ

Узловым (перекрестным) соединением называют соединение профилей, подходящих под углом друг к другу. Такое соединение является основой при создании ферменных конструкций.

К узловым соединениям предъявляются следующие требования:

1) оси, проходящие через центры тяжести сечений профилей должны пересекаться в одной точке, чем исключаются эксцентриситеты сил, действующих в узле, и, как следствие, дополнительные изгибающие и крутящие моменты;

2) размер узла должен быть минимальным, что достигается размещением заклепок (болтов) с минимальным шагом. Этим обеспечивается уменьшение массы узла и приближение реального узла к идеальному шарниру, то есть к расчетной схеме.

6.1. Конструкция узлового соединения

В узловых соединениях используются три варианта конструкции.

Непосредственное соединение (рис. 6.1) наиболее выгодно в весовом отношении и самое простое по конструкции, но может быть реализовано лишь для высоких профилей и при малых усилиях в профиле, то есть когда на полке профиля можно разместить потребное число крепежных деталей.

Соединение при помощи косынки (рис. 6.2) позволяет разместить нужное число заклепок или болтов, но увеличивает число деталей в узле и массу конструкции из-за применения косынки.

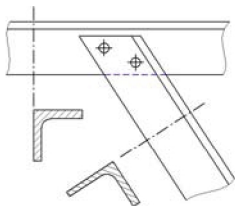


Рис. 6.1

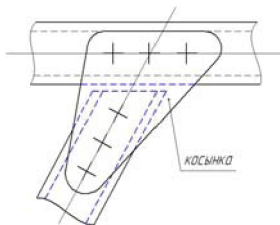
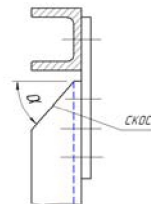


Рис. 6.2



Комбинированное соединение (рис. 6.3) сочетает в себе признаки предыдущих вариантов и позволяет уменьшить общее число заклепок (болтов) и

размер косынки (и, как следствие, массу узла) по сравнению с соединением при помощи косынки.



а) без подсечки

б) с подсечкой

Рис. 6.3

Конструктивно проще вариант соединения без подсечки (рис. 6.3, а), однако вариант с подсечкой одного из профилей (рис. 6.3, б) полностью удовлетворяет первому требованию к узловым соединениям.

При наличии сжимающей нагрузки в профиле и вследствие возникновения местных изгибающих моментов в узле косынка может потерять устойчивость. При значительной длине свободных краев жесткость косынки можно увеличить отбортовками (рис. 6.4).

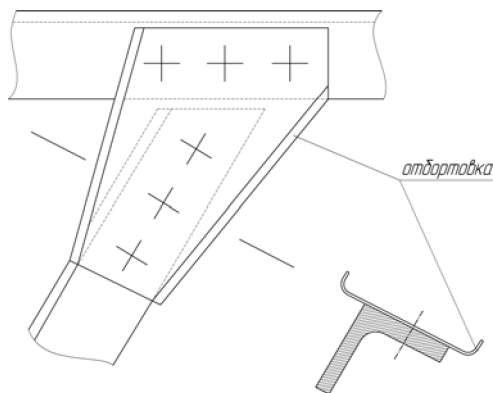


Рис. 6.4

Отбортовка является стандартной операцией, ее геометрия регламентирована.

6.2. Конструирование узлового соединения

Задача конструирования узлового соединения сводится к решению сле-

дующих вопросов:

- выбор наилучшего расположения деталей;
- определение диаметров и количества заклепок (болтов);
- определение размеров косынки (если она нужна).

Исходными данными для решения задачи являются схема узла и усилия в подходящих профилях $\{P_i\}$ (рис. 6.5).

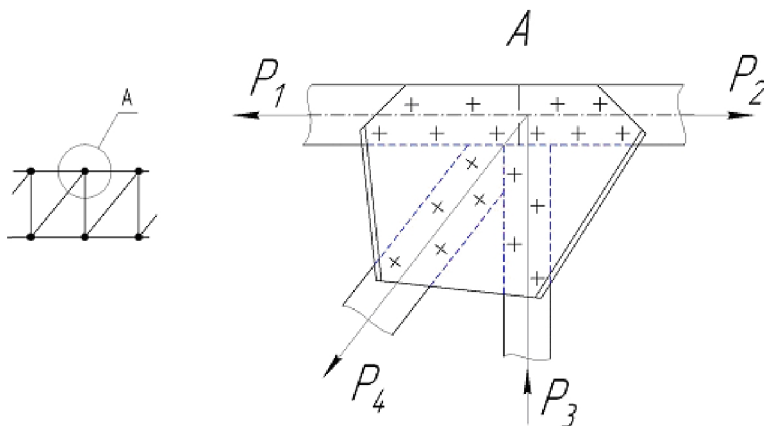


Рис. 6.5

Здесь и ниже i – номер профиля в узле.

Порядок конструирования.

1) Из условий прочности на растяжение/сжатие определяются необходимые поперечные сечения профилей $\{F_i\}$. Контуры подобранных стандартных или специально сконструированных профилей наносятся на чертеж (не забывая о необходимости пересечения осей!).

Для каждого профиля определяются диаметры заклепок или болтов $\{d_i\}$ из условия равнопрочности крепежа на срез и полки профиля на смятие (см. главы 1, 2).

2) Для каждого профиля находится необходимое количество крепежных элементов $\{n_i\}$

$$n_i = \frac{P_i}{P_{i\text{раз}}},$$

где $P_i^{\text{разр}} = \min \{P_{\text{ср}i}; P_{\text{см}i}\}$ - разрушающее усилие для одной крепежной

точки;

$P_{\text{ср}i}$ - разрушающее усилие среза для заклепки (болта);

$P_{\text{см}i}$ - разрушающее усилие смятия для полки профиля (или заклепки в тех случаях, когда материал заклепки менее прочен, чем материал профиля).

Найденные n_i округляются до ближайших больших значений.

3) С учетом ограничений на шаг крепежных деталей (см. гл. 1) для каждого профиля определяются минимальные расстояния между заклепками или болтами $\{t_i\}$. Положение крепежа наносится на чертеж. Особое внимание обратите на зону стыка профилей!

4) По условию прочности материала косынки на смятие для каждого профиля определяется потребная толщина косынки $\{\delta_i\}$:

$$\delta_i = \frac{P_i}{[\sigma_{\text{см}}] \cdot d_i \cdot n_i},$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ - допускаемое напряжение смятия для материала косынки.

Определяется потребная толщина косынки как максимальное из найденных значений $\delta_{\text{кос}} = \max \{\delta_i\}$. Это значение округляется до ближайшей большей стандартной толщины листов.

5) Для выбранных диаметров заклепок (болтов) определяются расстояния от оси крепежа до края косынки $\{a_i\}$:

$$a_i = (1,5 \dots 2,0) d_i.$$

Контур косынки наносится на чертеж. При необходимости намечаются отбортовки ее краев. Углы косынки могут быть скруглены, что несколько снижает ее массу.

6) Зная толщину пакета соединяемых деталей определяются длины заклепок или болтов для каждого профиля.

При проектировании узловых соединений профилей (ферм) могут быть полезны те же источники, которые указаны в гл. 5.

7. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛОНЖЕРОНА

В данной главе рассматриваются вопросы, связанные с конструированием балочных лонжеронов сборной конструкции.

Лонжерон как тонкостенная балка является рациональной конструкцией при работе на поперечный изгиб в своей плоскости.

Основные расчетные формулы для балки (7.1) неудобны при конструировании:

$$\sigma = \frac{M}{J} y; \quad \tau = \frac{QS}{Jb}, \quad (7.1)$$

где σ и τ - нормальное и касательное напряжения по высоте балки;

M и Q - изгибающий момент и перерезывающая сила в сечении балки;

J - момент сопротивления сечения изгибу;

S и b - статический момент и ширина балки на расстоянии y от нейтральной оси сечения.

Существенно различное распределение нормальных и касательных усилий между элементами балки (рис. 7.1) позволяет упростить конструирование без заметного снижения точности.

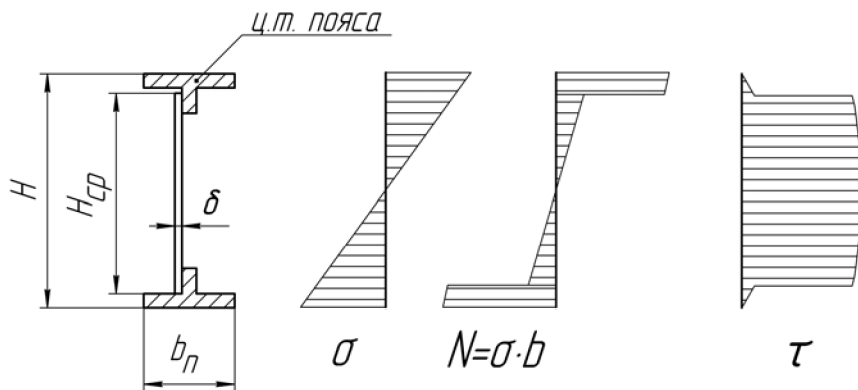


Рис. 7.1

7.1. Конструирование пояса

При конструировании пояса учитывают следующие обстоятельства:

1) Сечение пояса обычно ослабляется отверстиями под крепеж для соединения его со стенкой балки и обшивкой. В первом приближении это учитывается снижением допускаемых напряжений:

$$\sigma_{\text{вп}} = 0,9 \sigma_{\text{в}} ,$$

где $\sigma_{\text{в}}$ - предел прочности материала пояса или напряжение, допускаемое по условиям эксплуатации, ресурсу и т.п.

2) Из эпюры погонных нормальных сил N в сечении балки (рис. 7.1) видно, что на осевую нагрузку работают, в основном, пояса. Пренебрегая работой стенки на изгиб, получим:

$$P_{\text{п}} = \frac{M}{H_{\text{ср}}}; \quad F_{\text{п}} = \frac{M}{H_{\text{ср}} \sigma_{\text{вп}}} , \quad (7.2)$$

где $P_{\text{п}}$ и $F_{\text{п}}$ - осевая сила в поясе и площадь его поперечного сечения;

$H_{\text{ср}}$ - расстояние между центрами тяжести сечений поясов.

В первом приближении можно принять:

$H_{\text{ср}} = 0,9H$ - для поясов уголкового сечения;

$H_{\text{ср}} = 0,95H$ - для поясов таврового сечения.

3) Пояс крепится к стенке балки и к обшивке. Поэтому общая потеря устойчивости сжатого пояса невозможна. Каждая полка этого пояса проверяется лишь на местную устойчивость:

$$\sigma_{\text{кр.м}} = \frac{\kappa E}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2} \geq \sigma_{\text{в}} , \quad (7.3)$$

где $\sigma_{\text{кр.м}}$ - критическое напряжение местной потери устойчивости;

E - модуль продольной упругости материала пояса;

b и δ - соответственно ширина и толщина проверяемой полки профиля;

κ - коэффициент, который можно определить по графикам или таблицам, приведенным в справочной литературе, например [1].

Из (7.3) определяется максимальное соотношение размеров каждой полки пояса.

7.2. Конструирование стенки

При конструировании стенки учитываются следующие особенности:

1) Касательные напряжения в балке достигают заметной величины лишь в стенке, причем значения напряжений слабо изменяются по высоте стенки (см. рис. 7.1) с достаточной точностью

$$\tau = \frac{Q}{H_c \delta} \leq \tau_B, \text{ откуда}$$

$$\delta \geq \frac{Q}{H_c \tau_B}, \quad (7.4)$$

где H_c и δ – соответственно высота и толщина стенки.

2) Стенка может разрушиться от сдвига, если $\tau \geq \tau_B = (0,6 \div 0,65) \sigma_B$, и потерять устойчивость. Последнее крайне неблагоприятно сказывается на силовой работе пояса. Условие работы стенки без потери устойчивости:

$$\tau \leq \tau_{кр}, \quad (7.5)$$

$$\text{где } \tau_{кр} = \tau_B \frac{1+\nu}{1+\nu+\nu^2}, \nu = \frac{\tau_B}{\tau_0}; \quad \tau_0 = \frac{0,9kE}{\left(\frac{H_c}{\delta}\right)^2}; \quad k = 5,6 + \frac{3,8}{\left(\frac{a}{H_c}\right)^2}.$$

Здесь E – модуль продольной упругости материала стенки;
 a – длина свободного участка стенки.

Уменьшая длину a постановкой подкрепляющих стоек (рис. 7.2), добиваются выполнения условия (7.5). Подбор сечения стойки, элементов ее крепления к стенке и поясам определяются из условия прочности стойки после потери устойчивости стенкой. В первом приближении можно пользоваться статистическими соотношениями:

$$\text{площадь поперечного сечения стойки } F_{ст} \approx \frac{\delta a}{2};$$

$$\text{соотношение длины стойки и толщины ее полки } \frac{l_{ст}}{\delta_{ст}} = 80 - 100.$$

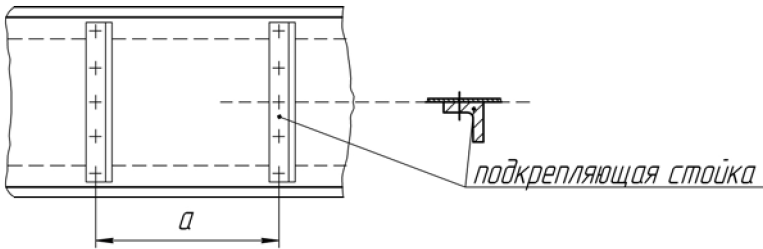


Рис. 7.2

7.3. Конструирование соединения пояс - стенка

В основе конструирования соединения пояс-стенка лежит закон парности касательных напряжений (погонных касательных сил) (рис. 7.3):

$$T_b = T_\Gamma = T = \frac{Q}{H}.$$

Тогда условия прочности для заклепочного (болтового) соединения следующие:

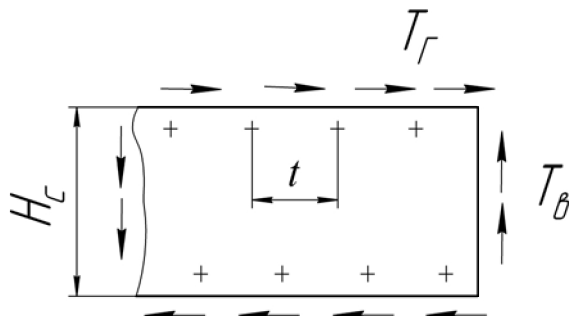


Рис. 7.3

$$P_3 = \frac{T \cdot t}{i \cdot n} = \frac{Q \cdot t}{H \cdot i \cdot n} \leq P_{\text{разр}} \quad (7.6)$$

или

$$\tau = \frac{P_3}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot Q \cdot t}{H \cdot \pi \cdot d^2 \cdot i \cdot n} \leq [\tau_3],$$

где t и d - шаг и диаметр заклепок (болтов);

i и n - число рядов и плоскостей среза в соединении;

$[\tau_3]$ - допускаемое напряжение на срез заклепки (болта);

$P_{\text{разр}}$ - разрушающее усилие для заклепочного (болтового) соединения по нормали 3 АР (ОСТ 1.31100-80) (см. гл. 1, 2).

Из (7.6) для выбранного диаметра d можно определить шаг

$$t \leq \frac{HP_{\text{разр}}}{Q} ni = \frac{P_{\text{разр}}}{T} ni . \quad (7.7)$$

Рекомендации по определению диаметра d крепежа и остальных параметров соединения изложены в гл. 1 и 2.

7.4. Конструирование соединения обшивки с элементами продольного набора

Конструирование соединения обшивки с поясом лонжерона или стрингером является частным вопросом конструирования подкрепленной панели и опирается на проектировочный расчет панели. Основы проектирования панелей в данном пособии не рассматриваются. Опуская эти вопросы, отметим лишь, что в общем случае панель нагружена потоками нормальных и касательных сил (рис. 7.4).

Продольные профили в панелях могут выполнять функцию только подкрепляющих элементов (рис. 7.4, сеч. Б-Б), либо дополнительно служить в качестве стыковых элементов (рис. 7.4, сеч. В-В).

Возможны два принципиальных варианта продольного стыка листов: встык (сеч. В-В, вариант *а*) и внахлест (сеч. В-В, вариант *б*).

Силовая роль соединения обшивки с продольным профилем заключается в уравнивании потоков касательных усилий справа и слева от профиля. Нормальными силами соединение не нагружается. Рассматривая равновесие обшивки в зоне соединения с профилем, можно определить усилие, действующее на крепежный элемент (болт, заклепку).

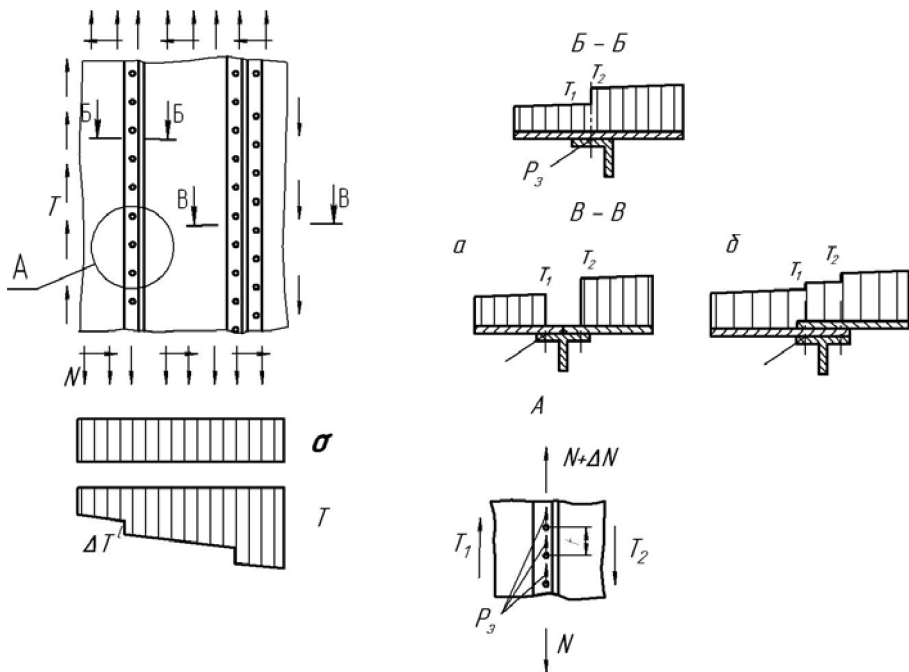


Рис.7.4

Варианту без стыка листов обшивки (рис. 7.4, сеч. Б-Б) соответствует схема уравнивания, показанная в узле А (рис. 7.4).

Условие равновесия $P_3 i = (T_2 - T_1) t = \Delta T t$,

где t - шаг; i - число рядов крепежных элементов (на рисунке показано однорядное соединение).

Усилие на одну заклепку (болт):

$$P_3 = \frac{\Delta T t}{i} \quad (7.8)$$

Соединению листов обшивки встык на профиле (рис. 7.4, сеч. В-В, вариант а) соответствует схема уравнивания, приведенная на рис. 7.5, вариант а.

$P_3 i_1 = T_1 t_1$ - для листа слева от профиля;

$P_3 i_2 = T_2 t_2$ - для листа справа от профиля.

Усилия на одну заклепку (болт) соответственно:

$$P_{3_1} = \frac{T_1 t_1}{i_1}, \quad P_{3_2} = \frac{T_2 t_2}{i_2}. \quad (7.9)$$

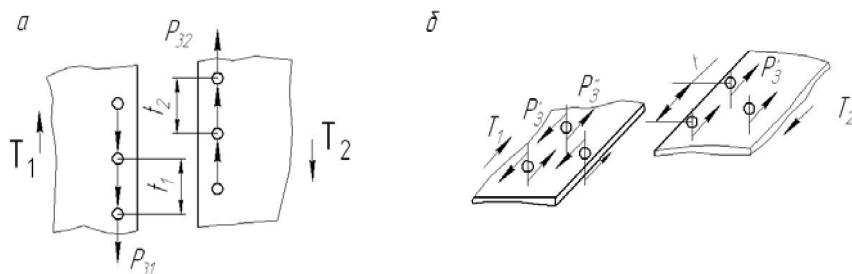


Рис. 7.5

Соединению листов обшивки внахлест на профиле (рис. 7.4, сеч. В-В, вариант б) соответствует схема уравнивания, приведенная на рис. 7.5, вариант б. Заметим, что заклепки (болты) в этом варианте конструкции работают на срез по двум плоскостям. Соответствующие усилия определяются из условий равновесия для верхнего и нижнего листов:

$$P'_3 = \frac{T_2 t}{i}, \quad (7.10)$$

$$P''_3 = P'_3 - \frac{T_1 t}{i} = \frac{T_2 t}{i} - \frac{T_1 t}{i} = \frac{\Delta T t}{i}.$$

Подбор крепежных элементов ведется по максимальному из двух найденных усилий:

$$P_3 = \max \{P'_3; P''_3\}. \quad (7.10a)$$

Более выгодным в конструктивном отношении является вариант с меньшим значением P_3 . Он реализуется, когда из двух соединяемых листов верхним ставится лист с меньшим значением потока касательных сил T .

Выражения (7.8)-(7.10) позволяют определить диаметр и другие параметры заклепочного (болтового) соединения (см. гл. 1, 2). Вместе с условиями прочности и устойчивости эти параметры позволяют сконструировать горизонтальную полку пояса лонжерона по условиям размещения необходимого

числа рядов заклепок (болтов).

Полученные выше выражения соответствуют точечному (дискретному) соединению профиля (пояса лонжерона) со стенкой и обшивкой. Для других непрерывных швов (клеевого, сварного и др.) расчетные формулы получают из аналогичных рассуждений.

7.5. Последовательность конструирования лонжерона

Рациональной можно считать приведенную последовательность конструирования:

1. По известным M и Q (или T) из (7.2) и (7.4) рассчитываются F_n и δ .
2. По Q (или T) из условий (7.7) в соответствии с методикой, изложенной в гл. 1, определяются параметры соединения пояс-стенка.
3. Из условия размещения потребного числа рядов заклепок (болтов) определяется ширина вертикальной полки пояса $b_{\text{верт}}$ (рис. 7.6).
4. По условию (7.3) и условию прочности на смятие под заклепкой (болтом) рассчитывается толщина вертикальной полки $\delta_{\text{верт}}$ (рис. 7.6). Из двух значений выбирают большее.
5. Вычисляется площадь горизонтальной полки:

$$F_{\text{гор}} = F_n - b_{\text{верт}} \delta_{\text{верт}}.$$

6. По условию (7.3) находят $(b_{\text{гор}} / \delta_{\text{гор}})_{\text{max}}$ (см. рис. 7.6) и формируют горизонтальную полку пояса.

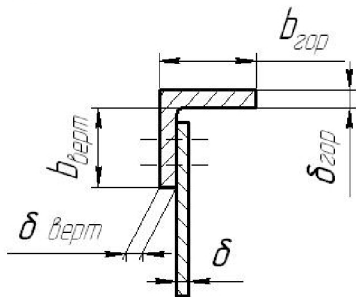


Рис. 7.6

7. По условию (7.5) определяется расстояние между подкрепляющими стойками a (см. рис.7.2). Подбирается сечение стойки и ее крепление к стенке и поясам.

8. По формулам (7.8)-(7.10) и в соответствии с методикой, изложенной в гл. 1, определяются параметры соединения пояс-обшивка.

При конструировании лонжерона могут быть полезны те же источники, которые указаны в главе 5.

8. КОНСТРУИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЯ ТИПА «УХО-ВИЛКА»

Назначение стыкового узла типа «ухо-вилка» - соединение отдельных частей конструкции и передача усилий с одной части на другую в виде сосредоточенных сил.

Основные элементы узла (рис. 8.1) – соединяемые проушины и замыкающий элемент (болт, ось или палец).

Узел может быть неподвижным, исключаяющим взаимное перемещение деталей, или подвижным (шарнирным), допускающим поворот детали относительно оси замыкающего элемента. В последнем случае к узлу предъявляются дополнительные требования уменьшения трения и износа, которые удовлетворяются установкой подшипников (втулок) скольжения (рис. 8.2, 8.3) или подшипников качения (рис. 8.4).

8.1. Нагружение элементов соединения

Расчет на прочность элементов соединения обычно ведут по расчетным нагрузкам:

$$P^p = P^э f .$$

Здесь P^p и $P^э$ - расчетная и эксплуатационная нагрузки;
 f - коэффициент безопасности.

Для ответственных узлов расчетные нагрузки дополнительно увеличиваются на 25%, обеспечивая необходимую надежность соединения.

$$P^p = 1,25 \cdot P^э f_{\text{в}} .$$

Замыкающий элемент обычно работает на срез по одной (рис. 8.1, а), двум (рис. 8.1, б) или нескольким (в гребенчатом соединении) плоскостям и на смятие под проушиной. Реже (лишь в случае соединения «ухо-ухо») болт может работать на растяжение или растяжение со срезом и на смятие.

Проушина работает на смятие под болтом, разрыв по сечению $a-a$, срез по сечениям $n-n$ (рис. 8.1).

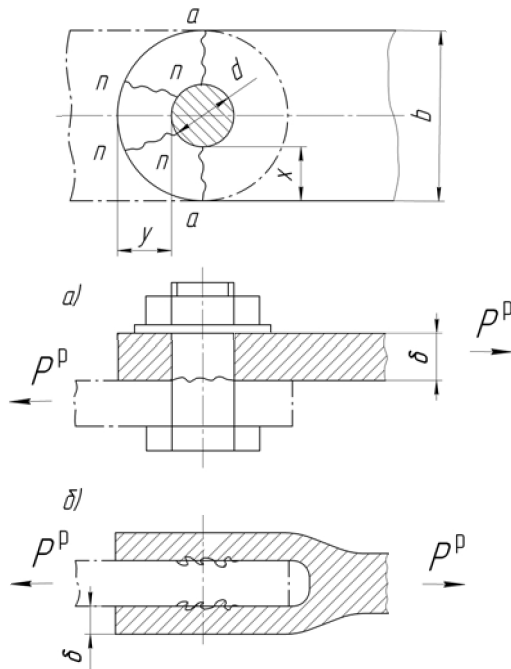


Рис. 8.1

При проектировании проушин следует учитывать концентрацию напряжений около отверстия, которая зависит от материала и геометрии проушины, поэтому расчет ведут по допускаемым напряжениям:

$$\sigma \leq [\sigma] . \quad (8.1)$$

Здесь $[\sigma] = k \sigma_B$. Коэффициент k , учитывающий концентрацию напряжений, определяют по экспериментальным графикам в зависимости от отношений b/d и y/x [1, с. 388], [2, с. 150]. Заметим, что значение k никогда не превышает единицы. При запрессовке в проушину стандартного подшипника принимают $k = 1$.

Расчет проушины на смятие также ведется по допускаемым напряжениям:

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}] . \quad (8.2)$$

Здесь $[\sigma_{см}] = \mu \cdot \sigma_B$. Коэффициент μ учитывает подвижность соединения: $\mu = 1,3-1,5$ - для неподвижных неразъемных соединений;

$\mu = 1,0-1,3$ - для неподвижных разъемных соединений;

$\mu = 0,65$ - для малоподвижных соединений;

$\mu = 0,2-0,3$ - для подвижных соединений.

Напряжения смятия вычисляют для наименее прочного материала в соединении. Для проушины, в которую устанавливается подшипник качения, напряжения смятия не вычисляются. Толщина проушины определяется шириной внешнего кольца подшипника.

Из расчета проушины на срез по плоскостям $n-n$ можно определить размер y (см. рис. 8.1). Условие прочности:

$$\tau = \frac{P^p}{2 \cdot n \cdot y \cdot \delta} \leq \tau_{в пр} . \quad (8.3)$$

Здесь n - число проушин; $\tau_{в пр} = (0,6-0,65) \sigma_{в пр}$ - предел прочности материала проушины на срез.

8.2. Порядок и особенности конструирования замыкающего элемента

1. Определяется нагружение болта (срез, растяжение, срез с растяжением).
2. Выбирается тип болта (ОСТ 1).
3. Определяется диаметр болта d . Методика подбора диаметра болта изложена в гл. 2.
4. Вычисляется избыток прочности:

$$\eta = \frac{P_{разр}}{P^p},$$

где $P_{разр}$ - разрушающее усилие для болта (см. ОСТ 1.31100-80).

При выборе в качестве замыкающего элемента оси, пальца или нестандартного болта пункт 2 опускается, а расчет диаметра ведут по допускаемым напряжениям.

Для проушины, в которой установлен стандартный подшипник, болт на срез не рассчитывается. Его диаметр определяется диаметром внутреннего кольца подшипника.

Ограничения на значение d :

а) номенклатура диаметров болтов выбранного типа (указывается в соответствующем отраслевом стандарте);

- б) $d \geq 5$ мм - для неподвижных соединений;
 $d \geq 6$ мм - шарнирных соединений.

В неподвижных соединениях замыкающий элемент должен устанавливаться с натягом.

В шарнирных соединениях следует использовать специальные болты (ОСТ 1.31133-80) в сочетании с корончатыми или прорезными гайками. Обычный способ контровки – шплинтом по ОСТ 1.39502-72. Резьба болта не должна находиться в проушине (подшипнике), а должна заканчиваться под шайбой.

Прочность болта на смятие обеспечивается при назначении толщины δ проушины.

8.3. Проектирование проушин неподвижных соединений (без подшипников и втулок)

Схема соединения показана на рис. 8.1.

Исходными данными являются материал проушин, характер соединения проушин с болтом (неподвижное, малоподвижное и т. д.), нагрузка P^p , диаметр d болта (см. парагр. 8.2).

Порядок расчета:

1. Диаметр отверстия в проушине $d_{пр}$ принимается равным диаметру болта:

$$d_{пр} = d.$$

2. Вычисляется толщина проушины δ из условия прочности соединения на смятие (8.2):

$$\delta = \frac{P^p}{n d \mu \sigma_{\text{в}}},$$

где n - число проушин, воспринимающих силу P^p ;

$$\sigma_{\text{в}} = \min(\sigma_{\text{в болта}}, \sigma_{\text{в пр}}).$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего в соответствии с ГОСТ 8032-84, который устанавливает ряды предпочтительных линейных размеров. Обычно конструктивные элементы деталей выбирают кратными 0,5 мм.

3. Вычисляется напряжение смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P^p}{nd\delta}.$$

4. Рассчитывается избыток прочности:

$$\eta = \frac{\mu\sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{см}}}.$$

5. Задаются шириной проушины b из условия размещения головки болта, шайбы и гайки и получения минимальной концентрации напряжения в проушине: $b = b_{\text{мин}} = 2d$.

$$\text{Тогда } b/d = 2, \quad x = \frac{b-d}{2} = \frac{d}{2}.$$

6. Вычисляется размер y' из условия работы проушины на срез (8.3):

$$y' = \frac{P^p}{2 \cdot n \cdot \delta \cdot \tau_{\text{в пр}}}.$$

7. Определяется размер y :

$$y = \max(y', y_{\text{мин}}),$$

где $y_{\text{мин}} = x = \frac{b-d}{2}$ из условия размещения гайки (головки болта).

8. Определяется отношение y/x .

Замечание. Часто направление внешней нагрузки P^p может меняться. В этих случаях принимают $y=x$, то есть $y/x = 1$ и $b = d_{\text{пр}} + 2y$.

9. По графикам (см. парагр. 8.1) определяется коэффициент k .

10. Проверяется выполнение условия прочности проушины на разрыв (8.1), которое записывается в следующем виде:

$$\sigma = \frac{P^p}{n \cdot (b-d) \delta} \leq k \sigma_{\text{в пр}}.$$

Если оно выполняется, то переходят к п.13, в противном случае к п.11.

11. Вычисляется ширина проушины из условия её прочности на разрыв:

$$b = \frac{P^p}{n \cdot \delta \cdot k \cdot \sigma_{\text{в пр}}} + d.$$

Значение b округляется до ближайшего большего по ГОСТ 8032-84.

12. Определяются значения b/d ; $x = \frac{b-d}{2}$ и переходят к п. 7.

13. Вычисляется избыток прочности:

$$\eta = \frac{k\sigma_{в пр}}{\sigma}.$$

Конструкция считается удачной при $b/d = (2-2,5)$. В этом случае получается сравнительно легкая конструкция. При больших b/d рекомендуется увеличить толщину δ проушины и повторить расчет с п. 6.

Приведенный алгоритм справедлив для соединения, показанного на рис. 8.1. При больших нагрузках для предотвращения смятия проушины из легких сплавов под стальным болтом и повышения ремонтопригодности в нее целесообразно запрессовать стальную втулку без буртиков (рис. 8.2). Расчет, в таком случае, нужно проводить по алгоритму, изложенному в парагр. 8.4.

8.4. Проектирование проушины с подшипником скольжения или втулкой

Схема соединения показана на рис. 8.2.

Исходными данными являются материалы проушины и втулки, характер соединения (μ) болт-втулка (соединение втулка-проушина всегда неподвижное неразъемное с $\mu = 1,3-1,5$), нагрузка P^P , диаметр d болта (см. парагр. 8.2).

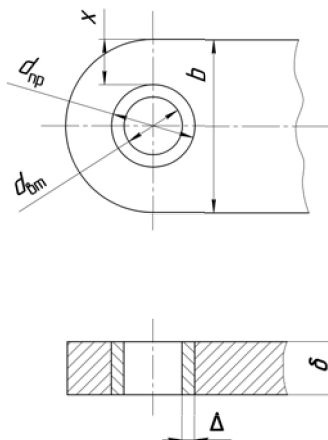


Рис. 8.2

Порядок расчета:

1. Внутренний диаметр втулки соответствует диаметру болта $d_{\text{вт}} = d$.

Напомним: $d_{\text{мин}} = 6 \text{ мм}$.

2. Определяется внутренний диаметр проушины: $d_{\text{пр}} = d_{\text{вт}} + 2\Delta$

$$\Delta = \begin{cases} (1,5 - 4,0) \text{ мм} & \text{— для подшипников скольжения;} \\ (1,5 - 2,0) \text{ мм} & \text{— в неподвижном соединении при} \\ & \text{запрессовке стальной втулки.} \end{cases}$$

3. Вычисляется толщина проушины δ' из условия прочности на смятие (8.2) соединения болт-втулка:

$$\delta' = \frac{P^p}{nd\mu'\sigma_{\text{в}}},$$

где n - число проушин, воспринимающих силу P^p ;

$$\sigma_{\text{в}} = \min(\sigma_{\text{в болта}}, \sigma_{\text{в вт}}).$$

4. Если материал проушины имеет меньший предел прочности ($\sigma_{\text{в пр}} < \sigma_{\text{в}}$), вычисляется толщина проушины δ'' из условия прочности на смятие соединения втулка-проушина:

$$\delta'' = \frac{P^p}{nd_{\text{пр}}\mu''\sigma_{\text{в пр}}}.$$

5. Определяется толщина проушины δ :

$$\delta = \max(\delta', \delta'').$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего в соответствии с ГОСТ 8032-84.

6. Вычисляется напряжение смятия для соединения с большей потребной толщиной:

$$\sigma'_{\text{см}} = \frac{P^p}{nd\delta'} \quad \text{или} \quad \sigma''_{\text{см}} = \frac{P^p}{nd_{\text{пр}}\delta''}.$$

7. Вычисляется избыток прочности:

$$\eta' = \frac{\mu' \sigma_{\text{в}}}{\sigma''_{\text{см}}} \quad \text{или} \quad \eta'' = \frac{\mu'' \sigma_{\text{в пр}}}{\sigma''_{\text{см}}}.$$

8. Определяется ширина проушины b' из условия размещения гайки (головки) замыкающего элемента:

$$b' = 2d.$$

9. Определяется ширина проушины b'' из условия обеспечения минимальной перемычки x :

$$b'' = d_{\text{пр}} + 2x_{\text{мин}}.$$

Для обеспечения прочности проушины при запрессовке втулки (подшипника) принимают:

$$x_{\text{мин}} = \begin{cases} (2-3) \text{ мм} - \text{для проушин из стали;} \\ (3-4) \text{ мм} - \text{для проушин из алюминиевых сплавов;} \\ (4-5) \text{ мм} - \text{для проушин из магниевых сплавов.} \end{cases}$$

10. Принимается начальное значение ширины проушины:

$$b = \max(b', b'').$$

11. Вычисляется отношение $b/d_{\text{пр}}$.

Дальнейший расчет выполняют по алгоритму, изложенному в парагр. 8.3, начиная с п. 6, подставляя в формулы $d_{\text{пр}}$ вместо d , а именно:

12. Вычисляется размер y' из условия работы проушины на срез:

$$y' = \frac{P^{\text{р}}}{2n\delta\tau_{\text{в пр}}}.$$

13. Определяется размер y :

$$y = \max(y', y_{\text{мин}}),$$

где $y_{\text{мин}} = x = \frac{b - d_{\text{пр}}}{2}$ из условия размещения гайки (головки болта).

14. Определяется отношение y/x .

Замечание. Часто направление внешней нагрузки $P^{\text{р}}$ может меняться. В этих случаях принимают $y=x$, то есть $y/x=1$ и $b = d_{\text{пр}} + 2y$.

15. По графикам (см. парагр. 8.1) определяется коэффициент k .

16. Проверяется выполнение условия прочности проушины на разрыв

(8.1), которое записывается в следующем виде:

$$\sigma = \frac{P^P}{n(b - d_{\text{пр}})\delta} \leq k\sigma_{\text{в пр}}.$$

Если оно выполняется, то переходят к п. 19, в противном случае к п. 17.

17. Вычисляется ширина проушины из условия её прочности на разрыв:

$$b = \frac{P^P}{n\delta k\sigma_{\text{в пр}}} + d_{\text{пр}}.$$

Значение b округляется до ближайшего большего по ГОСТ 8032-84.

18. Определяются значения $b/d_{\text{пр}}$; $x = \frac{b - d_{\text{пр}}}{2}$, затем переходят к п. 13.

19. Вычисляется избыток прочности:

$$\eta = \frac{k\sigma_{\text{в пр}}}{\sigma}.$$

Еще раз напомним, что конструкция считается удачной при $b/d_{\text{пр}} = (2...2,5)$. В этом случае получается сравнительно легкая конструкция. При больших $b/d_{\text{пр}}$ рекомендуется увеличить толщину δ проушины и повторить расчет с п. 12.

В подвижных соединениях с подшипниками скольжения (рис. 8.3) для разделения торцевых поверхностей соседних проушин применяют втулки с буртиком (поз.1), либо втулки без буртика (поз. 2) с разделительной шайбой (поз. 3).

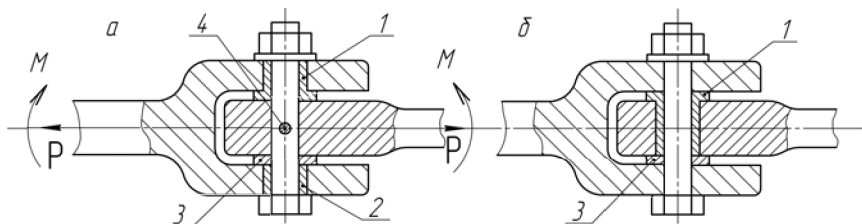


Рис. 8.3

Следует стремиться к уменьшению количества поверхностей трения, т.е. выполнять соединение, как показано на рис. 8.3,а, либо на рис. 8.3,б. Неподвижность болта относительно уха (рис. 8.3,а) или проушины вилки (рис.

8.3,б) обеспечивается за счет большего трения в соединении, затяжки болта или его специальной фиксации (рис. 8.3,а, поз. 4).

Если соединяемые элементы нагружены только осевой силой P (рис. 8.3,а), существенной разницы в работе приведенных вариантов нет. Однако более технологичным является соединение на рис. 8.3,б, так как в этом случае проще выполнить приторцовку втулок точно под размер паза.

Если соединяемые элементы нагружены изгибающим моментом M , очевидными достоинствами обладает вариант на рис. 8.3,а. В этом случае усилия смятия, возникающие в подвижном соединении, меньше. По этой причине нужно стремиться к увеличению расстояния между проушинами вилки.

При конструировании проушин с втулками нужно отдавать предпочтение стандартным втулкам. Втулки устанавливаются в проушины по прессовой посадке $\frac{H7}{u8} \dots \frac{H9}{u8}$.

Втулки обычно изготавливаются из бронзы БрАЖМц, а для сильно нагруженных соединений из стали 30ХГСА.

Если втулка изготовлена из бронзы ($\sigma_b \approx 600 \text{ МПа}$), то ее длина и, следовательно, толщина проушины δ получаются достаточно большими. Для уменьшения габаритов соединения в таких случаях выгодно применять полые замыкающие элементы с увеличенным внешним диаметром, но расчетной площадью сечения.

8.5. Проектирование проушины с подшипником качения или шарнирным подшипником

Схема соединения представлена на рис. 8.4.

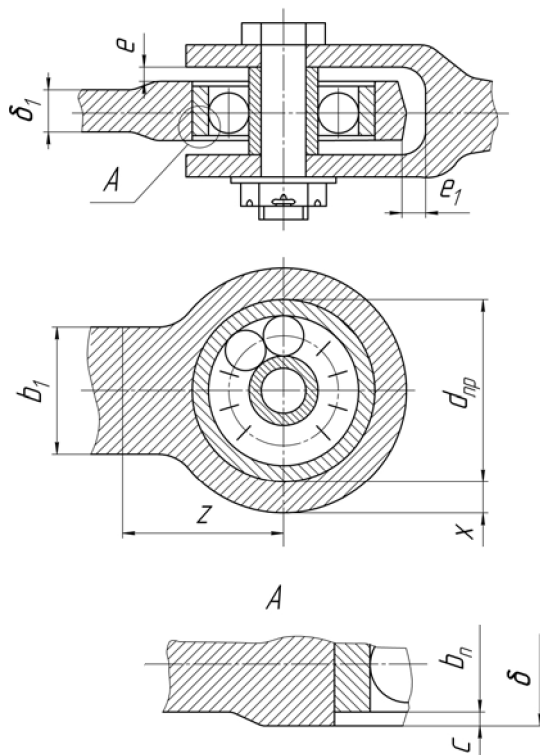


Рис. 8.4

Важно помнить, что в соединениях типа «ухо-вилка» вращение подшипника происходит, как правило, с небольшими скоростями и на ограниченный угол. Поэтому подбор подшипников в таких узлах ведут по статическим разрушающим нагрузкам при качании. Эти нагрузки, а также геометрические параметры подшипника определяются по соответствующим каталогам [8, 9].

Исходными данными для расчета являются материал проушины, тип подшипника, нагрузка P^p .

Порядок расчета.

1. Подбирается подшипник по статическим разрушающим нагрузкам при качании [8, 9]:

$$P_{\text{разр}}^{\text{стат}} \geq P^p / n,$$

где n - число подшипников, воспринимающих силу P^p . Выписываются его обозначение и размеры.

2. Вычисляется избыток прочности:

$$\eta = \frac{P_{\text{разр}}^{\text{стат}} n}{P^{\text{р}}}.$$

3. Определяется толщина δ проушины по условию заделки подшипника

$$\delta = b_{\text{н}} + 2a,$$

здесь $b_{\text{н}}$ - ширина внешнего кольца подшипника; a - припуск на заделку подшипника по ОСТ 1.03841-76. Для подшипников с внешним диаметром $D_{\text{н}} = 20 \dots 30$ мм принимается $a = 0,2$ мм, для подшипников диаметром $D_{\text{н}} = 30 \dots 40$ мм принимается $a = 0,25$ мм.

4. Определяется ширина b' проушины из условия ее прочности на разрыв (8.1):

$$\sigma = \frac{P^{\text{р}}}{n \cdot (b' - d_{\text{пр}}) \cdot \delta} \leq \sigma_{\text{в пр}},$$

откуда

$$b' = \frac{P^{\text{р}}}{n \cdot \delta \cdot \sigma_{\text{в пр}}} + d_{\text{пр}}.$$

Здесь $d_{\text{пр}} = D_{\text{н}}$.

5. Определяется минимальная ширина проушины из условия прочности при запрессовке подшипника (см. парагр. 8.4, п. 9):

$$b_{\text{мин}} = d'_{\text{пр}} + 2x_{\text{мин}}.$$

6. Находится ширина b проушины:

$$b = \max(b', b_{\text{мин}}).$$

Найденное значение округляется до ближайшего большего в соответствии с ГОСТ 8032-84.

7. Вычисляется напряжение в проушине:

$$\sigma^{\text{р}} = \frac{P^{\text{р}}}{n(b - d_{\text{пр}})\delta}.$$

8. Рассчитывается избыток прочности

$$\eta = \frac{\sigma_{\text{в пр}}}{\sigma^{\text{р}}}.$$

В соединениях «ухо-вилка» подшипник выгоднее устанавливать в среднюю проушину (ухо). В этом случае требуется лишь один подшипник и достигается минимальная трудоемкость сборки. Для соединений, допускающих

перекос, это единственно возможный вариант конструкции (такими соединениями являются, например, узлы навески рулевых поверхностей).

Из условия недопустимости контакта проушин в подвижных узлах, а, следовательно, и повреждения их покрытий, торцевые поверхности проушин должны разделяться. Это достигается либо применением подшипников, внутреннее кольцо которых шире наружного (см. рис. 8.4), либо установкой в ушки вилки втулок буртиками внутрь (см. рис. 8.3,а, поз. 1). Величина зазора e (рис. 8.4) определяется допускаемым перекосом:

$$e \geq 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \varphi,$$

где φ - допустимый для подшипника или соединения угол перекоса.

С учетом штамповочного (литейного) уклона и радиуса сопряжения ушка вилки с основанием зазор $e_1 = 2 \dots 5$ мм.

При конструировании узлов навески рулей и элеронов можно пользоваться стандартными вариантами конструкций [10, 11].

Ниже приводится список источников, использованных в главе 8 и полезных при конструировании соединений типа «ухо-вилка».

1. Шульженко М.Н. Конструкция самолетов. М.: Машиностроение, 1971. 413 с.
2. Справочная книга по расчету самолета на прочность /М.Ф. Астахов, А.В. Караваев, С.Я. Макаров, Я.Я. Суздальцев. М.: Оборонгиз, 1954. 708 с.
3. ОСТ 1.11119-73. Втулки для запрессовки. Введ с 01.01.74.
4. ОСТ 1.11122-73. Втулки для запрессовки. Введ с 01.01.74.
5. ОСТ 1.11124-73. Втулки с буртиком для запрессовки. Введ. с 01.01.74.
6. ОСТ 1.11127-73. Втулки с буртиком для запрессовки. Введ. с 01.01.74.
7. ОСТ 1.12805-77. Втулки. Введ с 01.07.78.
8. Зайцев А.М., Коросташевский Р.В. Авиационные подшипники качения. М.: Оборонгиз, 1963. 336 с.
9. Шариковые и роликовые подшипники. М.: Изд-во Госстандарта СССР, 1958.
10. ОСТ 1.12915-77. Соединения узлов навески руля направления, руля высоты, элеронов, элевонных, кия, стабилизатора, крыла. Конструкция и размеры. Введ. с 01.01.78.
11. ОСТ 1.13424-78 – ОСТ 1.13426-78. Соединения шарнирные. Конструкция и размеры. Введ. с 01.01.80.
12. ОСТ 1.03841-76. Заделка механическая шариковых и шарнирных подшипников. Типы, основные размеры и технические требования. Введ. с 01.07.77.

13. ОСТ 1.10969-73 – ОСТ 1.10972-73. Пресс-масленки. Введ. с 01.07.73.

Учебное издание

Майнсков Владимир Николаевич

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ
ЭЛЕМЕНТОВ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

Учебное пособие

Редакторская обработка *Т. Ю. Детцова*
Корректорская обработка *О. Ю. Дьяченко*
Доверстка *А. А. Нечитайло*

Подписано в печать 14.12.06. Формат 60х84 1/16
Бумага офсетная. Печать офсетная
Усл. печ. л. 4,1. Усл. кр.-отт. 4,3. Печ. л. 4,5
Тираж 50 экз. Заказ ИП-1 МО/2006

Самарский государственный аэрокосмический университет
443086, Самара, Московское шоссе, 34

Изд-во Самарского государственного аэрокосмического университета
443086, Самара, Московское шоссе, 34

