

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

В. Н. МАЙНСКОВ

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ В САМОЛЁТОСТРОЕНИИ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебно-методического пособия для обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 24.03.04, 24.04.04 Авиационное и специальности 24.05.07 Самолётостроение и вертолётостроение

САМАРА
Издательство Самарского университета
2023

УДК 629.7.02(075)
ББК О53-02я7
М146

Рецензенты: директор самарского филиала АО «Туполев» –
заместитель главного конструктора
А. А. М а р к о в,
канд. техн. наук, доц. А. И. Ш у л е п о в

Майнсков, Владимир Николаевич

М146 Основы конструирования в самолётостроении: учебно-методическое пособие / *В.Н. Майнсков.* – Самара: Издательство Самарского университета, 2023. – 80 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-2022-9

Излагается методика выполнения цикла лабораторных работ по курсу «Конструирование самолётов». Приводится перечень нормативно-технической документации и справочной литературы, необходимой для выполнения задания. В каждой лабораторной работе кратко рассматривается соответствующая теоретическая часть. Разбирается порядок конструирования типовых элементов авиационных конструкций и их соединений.

Предназначено для обучающихся по направлениям подготовки «Самолёто- и вертолётостроение» (уровень специалитета), «Авиастроение» (уровень бакалавриата) и «Авиастроение» (уровень магистратуры).

Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования летательных аппаратов.

УДК 629.7.02(075)
ББК О53-02я7

ISBN 978-5-7883-2022-9

© Самарский университет, 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТЕРЖНЕЙ, НАГРУЖЕННЫХ ОСЕВОЙ СИЛОЙ.....	7
1.1. Рекомендации по конструированию стержневых элементов	7
1.2. Лабораторная работа №1	11
2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗАКЛЕПОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ ЛИСТОВ	13
2.1. Рекомендации по конструированию заклепочных соединений	13
2.2. Лабораторная работа №2	20
3. КОНСТРУИРОВАНИЕ БОЛТОВОГО КРЕПЛЕНИЯ КРОНШТЕЙНА К СТОЙКЕ	22
3.1. Рекомендации по конструированию болтовых соединений .	22
3.1.1. <i>Определение нагрузок, действующих на болт</i>	22
3.1.2. <i>Определение диаметра болта</i>	24
3.1.3. <i>Выбор типа болта</i>	26
3.1.4. <i>Подбор гаек и шайб</i>	27
3.1.5. <i>Определение шага болтов и расстояния до края листа</i>	29
3.1.6. <i>Затяжка и стопорение болтового соединения</i>	29
3.2. Порядок конструирования болтового соединения	30
3.3. Лабораторная работа №3	31
4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ.....	34
4.1. Особенности конструирования соединений профилей	34
4.2. Лабораторная работа №4	38
5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛОНЖЕРОНА.....	40
5.1. Особенности конструирования сборных балочных лонжеронов	40

5.2. Конструирование соединения обшивки с элементами продольного набора.....	45
5.3. Последовательность конструирования лонжерона	48
5.4. Лабораторная работа №5	49
6. КОНСТРУИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЯ ТИПА «УХО-ВИЛКА»...	52
6.1. Особенности конструкции соединений типа «ухо-вилка»....	52
6.2. Нагрузки и силовая работа элементов соединения	52
6.3. Порядок и особенности конструирования замыкающего элемента.....	55
6.4. Проектирование проушин неподвижных соединений (без подшипников и втулок)	56
6.5. Проектирование проушины с подшипником скольжения или втулкой	59
6.6. Проектирование проушины с подшипником качения или шарнирным подшипником	63
6.7. Технические требования на чертежах	66
6.8. Лабораторная работа №6	67
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	68
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	72
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	73
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	74
ПРИЛОЖЕНИЕ 4	75
ПРИЛОЖЕНИЕ 5	76
ПРИЛОЖЕНИЕ 6	77

ВВЕДЕНИЕ

В большой по объему и разнообразной по содержанию работе по проектированию летательного аппарата конструктивная проработка деталей и сборочных единиц, выпуск соответствующей конструкторской документации являются одним из основных видов деятельности конструктора.

Жесткие, часто противоречивые требования к авиационным конструкциям, разнообразие решаемых задач, быстрое внедрение новейших материалов и технологий делают труд конструктора творческим, приводят к появлению принципиально новых решений. Существенно расширяются возможности конструктора в поиске оптимальных решений при использовании современных систем автоматизации проектирования (САПР). Но формализовать творческую конструкторскую работу очень сложно. Большое значение имеет практический опыт. Конструктор приобретает его не только в своей практической деятельности, но и получает в обобщенном виде в стандартах, инструкциях, рекомендациях и других регламентирующих документах, соблюдение которых является необходимым условием создания конструкции высокого качества и в заданные сроки.

Разумеется, в любой сложной задаче можно выделить ряд «элементарных» подзадач, методика решения которых остается неизменной. Именно эти «кирпичики» лежат в основе конструирования. Следует заметить, что даже эти задачи допускают различные технические решения, с чем встретятся студенты при выполнении предлагаемых лабораторных работ.

Отметим, что перечень лабораторных работ целиком определяется программой курса «Конструирование самолетов». Этот перечень, безусловно, не охватывает всего множества простейших конструкторских задач.

Представляемый цикл работ преследует следующие цели:

- 1) закрепление, дополнение и развитие лекционного материала;
- 2) приобретение навыков конструирования простейших элементов конструкций и их соединений с учетом всех требований, предъявляемых к авиационным конструкциям;
- 3) ознакомление с основной справочно-нормативной литературой и документацией;
- 4) приобретение навыков оформления конструкторской документации;
- 5) подготовка к выполнению курсовых проектов по курсам «Конструирование самолетов», «Технология производства самолетов».

Для удобства пользования указания к каждой лабораторной работе изложены в отдельном, вполне самостоятельном разделе, содержащем кроме информации о порядке выполнения задания соответствующую теоретическую часть. Поэтому данные методические указания могут быть использованы для контролируемой самостоятельной работы студентов, при выполнении курсовых проектов.

Каждую работу можно разделить на три части:

- самостоятельное изучение теоретического раздела соответствующего теме работы;
- выполнение расчетно-конструкторской работы в соответствии с индивидуальным заданием;
- оформление отчета и его прием преподавателем.

Для успешного выполнения задания необходимо первую часть работы выполнить до начала занятия. Расчетно-конструкторская работа выполняется во время занятий под руководством преподавателя. Отчет по работе оформляется во внеаудиторное время в соответствии с требованиями к оформлению учебных текстовых документов, принятыми в вузе.

1. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТЕРЖНЕЙ, НАГРУЖЕННЫХ ОСЕВОЙ СИЛОЙ

1.1. Рекомендации по конструированию стержневых элементов

Детали, выполненные из стержней с различной формой поперечного сечения – профилей, относятся к числу наиболее распространенных в конструкции самолета. Они технологичны, как правило, имеют высокий коэффициент использования материала, низкую трудоемкость, их производство легко поддается автоматизации.

По способу изготовления различают прессованные и гнутые из листа профили.

В настоящее время отечественной металлургической промышленностью освоено массовое производство прессованных профилей самых разнообразных форм постоянного и переменного по длине сечения как стальных, так и из цветных сплавов, Конфигурация прессованных профилей предусмотрена государственными и отраслевыми стандартами и справочным каталогом ВИЛС [1]. В исключительных случаях выпускаются специальные профили по чертежам, согласованным между предприятием-изготовителем и потребителем.

Материал профилей из алюминиевых сплавов должен соответствовать ОСТ 1.90113-74 и ОСТ 1.90262-77, материал профилей из магниевых сплавов – ГОСТ 19657-84. Максимальная длина профилей из алюминиевых и магниевых сплавов 10000 мм, из титановых сплавов и сталей 4800 мм.

В конструкторской документации информация о профиле содержится в условном обозначении. Пример условного обозначения профиля «Равнополочный уголок» по ГОСТ 13737-90 размером 12×12×1 (шифр 410003) из сплава Д16ч, в заклепочном и естественно состаренном состоянии (Т), нормальной прочности:

$$\text{Уголок} \frac{410003 \text{ ГОСТ } 13737 - 90}{\text{Д16ч. Т. ОСТ } 1.90113 - 74}.$$

Пример обозначения профиля вида «Зет» из справочника-каталога ВИЛС размером 20×18×1,5 (шифр 450008) из сплава В95пч, в закаленном и искусственно состаренном состоянии (Т1), повышенной прочности:

Зет. 450008. В95пч. Т1. ПП. ОСТ 1.90113-74.

Замечание. В данной лабораторной работе студентам предлагается пользоваться именно этим справочником-каталогом.

Наряду с прессованными профилями в ряде случаев, особенно при небольших нагрузках, экономически выгоднее и конструктивно проще применять гнутые профили. Профили изготавливаются из стандартных листов и лент (таблица 1.1).

Таблица 1.1. Материалы листов

Материал листа	Технические условия на поставку	Сортамент
Легированные конструкционные стали	ГОСТ 11269-76	Горячекатаные ГОСТ 19903-74
Коррозионно-стойкие теплопрочные стали	ТУ № ...	Холоднокатаные ГОСТ 19904-90
Титановые сплавы	ОСТ 1.90218-76	ГОСТ 22178-76
Листы конструкционные высокой прочности из алюминиевых сплавов	ОСТ 1.90070-72	
Листы конструкционные средней прочности из свариваемых алюминиевых сплавов	ГОСТ 21631-76	

В соответствии с указанными стандартами габариты листов из алюминия и алюминиевых сплавов составляют, мм:

ширина - от 1000 до 2000;

длина - от 2000 до 7000;
 толщина - 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,2; 1,5; 1,6; 1,8;
 1,9; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0;
 9,5; 10,0.

Примеры обозначения в конструкторских документах листов толщиной 1,2 мм из разных материалов:

$$\text{Лист } \frac{30\text{ХГСА} - 1,2 \text{ ГОСТ } 19903 - 74}{\text{ГОСТ } 11269 - 76},$$

$$\text{Лист Д16АМО-1,2 ОСТ } 1.90070-72.$$

Основной вид нагружения деталей из профилей – растяжение-сжатие. При сжатии отдельно стоящих стержней и стержней в составе ферменных конструкций возможна как общая, так и местная формы потери устойчивости. В остальных случаях при сжатии стержневых элементов наиболее вероятна местная потеря устойчивости полкой профиля, общая потеря устойчивости маловероятна, поскольку обычно профиль подкреплен другими элементами конструкции (обшивкой, стенками и пр.). В данной работе предлагается рассмотреть именно такой вариант.

Основные расчетные соотношения:

при растяжении:

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma], \quad (1.1)$$

где P – действующая сила, Н; F – площадь поперечного сечения профиля, мм²; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа;

при сжатии:

(1.2)

$$\begin{cases} \sigma_{сж} = \frac{P}{F} \leq [\sigma], \\ \sigma_{кр.м} = \frac{kE}{(b/\delta)^2} \geq [\sigma], \end{cases} \quad (1.3)$$

где $\sigma_{кр.м}$ – критическое напряжение местной потери устойчивости, МПа; E – модуль упругости при растяжении, МПа; b – ширина проверяемой полки профиля, мм; δ – толщина проверяемой полки профиля, мм.

Коэффициент k можно определить по графикам или таблицам, приведенным в справочной литературе, например, [13, с. 288] и в Приложении 2.

Значение $[\sigma]$ в данной работе определяется в зависимости от температуры по [14] (в частности, для сплава Д16 см. т. 4, ч. 1, кн. 1).

На устойчивость проверяются все полки профиля. Определяющим является наименьшее из полученных значений критических напряжений. При нарушении условия (1.3) нужно увеличить толщину δ полки профиля или ввести отбортовки полок со свободными кромками (рис. 1.1) с сохранением потребной площади поперечного сечения F профиля. Ширина s отбортовки гнутого профиля зависит от его толщины и не превышает $(4 - 5)\delta$.

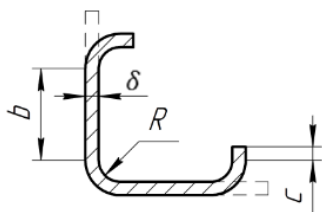


Рис. 1.1. Отбортовка полок со свободными кромками

Конкретные размеры полок гнутого профиля назначаются конструктором после определения из условия (1.2) потребной ширины заготовки для выбранной толщины δ листа. Минимальное значение радиуса сгиба R определяется по [15, 16].

Выбор прессованного и конструирование гнутого профилей заканчиваются определением коэффициента избытка прочности:

$$\eta = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{раст/сж}}}$$

и запаса по устойчивости:

$$\eta = \frac{\sigma_{\text{крм}}}{\sigma_{\text{сж}}}.$$

Как правило, детали подаются на сборку после соответствующей термообработки и нанесения защитного покрытия. Рекомендации по их выбору и порядок обозначения на чертеже приводятся, например, в [17, 18].

1.2. Лабораторная работа №1

Задачи работы:

Формирование у студентов навыков конструирования стержневых элементов конструкций.

Ознакомление с нормативно-технической документацией: номенклатурой прессованных профилей и листов, справочной литературой по материалам, покрытиям, термообработке, стандартами по теме работы.

Задание к лабораторной работе

Выполнение лабораторной работы заключается в решении двух задач.

Задача 1

Подобрать стандартный прессованный профиль заданной формы поперечного сечения (уголок, зет, или швеллер) из

материала Д16 для изготовления стержневого элемента, нагруженного растягивающей силой P_p (рис. 1.2). Окружающая среда – воздух с температурой T, K .



Рис. 1.2. Стержневой элемент

Выполнить эскиз сечения выбранного профиля, привести его условное обозначение. Указать вид защитного покрытия, возможную термообработку и привести их условные обозначения. Рассчитать коэффициент избытка прочности.

Задача 2

Используя листы стандартной толщины, сконструировать гнутый профиль той же формы сечения при условии, что сила может менять знак, и в предположении, что общая потеря устойчивости невозможна.

Выполнить все указания к задаче 1.

Задачу решить в двух вариантах: без отбортовки и с отбортовкой свободных кромок.

Характеристики материала Д16 для прессованных профилей и листов приведены в Приложении 1.

Таблица 1.2. Исходные данные

Параметры	Номер задания									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_p, \text{кН}$	125	200	250	100	150	220	120	150	180	130
T, K	300	340	380	400	420	440	480	360	320	460

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗАКЛЕПОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ ЛИСТОВ

2.1. Рекомендации по конструированию заклепочных соединений

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 авиастроении заклепок приведен в [19].

Основными параметрами заклепочного соединения являются (рис. 2.1):

d – диаметр заклепки;

L – длина заклепки;

t – шаг заклепочного шва;

a – расстояние от края листа;

δ_i – толщина соединяемых листов;

$s = \sum \delta_i$ – толщина пакета.

Соединение, показанное на рис. 2.1, является однорядным односрезным.

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 соединяемых листов на смятие:

$$P_{\text{ср}} = P_{\text{см}},$$

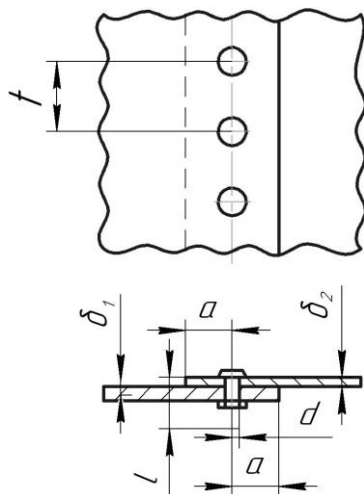


Рис. 2.1. Однорядное односрезное соединение

Откуда легко получить:

$$[\tau_{кр}] \frac{\pi d^2}{4} = [\sigma_{см}] d \delta_{\min} \quad (2.1)$$

или

$$d = \frac{4}{\pi} \frac{[\sigma_{см}]}{[\tau_{зк}]} \delta_{\min}, \quad (2.1')$$

где $[\sigma_{см}] = \min \{ [\sigma_{см}]_{л}; [\sigma_{см}]_{зк} \}$; $[\sigma_{см}]_{л}$ – допускаемое напряжение на смятие материала листа, МПа; $[\sigma_{ср}]_{зк}$ – допускаемое напряжение на смятие материала заклепки, МПа; $\tau_{зк}$ – допускаемое напряжение на срез заклепки, МПа; $\delta_{\min}$ – минимальная из толщин соединяемых листов, мм.

Найденное значение округляется до ближайшего значения диаметра по сортаменту.

В конструкторской практике подбор диаметров заклепок чаще ведут по нормали ЗАР ([19] или Приложение 3), где в табличном виде приведены значения $P_{\text{ср}}$ и $P_{\text{см}}$ в зависимости от значений d и δ .

В силовых соединениях заклепки диаметром меньше 3 мм не применяются!

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 нормальными силами.

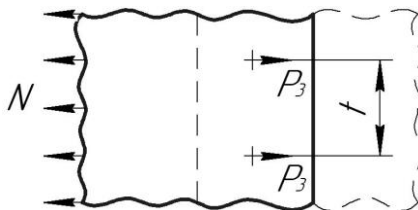


Рис. 2.2. Нагружение листов обшивки нормальными силами

Из условия равновесия листов (рис. 2.2) и прочности заклепки на срез и листа на смятие:

$$P_3 = \frac{Nt}{in} \leq P_{\text{разр}},$$

где i – число рядов заклепок; n – число плоскостей среза в заклепке; $N = [\sigma]\delta$ – погонная нормальная сила, Н/мм; $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение в листе, МПа; $P_{\text{разр}} = \min\{P_{\text{ср}}; P_{\text{см}}\}$ – разрушающее усилие для шва, Н. $P_{\text{ср}}$ и $P_{\text{см}}$ определяются по нормали ЗАР (Приложение В).

Или

$$P_3 = \frac{[\sigma]\delta t}{in} \leq P_{\text{разр}},$$

откуда

$$t \leq \frac{P_{\text{разр}} in}{[\sigma]\delta}. \quad (2.2)$$

2) Нагружение листов обшивки касательными силами (рис. 2.3).

Из тех же соображений:

$$P_3 = \frac{Tt}{in} \leq P_{\text{разр}},$$

где $T = [\tau]\delta$ – погонная касательная сила, Н/мм; $[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение в листе, МПа.

Или

$$P_3 = \frac{Tt}{in} \leq P_{\text{разр}}.$$

Откуда

$$t \leq \frac{P_{\text{разр}} in}{[\tau]\delta}. \quad (2.3)$$

С учётом известного соотношения:

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

$$t \leq 1,54 \frac{P_{\text{разр}} in}{[\sigma]\delta}. \quad (2.3')$$

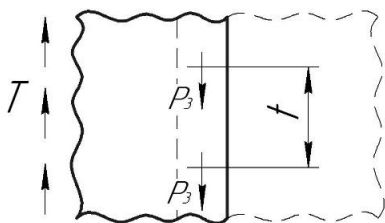


Рис. 2.3. Нагружение листов касательными силами

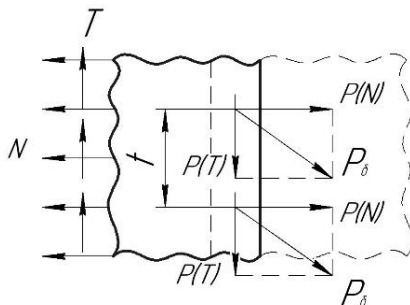


Рис. 2.4. Комбинированное нагружение листов

3) Комбинированное нагружение листов.

Согласно рис. 2.4:

$$P_3 = \frac{\delta t}{in} \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leq P_{\text{разр}}$$

или

$$t \leq \frac{P_{\text{разр}} in}{\sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \delta}, \quad (2.4)$$

где σ и τ – действующие в листе напряжения, МПа.

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

t , мм: 12,5; 15; 17,5; 20; 22; 25; 28; 30; 35; 40; 50; 60.

Отклонения от стандарта допускаются в сложных, нерегулярных местах, при постановке отдельных групп заклепок. Ограничения на величину шага:

$$\begin{aligned} t &\leq 25 \delta, \\ t &\geq 3d - \text{для однорядного шва,} \\ t &\geq 5d - \text{для многорядного шва.} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Определение минимального расстояния от края листа a (рис. 2.1) проводится из условия равнопрочности листа на смятие и срез:

$$P_{\text{смл}} = P_{\text{срл}}.$$

Срез происходит по линиям 1-1 и 2-2 (рис. 2.5).

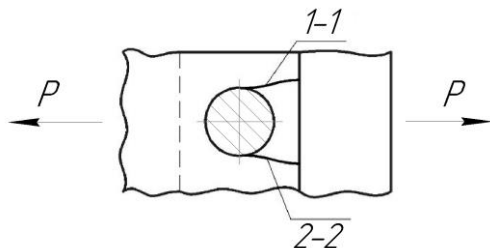


Рис. 2.5. Линии среза листа

Отсюда легко вывести:

$$a = \frac{d}{2} \left(+ \frac{[\sigma_{\text{см}}]}{[\tau_{\text{л}}]} \right). \quad (2.6)$$

Поскольку $[\sigma_{\text{см}}] \approx 2[\tau_{\text{л}}]$,

$$a \approx 1,5d. \quad (2.6a)$$

На практике с учётом производственных отклонений принимают

$$a = (1,5 \dots 2,0)d.$$

Определение длины заклепки L в зависимости от толщины пакета и диаметра ведётся 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 значения длины заклёпки по сортаменту.

Порядок конструирования заклепочного шва рекомендуется следующий:

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

2) определяется по (2.1) и подбирается по сортаменту диаметр заклепки d , по нормали ЗАР (Приложение 3) определяются $P_{ср}$ и $P_{см}$;

3) по (2.2), (2.3) или (2.4) определяется шаг заклепок и уменьшается до ближайшего стандартного значения. При невыполнении ограничений (2.5) нужно увеличить 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 двухрядном или многорядном соединении принимается равным $h = (0,6 \dots 0,8) t$;

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

- толщина пакета S не должна превышать пять-шесть диаметров заклёпки:

$$S \leq (5 \div 6)d;$$

- пакет лучше комплектовать так, чтобы более прочный лист располагался со стороны замыкающей головки (рис. 2.6).

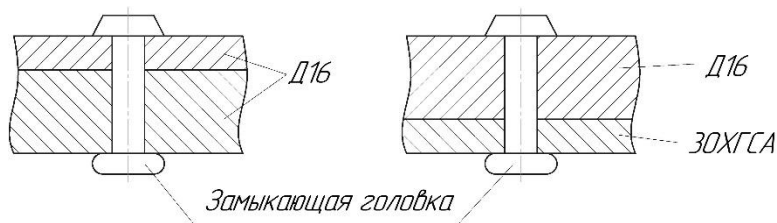


Рис. 2.6. Расположение замыкающей головки

2.2. Лабораторная работа №2

Задачи работы:

1. Изучение методики конструирования заклепочных соединений.
2. Ознакомление с нормативной документацией по конструированию заклепочных соединений.
3. Усвоение правил оформления спецификации.

Задание к лабораторной работе

Сконструировать стык листов обшивки из материала Д16АТ с помощью накладки для трех случаев нагружения (рис. 2.7):

1. Обшивка нагружена постоянным по величине потоком нормальных сил N .
2. Обшивка нагружена постоянным по величине потоком касательных сил T .
3. Обшивка нагружена одновременно потоками нормальных сил N и касательных сил T . Напряжения в регулярной зоне для этого случая принять равными $\sigma = 0,6[\sigma]$, $\tau = 0,8[\tau]$.

Принять толщину накладки $\delta_n = 2\delta$.

Соединение допускает подход для клепки с двух сторон.

Сделать чертеж соединения для наиболее тяжелого случая нагружения с простановкой необходимых размеров и позиций.

Привести обозначения листов обшивки и накладки. Составить спецификацию к чертежу в соответствии с ЕСКД.

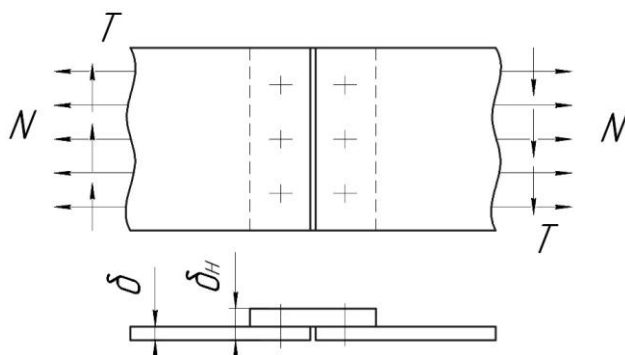


Рис. 2.7. Схема нагружения

Таблица 2.1. Исходные данные

Параметры	Номер варианта								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
δ , мм	1,8	2,0	2,5	3,0	1,9	1,8	3,0	1,0	1,2
$[\sigma]$, МПа	240	250	280	290	300	310	320	420	430
Параметры	Номер варианта								
	10	11	12	13	14	15	16	17	18
δ , мм	2,0	0,8	0,9	1,6	0,8	1,0	1,2	1,5	1,8
$[\sigma]$, МПа	280	400	390	310	430	440	350	360	370
Параметры	Номер варианта								
	19	20	21	22	23	24	25	26	27
δ , мм	2,0	2,5	3,0	1,9	0,8	1,0	1,2	1,5	1,6
$[\sigma]$, МПа	380	200	400	410	420	430	440	450	250

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ БОЛТОВОГО КРЕПЛЕНИЯ КРОНШТЕЙНА К СТОЙКЕ

3.1. Рекомендации по конструированию болтовых соединений

Для болтов, работающих на срез, конструирование болтового соединения мало отличается от конструирования заклепочного соединения. В дополнение к параметрам заклепочного соединения (лабораторная работа № 2) для болтового соединения определяются:

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

3.1.1. 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 лабораторной работе № 2.

Методика определения усилий для группы болтов изложена в курсе «Основы конструирования машин». Напомним, что в ее основе лежит определение «центра жесткости» группы болтов. На рис. 3.1 показаны два основных варианта нагружения болтов крепления кронштейна:

- а – крепление без упора кронштейна в стойку;
- б – крепление с упором кронштейна в стойку.

Составляющие усилия на болт (рис. 3.1) определяются по формулам:

$$P_i^p = P \frac{F_i}{\sum_{i=1}^n F_i}, \quad (3.1)$$

$$P_i^M = \frac{PlF_i r_i}{\sum_{i=1}^n (F_i r_i^2)}, \quad (3.1')$$

где F_i – площадь поперечного сечения i -го болта, мм²; P – сила, приложенная к кронштейну, Н; l – плечо силы; r_i – в случае крепления кронштейна без упора в стойку (рис. 3.1, а) расстояние от оси i -го болта до линии центра жесткости болтов; в случае крепления кронштейна с упором в стойку (рис. 3.2, б) расстояние от оси болта до опорной точки, мм.

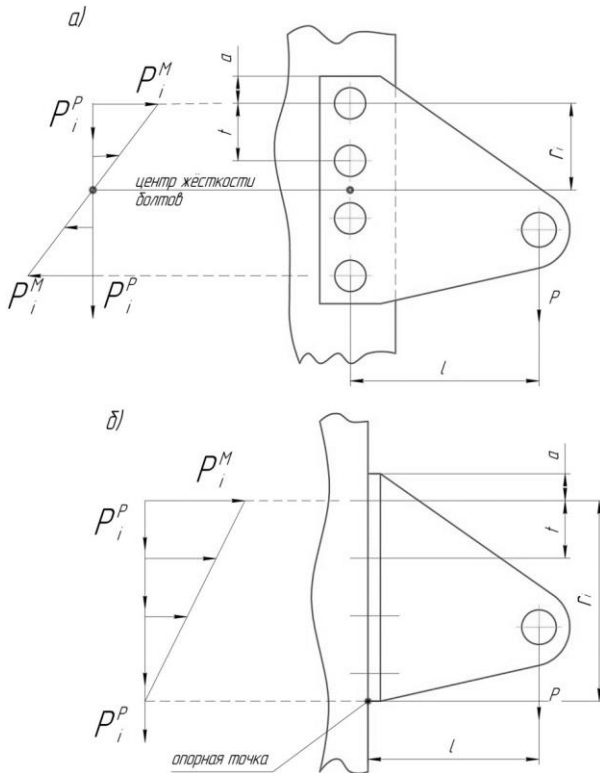


Рис. 3.1. Варианты нагружения болтов крепления кронштейна

Если обе составляющие нагружают болт срезом (рис. 3.1, а), определяется их равнодействующая:

$$R = \sqrt{(P_i^p)^2 + (P_i^m)^2}.$$

3.1.2. Определение диаметра болта

Диаметр болта d , работающего на срез или растяжение, определяется по ОСТ 1.31100-80 [23] (Приложения 4 и 5 соответственно), где приводятся соответствующие разрушающие усилия для болтов:

$$\begin{aligned} P_\delta &\leq P_{\text{разр}}, \\ \eta &= \frac{P_{\text{разр}}}{P_\delta} \geq 1, \end{aligned} \quad (3.2)$$

где P_δ – действующее усилие для болта, Н; $P_{\text{разр}}$ – разрушающее усилия для болта; η – коэффициент избытка прочности.

Для варианта на рис. 3.1, а $P_\delta = R$.

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

Из условия прочности болта:

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

для варианта на рис. 3.1, б:

$$P_{\text{экв } i} = \sqrt{(P_i^m)^2 + 4(P_i^p)^2} \leq P_{\text{разр}}. \quad (3.3)$$

Подчеркнем, что в данном случае $P_{\text{разр}}$ – разрушающее усилие для болта на разрыв.

Подбор диаметра болта, при сочетании срезающего и разрывающего усилий можно выполнить и по [26].

Ограничения на выбор d :

1) номенклатура диаметров болтов выбранного типа (указывается в соответствующем стандарте или нормали [23]);

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 на них усилиям (эффективен в весовом отношении);

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

Проверка на смятие выполняется для соединений с болтами, работающими на срез:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\delta}^{\text{ср}}}{d \delta} \leq \mu \sigma_{\text{в}}, \quad (3.4)$$
$$\eta = \frac{\mu \sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{см}}},$$

где $P_{\delta}^{\text{ср}}$ – срезающая компонента усилия на болт, Н; δ – толщина соединяемой детали, мм; $\sigma_{\text{в}}$ – минимальное из двух значений пределов прочности: для материала болта и материала детали, МПа;

$\mu = 1,3 - 1,5$ – 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.

Чаще условие (3.4) используется для определения толщины δ :

$$\delta \geq \frac{P_{\delta}^{\text{ср}}}{d \mu \sigma_{\text{в}}}. \quad (3.4')$$

3.1.3. Выбор типа болта

Стандарт (нормаль) определяет форму закладной головки, длину нарезной части, материал и допуск на изготовление болта. Наиболее употребляемые стандарты приведены в табл. 3.1. 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.

Таблица 3.1. Стандартные болты

Наименование	Допуск	Стандарт	Назначение
Болт с шестигранной головкой	h 12	ОСТ 1.31103-80	Основной тип болтов, работающих на разрыв
Болт с шестигранной головкой с длинной нарезной частью	f 9	ОСТ 1.31124-80	То же
То же	p 6	ОСТ 1.31137-80	Работа на разрыв в ответственных соединениях
То же с потайной головкой	p 6	ОСТ 1.31189-80 ОСТ 1.31191-80	То же
Болт с уменьшенной шестигранной головкой и короткой нарезной частью	h 8 p 6	ОСТ 1.31132-80 ОСТ 1.31138-80	Работа на срез в ответственных соединениях
То же с потайной головкой	p 6	ОСТ 1.31192-80 ОСТ 1.31194-80	То же
Болт для шарнирных соединений	f 7	ОСТ 1.31133-80	Оси для шариковых подшипников и сферических шарниров
Болт конический	-	ОСТ 1.31203-80	Особо ответственные единичные болты, работающие 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 [23]. Для болтов, работающих на срез, в теле пакета соединяемых деталей может располагаться только гладкая часть, сбег резьбы укрывается 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:

Болт 1 – d - L - ОСТ 1.31133-80;

с отверстием под шплинт на расстоянии 3,5 мм от конца:

Болт 2 – d - L - ОСТ 1.31133-80.

3.1.4. Подбор гаек и шайб

Стандарт (нормаль) определяет тип, геометрию, материал и номенклатуру гаек. Наиболее употребляемые гайки приведены в таблице 3.2.

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 стали 14Х17Н2.

Таблица 3.2. Стандартные гайки

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

Пример обозначения гайки самоконтрящейся высокой с резьбой М6:

Гайка 6 – ОСТ 1.33055-80.

Шайбу подбирают исходя из ее назначения:

а) укрытие нерабочей части резьбы болта (сбегов, проточек). Шайба ставится под гайку;

б) защита от повреждения антикоррозионного покрытия при затягивании соединения. Для этой цели используют дюралевого

шайбы. Шайба ставится под гайку, а если возможна затяжка болтом – и под головку болта;

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

г) для выравнивания поверхности. Применяют клиновые, радиусные и сферические шайбы;

д) существуют специальные шайбы для стопорения (контровки) болтового соединения.

Номенклатура шайб приведена в [23].

Пример обозначения шайбы из Д16АТ толщиной δ , под болт диаметром d , с наружным диаметром D :

Шайба δ - d - D - ОСТ 1. 34509-80.

3.1.5. 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:

$$t \geq \begin{cases} 3d - \text{для однорядного соединения} \\ 5d - \text{для многорядного соединения} \end{cases}. \quad (3.5)$$

Минимальное расстояние a до края листа определяется, как и в заклепочном соединении (лабораторная работа № 2), по условию равнопрочности листа на смятие и срез. Для тонкостенных конструкций на практике принимают $a = 2d$.

3.1.6. Затяжка и стопорение болтового соединения

Для нормальной силовой работы болтового соединения важное значение имеет величина затяжки. Усилие затяжки

устанавливает ОСТ 1.00017-77. В чертежах нужно давать ссылки на этот документ (см. [27]).

Все соединения в авиационных конструкциях должны быть надежно зафиксированы. Типы и виды стопорения устанавливает ОСТ 1.39502-77. Предусматривается фиксировка деформацией материала (кернением, расклепкой), шплинтом, проволокой, фиксировочными шайбами, самофиксирющимися гайками. В чертежах нужно давать ссылки на этот документ (см. [27]).

Контргайки применяются только для наземного оборудования. Фиксировка пружинными шайбами (Гровера) применяется только для несильных соединений.

Шплинты применяют для фиксации разборных соединений. Номенклатуру и обозначение шплинтов определяет ГОСТ 397-79.

3.2. Порядок конструирования болтового соединения

1. Выбирается предварительное положение болтов и их количество (t , a , r_i).

2. Определяются нагрузки на болты по формулам (3.1).

3. Определяется диаметр болтов по условиям (3.2) и (3.3) и с учетом ограничений.

4. По условию (3.4') подбираются толщины соединяемых деталей.

5. На соответствие ограничениям (3.5) проверяются расстояние t между болтами и расстояние a 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 тип болта, гайка и шайба.

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. 3.2).

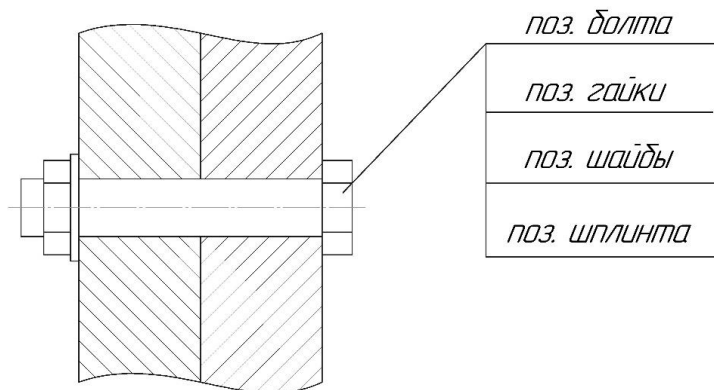


Рис. 3.2. Обозначение болтового соединения

3.3. Лабораторная работа №3

Задачи работы:

1. Формирование у студентов навыков конструирования болтовых соединений.
2. Изучение нормативной документации по болтовым соединениям.
3. Изучение системы нумерации конструкторской документации в самолетостроении.

Задание к лабораторной работе

Соединить кронштейн со стойкой болтами для двух вариантов крепления (рис. 3.3). Для каждого варианта определить толщины соединяемых деталей и подобрать параметры болтового

соединения. Материал деталей Д16АТ. Размеры l и g определяются конструктором. Выполнить чертежи соединений, указать необходимые размеры и позиции, составить спецификации.

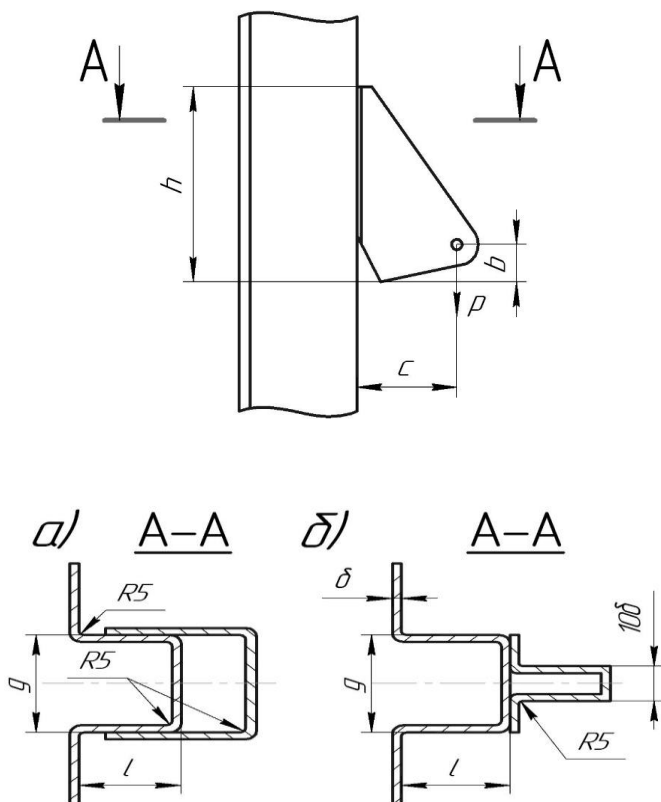


Рис. 3.3. Варианты соединения кронштейна к стойке

Таблица 3.3. Исходные данные

Параметры	Номер варианта								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Р, даН	6000	6300	6900	5850	9800	8100	9750	5100	6200
h, мм	110	130	140	145	150	120	135	140	120
в, мм	25	25	25	30	30	30	45	40	35
с, мм	50	50	45	50	40	45	40	45	35
Параметры	Номер варианта								
	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Р, даН	9700	3900	5700	5400	9900	8100	4100	4900	9600
h, мм	160	80	170	150	190	135	110	145	180
в, мм	45	40	25	30	25	35	30	40	50
с, мм	35	45	45	45	40	35	50	50	40
Параметры	Номер варианта								
	19	20	21	22	23	24	25	26	27
Р, даН	3800	3000	4500	5500	3500	6600	7500	8500	3600
h, мм	100	90	125	160	90	100	110	120	120
в, мм	60	30	40	25	45	50	55	60	50
с, мм	45	60	40	35	45	50	55	50	50

4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ

4.1. Особенности конструирования соединений профилей

По взаимному положению осей соединяемых профилей различают последовательное и узловое или перекрестное соединения. Заданием предусмотрено конструирование последовательного соединения двух профилей, которое используется:

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

Существует два основных варианта последовательного соединения профилей:

а – внахлёт; *б* – встык с накладкой (рис. 4.1).

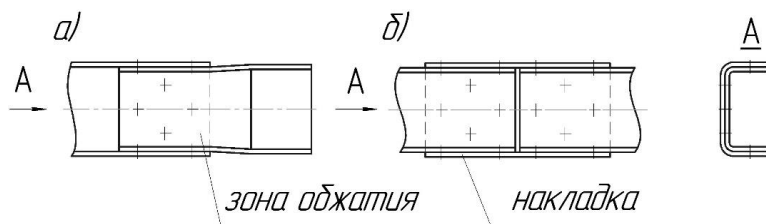


Рис. 4.1. Варианты последовательного соединения профилей

Соединение внахлёт проще по конструкции, имеет меньшую массу. Недостаток конструкции – необходимость в большинстве случаев подсечки или обжатия (рис. 4.1, *а*) одного из профилей. Длина нахлёста определяется из условия размещения потребного по условию прочности крепежа.

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 на специальных подсечных штампах. Конструктивные параметры подсечки (рис. 4.2) должны соответствовать стандартам:

для деталей из листового материала - ОСТ 1.52468-80;

для прессованных профилей - ОСТ 1.03668-74.

Там же приводятся обозначения подсечек на чертеже. На рис. 4.2 приведён пример обозначения подсечки прессованного профиля.

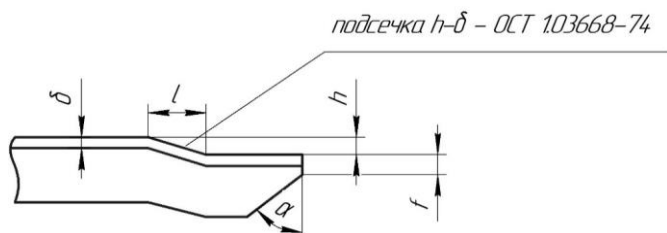


Рис. 4.2. Обозначение подсечки

Скосы свободных полок профилей (рис. 4.2) выполняются по прямой. Рекомендуемый угол скоса $\alpha = 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$. 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. 4.3, а) или сопрягаемая полка фрезеруется по толщине на нужную величину (рис 4.3, б).

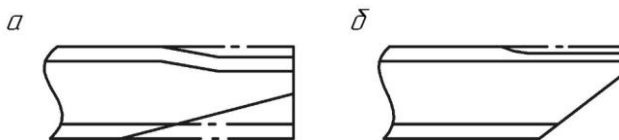


Рис. 4.3. Обрезка свободной полки (а)
и фрезерование сопрягаемой полки (б)

Задача конструирования последовательного соединения профилей заключается в выборе наилучшего расположения соединяемых деталей и крепежных элементов, определении количества и диаметра крепежа.

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

$$[\tau]_{\text{кр}} \frac{\pi d^2}{4} = [\sigma]_{\text{см}} d \delta_{\min}, \quad (4.1)$$

$$[\sigma]_{\text{пр}} F_{\min} = [\tau]_{\text{кр}} \frac{\pi d^2}{4} n, \quad (4.2)$$

где $[\sigma]_{\text{пр}}$ – допускаемое напряжение при растяжении для материала профиля, МПа; $[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемое напряжение на смятие, МПа (принимается наименьшее из значений для материалов профилей и крепёжных элементов); $[\tau]_{\text{кр}}$ – допускаемое напряжение на срез для крепежного элемента, МПа; d – диаметр крепежного элемента, мм; $F_{\min}$ – площадь более слабого профиля, мм²; $\delta_{\min}$ – минимальная толщина из соединяемых полок, мм.

Напомним, что d можно определять как из (4.1), так и по нормали ЗАР (Приложение 3). Потребное количество крепёжных

деталей n определяется из (4.2) и округляется до ближайшего большего целого значения.

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 соединении внахлест следует стремиться к перестыковке всех полок профиля.

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

$$\frac{P_{\text{п}}}{F_{\text{п}}} = \frac{P_{\text{пр}}}{F_{\text{пр}}}, \quad (4.3)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь отдельной полки, мм²; $P_{\text{п}}$ – усилие в ней, Н; $F_{\text{пр}}$ – площадь всего профиля, мм²; $P_{\text{пр}}$ – усилие в нем, Н.

Это означает, что отдельные полки профиля можно перестыковывать на действующие, в них нагрузки независимо от других, а общее количество крепёжных деталей делится между полками пропорционально их площадям.

Правила конструирования стыка 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.

Порядок конструирования соединения профилей:

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

2. Выбирается тип соединения (болтовое или заклёпочное). Из (1) или нормали ЗАР (Приложение 3) подбирается диаметр d крепежных элементов. Он может отличаться на разных полках.

3. Из (4.2) с учетом (4.3) находится количество крепежных точек по каждой полке.

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

5. Зная a , определяют обрезы профилей или накладки.

6. Для соединения встык с накладкой по условию прочности на растяжение/сжатие определяется площадь сечения накладки (накладок). Из (4.1) находят толщину ее полок.

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

8. Где возможно, выполняют скосы полок.

4.2. Лабораторная работа №4

Задачи работы:

1. Изучение конструктивных и технологических особенностей последовательного соединения профилей.

2. Углубление навыков конструирования стержневых конструкций.

3. Изучение соответствующей нормативной документации.

Задание к лабораторной работе

Сконструировать неразъемный стык профилей разных сечений, нагруженных осевой силой (рис. 4.4). Материал

профилей – Д16Т. Обеспечить единую поверхность прилегания к обшивке. Стык выполнить в двух вариантах: внахлест и с накладкой.

Выполнить чертежи узла и спецификации. Обосновать принятые конструктивные решения. Определить предпочтительный вариант соединения.

Таблица 4.1. Исходные данные

Параметр	Номер задания									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
δ , мм	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	1,2	1,8	2,2	2,4	2,8

Варианты: 1) А – Б; 2) А – В; 3) А – Г; 4) Б – Г; 5) Б – В.

Структура номера задания: Задание № 25 (2 – номер задания (толщина полки); 5 – вариант сечений соединяемых профилей).

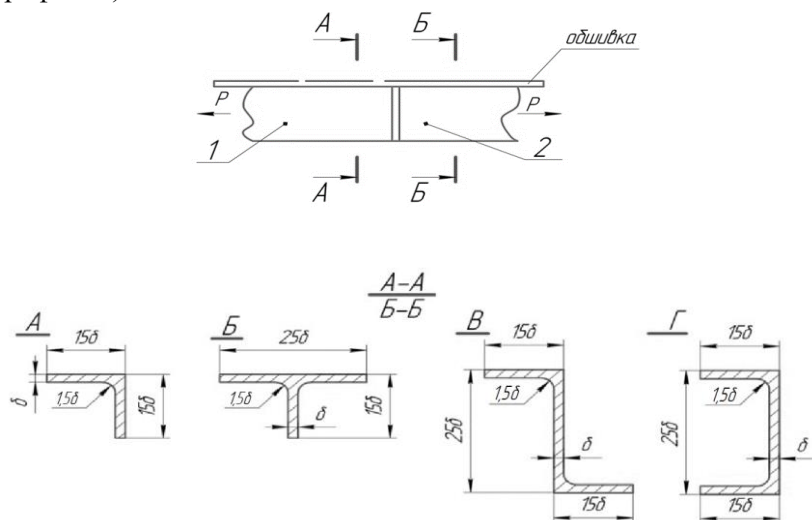


Рис. 4.4. Схема задания

5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛОНЖЕРОНА

5.1. Особенности конструирования сборных балочных лонжеронов

В курсе «Сопротивление материалов» было показано, что тонкостенная балка является рациональной конструкцией при работе на поперечный изгиб в своей плоскости. Основные расчетные формулы для балки (5.1) неудобны при практическом конструировании:

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{M}{I} y, \\ \tau &= \frac{QS}{Ib},\end{aligned}\tag{5.1}$$

где σ – нормальное напряжение по высоте балки, МПа; τ – касательное напряжения по высоте балки, МПа; M – изгибающий момент в сечении балки, Н·мм; Q – перерезывающая сила в сечении балки, Н; I – момент сопротивления сечения изгибу, мм⁴; S – статический момент сечения, мм³; b – ширина балки на расстоянии y от нейтральной оси сечения.

Различное распределение нормальных и касательных усилий между элементами балки (рис. 5.1) позволяет упростить конструирование без заметного снижения точности.

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 σ_b – предел прочности материала пояса или напряжение, допускаемое по условиям эксплуатации, ресурсу и т.п.

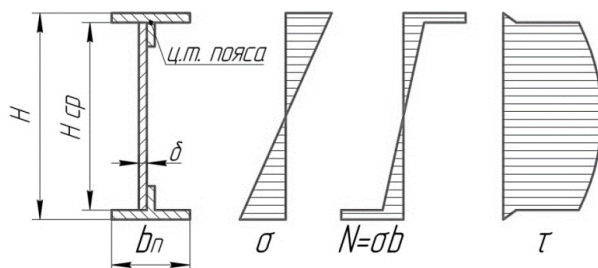


Рис. 5.1. Эпюры напряжений и сил в лонжероне

2. Из эпюры погонных нормальных сил N в сечении балки (рис. 5.1) видно, что на осевую нагрузку работают, в основном, пояса. Пренебрегая работой стенки на изгиб, получим:

$$P_{II} = \frac{M}{H_{cp}}, \quad F_{II} = \frac{M}{H_{cp} \sigma_{вп}}, \quad (5.2)$$

где P_n – осевая сила в поясе, H ; F_n – площадь поперечного сечения пояса; H_{cp} – расстояние между центрами тяжести сечений поясов.

В первом приближении можно принять:

$H_{cp} = 0,9H$ – для поясов уголкового сечения;

$H_{cp} = 0,95H$ – для поясов таврового сечения.

3. Пояс крепится к стенке лонжерона и к обшивке. Поэтому возможна лишь местная потеря устойчивости полок сжатого пояса (см. лабораторную работу № 1):

$$\sigma_{кр.м} = \frac{kE}{(b/\delta)^2} \geq \sigma_{действ}, \quad (5.3)$$

$\sigma_{действ}$ – действующее в конструкции напряжение.

Из (5.3) определяются размеры каждой полки пояса.

При конструировании стенки имеют в виду следующие особенности:

1. Касательные напряжения по высоте балки достигают заметной величины лишь в стенке, причем значения напряжений слабо изменяются по высоте стенки (см. рис. 5.1). С достаточной точностью

$$\tau = \frac{Q}{H_c \delta} \leq \tau_{\theta},$$

откуда

$$\delta \geq \frac{Q}{H_c \tau_{\theta}}, \quad (5.4)$$

где H_c – высота стенки, мм; δ – толщина стенки, мм.

2. Стенка может разрушиться от сдвига при нагружении перерезывающей силой, если $\tau \geq \tau_{\theta} = (0,6 \div 0,65)\sigma_{\theta}$, и потерять устойчивость. Последнее крайне неблагоприятно для силовой работы пояса. Условие работы стенки без потери устойчивости:

$$\tau \leq \tau_{кр}, \quad (5.5)$$

$$\text{где } \tau_{кр} = \tau_{\theta} \frac{1+\nu}{1+\nu+\nu^2}; \nu = \frac{\tau_{\theta}}{\tau_{\theta}}; \tau_{\theta} = \frac{0,9kE}{\left(\frac{H_c}{\delta}\right)^2};$$

$$k = 5,6 + \frac{3,8}{\left(\frac{a}{H_c}\right)^2}, \text{ если } a > H_c;$$

$$k = 5,6 + \frac{3,8}{\left(\frac{H_c}{a}\right)^2}, \text{ если } H_c > a,$$

E – модуль продольной упругости материала стенки, МПа; a – длина свободного участка стенки, мм.

Уменьшая размер a постановкой подкрепляющих стоек (рис. 5.2), добиваются выполнения условия (5). Подбор сечения стойки, элементов ее крепления к стенке и поясам определяются из условия прочности стойки после потери устойчивости стенкой. Этот вопрос будет рассматриваться в курсах «Строительная механика» и «Расчет самолета на прочность». В первом приближении можно пользоваться статистическими соотношениями:

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

- соотношение длины стойки и толщины ее полки

$$\frac{L_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} = 80-100.$$

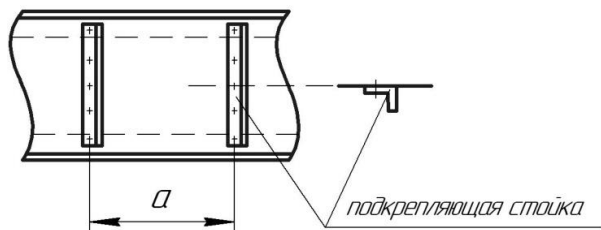


Рис. 5.2. Подкрепляющие стойки

В основе конструирования соединения пояс-стенка лежит закон парности касательных напряжений (погонных касательных сил) (рис. 5.3):

$$T_{\text{в}} = T_{\text{г}} = T = \frac{Q}{H}.$$

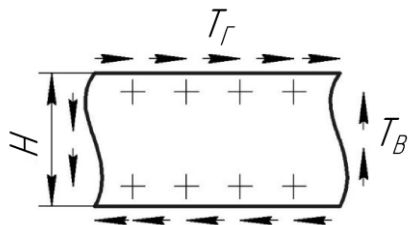


Рис. 5.3. Нагружение стенки лонжерона

Тогда условия прочности для заклепочного (болтового) соединения следующие:

$$P_3 = \frac{Tt}{in} = \frac{Qt}{Hin} \leq P_{\text{разр}} \quad (5.6)$$

или

$$\tau = \frac{P_3}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4Qt}{H\pi d^2 in} \leq [\tau_3],$$

где t – шаг заклепок (болтов), мм; d – диаметр заклепок (болтов), мм; i – число рядов в соединении; n – число плоскостей среза в соединении; $[\tau_3]$ – допускаемое напряжение на срез заклепки (болта), МПа; $P_{\text{разр}}$ – разрушающее усилие, Н, для заклепочного соединения по нормали ЗАР (Приложение 3), для болтового соединения по ОСТ1.31100-80 (Приложение 4) (разделы 2 и 3).

Из (5.6) для выбранного диаметра d можно определить шаг

$$t \leq \frac{HP_{\text{разр}}}{Q} ni = \frac{P_{\text{разр}}}{T} ni \quad (5.7)$$

или

$$t \leq \frac{H\pi d^2 [\tau_3]}{4Q} ni.$$

Остальные параметры соединения подбираются из известных соотношений (разделы 2 и 3).

5.2. 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 (определение усилий в элементах панели, поперечных сечений элементов, шага стрингеров) будут излагаться в прочностных дисциплинах. Опуская эти вопросы, отметим лишь, что в общем случае панель нагружена потоками нормальных и касательных сил (рис. 5.4).

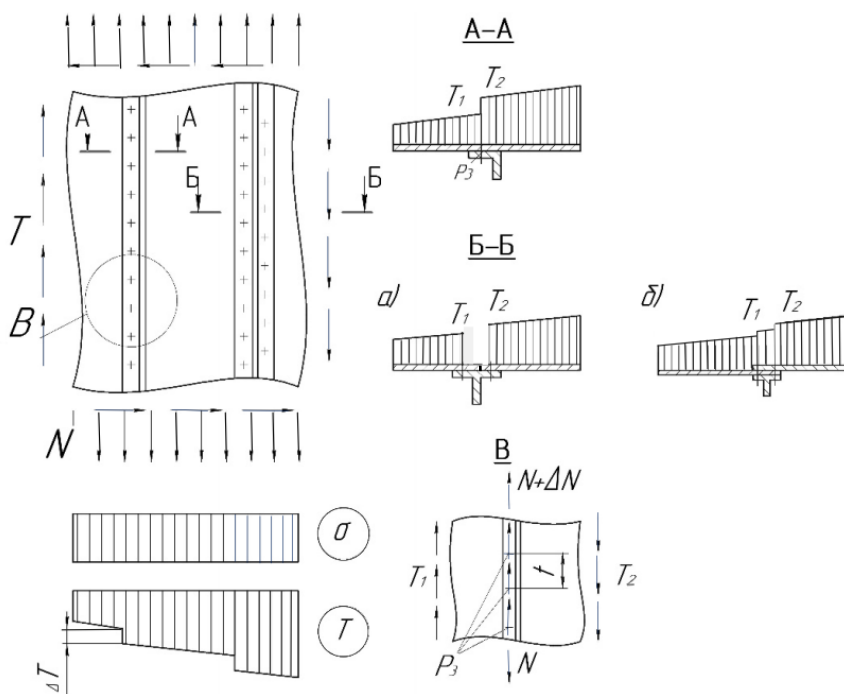


Рис. 5.4. Варианты продольного стыка листов

Продольные профили в панелях могут выполнять функцию только подкрепляющих элементов (рис. 5.4, сеч. А-А) либо дополнительно служить в качестве стыковых элементов (рис. 5.4, сеч. Б-Б).

Возможны два принципиальных варианта продольного стыка листов: встык (сеч. Б-Б, вариант «а») и внахлест (сеч. Б-Б, 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).

Варианту без стыка листов обшивки (рис. 5.4, сеч. А-А) соответствует схема уравнивания, показанная в узле В (рис. 5.4).

Условие равновесия

$$P_{zi} = (T_2 - T_1)t = \Delta T t ,$$

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

Усилие на одну заклепку (болт):

$$P_z = \frac{\Delta T t}{i} . \quad (5.8)$$

Соединению листов обшивки на профиле (рис. 5.4, сеч. Б-Б, вариант а) соответствуют условия равновесия (рис. 5.5, а):

$$P_{z1} \cdot i_1 = T_1 \cdot t_1 \text{ – для листа слева от профиля;}$$

$$P_{z2} \cdot i_2 = T_2 \cdot t_2 \text{ – для листа справа от профиля.}$$

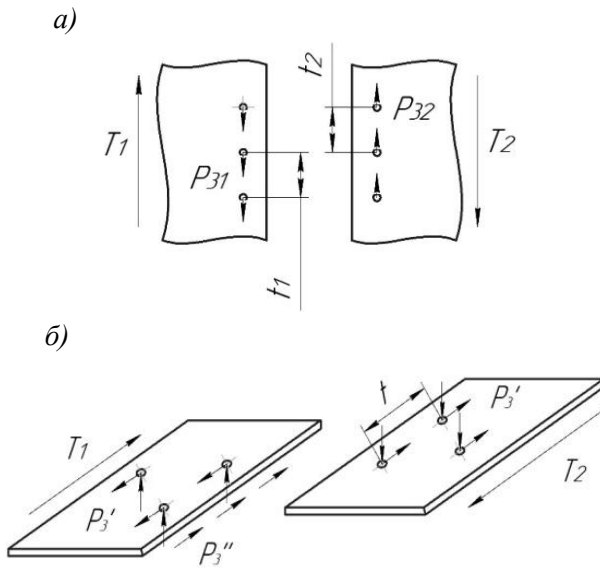


Рис. 5.5. Схема уравнивания для вариантов соединения обшивки на профиле

Усилия на одну заклепку (болт) соответственно:

$$P_{31} = \frac{T_1 t_1}{i_1}; \quad P_{32} = \frac{T_2 t_2}{i_2}. \quad (5.9)$$

Соединению листов обшивки внахлест на профиле (рис. 5.4, сеч. Б-Б, вариант б) соответствует схема уравнивания, приведенная на рис. 5.5, 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:

$$P'_3 = \frac{T_2 t}{i}, \quad (5.10)$$

$$P_3'' = P_3' - \frac{T_1 t}{i} = \frac{T_2 t}{i} - \frac{T_1 t}{i} = \frac{\Delta T t}{i}.$$

Подбор крепежных элементов ведется по максимальному из двух найденных усилий:

$$P_3 = \max\{P_3'; P_3''\}. \quad (5.10a)$$

Более выгодным в конструктивном отношении является вариант с меньшим значением P_3 . Он реализуется, когда из двух соединяемых листов (рис. 5.4, сеч Б-Б, вариант б) верхним ставится лист с меньшим значением потока касательных сил.

Выражения (5.8) - (5.10) позволяют определить диаметр и другие параметры заклепочного (болтового) соединения (разделы 2 и 3). Потоки касательных усилий в обшивке определяются из проектировочного расчета панели.

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

5.3. Последовательность конструирования лонжерона

Рациональной можно считать приведенную ниже последовательность конструирования:

1. По известным значениям M и Q (или T) из (5.2) и (5.4) рассчитываются F_n и δ .
2. По значению Q (или T) из условий (5.7) в соответствии с методикой, изложенной в разделе 2, определяются параметры соединения пояс-стенка.
3. Из условия размещения потребного числа рядов заклепок (болтов) определяется ширина вертикальной полки пояса $b_{\text{верт}}$ (рис. 5.6).

4. По условию (5.3) и условию прочности на смятие под заклепкой (болтом) рассчитывается толщина вертикальной полки $\delta_{\text{верт}}$ (рис. 5.6).

Из двух значений выбирают большее.

5. Вычисляется площадь горизонтальной полки: $F_{\text{гор}} = F_n - b_{\text{верт}} \delta_{\text{верт}}$.

6. По условию (5.3) находят $(b_{\text{гор}}/\delta_{\text{гор}})$ (рис. 5.6) и формируют горизонтальную полку пояса.

7. По условию (5.5) определяется расстояние между подкрепляющими стойками a (рис. 5.2). Подбирается сечение стойки и ее крепление к стенке и поясам. (В данной работе этот пункт можно не выполнять).

8. По формулам (5.8) - (5.10) и в соответствии с методикой, изложенной в разделе 2, определяются параметры соединения пояс-обшивка.

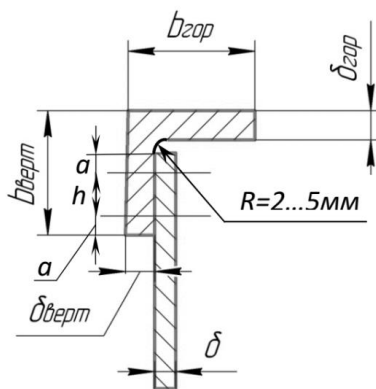


Рис. 5.6. Формирование пояса лонжерона

5.4. Лабораторная работа №5

Задачи работы:

1. Изучение методики конструирования сборных балочных конструкций.

2. Приобретение навыков конструирования соединения обшивки с элементами продольного набора.

Задание к лабораторной работе

Для заданной схемы (рис. 5.7) и нагрузок сконструировать лонжерон и его соединение с обшивкой:

- 1) подобрать материал стенки и пояса лонжерона;
- 2) определить площадь и размеры поперечного сечения пояса и толщину стенки;
- 3) выбрать вид соединения и определить параметры швов пояс-стенка и пояс-обшивка;
- 4) выполнить чертеж соединения и спецификацию, составить номера документов;
- 5) обосновать принятые решения.

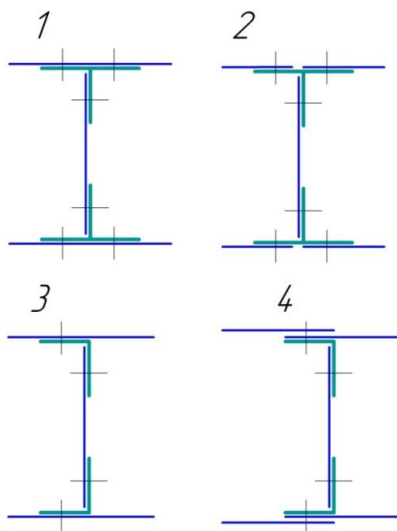


Рис. 5.7. Схемы сечения лонжерона

Таблица 5.1. Исходные данные

Данные по лонжерону

Параметры	Номер варианта					
	1	2	3	4	5	6
H , мм	200	250	300	350	400	450
Q , кН	50	85	140	220	180	160
M , кНм	42	35	50	50	47	60

Данные по обшивке

Параметры	Номер варианта							
	1	2	3	4	5	6	7	8
δ , мм	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5
T_1 , кН/мм	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
T_2 , кН/мм	0,4	0,6	0,8	0,9	1,1	1,2	1,2	1,3

Структура номера задания:

Задание № 135 (1 – вариант схемы соединения; 3 – вариант данных по лонжерону; 5 – вариант данных по обшивке).

6. КОНСТРУИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЯ ТИПА «УХО-ВИЛКА»

6.1. Особенности конструкции соединений типа «ухо-вилка»

Стыковые узлы типа «ухо-вилка» предназначены для соединения отдельных частей конструкции и передачи усилий с одной части на другую в виде сосредоточенных сил.

Основные элементы узла (рис. 6.1) – соединяемые проушины и замыкающий элемент (болт или ось).

Узел может быть неподвижным, исключаящим 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 скольжения (втулок) (рис. 6.2, 6.3) или подшипников качения (рис. 6.4).

6.2. Нагрузки и силовая работа 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 [31, 32].

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

$$P^p = 1,25P^э f .$$

Замыкающий элемент обычно работает на срез по одной (рис. 6.1, *а*), двум (рис. 6.1, *б*) или несколькими (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.

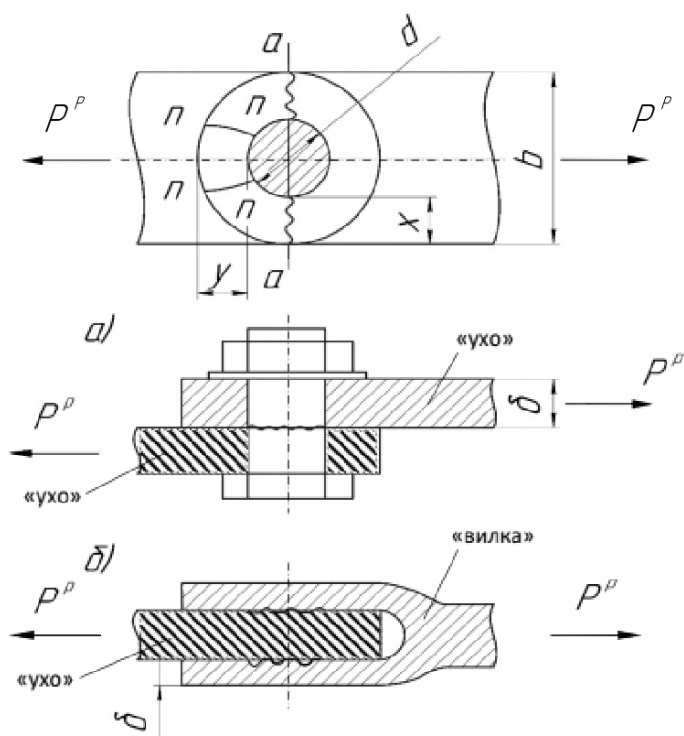


Рис. 6.1. Схема соединения «ухо-вилка»

Проушина работает на смятие под болтом, разрыв по сечению $a - a$, срез по сечениям $n - n$ (рис. 6.1).

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

$$\sigma \leq [\sigma]. \quad (6.1)$$

Здесь $[\sigma] = k\sigma_{\text{в}}$. Коэффициент k , учитывающий концентрацию напряжений, определяют по экспериментальным графикам в зависимости от отношений δ/d и y/x ([33, с. 388], [34, с. 150], Приложение 6 и др.). Заметим, что значение k всегда меньше единицы. При запрессовке в проушину стандартного подшипника принимают $k = 1$.

Расчет проушины на смятие также ведется по допускаемым напряжениям:

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (6.2)$$

Здесь $[\sigma_{\text{см}}] = \mu\sigma_{\text{в}}$. 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 δ проушины определяется шириной внешнего кольца подшипника.

Из расчета проушины на срез по плоскостям $n - n$ можно определить размер y (рис. 6.1). Условие прочности:

$$\tau = \frac{P^P}{2ny\delta} \leq \tau_{\text{впр}}. \quad (6.3)$$

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

6.3. Порядок и особенности конструирования замыкающего элемента

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

$$\eta = \frac{P_{\text{разр}}}{P^p},$$

где $P_{\text{разр}}$ – разрушающее усилие болта, Н (ОСТ 1.31100-80, Приложения 4, 5).

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 выбор d :

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

б) $d \geq 5$ мм – для неподвижных соединений;

$d \geq 6$ мм – для 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.

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

Схема соединения показана на рис. 6.1.

Исходными данными являются материал проушин, нагрузка P^p , диаметр d болта (подраздел 6.3).

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

$$d_{np} = d.$$

2. Вычисляется толщина проушины δ из условия прочности соединения на смятие (6.2):

$$\delta = \frac{P^p}{n d_{np} \mu \sigma_B},$$

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

$$\sigma_B = \min(\sigma_{B \text{ болта}}; \sigma_{B \text{ проушины}}).$$

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:

$$\sigma_{см} = \frac{P^p}{n d_{np} \delta}.$$

4. Рассчитывается избыток прочности:

$$\eta = \frac{\mu \sigma_B}{\sigma_{см}}.$$

5. Задаются шириной проушины b из условия размещения головки болта, шайбы и гайки и получения минимальной концентрации напряжения в проушине:

$$b = b_{\min} = 2d_{\text{пр}}.$$

Тогда

$$b/d_{\text{пр}} = 2; \quad x = \frac{b - d_{\text{пр}}}{2}, \quad x = \frac{b - d_{\text{пр}}}{2} = \frac{d_{\text{пр}}}{2}.$$

6. Вычисляется размер y' из условия работы проушины на срез (6.3):

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

7. Определяется размер y :

$$y = \max(y', y_{\min}),$$

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

8. Определяется отношение y/x .

Замечание. При конструировании проушин узлов крепления подвижных частей конструкции, например, рулей, механизации, направление расчётной нагрузки меняется. Соответственно меняются положение размеров y и x по периметру проушины. В этом случае принимают $y = x$.

9. По графикам (подраздел 6.2) определяется коэффициент k .

10. Проверяется выполнение условия прочности проушины на разрыв (6.1), которое записывается так:

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

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

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

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

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

12. Определяются значения $\frac{b}{d_{пр}}$; $x = \frac{b - d_{пр}}{2}$. Затем

переходят к пункту 7.

13. Вычисляется избыток прочности:

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

Конструкция считается удачной при $b/d_{пр} = (2...3)$. В этом случае получается сравнительно легкая конструкция. При больших $b/d_{пр}$ рекомендуется увеличить толщину δ проушины и повторить расчет, начиная с пункта 6.

Приведенный алгоритм справедлив для соединения, показанного на рис. 6.1. При больших нагрузках, для предотвращения смятия проушины из легких сплавов под стальным болтом и повышения ремонтопригодности соединения в нее целесообразно запрессовать стальную втулку без буртиков [35, 36] (рис. 6.2). Расчет, в таком случае, нужно проводить по алгоритму, изложенному в подразделе 6.5.

6.5. Проектирование проушины с подшипником скольжения или втулкой

Схема соединения показана на рис. 6.2.

Исходными данными являются материалы проушины и втулки, характер соединения болт-втулка (μ), нагрузка P_p , диаметр d болта (подраздел 6.3). Втулка в проушину запрессовывается; соединение втулка-проушина всегда неподвижное неразъемное ($\mu = 1,3 \dots 1,5$).

1. Внутренний диаметр втулки соответствует диаметру болта:

$$d_{вт} = d.$$

Напомним: $d_{min} = 6$ мм.

2. Определяется внутренний диаметр проушины:

$$d_{пр} = d_{вт} + 2\Delta,$$

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

3. Вычисляется толщина проушины δ' из условия прочности на смятие (6.2) соединения болт-втулка:

$$\delta' = \frac{P_p}{n d \mu' \sigma_B},$$

где n – число проушин, воспринимающих силу P_p ;

$$\sigma_B = \min(\sigma_B \text{ болта}, \sigma_B \text{ вт}), \text{ МПа.}$$

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

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

5. Определяется толщина проушины δ :

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

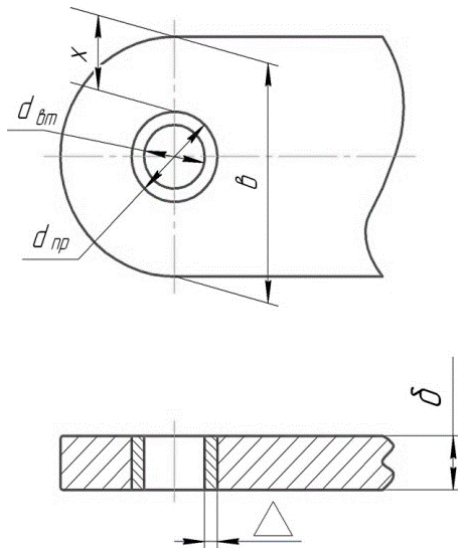


Рис. 6.2. Проушина с втулкой или подшипником скольжения

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

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

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

7. Вычисляется избыток прочности:

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

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

$$b' = 2 \cdot d.$$

9. Определяется ширина проушины b'' из условия обеспечения минимальной перемычки $x_{\min}$:

$$b'' = d_{\text{пр}} + 2x_{\min}.$$

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

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

10. Принимается начальное значение ширины проушины:

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

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

12. Переход к пункту 6 подраздела 6.4.

В подвижных соединениях с подшипниками скольжения (рис. 6.3) для разделения торцевых поверхностей соседних проушин применяют втулки с буртиком 1 [37, 38], либо втулки без буртика 2 [35, 36] с разделительной шайбой 3.

Следует стремиться к уменьшению количества поверхностей трения, т.е. выполнять соединение, как показано на рис. 6.3, а, либо на рис. 6.3, б. Неподвижность болта относительно уха (рис. 6.3, а) или проушины вилки (рис. 6.3, б) обеспечивается за счет большего трения в соединении, затяжки болта или его специальной фиксации (рис. 6.3, а, поз. 4).

Если соединяемые элементы нагружены только осевой силой P (рис. 6.3, *а*), существенной разницы в работе приведенных вариантов нет. Однако более технологичным является соединение на рис. 6.3, *б*, так как в этом случае проще выполнить приторцовку втулок точно под размер паза.

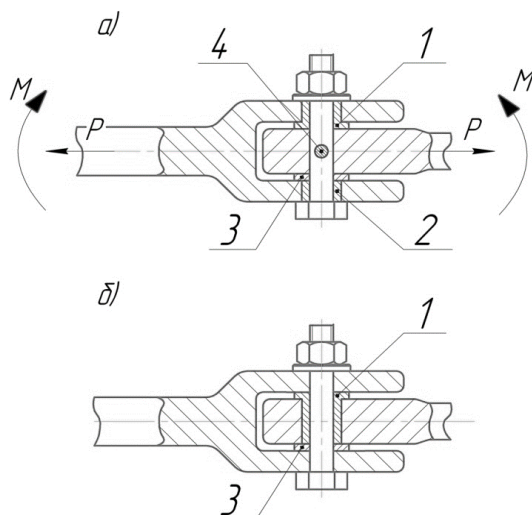


Рис. 6.3. Схема соединения с подшипником скольжения

Если соединяемые элементы нагружены изгибающим моментом M , очевидными достоинствами обладает вариант на рис. 6.3, *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. Номенклатура втулок и их параметры определены в стандартах [35-39]. Втулки устанавливаются в проушины по прессовой посадке H7/u8 ... 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 её длина и, следовательно, толщина проушины получаются достаточно большими. Для уменьшения габаритов соединения в таких случаях выгодно применять полые замыкающие элементы (оси, пальцы) с увеличенным внешним диаметром, но расчетной площадью сечения.

6.6. Проектирование проушины с подшипником качения или шарнирным подшипником

Схема соединения представлена на рис. 6.4.

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

1. Подбирается подшипник по разрушающим радиальным нагрузкам при качении [40, 41]:

$$P_{\text{раст}}^{\text{сж}} \geq \frac{P^p}{n},$$

где n – число подшипников, воспринимающих силу P^p .

Выписываются его обозначение и размеры.

2. Вычисляется избыток прочности:

$$\eta = \frac{P_{\text{раст}}^{\text{сж}} n}{P^p}.$$

3. Определяется толщина δ проушины по условию заделки подшипника:

$$\delta = B_n + 2a,$$

где B_n – ширина внешнего кольца подшипника, мм; a – припуск на заделку подшипника по ОСТ 1.03841-76, мм.

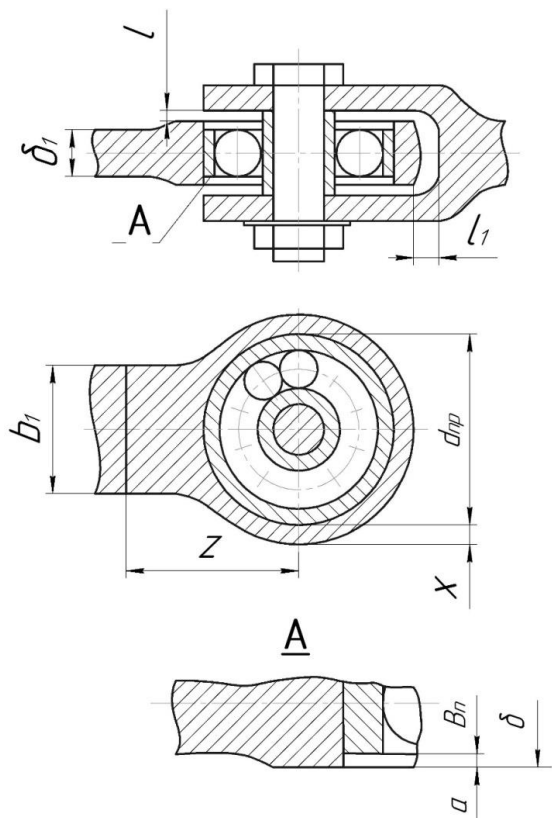


Рис. 6.4. Схема соединения с подшипником качения

$$a = \begin{cases} 0,2 \text{ мм} - \text{для подшипников } D_n = 20 \dots 30 \text{ мм}, \\ 0,25 \text{ мм} - \text{для подшипников } D_n = 30 \dots 40 \text{ мм}, \\ 0,3 \text{ мм} - \text{для подшипников } D_n = 40 \dots 50 \text{ мм}. \end{cases}$$

4. Определяется ширина b' проушины из условия ее прочности на разрыв (1):

$$\sigma = \frac{P^p}{n(b' - d_{np})\delta} \leq \sigma_{\text{сnp}},$$

откуда,

$$b' = \frac{P^p}{n\delta\sigma_{впр}} + d_{пр},$$

здесь $d_{пр} = D_n$.

5. Определяется минимальная ширина проушины из условия прочности при запрессовке подшипника (см. подраздел 6.5, п. 9):

$$b_{min} = d_{пр} + 2x_{min}.$$

6. Находится ширина проушины:

$$b = \max(b', b_{min}).$$

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

7. Вычисляется напряжение в проушине:

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

8. Рассчитывается избыток прочности:

$$\eta = \frac{\sigma_{впр}}{\sigma^p}.$$

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

Для предотвращения контакта поверхностей проушин, а, следовательно, и повреждения их покрытий, торцевые поверхности проушины должны разобщаться. Это достигается

либо применением подшипников, внутреннее кольцо которых шире наружного (рис. 6.4), либо установкой в ушки вилки втулок буртиками внутрь (рис. 6.3, а, поз. 1). Величина зазора l (рис. 6.4) определяется допусковым перекосом:

$$l \geq 0,5btg\varphi ,$$

где φ – допустимый для подшипника или соединений угол перекоса, рад.

С учетом штамповочного (литейного) уклона и радиуса сопряжения ушка вилки с основанием зазор $l_1 = (2 \dots 5)$ мм.

При конструировании узлов навески рулей и элеронов можно пользоваться стандартными вариантами конструкций [17, 42].

6.7. Технические требования на чертежах

Некоторые директивные указания и разъяснения невозможно или нецелесообразно выразить на чертеже графически или с помощью символов. В этом случае на чертеж наносят технические требования – текстовую часть, которая представляет собой краткие точные формулировки. Технические требования значительно упрощают выполнение и чтение чертежей.

Основные правила нанесения на чертежи технических требований определяет ГОСТ 2.316-68. Рекомендации по оформлению и составлению технических требований даны в [43].

В данной работе имеет смысл вынести в технические требования указания об установке и контровке замыкающего болта [43, п. 2.9], заделке подшипника [43, п. 2.11], обработке отверстий под болт [43, п. 2.18], клеймении и маркировании сборки [43, п. 2.24] и, возможно, ряд других.

6.8. Лабораторная работа №6

Задачи работы:

1. Приобретение навыков конструирования различных вариантов соединений типа «ухо-вилка».
2. Изучение правил составления и нанесения на чертеж технических требований.

Задание к лабораторной работе

Выполнить необходимые расчёты.

Разработать сборочный чертеж соединения.

Нанести на чертеж технические требования.

Разработать спецификацию.

Материал проушины – АК6. Значения расчетной радиальной нагрузки P^p даны в таблице исходных данных.

Таблица 6.1. Исходные данные

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P^p , кН	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Параметр	Номер варианта									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
P^p , кН	15	25	35	45	55	65	75	85	95	105

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Профили общего применения из алюминиевых и магниевых сплавов: Каталог-справочник, ч.1. М.: Металлургия, 1983.
2. ГОСТ 13617-82. Бульбоугольник прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.84.
3. ГОСТ 13619-81. Зет фасонный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.83.
4. ГОСТ 13620-90. Зет нормальный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
5. ГОСТ 13621-90. Двутавр прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
6. ГОСТ 13622-79. Тавр прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
7. ГОСТ 13623-80. Швеллер равнополочный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
8. ГОСТ 13624-90. Швеллер отбортованный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
9. ГОСТ 13737-90. Уголки прессованные из алюминия и алюминиевых сплавов, равнополочные. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
10. ГОСТ 13738-91. Уголки прессованные из алюминия и алюминиевых сплавов, неравнополочные. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
11. ГОСТ 17575-90. Таврошвеллер прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.

12. ГОСТ 17576-81. Швеллер трапециевидный отбортованный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.83.
13. Справочная книга по расчету самолета на прочность / М.Ф. Астахов [и др.]. М.: Оборонгиз, 1954.
14. Справочник по авиационным материалам: В 9 т. / Под общ. ред. А.Т. Туманова; Всесоюзн. Науч.-исслед. ин-т. авиац. материалов. М., 1973-1986.
15. ГОСТ 17040-80. Элементы штампуемых деталей. Конструкция и размеры. Введ. с 01.07.81.
16. ОСТ 1.00286-78. Радиусы сгиба листовых материалов из сталей и титановых сплавов. Введ. с 01.07.79.
17. Технические требования на чертежах: метод. указания / Сост. В.Н. Майнсков; Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1982.
18. Производственная инструкция ПИ-3602. Защитные покрытия изделий. 4-е изд. М.: Минавиапром СССР, 1979.
19. Крепежные нормал: сб. стандартов. М.: Минавиапром СССР, 1970.
20. ОСТ 1.34041-79. Соединения заклепками для автоматической клепки. Радиальный натяг и подбор длин заклепок. Введ. с 01.07.79.
21. ОСТ 1.00016-71. Шаг заклепок в заклепочных швах. Введ. с 01.06.72.
22. ГОСТ 2.108-68. Спецификации. Введ. с 01.01.71.
23. Детали крепежные: сб. стандартов. М.: Минавиапром СССР, 1987.
24. ГОСТ 13682-80. Минимальные размеры мест под гаечные ключи. Введ с 01.07.81.
25. ОСТ 1.00017-77. Моменты затяжки болтов, винтов и шпилек. Введ. с 01.01.78.

26. ОСТ 1. 31099-87. Соединения болтовые. Допустимые сочетания предельных нагрузок. Введ. с 01.01.88.

27. ОСТ 1.39502-77. Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифтов и гаек. Введ. с 01.07.78.

28. Резниченко Г.А. Система обозначения чертежей в самолетостроении / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1981.

29. ОСТ 1.03668-74. Подсечки прессованных профилей. Введ. с 01.01.75.

30. ОСТ 1.39502-77. Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифтов и гаек. Введ. с 01.07.78.

31. Нормы прочности сухопутных самолетов. М., 1947. 117 с.

32. Единые нормы летной годности гражданских транспортных самолетов стран - членов СЭВ. М.: Изд-во ЦАГИ, 1985. 470 с.

33. Шульженко М.Н. Конструкция самолетов. М.: Машиностроение, 1971. 413с.

34. Справочная книга по расчету самолета на прочность / М.Ф. Астахов, А.В. Караваев, С.Я. Макаров, Я.Я. Суздальцев. М.: Оборонгиз, 1954. 708 с.

35. ОСТ 1.11119-73. Втулки для запрессовки. Введ. с 01.01.74.

36. ОСТ 1.11122-73. Втулки для запрессовки. Введ. с 01.01.74.

37. ОСТ 1.11124-73. Втулки с буртиком для запрессовки. Введ. С 01.01.74.

38. ОСТ 1.11127-73. Втулки с буртиком для запрессовки. Введ. с 01.01.74.

39. Зайцев А.М., Коросташевский Р.В. Авиационные подшипники качения. М.: Оборонгиз, 1963. 336 с.

40. Шариковые и роликовые подшипники. М.: Изд-во Госстандарта СССР, 1958.

41. ОСТ 1.12915-77. Соединения узлов навески руля направления, руля высоты, элеронов, элевонов, киля, стабилизатора, крыла. Конструкция и размеры. Введ. с 01.01.78.

42. ОСТ 1.13424-78 – ОСТ 1.13426-78. Соединения шарнирные. Конструкция и размеры. Введ. с 01.01.80.

43. ОСТ 1.03841-76. Заделка механическая шариковых и шарнирных подшипников. Типы, основные размеры и технические требования. Введ. с 01.07.77.

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

45. ГОСТ 2.316-68. Правила нанесения на чертежах надписей технических требований и таблиц. Введ. с 01.01.71.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА Д16 ПРИ НАГРЕВЕ

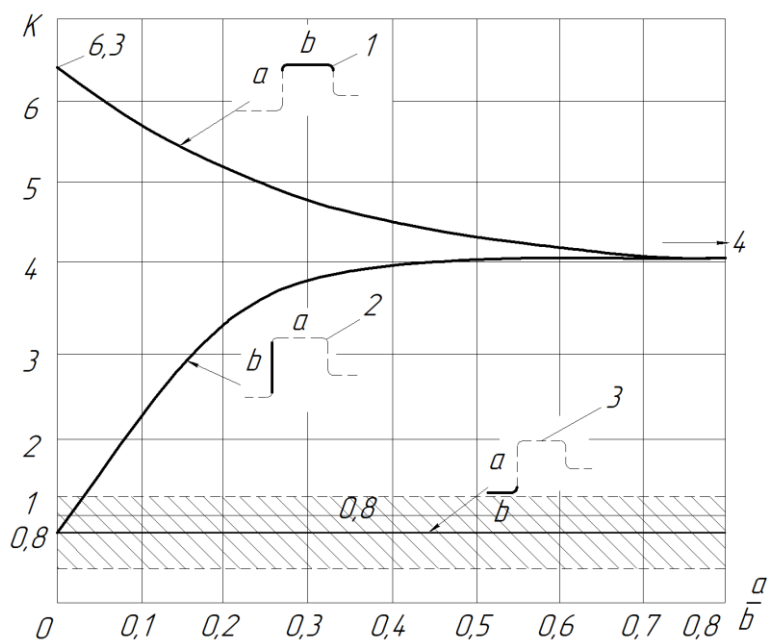
Механические свойства при растяжении

Полуфабрикат	Профиль прессованный											
Толщина, мм	5 – 10											
Состояние	Т						Т1					
Температура испытания, °С	20	100	150	175	200	250	20	100	150	175	200	250
σ_b , МПа	421	402	382	363	343	274	451	451	441	402	372	284
$\sigma_{0,2}$, МПа	323	314	304	294	274	245	402	402	392	382	353	255

Механические свойства при растяжении, сжатии, смятии

Полуфабрикат	Лист плакированный (А)											
Толщина, мм	2 – 6											
Состояние	Т						Т1					
Температура испытания, °С	20	100	125	150	175	200	20	100	125	150	175	200
σ_b , МПа	426	402	392	372	343	323	446	431	421	412	402	372
$\sigma_{0,2}$, МПа	274	265	260	255	245	245	382	382	372	363	343	323
E, МПа	65660	65660	64680	63700	61250	57820	66640	66640	64680	63700	61250	58800

ПРИЛОЖЕНИЕ 2



Значение коэффициента k в зависимости от $\frac{a}{b}$.

Заштрихованная область $0,4 < k < 1,2$ определяет практический разброс значений k .

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ЗАР. РАСЧЁТНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ЗАКЛЁПОК

Диаметр заклёпки, мм	Разрушающие усилия на срез заклёнок по одной плоскости, даН					Разрушающее усилие на смятие листа из материала Д16АТ в зависимости от его толщины, даН																	
	АМг5	Д18	В65	15А	20ГА	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10
2,6	90	100	135	180	265	45	60	75	95	125	155	215											
3	120	135	175	240	350	55	70	90	110	145	180	250	315	380									
3,5	164	185	240	325	480	65	85	105	125	170	210	295	365	440	490	610	735						
4	215	240	315	254	630		95	120	145	190	240	335	420	505	560	700	840	980	1120	1400	1680		
5	335	375	490	665	990				180	240	300	420	525	630	700	875	1050	1225	1400	1750	2100	2800	3500
6	480	535	705	960	1410						360	505	630	755	840	1050	1260	1470	1680	2100	2520	3360	4200
7	655	730	960	1310	1920								735	880	980	1225	1470	1715	1960	2450	2940	3920	4900
8	855	955	1255	1710	2510									1010	1120	1400	1680	1960	2240	2800	3360	4480	5600
10	1335	1490	1965	2670	3930											1750	2100	2450	2800	3500	4200	5600	7000
12	1925	2150	2825	3850	5650													2940	3300	4200	5040	6720	8400

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

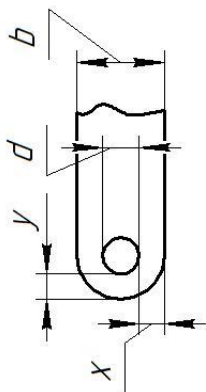
РАСЧЁТНЫЕ РАЗРУШАЮЩИЕ НАГРУЗКИ НА СРЕЗ БОЛТОВ ПО ОСТ 1.31100-80										
Номинальный диаметр гладкой части стержня болта, мм	Марка материала									
	30ХГСА, 16ХГСН, 40ХН2МА			30ХГСН2А		13Х11Н282МФ-Ш		10Х11Н23Т3МР-ВД		
	Температура, С									
	25	100-300	400	25	25	500	25	25	650	
	Расчетная разрушающая нагрузка, Н									
5	13400	13400	-	-	10550	6600	11720	7950		
6	19300	19300	16500	28000	15500	9600	16700	11330		
7	26400	26400	22400	-	-	-	-	-		
8	34300	34300	29200	49700	27500	17200	29700	20200		
9	43700	43700	37100	-	-	-	-	-		
10	53900	53900	45600	77500	43300	27050	47350	32200		
12	77500	77500	-	111800	-	-	66900	52400		
14	105000	105000	-	152100	-	-	90500	70600		
15	120700	120700	-	-	-	-	-	-		
16	137300	137300	-	198200	-	-	120900	94970		
17	155000	155000	-	-	-	-	-	-		
18	174600	174600	-	251100	-	-	-	-		
20	214800	214800	-	311000	-	-	-	-		
22	260000	260000	-	375700	-	-	-	-		
24	310000	310000	-	447300	-	-	-	-		
Примечание: Значения расчетных нагружающих нагрузок на срез не распространяются на болты из стали 16ХГСА диаметром более 10 мм и из стали 40ХН2МА диаметром менее 10 мм										

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

РАСЧЁТНЫЕ РАЗРУШАЮЩИЕ НАГРУЗКИ НА РАЗРЫВ БОЛТОВ, ВИНТОВ И ШПИЛЕК ПО ОСТ 1.31100-80													
Марка материала	Температура, С	Резьба											
		M5	M6	M8	M10	M12x1,5	M14x1,5	M16x1,5	M18x1,5	M20 x1,5	M22 x1,5	M24 x1,5	
		Расчетная разрушающая нагрузка, Н											
45	25	7850	11280	20300	32100	47600	66700	90700	118700	-	-	-	
		10790	15300	28200	44800	69700	100100	136400	178500	225600	278600	336500	
		14500	20700	37300	58900	87700	122600	166800	217800	275700	340400	411000	
		13200*	18600*	34300*	54400*								
30ХГСА, 16ХСН, 40ХН2МА	100-300	16500	18600	33400	53000	78500	110400	149100	196200	247200	306100	368900	
		12300*	16700*	30900*	49100*								
	400	12100	15500	28000	44100	65700	92200	124600	162800	206000	255100	308000	
		11000*	14000*	25800*	41100*								
14Х17Н2	25	10790	15200	28000	44100	67700	95600	128500	167800	211900	261900	316900	
	400	8430	11800	21900	34300	52500	74600	100100	130500	164800	204000	245200	
		25	10790	15700	29200	46100	71600	100100	136400	178500	225600	278600	336500
	13Х11Н2В2МФ	400	7100	10300	19300	30400	47100	65700	89800	117700	149100	183900	221700
25		11700	16700	29700	47400	73600	105900	144200	188400	238400	299300	355100	
10Х11Н23Т3МР	650	6720	9500	16900	27000	41700	60300	81900	106900	135900	166800	202000	
10Х11Н23Т3МР	25	14500	20700	37300	58900	87700	112600	166800	217800	275700	340400	411000	
	400	12200	17400	34100	49100	73600	103000	140300	183400	231500	285500	345300	
Примечание: Значения расчетных разрушающих нагрузок на разрыв не распространяются на болты из стали 16ХСН диаметром более 10 мм из стали 40ХН2МА диаметром менее 10 мм. *Для болтов и винтов с полупотайной головкой с углом 120°.													

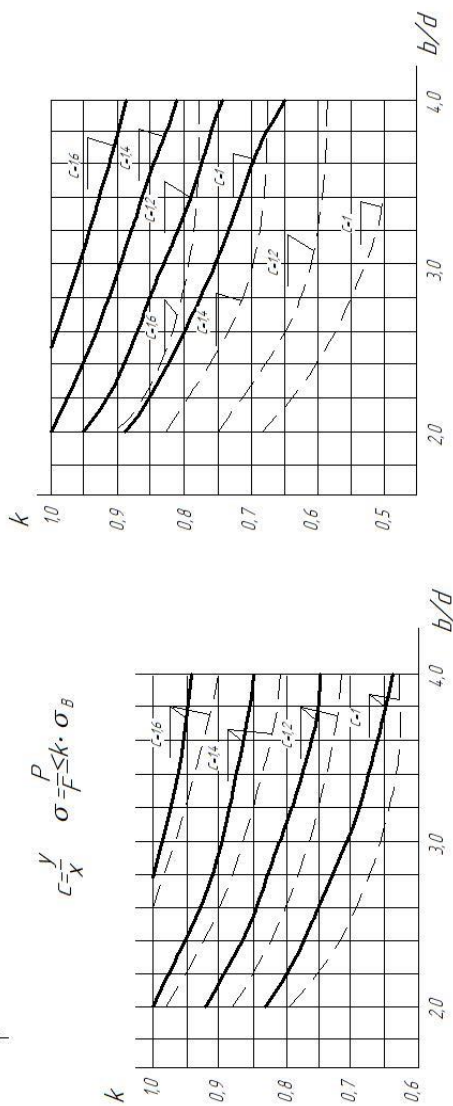
ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Определение коэффициента k , учитывающего концентрацию напряжений



$$C = \frac{y}{X} \quad \sigma = \frac{P}{F} \leq k \cdot \sigma_B$$

— одинарная проушина
- - - двойная проушина



Для проушин из стали 30ХГСА

Для дюралюминиевых проушин

Учебное издание

Майнсков Владимир Николаевич

**ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
В САМОЛЁТОСТРОЕНИИ**

Учебно-методическое пособие

Подписано в печать 28.12.2023. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печ. л. 5,0.

Тираж 27 экз. Заказ № .

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Издательство Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

