

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный  
институт им. С.П.Королева

А.С.Мостовой

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ  
ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ  
САМОЛЕТА

Учебное пособие,  
издание второе

Куйбышев, 1983

УДК 629.7.015.4

**А.С. М о с т о в о й. Расчет соединений элементов конструкции самолета: Учебное пособие. -Куйбышев: КуАИ, 1983. -44 с.**

Учебное пособие "Расчет соединений элементов конструкции самолета" написано для студентов, изучающих курс "Расчет самолета на прочность" (специальность I610 и O535). В пособии излагаются приближенные методы расчета подвижных и различного рода неподвижных соединений, применяемых в конструкции самолета.

Иллюстр. 40, библиография 7 назв.

Рецензент - кафедра конструкции и прочности самолетов  
Киевского института инженеров гражданской  
авиации.

Утверждено на редакционно-издательском  
совете института

© Куйбышевский авиационный институт, 1983

## I. ТИПЫ СОЕДИНЕНИЙ

Соединения элементов конструкции подразделяются на разъемные и неразъемные.

Разъемными называются соединения, позволяющие разбирать агрегат или узел без разрушения соединяемых и соединяющих элементов и деталей. Такие соединения осуществляются при помощи болтов, винтов, шурупов, шпилек, замков и валиков.

Неразъемными называются соединения, которые не позволяют разбирать конструкцию без разрушения соединяемых элементов (клеевые, сварочные) или соединяющих их деталей (заклепки, пистоны). Неразъемные соединения подразделяются на прочные и прочно-плотные (герметичные).

В зависимости от степени подвижности соединяемых деталей различают неподвижные, малоподвижные и подвижные разъемные соединения.

Неподвижные разъемные соединения исключают взаимное смещение соединяемых деталей (например, соединение стыкового узла с лонжероном крыла, кронштейна подвески руля с лонжероном стабилизатора и т.).

Малоподвижные соединения обладают редко повторяющимся относительным перемещением, которое происходит при кратковременной нагрузке, значительно меньшей расчетной (шарниры подкосов шасси, соединения элементов управления закрылком и т.д.).

Подвижные соединения характеризуются часто повторяющимся относительным смещением их элементов, происходящим при расчетной нагрузке (шарниры проводки управления рулями, элеронами, шарниры подвески рулей и т.д.).

Кроме того, разъемные соединения по способу передачи усилий можно подразделить на узловые и контурные.

При узловых соединениях усилия с одной соединяемой части конструкции на другую передаются в нескольких (2-4) узлах.

При контурных соединениях усилия с одной соединяемой части конструкции на другую передаются большим числом болтов, соединяющих угольники или фитинги, расположенные по контуру соединяемых конструкций.

Учитывая износ и разбалтывание разъемных соединений в эксплуатации, а также возможные производственные неточности, в нормах прочности предусмотрено увеличение расчетной нагрузки на 25% для наиболее ответственных узлов.

## 2. РАСЧЕТ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Заклепки в соединениях конструкции самолета работают на срез, смятие и в ряде случаев (крепление обшивки к каркасу) на отрыв головки. Наиболее часто встречающиеся заклепочные швы бывают односрезными (рис. 1а) и двухсрезными (рис. 1б).

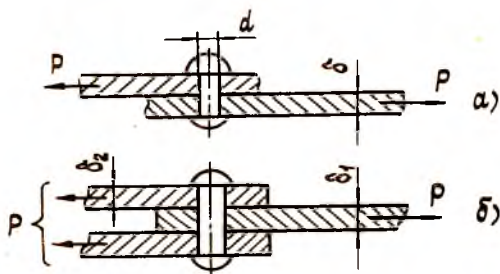


Рис. 1

### 2.1. Нагружение внецентренно приложенной силой

Рассмотрим группу заклепок (или болтов), соединяющих две детали, к одной из которых приложена произвольно расположенная сила  $P$  (рис. 2а). Оси заклепок перпендикулярны плоскости момента силы  $P$ .

Примем следующее допущение: соединяемые детали абсолютно жесткие, и, следовательно, перемещения обусловлены только деформацией заклепок. Тогда при деформации заклепок (срезе, смятии) смещение узла можно рассматривать состоящим из поступательного смещения в направлении, параллельном силе  $P$ , и поворота узла относительно некоторой точки, называемой центром жесткости (ц.ж.) заклепочного соединения. Таким образом, центр жесткости соединения есть точка, приложение силы в которой вызывает лишь поступательное (без поворота) смещение узла.

Принятое допущение позволяет рассматривать нагружение представленного на рис. 2а соединения раздельно силой  $P$ , приложенной в центре жесткости, и моментом  $M = P e$  относительно центра

жесткости, а затем суммировать полученные силы, действующие на заклепку.

Рассмотрим действие лишь силы  $P$  (рис. 2б), пренебрегая деформацией соединяемых деталей.

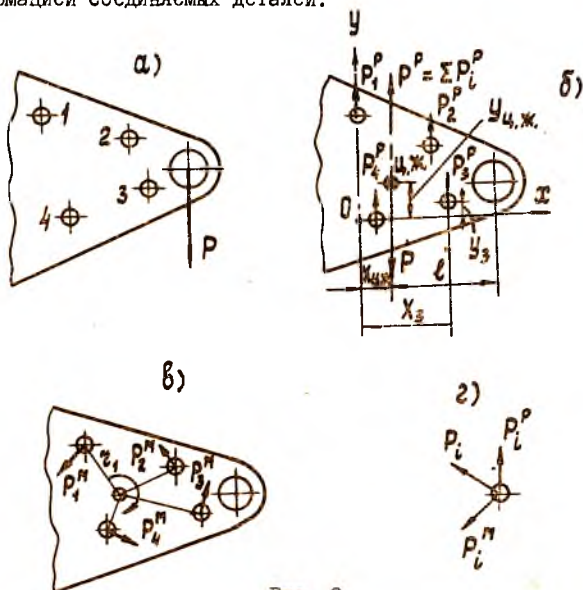


Рис. 2

При поступательном смещении узла деформации всех заклепок равны, следовательно, равны и напряжения в них, а силы, возникающие в заклепках  $P_i^P$ , пропорциональны площадям среза их\*. Поэтому точка приложения равнодействующей  $P^P$  сил  $P_i^P$  находится в центре тяжести площадей среза заклепок. Из условия равновесия внешней силы  $P$ , приложенной в центре жесткости, и равнодействующей  $P^P$  внутренних сил заключаем, что центр жесткости соединения совпадает с центром тяжести площадей среза заклепок. Отсюда координаты центра жесткости в прямоугольной системе координат определяются по формулам:

$$x_{ц.т.} = \frac{\sum F_i x_i}{\sum F_i}, \quad y_{ц.т.} = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i}, \quad (I)$$

\* Полагаем, что расчетной деформацией является срез заклепки.

в которых  $X_i$ ,  $Y_i$  - координаты центров заклепок;  $F_i$  - площади среза заклепок.

Естественно, что если заклепочное соединение имеет ось симметрии, то центр жесткости лежит на этой оси.

Распределение напряжений в заклепках, обусловленных силой  $P$ , в общем случае неравномерно. Однако учитывая, что расчет ведется по разрушающим нагрузкам и что при таких нагрузках наблюдается текучесть материала заклепок, можно предположить (и это подтверждается опытом), что напряжения в заклепках выравниваются. На этом основании распределение силы  $P$  между заклепками принимают пропорциональным площади среза (или смятия) заклепки, т.е.

$$P_i^P = P \frac{F_i}{\sum F_i}, \quad (2)$$

где  $P_i^P$  - усилие на одну заклепку;  $F_i$  - площадь среза (смятия) заклепки.

Рассмотрим действие момента  $M$  (рис. 2в). При повороте узла деформация заклепки, а значит и напряжения в ней пропорциональны радиусу  $r_i$ , соединяющему центр жесткости с центром заклепки.

Поэтому сила, возникающая в заклепке,

$$P_i^M = K F_i r_i,$$

где  $K$  - коэффициент пропорциональности.

Из условия равновесия узла

$$M = \sum P_i^M r_i = K \sum F_i r_i^2.$$

Отсюда

$$K = \frac{M}{\sum F_i r_i^2}$$

и далее

$$P_i^M = M \frac{F_i r_i}{\sum F_i r_i^2}. \quad (3)$$

В случае заклепок одинакового диаметра формулы (1), (2), (3) упрощаются:

$$X_{ц.т.} = \frac{\sum X_i}{n}, \quad Y_{ц.т.} = \frac{\sum Y_i}{n} \quad (1')$$

$$P_i^P = \frac{P}{n} \quad (2')$$

$$P_i^M = M \frac{z_i}{\sum z_i^2} \quad (3')$$

Здесь  $n$  - число заклепок в соединении.

Определенные таким образом значения  $P_i^P$  и  $P_i^M$  складываем геометрически и получаем силу, нагружающую заклепку (рис. 2г):

$$\bar{P}_i = \bar{P}_i^P + \bar{P}_i^M \quad (4)$$

## 2.2. Нагружение силой, приложенной вдоль заклепочного шва

Рассмотрим распределение усилий в заклепочном шве, вдоль которого действует сила и который передает ее полностью с одного соединяемого элемента на другой (рис.3). Такое соединение характерно для листов обшивки агрегатов самолета.

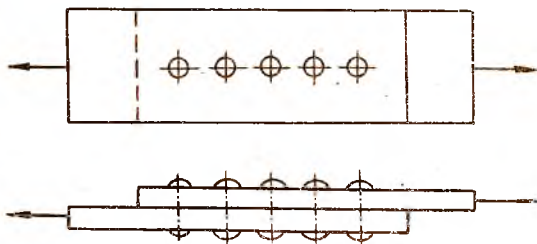


Рис. 3

Если напряжения, возникающие в элементах соединения, выше предела текучести ( $\sigma > \sigma_T$ ), то происходит выравнивание усилий в них и в этом случае сила на одну заклепку может быть приближенно определена как  $P/n$ , где  $n$  - число заклепок.

Если же напряжения ниже предела текучести, то нагрузка на заклепки распределяется неравномерно.

Для расчета распределения нагрузки между заклепками (связями) пользуемся общими методами расчета статически неопределимых (с.н) систем. За лишние неизвестные примем продольные усилия в соединяемых листах, приложенные в местах воображаемых разрезов между связями. (Перерезывающими силами и моментами пренебрегаем). При этом

степень статической неопределенности будет равна числу элементов (участков обшивки) между связями (числу "разрезов") или числу связей (заклепок) без одной ( $n - 1$ ).

Нумерацию элементов и связей примем как изображено на рис. 4а. Эту систему будем называть заданной.

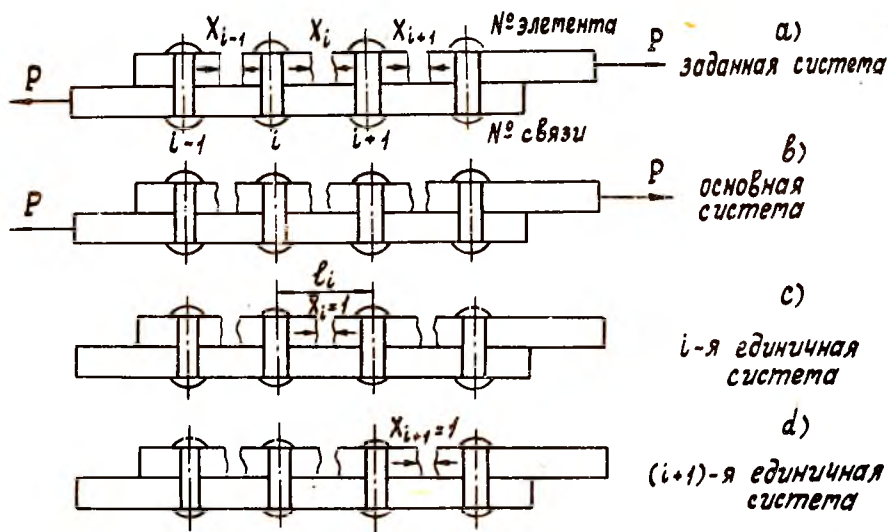


Рис. 4

Запишем канонические уравнения метода сил для рассматриваемой системы:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \dots + \delta_{1n} X_n + \Delta_{1p} &= 0 \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \dots + \delta_{2n} X_n + \Delta_{2p} &= 0 \\ \dots &\dots \\ \delta_{n1} X_1 + \delta_{n2} X_2 + \dots + \delta_{nn} X_n + \Delta_{np} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Здесь:

$X_i$  - неизвестное продольное усилие в листе (в разрезе);  $\delta_{ik}$  -

перемещение листа и связи в направлении силы  $X_i$  в  $i$ -м разрезе от действия силы  $\bar{X}_k = I$ ;  $\Delta_{ip}$  - перемещение листа и связи в направлении силы  $X_i$  от действия внешней нагрузки  $P$ .

На рис. 4в, 4с, 4д изображены соответственно основная система,  $i$ -я и  $(i+1)$ -я единичные системы. Очевидно, что на  $i$ -й элемент влияют лишь усилия смежных с ним  $(i-1)$ -го и  $(i+1)$ -го элементов. Тогда коэффициенты  $\delta_{ik}$  с индексами, отличающимися на две единицы и более, будут равны нулю и канонические уравнения обратятся в систему трехчленных уравнений, выражающих отсутствие перемещения в  $i$ -м разрезе:

$$\delta_{i,i-1} X_{i-1} + \delta_{ii} X_i + \delta_{i,i+1} X_{i+1} + \Delta_{ip} = 0. \quad (6)$$

В  $i$ -й единичной системе на  $i$ -м участке единичная сила  $\bar{X}_i = I$  действует на  $i$ -ю и  $(i+1)$ -ю связи (заклепки), для равновесия которых прикладываем в нижнем листе силу  $\bar{X}_i = -I$ , как изображено на рис. 5.

Коэффициенты системы канонических уравнений (6) определяем следующим образом.

Коэффициент  $\delta_{i,i+1}$  обусловлен лишь податливостью  $(i+1)$ -й связи (заклепки), т.е. перемещением ее от силы  $\bar{X}_{i+1} = I$  (см. рис. 4д). Обозначим ее  $C_{i,i+1}$ .

Тогда

$$\delta_{i,i+1} = -C_{i,i+1}. \quad (7)$$

Знак минус означает, что перемещение направлено на увеличение разреза.

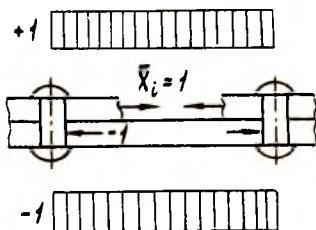


Рис. 5

На рис. 6 изображена зависимость  $C$  от диаметра заклепки (рис. 6а) и болта (рис. 6б) при разных толщинах  $\delta$  листов, полученная экспериментально. Коэффициент  $\delta_{ii}$  обусловлен податливостью смежных с  $i$ -м участком заклепок  $(i-1)$ -й и  $(i+1)$ -й и податливостью верхнего и нижнего листов на  $i$ -м участке (см. рис. 4с):

$$\delta_{i,i} = \alpha_i + \beta_i + C_{i,i}^i + C_{i,i}^{i+1}. \quad (8)$$

Здесь верхний индекс коэффициента  $C_{i,i}^i$  показывает, податливость какой связи (заклепки) определяет коэффициент  $C_{i,i}$ .

$\alpha_i$ ,  $\beta_i$  есть податливости (перемещения от единичных сил  $\bar{X}_i$ ) соответственно верхнего и нижнего соединяемых листов на  $i$ -м участке длиной  $l_i$  (см. рис.4 с):

$$\alpha_i = \frac{l_i \gamma^{\alpha}}{E F_{i, \text{верхн}}}, \quad (9)$$

$$\beta_i = \frac{l_i \gamma^{\beta}}{E F_{i, \text{нижн}}}, \quad (10)$$

$\gamma$  - коэффициент, учитывающий увеличение податливости за счет

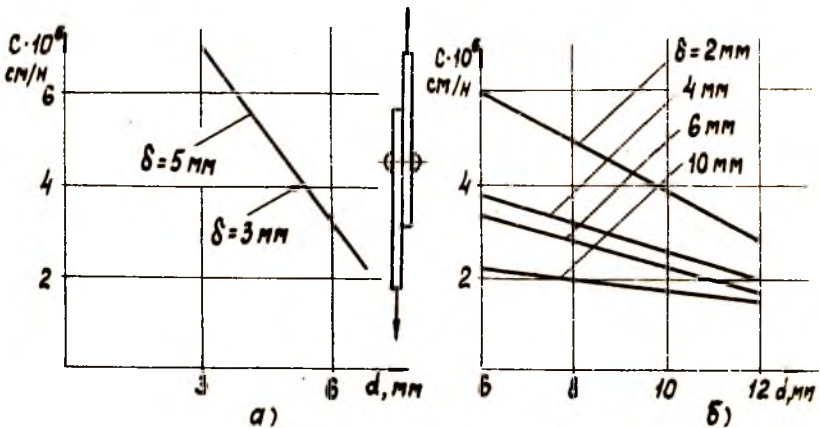


Рис. 6

закрепления концов по отверстиям по сравнению с закреплением по контуру (рис.7). Зависимость  $\gamma$  от расстояния между связями  $t$

для разных значений  $d/B$  определена экспериментально и показана на рис.8.

Коэффициент  $\Delta_{iP}$  - перемещение в  $i$ -м разрезе от внешней силы  $P$  - определяется по формулам:

$$\Delta_{iP} = -\beta_i P, \quad \text{если } i < n \quad (11)$$

$$\Delta_{nP} = -(\beta_n + C_{n+1})P, \quad \text{если } i = n. \quad (12)$$

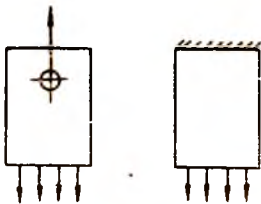


Рис. 7

В основной системе работает только нижний лист, и  $\Delta i_p$  есть удлинение  $i$ -го элемента его. Для  $n$ -го (крайнего) элемента следует учесть податливость  $(n+1)$ -й связи -  $C_{n+1}$ . Знак минус в формулах (II), (I2), как и ранее, означает, что перемещение увеличивает разрез. В результате решения системы канонических уравнений получим значения неизвестных - усилий в элементах листов между связями. Усилие в связи (заклепке)

$$P_i = X_i - X_{i-1}. \quad (I3)$$

Распределение усилий в верхнем и нижнем листах для рассмотренной задачи показано на рис.9. Скачки на эпюрах есть усилия в связях. При

расчете усилий изложенным методом не учитывается влияние возможного эксцентриситета приложения силы, вызывающего изгиб соединения, влияние сил трения, а также технологии сборки соединения. Поэтому приведенная методика является приближенной.

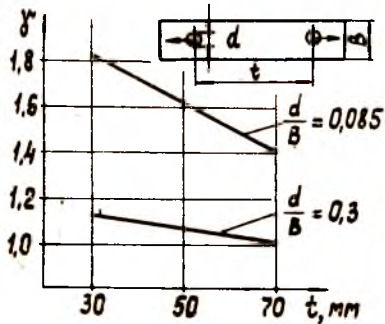


Рис. 8

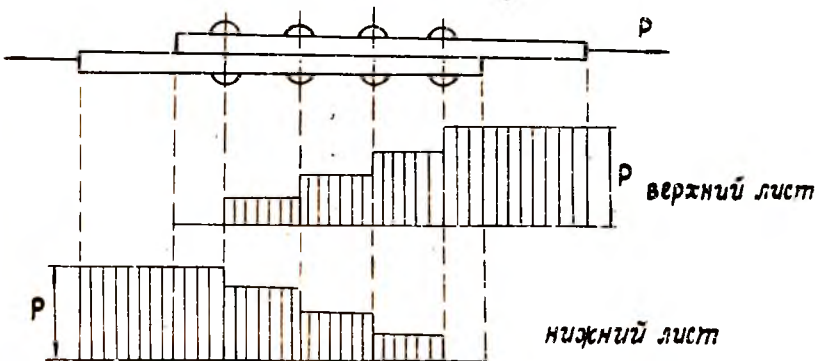


Рис. 9

Полученные данные по распределению усилий между заклепками являются исходными для приближенного расчета долговечности соединений.

### 2.3. Нагружение заклепок в соединениях обшивки и стенки лонжерона крыла

Рассмотрим определение усилий, действующих на заклепки, в соединениях обшивки с каркасом крыла (рис.10).

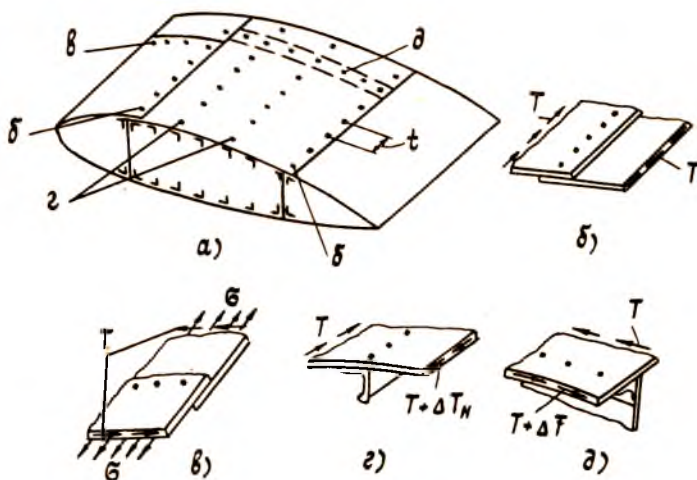


Рис. 10

Заклепка продольного\* шва, соединяющего два листа обшивки (рис.10в), нагружена силой

$$P_i = \frac{Tt}{l}, \quad (14)$$

где  $T$  - погонная касательная сила в месте расположения заклепки, определяемая из расчета сечения крыла на сдвиг и кручение,  $t$  - шаг заклепок;  $l$  - число рядов заклепок.

\* Расположенного вдоль размаха крыла.

Заклепка поперечного\* шва, соединяющего два листа обшивки (рис.10в), нагружена силой

$$P_i = \frac{t}{i} \sqrt{(G\delta)^2 + T^2}, \quad (15)$$

где  $G$  - нормальное напряжение в месте расположения заклепки, определяемое из расчета сечения крыла на изгиб;  $\delta$  - толщина обшивки.

Заклепка продольного шва, соединяющего стрингер с обшивкой (рис.10г), нагружена силой

$$P_i = \frac{\Delta T \cdot t}{i}, \quad (16)$$

где  $\Delta T$  - приращение погонной касательной силы в месте расположения заклепки, обусловленное наличием стрингера (увеличением статического момента сечения в рассматриваемой точке на величину  $S_{zx}$  стрингера) и определяемое из расчета сечения крыла на сдвиг при изгибе.

Заклепка поперечного шва, соединяющего нервюру с обшивкой (рис.10д), нагружена силой

$$P_i = \Delta T_n \frac{t}{i}, \quad (17)$$

где  $\Delta T_n$  - приращение погонной касательной силы в обшивке, обусловленное наличием нервюры. Оно получается как реакция обшивки при рассмотрении равновесия нервюры.

Рассмотрим нагружение заклепки, соединяющей стенку с поясом лонжерона. Здесь возможны два случая нагружения: до потери устойчивости стенки от сдвига и после потери устойчивости ее. Если стенка не теряет устойчивости от сдвига, то сила, нагружающая заклепку:

$$P_i = \frac{\tau \delta t}{i}$$

и так как

$$\tau = \frac{Q}{h\delta},$$

где  $Q$  - перерезывающая сила в сечении лонжерона,

$h$  - высота стенки лонжерона,

$i$  - число рядов заклепок,

то (см.рис.11)

\* Расположенного вдоль хорды крыла.

$$p_i = \frac{Qt}{hi} \quad (18)$$

После потери устойчивости стенки от сдвига, как известно из соответствующего раздела курса, образуются диагональные волны, направленные под углом  $\alpha$  к вертикали (рис. I2а), вдоль которых

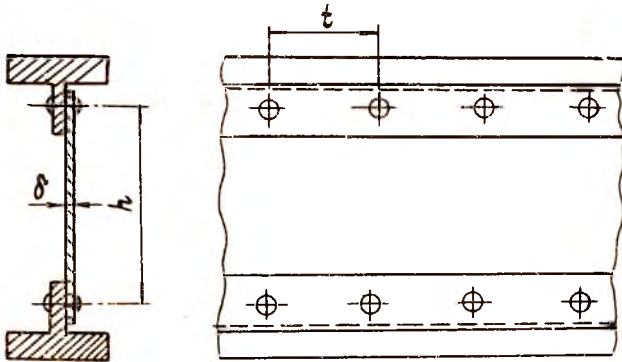


Рис. II

действуют растягивающие напряжения (рис. I2б):

$$\sigma = \frac{Q}{h\delta \sin \alpha \cos \alpha}$$

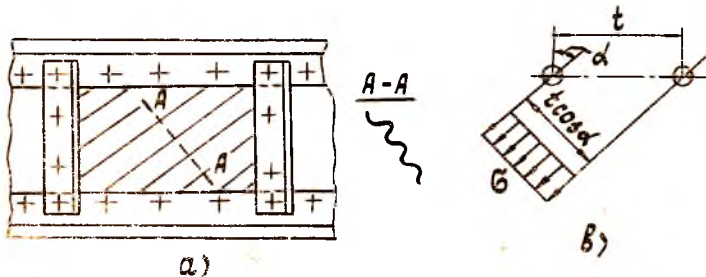


Рис. I2

Сила, нагружающая заклепку:

$$P_i = \sigma t \delta \cos \alpha = \frac{Qt}{ih \sin \alpha} \quad (19)$$

или, при  $\alpha \approx 45^\circ$

$$P_i = \frac{Qt}{hi} \sqrt{2}. \quad (20)$$

#### 2.4. Проверка прочности заклепок

Прочность заклепки, нагруженной силой  $P_i$ , проверяется по формулам, известным из курса "Сопротивление материалов".

Напряжения среза

$$\tau = \frac{P_i}{n, \pi d^2 / 4} \leq \tau_{\delta}. \quad (21)$$

Напряжения смятия

$$\sigma_{см} = \frac{P_i}{d \delta} \leq 1,5 \sigma_{\delta}, \quad (22)$$

где  $P_i$  - усилие, действующее на заклепку;  $d$  - диаметр заклепки;  $\tau_{\delta}$  - временное сопротивление материала заклепки на срез, зависящее от  $d$ . Для заклепок из материала Д 18 оно определяется по графику рис.13,  $n$ , - число плоскостей среза;  $\delta$  - толщина листа (пакета), в котором сминается заклепка. Например, для соединения, изображенного на рис.16, нужно брать меньшую из толщин:  $\delta_1$  или  $2\delta_2$ ;  $\sigma_{\delta}$  - временное сопротивление при растяжении материала заклепки (при проверке на смятие листа под заклепкой - временное сопротивление материала листа).

Для проверки прочности заклепок удобно пользоваться готовыми таблицами, в которых даны разрушающие нагрузки на срез  $P_{ср}$  для одной плоскости среза и на смятие  $P_{см}$  для заклепок в зависимости от материала заклепки, диаметра ее, материала листа и толщины его (приложение 2, 4).

Эти нагрузки сравниваются с действующими  $P_i$ .

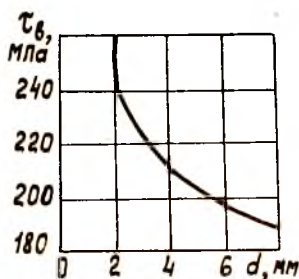


Рис. 13

Условие прочности:

$$P_i \leq P_{ср},$$

$$P_i \leq P_{см}.$$

Поясним пользование таблицами следующим примером (см.рис.1б).

Найдем  $P_{ср}$  и  $P_{см}$  для двухсрезовой заклепки из Д 18, если  $d = 3,5$  мм, материал листа - Д16,  $\delta_1 = 1,5$  мм,  $\delta_2 = 1,0$  мм.

В приложении 4 находим  $P_{ср}$  для односрезовой заклепки, равную 1850 Н.

Для двухсрезовой заклепки  $P_{ср} = 2 \cdot 1850 = 3700$  Н.

В приложении 2 находим  $P_{см} = 3650$  Н для  $\delta_1 = 1,5$  мм. Прочность соединения определяется смятием листа.

Для заклепки, работающей на отрыв головки, приближенно можно принять разрушающую нагрузку  $P_{отр} \approx 0,4 P_{ср}$ , где  $P_{ср}$  - разрушающая нагрузка на срез односрезовой заклепки.

### 3. РАСЧЕТ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Болты в соединениях работают на срез, смятие и разрыв.

Группы болтов так же, как и заклепок, могут быть нагружены силой, приложенной в центре жесткости этой группы и вне его (рис. 2), а также силой, действующей вдоль соединения (рис.3).

Понятие центра жесткости болтового соединения аналогично таковому для заклепочного соединения (см. выше). Координаты его определяются по формуле (1).

Если сила приложена в центре жесткости болтового соединения, то нагрузка на один болт определяется по формуле (2):

$$P_i^P = P \frac{F_i}{\sum F_i},$$

где  $F_i$  - площадь среза (смятия, разрыва) болта.

Если сила приложена вне центра жесткости и лежит в плоскости среза болтов (рис.2), то болты работают на срез и смятие как от силы  $P$ , перенесенной в ц.ж. соединения, так и от момента  $M = PR$ , действующего в плоскости, перпендикулярной осям болтов. Определение усилий, действующих на болт, производится по формулам (2), (3), (4).

Если внешняя сила не лежит в плоскости среза болтов (рис.14), то переносим ее в эту плоскость с добавлением момента  $M = PR_l$ ,

действующего в плоскости, параллельной осям болтов. В этом случае расчет болтов на срез и смятие от силы  $P$ , лежащей в плоскости среза болтов, не отличается от изложенного выше. От момента  $M = P\ell_1$  болты работают на разрыв (см. рис.14). При этом, считая стенку  $A$  абсолютно жесткой, будем иметь поворот кронштейна относительно нижнего\* ребра.

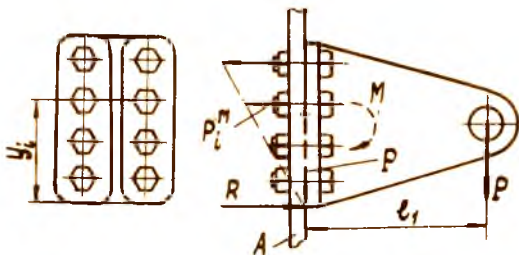


Рис. 14

Полагая, что реакция  $R$  стенки проходит по нижнему ребру и что усилие  $P_i^M$ , разрывающее болт пропорционально координате  $y_i$  болта, отсчитанной от нижнего ребра, получим формулу для определения  $P_i^M$ , аналогичную формуле (3).

$$P_i^M = M \frac{F_i y_i}{\sum F y_i^2} \quad (23)$$

При  $F = const$  формула упрощается:

$$P_i^M = M \frac{y_i}{\sum y_i^2} \quad (23')$$

Кроме силы  $P_i^M$  в случае, изображенном на рис.14, на болт действует сила  $P_i^P = P \frac{F_i}{\sum F_i}$ , вызывающая срез и смятие болта (смятие кронштейна, листа под болтом). Расчет болтового соединения, нагруженного силой, действующей вдоль соединения (рис.3), не отличается от изложенного выше для этого случая расчета заклепочного соединения.

\* При данном направлении силы  $P$ .

Таким образом, в общем случае болт может быть нагружен раздельно срезающей и растягивающей силами, а также совместно этими силами. Обозначим их соответственно  $P_{i\text{ ср}}$  и  $P_{i\text{ раст}}$ .

Болт, нагруженный срезающей силой  $P_{i\text{ ср}}$ , рассчитывается на срез по формуле (18). При отсутствии других данных  $\tau_B$  принимается примерно равным  $0,6 \sigma_B$ .

На смятие болт (материал листа под болтом) рассчитывается по формуле, аналогичной формуле (19):

$$\sigma_{см} = \frac{P_{i\text{ ср}}}{d\delta} \leq \mu \sigma_B, \quad (24)$$

где  $\delta$  - толщина листа (пакета), в котором сминается болт;  $\mu$  - коэффициент, зависящий от характера соединения.

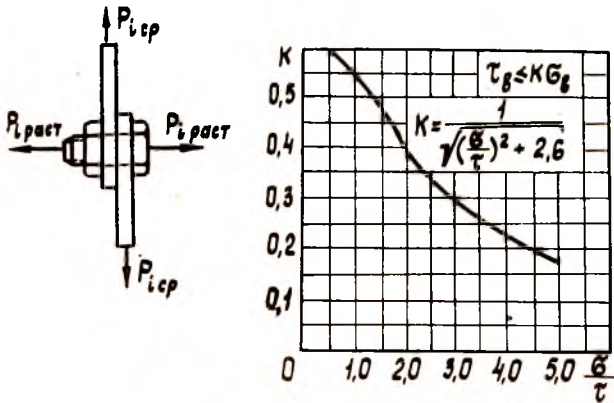


Рис. 15

Для подвижных соединений  $\mu = 0,2$ ; для малоподвижных соединений  $\mu = 0,65$ ; для неподвижных соединений  $\mu = 1,3$ .

На растяжение болт проверяется в сечении нарезной части по формуле

$$\sigma = \frac{P_{i\text{ раст}}}{\pi d_1^2 / 4} \leq 0,65 \sigma_B, \quad (25)$$

где  $P_{i\text{ раст}}$  - сила, растягивающая болт;  $d_1$  - внутренний диаметр резьбы.

Коэффициент 0,65 учитывает концентрацию напряжений в нерезной части болта.

Если болт одновременно подвергается растяжению силой  $P_{i, \text{раст}}$  и срезу силой  $P_{i, \text{ср}}$  (см. рис. I4), то имеем сложное напряженное состояние в сечении болта. Расчет болта в этом случае можно производить на срез по формуле

$$\tau = \frac{P_{i, \text{ср}}}{nF} \leq K \sigma_B, \quad (26)$$

полученной на основании третьей теории прочности.

Здесь  $F = \frac{\pi d^2}{4}$  - площадь сечения болта;  $n$  - число плоскостей среза;  $K$  - коэффициент, определяемый по рис. I5 в зависимости от отношения  $\sigma/\tau$ , где  $\sigma = P_{i, \text{раст}}/F$ .

Для подбора диаметров болтов из материалов ДТ, ЗОХГСА, стали марки 45, работающих лишь на разрыв или срез, удобно пользоваться таблицей (см. приложение 3).

#### 4. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БОЛТОВЫХ И ЗАКЛЕПочНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Под действием циклических нагрузок в местах концентрации напряжений в соединяемых элементах (в местах постановки заклепок, болтов) возникают невидимые вначале микроскопические трещины, которые, развиваясь и объединяясь, дают магистральную трещину. Образование ее увеличивает концентрацию напряжений, процесс развития трещины ускоряется и заканчивается усталостным разрушением конструкции.

Скорость распространения трещины тем меньше, чем пластичней материал, чем меньше нагрузки и чем меньше длина трещины. Для своевременного обнаружения трещины и принятия мер по обеспечению безопасности конструкции, а также для создания конструкций, обладающих повышенной живучестью, т.е. работоспособностью при наличии трещин, изучение скорости распространения трещин играет весьма важную роль.

В настоящее время не существует достаточно надежных методов расчета времени до образования трещины, скорости ее распространения и долговечности соединений элементов конструкций. Вместе с тем технологические соображения требуют наличия в конструкциях значительного числа съемных соединений, а следовательно, и прогнозиро-

вания их долговечности.

Изложим здесь приближенный метод расчета долговечности болтовых и заклепочных соединений.

Примем следующие допущения:

- считаем напряжения по толщине соединяемых элементов распределенными равномерно;
- влияние посадки крепежных элементов, затяжки болтов, а также коррозии трения не учитываем.

Долговечность определим как время (число циклов) до появления трещины плюс время (число циклов) распространения ее до разрушения:

$$\left. \begin{aligned} \text{или} \quad T &= T_0 + T_p \\ N &= N_0 + N_p \end{aligned} \right\}, \quad (27)$$

где  $T$  - время,  $N$  - число циклов.

Для определения числа циклов до появления и я трещины воспользуемся кривой усталости по моменту появления макротрещины для образца, изготовленного из материала детали. Эта кривая получается в результате эксперимента с образцами и строится в координатах  $\sigma_{ист}^{обр}$  по  $N_0$  (или  $\sigma_{ист}^{обр}$  по  $\lg N_0$ , рис. 16), где  $\sigma_{ист}^{обр}$  - истинное напряжение в образце в точке с наибольшей концентрацией напряжений

$$\sigma_{ист}^{обр} = \sigma_{ном} \alpha_{обр} \varphi_{обр},$$

где  $\alpha_{обр}$  - теоретический коэффициент концентрации напряжений в образце,  $\varphi_{обр}$  - редуцированный коэффициент, равный отношению  $\sigma_{ист}^{обр} / \sigma_{ном} \alpha_{обр}$ ; определяется по диаграмме растяжения материала (рис. 17а).

Предполагается, что момент появления трещины соответствует разрушению наиболее напряженного макроэлемента ("волокна") сечения. Предполагается также, что

при равных истинных напряжениях  $\sigma_{ист}$  в образце и детали появле-

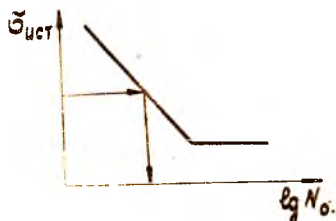


Рис. 16

ние трещины в них произойдет за одинаковое время (число циклов). Из теории усталости известно, что размеры и качество обработки

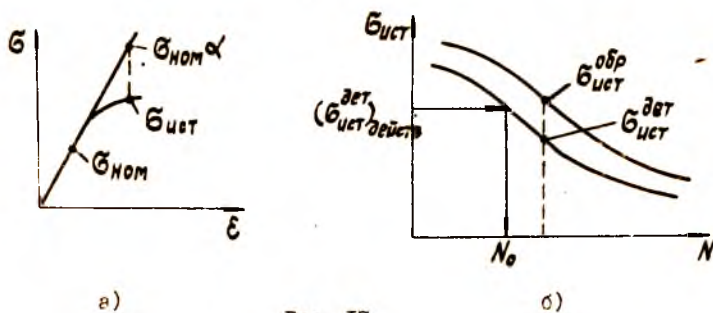


Рис. 17

поверхности детали влияют на момент появления трещины. Эти факторы для детали и образца различны. Приблизительно учтем их, исправив кривую усталости по появлению трещины, полученную для образца введением поправочных коэффициентов  $\epsilon_m$ ,  $\epsilon_n$ , где  $\epsilon_m$  - коэффициент, учитывающий влияние размеров детали (масштабного фактора),  $\epsilon_n$  - коэффициент, учитывающий влияние качества поверхности детали [7].

Тогда при равных долговечностях  $N$  пересчет ординат кривой усталости с образца на деталь производится по формуле

$$\sigma_{уст}^{дет} = \sigma_{уст}^{обр} \epsilon_m \epsilon_n.$$

Полученная таким образом кривая усталости по появлению макротрещины для детали (рис.17б) служит для определения числа циклов  $N_0$  (времени  $T_0$ ) до возникновения первой макротрещины. Для этого определяется действующее истинное напряжение в детали

$$(\sigma_{уст})_{действ.}^{дет} = \sigma_{ном} \alpha_{дет} \psi_{дет},$$

соответственно которому находится  $N_0$  ( $T_0$ ) (рис.17б). Здесь  $\alpha_{дет}$ ,  $\psi_{дет}$  - теоретический коэффициент концентрации напряжений в детали и редуцированный коэффициент. Последний определяется как сказано выше. Перейдем теперь к определению числа циклов распространения трещины до разрушения.

Предварительно рассмотрим некоторые понятия из механики разрушения.

Скорость распространения трещины  $d\ell/dN$  определяется из уравнения Париса:

$$d\ell/dN = c(\Delta K)^n, \quad (28)$$

где  $d\ell/dN$  - скорость распространения трещины;  $\ell$  - длина трещины;  $N$  - число циклов;  $\Delta K = K_{max} - K_{min}$  - размах коэффициента интенсивности напряжений ( $K_{max}$  соответствует  $\sigma_{max}$ ,  $K_{min}$  -  $\sigma_{min}$  цикла нагружения, рис.18);  $c, n$  - постоянные, определяемые из эксперимента.

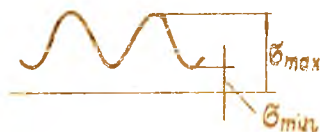


Рис.18

Соответствующий КИН обозначается  $K_I$  и определяется экспериментально или расчетным путем по формуле

$$K_I = \sigma_{\delta p} \sqrt{\pi \ell} F, \quad (29)$$

где  $\sigma_{\delta p}$  - напряжение в сечении брутто (без учета ослабления его концентратором и трещиной);  $F$  - поправочная функция, определяемая в зависимости от формы сечения его размеров и длины трещины  $\ell$  [6]. Интегрирование уравнения (28) в пределах от начальной длины трещины  $\ell_0$ , которая принимается малой, до критической длины  $\ell_{кр}$ , при которой происходит разрушение, дает число циклов  $N_p$  (времени) распространения трещины с момента ее появления до разрушения:



Рис.19

$$N_p = \int_{\ell_0}^{\ell_{кр}} \frac{d\ell}{c(\Delta K)^n} \quad (30)$$

Значение  $\ell_{кр}$  определяется по формуле (29) из условия, что КИН имеет критическое значение  $K_{Ic}$ , являющееся характеристикой материала

$$\ell_{кр} = \left( \frac{K_{Ic}}{\sigma_{\delta p} F} \right)^2 \pi.$$

Возвращаясь к долговечности болтовых и заклепочных соедине-

ний, заметим, что появление трещины имеет место в соединяемых деталях, т.к. отверстие под болт (заклепку) является концентратором напряжений. Поэтому обычно происходит разрушение не болтов, заклепок, а соединяемых деталей (узлов, листов обшивки, накладок и т.д., рис.20). Следовательно, КИН должен быть определен для трещины, вы-

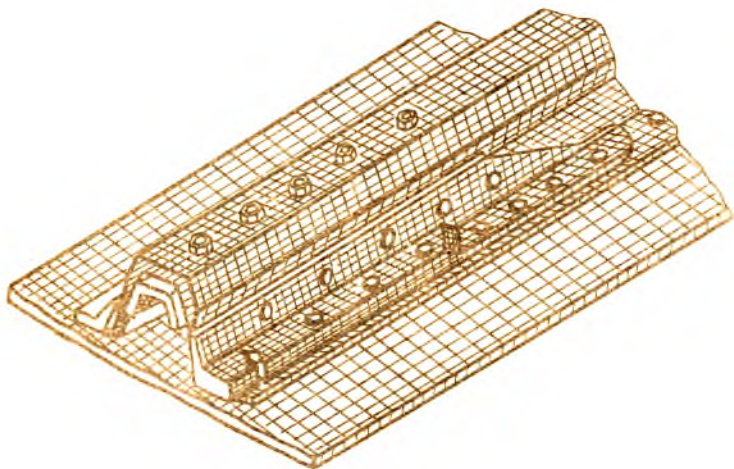


Рис. 20

ходящей из отверстия. При этом отверстие оказывается нагруженным со стороны болта (заклепки) (рис.21).. В этом случае КИН определяется как сумма КИН для двух состояний (рис.21), для которых имеются соответствующие решения

$$K_I = K_{I1} + K_{I2} .$$

Вспользовавшись имеющимися в литературе решениями [6], получим:

$$\begin{aligned} K_{I1} &= \sigma_{\text{ср}} \sqrt{\pi \ell} F\left(\frac{\ell}{b}, \frac{R}{b}\right), \\ K_{I2} &= \sigma_y \frac{\sqrt{\ell}}{2\sqrt{\pi}} \left( \arcsin \frac{R}{\ell} - \sqrt{1 - \frac{R^2}{\ell^2} + 1} \right), \\ K_I &= \sigma_{\text{ср}} \sqrt{\pi \ell} F + \sigma_y \frac{\sqrt{\ell}}{2\sqrt{\pi}} \left( \arcsin \frac{R}{\ell} - \sqrt{1 - \frac{R^2}{\ell^2} + 1} \right) \quad (31) \end{aligned}$$

Таким образом, расчет долговечности соединения производится в такой последовательности:

1. Определяется усилие на болт (заклепку).
2. Определяются по формуле (29) значения  $K_{I \max}$ ,  $K_{I \min}$  для соответствующего цикла нагружения.
3. Вычисляется  $\Delta K_I = K_{I \max} - K_{I \min}$ .

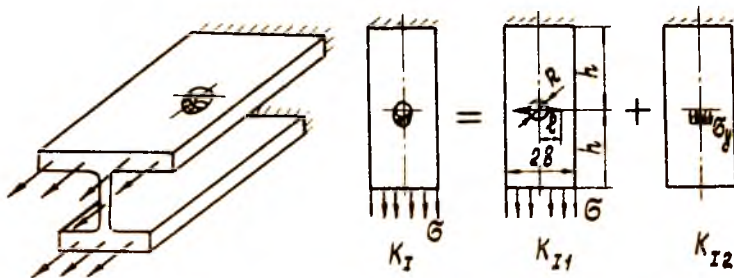


Рис. 21

4. Определяются по экспериментальным (или литературным) данным) постоянные  $C$ ,  $n$  в уравнении (28).
5. Определяется по формуле (29) значение  $\ell_{xp}$ , соответствующее  $K_{Ic}$ .
6. Интегрируется уравнение Париса (28) до достижения величины  $\ell$  значения  $\ell_{xp}$ , и получается  $N_p$ .
7. Пользуясь кривой усталости по появлению трещины для данной детали, определяем  $N_o$  (рис.16).
8. Определяем полную долговечность (27):

$$N = N_p + N_o.$$

## 5. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Сварные соединения широко применяются в современном самолетостроении, особенно в конструкции лонжерона, управления, крепления двигателя. Типы сварных швов показаны на рис.22.

Сварные швы в соединениях рекомендуется располагать так, чтобы они работали на срез. С этой точки зрения соединения листов  $\alpha$  и  $\beta$ , изображенные на рис. 22о, в, д, ж, предпочтительнее соединений,

изображенных на рис.22а, в, е.

Сварные швы рассчитываются на срез по формуле

$$\tau = \frac{P}{F_{ср}} \leq \varphi \tau_{\sigma} \quad (32)$$

и на разрыв по формуле

$$\sigma = \frac{P}{F_{разр}} \leq \varphi \sigma_{\sigma} \quad (33)$$

где  $\tau_{\sigma} \approx 0,6 \sigma_{\sigma}$ ;  $\varphi$  - коэффициент, учитывающий ослабление материала сваркой (неоднородность шва, наличие структурных изменений, остаточных напряжений), который может быть принят равным 0,8;  $F_{ср}$ ,  $F_{разр}$  - площадь сварных швов, определяемая как произведение числа швов  $n$  на длину одного шва  $L$  и на толщину его. Для вычисления  $F_{разр}$  толщину шва принимают равной меньшей из толщин свариваемых материалов:

$$F_{разр} = n L \delta_{min}.$$

Для вычисления  $F_{ср}$  толщина шва принимается равной  $\delta_0 = \delta \sin 45^\circ$ ,  $0,7 \delta \approx 0,7 \delta_{min}$  (см. рис.22и)

$$F_{ср} = 0,7 n L \delta_{min}.$$

Сварные швы труб рассчитываются по приведенным ниже экспериментальным формулам. Для соединения встык (рис.22г)

$$q_p = \delta (\sigma_{\sigma} - 200) + 50, \quad (34)$$

для телескопического соединения (рис.22д)

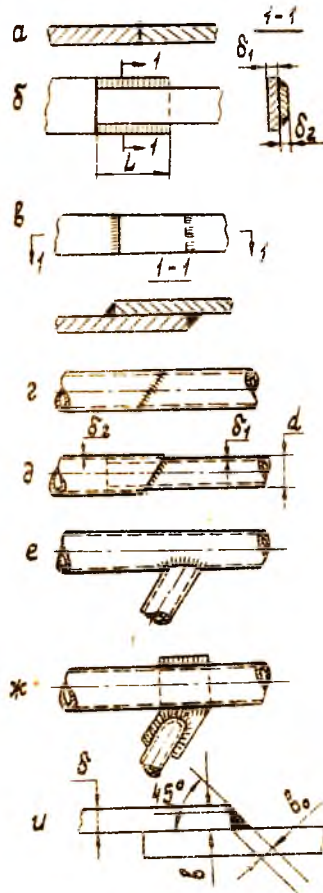


Рис. 22

$$q_p = \delta (\sigma_B - 60) - 40, \quad (35)$$

для соединения впритык (рис.22е)

$$q_p = 18\delta + 1,1\sigma_B \delta - 0,25\sigma_B - 40. \quad (36)$$

Здесь  $q_p$  - разрушающая погонная сила, Н/мм;  $\delta$  - толщина стенки трубы, мм;  $\sigma_B$  - предел прочности материала трубы, МПа.

Разрушающая сила  $P_{разр}$  действующая по оси трубы, практически не зависит от угла наклона сварного шва и определяется из формулы

$$P_{разр} = q_p \pi (D - \delta) H, \quad (37)$$

где  $D$  - наружный диаметр трубы, мм.

## 6. О РАСЧЕТЕ КЛЕЕВЫХ И КЛЕЕСВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ МЕТАЛЛОВ

### 6.1. Клеевые соединения

Благодаря появлению новых прочных синтетических клеев появилась возможность осуществления клеевых металлических конструкций взамен клепанных, болтовых, сварных. По сравнению с клепкой склеивание повышает усталостную прочность соединения, уменьшает его массу, улучшает качество поверхности, герметизацию конструкции, снижает ее стоимость и повышает коррозионную стойкость.

Однако клеевые соединения имеют ограниченную теплостойкость (плохо работают при температурах 200+250°C), малую прочность при неравномерном отрыве (например, при совместном действии отрыва и изгиба), требуют сложной технологии и подвержены старению и изменению прочностных свойств со временем.

Склеивание широко применяется при изготовлении многослойных дюралевых и стальных обшивок с металлическим сотовым наполнителем и с наполнителем из пенопластов.

Конструктивные формы клеевых соединений изображены на рис.23. Клеевые соединения хорошо работают на сдвиг и равномерный отрыв.

Марки некоторых клеев и их характеристики при различных температурах приведены в приложении I. Прочность клеевого соединения, работающего на сдвиг, проверяется по формуле:

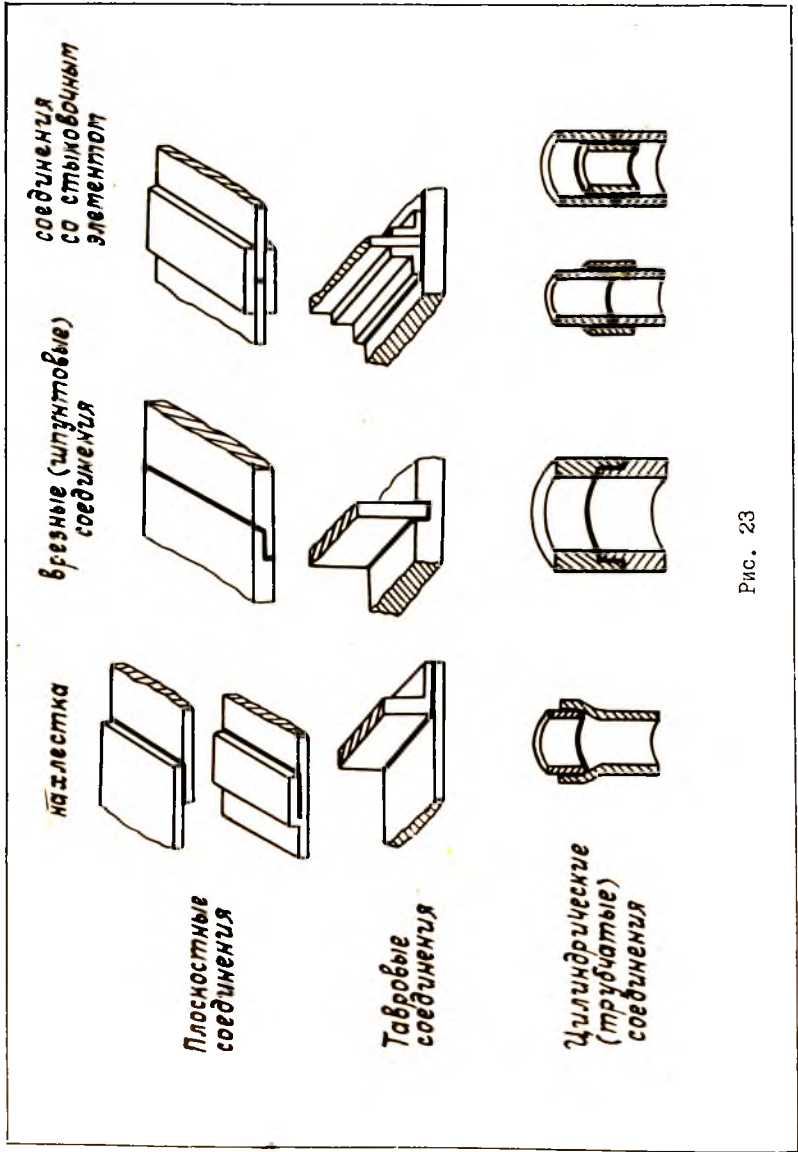


Рис. 23

$$\tau = \frac{P}{F} \leq \tau_B, \quad (38)$$

где  $F$  - суммарная площадь клеевого соединения.

Так как разрушающее напряжение  $\tau_B$  клеевого шва зависит не только от марки клея и рабочей температуры, но и от размеров шва и технологических факторов, то желательно значение  $\tau_B$  брать по данным соответствующих испытаний.

## 6.2. Клеесварные соединения

Клеесварные соединения (рис.24,25) представляют собой точечно-сварные соединения (ТЭС), у которых в промежутке между точками находится клей, нанесенный до сварки или введенный после сварки. Клеесварные соединения обеспечивают высокую прочность, герме-

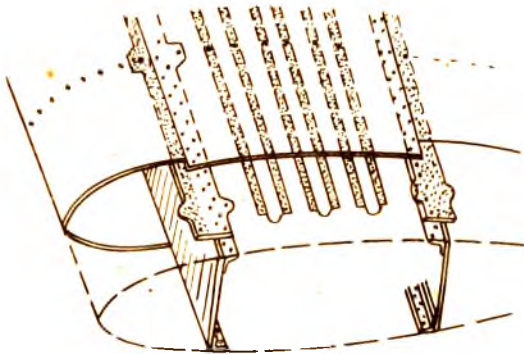


Рис. 24

тичность, антикоррозионную стойкость и наименьшую массу конструкции. Сварные точки в клеесварном соединении повышают работоспособность клея на неравномерный отрыв; клеевая прослойка в значительной степени разгружает сварные точки. Прочность клеесварного соединения равна сумме прочности точки и прочности клея. Учитывая неравномерность толщины клеевого слоя, можно принять осредненную характеристику прочности для клея:  $\tau_{кл} \approx 5$  МПа.

Обозначив прочность одной точки на срез  $P_1$ , получим прочность клеесварного соединения на длине  $l$  :

$$P_{кл.св} = \frac{P_1 \ell}{t} + \ell b \tau_{кл}, \quad (39)$$

где  $\tau_{кл}$  - прочность клея на срез, МПа.

Прочность клеесварного соединения на 15+50% выше сварного. При этом эффект применения клея увеличивается с уменьшением толщины листов. Участок клеесварного соединения размером 25x25 мм, подкрепленный одной сварной точкой диаметром 5,5мм, может выдержать на срез нагрузку 5+7 кН и на отрыв 3+3,5кН в зависимости от марки клея.

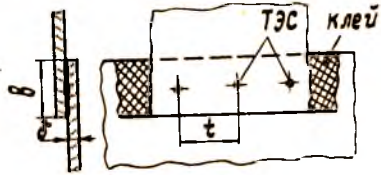


Рис. 25

Данные усталостных испытаний различных соединений алюминиевых сплавов свидетельствуют о значительных преимуществах клеесварных и клеевых соединений при циклических нагружениях. На рис. 26 показаны усталостные характеристики различных типов нахлесточных соединений, подтверждающие это положение (1 - клеесварное; 2 - клеевое; 3 - клепаное; 4 - сварное). При этом усталостные характеристики клеевого и клеесварного соединений приближаются к усталостным характеристикам основного материала.

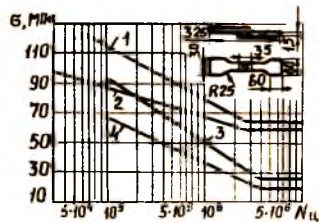


Рис. 26

Усталостная прочность и долговечность клеевых и клеесварных соединений может быть определена при наличии экспериментально полученных кривых усталости образцов и конструкций с соответствующими соединениями.

## 7. РАСЧЕТ СТЫКОВЫХ УЗЛОВ

В качестве стыковых узлов при разъемных неподвижных соединениях силовых элементов конструкции применяются чаще всего вильчатые (гребенчатые) узлы, передающие основную нагрузку, перпендикулярную оси стыкового болта (рис.27), и фитинги, передающие основ-

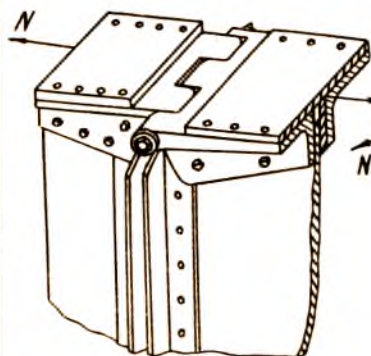


Рис. 27

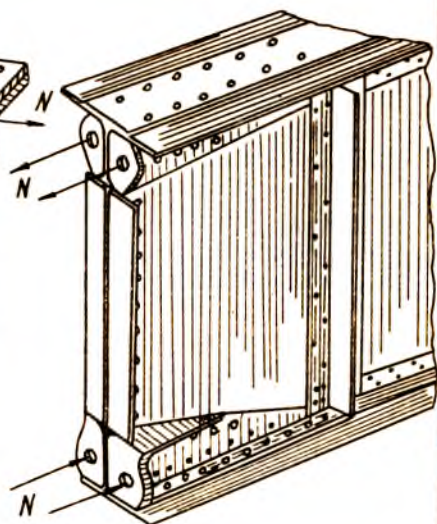


Рис. 28

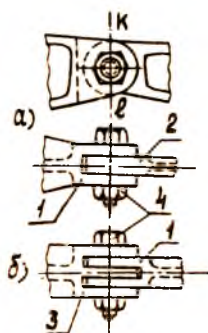


Рис. 29

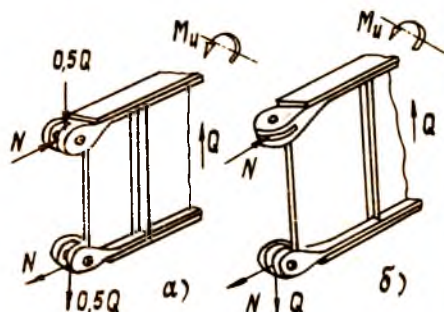


Рис. 30

ную нагрузку, параллельную оси стыкового болта (рис. 28). На рис. 29а показано соединение, которое состоит из двойной проушины (вилки) I и одинарной проушины (ушка) 2. На рис. 29б показано соединение, которое состоит из тройной проушины (гребенки) 3 и двойной проушины I. Проушины соединены между собой болтом 4.

Применение двойных и тройных проушин обусловлено необходимостью увеличить площадь среза болта. Так, для соединения, изображенного на рис. 29а, имеем две плоскости среза болта. Площадь смятия соответствует ширине одинарной проушины или суммарной ширине двойной проушины (расчетной является меньшая площадь смятия). Для соединения, изображенного на рис. 29б, имеем четыре плоскости среза и площадь смятия, соответствующую ширине двойной или тройной проушины.

В стыковых узлах крыла, оперения ось болта (отверстия в проушинах) располагается обычно перпендикулярно направлению действия перерезывающей силы (рис. 30а).

В этом случае болты проушин работают на срез и смятие от перерезывающей силы  $Q$  и от силы  $N$ , обусловленной наличием изгибающего момента.

В отдельных случаях ось болта верхней проушины располагается параллельно направлению действия силы  $Q$  (рис. 30б). Это может быть обусловлено эксплуатационными соображениями - удобством монтажа агрегата. В этом случае вследствие значительно больших допусков в сопряжении "вилка-ушко" (верхний узел рис. 30б) по сравнению с сопряжением "болт-ушко" (или "болт-вилка") сила  $Q$  будет восприниматься, главным образом, нижним узлом.

Нагрузки, действующие на стыковые узлы, определяются из условий равновесия рассматриваемого агрегата.

В тех случаях, когда распределение усилий по стыковым узлам статически неопределимо, нагрузки, действующие на них, определяют как усилия в соединяемых с узлами элементах. Например, нагрузка на узел крепления моторной рамы (рис. 31) определяется как усилие  $N$  в стержне рамы.

Рассмотрим в качестве примера определение нагрузок и порядок расчета стыковых узлов отъемной части двухлонжеронного крыла (рис. 32).

Примем некоторые допущения, заключающиеся в том, что  $Q$  в сечении лонжерона распределяется между двумя узлами лонжерона по ровну, а  $Q_x$  распределяется между четырьмя узлами двух лонжеронов

порвну. Тогда, например, для верхнего узла первого лонжерона

$$N_{B1} = \frac{M_1}{H_1} + \frac{M_y}{2B}, \quad P_1 \approx 0,5Q_1,$$

$$T \approx 0,25Q_x,$$

где  $M_1$ ,  $Q_1$  - изгибающий момент и поперечная сила в сечении первого лонжерона;  $N_{B1}$  - суммарная сила, действующая вдоль верхнего пояса первого лонжерона.

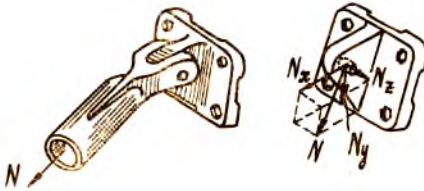


Рис. 31

необходимостью учета пластических деформаций, которые имеют место при разрушающих нагрузках. Многочисленные опыты показали, что

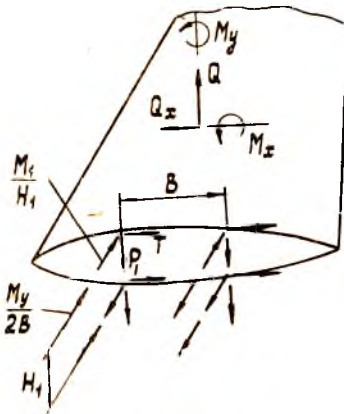


Рис. 32

Для расчета ответственных стыковых узлов полученные таким образом нагрузки увеличивают на 25%, учитывая возможную неточность в их распределении.

Расчет на прочность проушин представляет собой статически неопределимую задачу, осложняющуюся

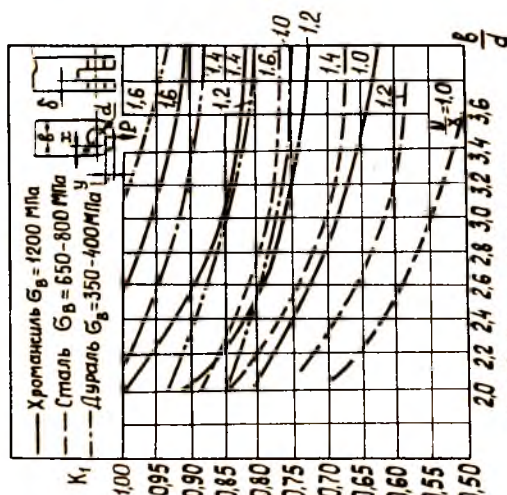
расчет проушин можно производить на разрыв по сечению  $K\ell$  (см.рис.29) по среднему напряжению:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq K_1 K_2 \sigma_B \quad (40)$$

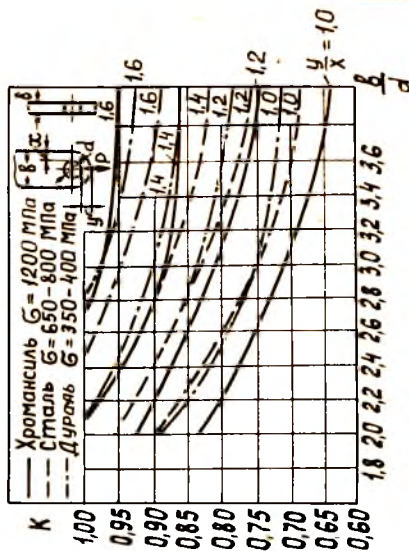
$$\text{Здесь } F = n(\delta - d)\delta$$

- площадь поперечного сечения проушин по центру отверстия;  $n$  - число проушин;  $K_1$  - поправочный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжения по сечению проушины и определяемый по графикам (рис.33).

Коэффициент  $K_1$  зависит от эксцентриситета  $e = \frac{y}{x}$  и отношения ширины проушины  $\delta$  к диаметру отверстия  $d$ .



а) Двойные проушины



б) Однорные проушины

Рис. 33

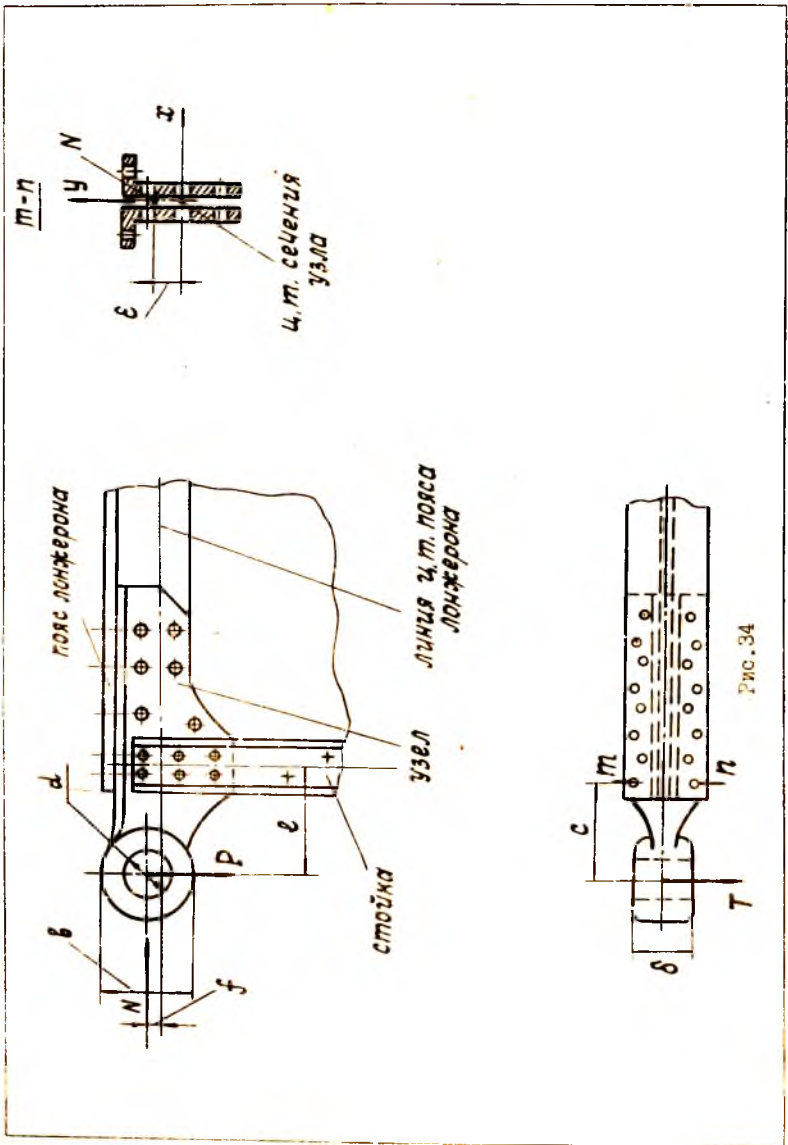


Рис. 34

Коэффициент  $K_2$  учитывает циклический характер нагружения узла. По некоторым рекомендациям /1/ он принимается для стали 30ХГСА равным 0,4.

В целях обеспечения равнопрочности вильчатого соединения суммарная ширина проушин двух соединяемых деталей должна быть примерно одинакова.

Заметим, что нижние проушины рассчитываются на разрыв по случаю А и А', а верхние - по случаю D и D'. Проушины проверяются также на смятие силой  $R = \sqrt{N^2 + P^2}$

$$\sigma_{см} = \frac{R}{F_{см}} \leq \sigma_{\sigma, см}, \quad (4I)$$

где  $F_{см} = n d \delta$  - площадь смятия проушин;  $n$  - число проушин;  $\sigma_{\sigma, см} = \mu \sigma_{\sigma}$  - предел прочности смятия. Коэффициент  $\mu$  зависит от характера соединения (см. выше).

Стыковой болт проверяется на срез по формуле (2I) и на смятие по формуле (22).

Сечение узла  $m-n$  в плоскости первого ряда крепежных болтов (рис.34) рассчитывается на совместное растяжение сил  $N$  и изгиб в двух плоскостях. Так как расчетная точка (где напряжения достигают максимума) в сечении не очевидна, то определяем напряжения для точек 1, 2.

$$\sigma_1 = \frac{N}{F} + \frac{Ne + Pc}{W_{x1}} + \frac{Tc}{2W_{y1}} \leq K_2 \sigma_{\sigma}$$

$$\sigma_2 = \frac{N}{F} - \frac{Ne + Pc}{W_{x2}} + \frac{Tc}{2W_{y2}} \leq K_2 \sigma_{\sigma}$$

Здесь  $e$  - эксцентриситет приложения силы относительно центра тяжести сечения;  $W_x, W_y$  - моменты сопротивления сечения относительно осей  $x, y$ ,  $K_2$  принимается равным 0,4.

При рассмотрении изгиба силой  $T$  считаем, что ушко не может поворачиваться в соединенной с ним вилке и поэтому  $M_{u32} = \frac{Tc}{2}$ .

Отметим, что сила  $P$  воспринимается стойкой и момент  $Pe$  относительно оси стойки, изгибающий пояс лонжерона и стойку желательно уравновесить моментом  $Nf$ . Из этого условия может быть определен эксцентриситет  $f$  силы  $N$  относительно центра тяжести пояса лонжерона. Если по конструктивным соображениям момент  $Pe$  не удалось парировать моментом  $Nf$ , то разность моментов  $(Nf - Pe)$  может быть распределена между поясом и стойкой пропорционально

Нижний узел в случае А, А' нагружен растяжением.

их изгибной жесткости. Изгибающий момент, приходящийся на пояс, и силу  $N$  воспринимают болты соединения узла с поясом, а момент, изгибающий стойку, и силу  $P$  - болты соединения узла со стойкой. Распределение усилий между болтами можем найти по формулам, приведенным выше.

### 8. РАСЧЕТ КОНТУРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В рессорных конструкциях крыльев, оперений и стрингерных конструкциях фюзеляжей соединение частей конструкции осуществляется по контуру фитингами, стыковыми угольниками (рис.35а) и фасонными стыковочными профилями (рис.35б), соединяемыми большим числом болтов.

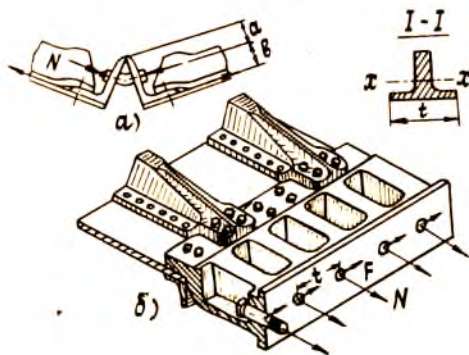


Рис. 35

В растянутой зоне болты нагружены силами

$$N = \sigma \delta_{прив} t \frac{a}{b}, \quad (42)$$

$$F = T t, \quad (43)^*$$

где  $\sigma$  - нормальное напряжение в месте стыка, определяемое из расчета на изгиб;  $t$  - шаг болтов;  $\delta_{прив} = \delta_{об} \psi_{об} + \frac{f_{стр}}{t_{стр}}$  - приведенная толщина обшивки;  $\psi_{об}$  - редуцированный коэффициент обшивки;  $f_{стр}$ ,  $t_{стр}$  - площадь и шаг стрингера;

\* Перерезывающая сила  $Q$  передается болтами, стыкующими лонжероны.

$T$  - погонная касательная сила в месте стыка, определяемая из расчета на изгиб и кручение.

Расчет болта производится по формулам (25), (26). В сжатой зоне передача нормальных усилий  $N$  с одной части конструкции на другую происходит непосредственным контактом стыковочных профилей. Болты нагружаются лишь силами  $F$ .

Сечение I-I стыковочного профиля (рис.35б) должно быть рассчитано на совместное действие осевой силы и изгиба относительно оси  $\chi - \chi$ .

### 9. О РАВНОПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ

Обеспечение равнопрочности является одним из условий получения конструкции наименьшей массы.

В рационально спроектированной конструкции соединяющие ее элементы должны быть равнопрочны с соединяемыми элементами. Это значит, что соединяющие и соединяемые элементы должны разрушаться при одинаковой нагрузке. При наличии последовательно расположенных соединений они также должны быть равнопрочны между собой.

Например, если для стыкового болта разрушающая нагрузка равна  $P_{\delta}$  (рис.36), то напряжения среза и смятия в заклепках, соединяющих профиль А с обшивкой В и стрингерами С

$$\tau = \frac{P_{\delta}}{n_3 \frac{\pi d^2}{4} \cdot n_1}$$

$$\sigma_{см} = \frac{P_{\delta}}{n_3 d \delta}$$

должны быть разрушающими, т.е.

должны быть равны соответственно  $\tau_{\delta}$  и  $\sigma_{\delta, см}^*$ .

Здесь  $n_1$  - число плоскостей среза заклепки;  $n_3$  - число заклепок на шаге болтов.

Растягивающие напряжения в сечении I-I профиля А, а также в сечении 2-2 обшивки и стрингеров

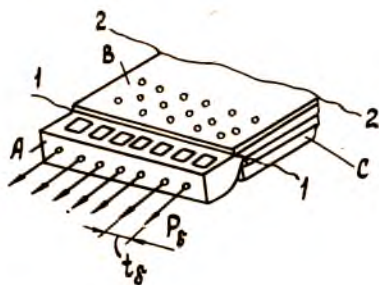


Рис. 36

\* Предполагается, что напряжения по ширине сечения панели, равной шагу болтов, постоянны.

$$\sigma_{1-1} = \frac{P_b}{t_b \delta_{\text{проф}}}; \quad \sigma_{2-2} = \frac{P_b}{\delta_{об} t_b \varphi_{об} + f_{стр} \frac{t_b}{t_{стр}}}$$

также должны быть разрушающими.

Здесь  $t_b$ ,  $t_{стр}$  - шаг болтов и стрингеров соответственно.

Стыки не должны значительно ослаблять сечение. С этой целью места стыков разносятся по длине соединяемых элементов (рис.38).

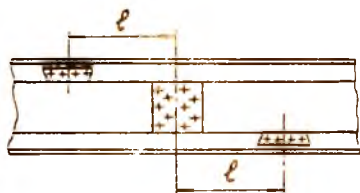


Рис. 37



Рис. 38

В месте сварного стыка увеличивается сечение свариваемых элементов, что компенсирует ослабление сечения сваркой (рис.38).

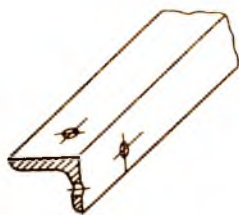


Рис. 39

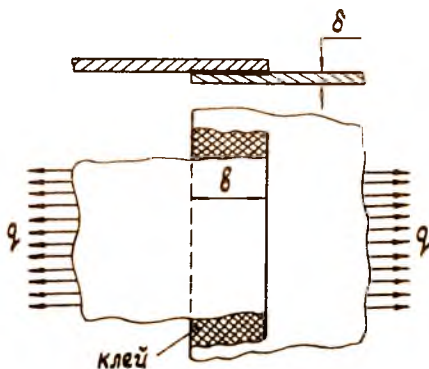


Рис. 40

Отверстия под заклепки-болты должны возможно меньше ослаблять

сечение, поэтому они располагаются в шахматном порядке (рис. 39).

Из условия равнопрочности разрушающее погонное усилие, нагружающее клеевой шов (рис.40)

$$q_{кл} = \tau_{кл} b,$$

должно быть равно разрушающему усилию для листа

$$q_{л} = \sigma_b \delta,$$

откуда  $\frac{b}{\delta} = \frac{\sigma_b}{\tau_{кл}}$ .

Однако условие равнопрочности в реальных соединениях иногда нарушается в силу конструктивных и технологических факторов. Например, по условиям жесткости в некоторых случаях не представляется возможным применение листов малой толщины, удовлетворяющих условиям работы на смятие.

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Гиммельфарб А.Л. Основы конструирования в самолетостроении.- М.:Машиностроение, 1980.- 367с.
2. Кан С.Н., Свердлов И.А. Расчет самолета на прочность.- М.: Машиностроение, 1966.- 519с.
3. Архангельский Г.И. Проектирование элементов конструкции.- М.: Оборонгиз, 1955.- 88с.
4. Пестов Н.М. Приближенный расчет выносливости болтовых и заклепочных соединений.- В сб.: Расчеты элементов авиационных конструкций.- М.: Машиностроение, 1967, с.15-23.
5. Мостовой А.С., Нечаев А.А. Расчет долговечности болтового соединения стрингера с профилем разъема крыла.- В сб.: Вопросы прочности и долговечности элементов авиационных конструкций.- Фрунзе, 1980, с.89-97.
6. Чепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения.-М.: Наука,1974.-640с
7. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность.- М.: Машиностроение, 1975.- 488 с.

Приложение I

Статическая прочность клеевых соединений

Марка клея	Температура в °С						Склеиваемые материалы
	-60	20	60	100	150	200	
	предел прочности при сдвиге (числитель) и равномерном отрыве (знаменатель), МПа						
БФ-2	$\frac{7}{30}$	$\frac{20}{40}$	$\frac{9.5}{16}$	$\frac{4.0}{5.0}$	$\frac{1.3}{-}$	-	-
ПУ-2	$\frac{13.5}{40}$	$\frac{19}{30}$	$\frac{14}{16}$	$\frac{8}{6}$	$\frac{1.4}{-}$	-	-
ВК-1	$\frac{-}{79}$	$\frac{74}{20}$	$\frac{58}{16}$	$\frac{-}{40}$	$\frac{-}{20}$	$\frac{7}{7}$	$\frac{3.5}{-}$
ВК-32-200	$\frac{18}{30}$	$\frac{17}{20}$	$\frac{17}{40}$	$\frac{2}{25}$	-	-	-
ВК-32-ЭМ	$\frac{11}{-}$	$\frac{15}{45}$	$\frac{17}{40}$	$\frac{2}{25}$	-	-	-
МК-1	$\frac{-}{45}$	$\frac{15}{30}$	$\frac{7.5}{15}$	$\frac{-}{4}$	-	-	-

Алюминий и его сплавы, медь и ее сплавы, стали, пластмассы, органическое стекло, дерево, фибра, керамика.

Дуралюмин с пенопластом типа ПС-1 и стеклотекстолитом типа КАСТ.

Алюминий и его сплавы, стали.

То же

То же

То же

№ клена	Материал листа	Г. зрушающее усилие на смятие листа в зависимости от его толщины, кН																	
		0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	I	I,2	I,5	I,8	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10
2,6	Д16А-Т сталь20	0,45	0,6	0,75	0,95	I,25	I,55	2,15											
		0,55	0,7	0,90	I,10	I,45	I,80												
3	Д16А-Т сталь20	0,55	0,7	0,90	I,10	I,45	I,80	2,5	3,15	3,8									
		0,65	0,85	I,05	I,25	I,70	2,10												
3,5	Д16А-Т сталь20	0,65	0,85	I,05	I,25	I,70	2,10	2,95	3,65	4,4	4,9	6,1	7,35						
		0,75	I,0	I,2	I,45	I,95	2,45												
4	Д16А-Т сталь20	0,95	I,2	I,45	I,9	2,4	3,35	4,2	5,05	5,6	7,0	8,4	9,8	11,2	14	16,8			
		I,1	I,4	I,7	2,25	2,8													
5	Д16А-Т сталь20		I,8	2,4	3,0	3,6	4,2	5,25	6,3	7,0	8,75	10,5	12,2	14	17,5	21	28	35	
			2,1	2,8	3,5														
6	Д16А-Т сталь20					3,6	4,2	6,3	7,55	8,4	10,5	12,6	14,7	16,8	21	25,2	33,6	42	
7	Д16А-Т сталь20					7,35	8,8	9,8	12,2	14,7	17,2	19,6	24,5	28,4	39,2	49			
8	Д16А-Т сталь20					10,1	11,2	14	16,8	19,6	22,4	28,0	33,6	44,8	56				
10	Д16А-Т сталь20					17,5	21,0	24,5	28,0	35	42	56,0	70						
12	Д16А-Т сталь20					29,4	33,6	42	50,4	67,2	84								

Примечание. В пределах жирных линий - рекомендуемые толщины листов

Приложение 3

Расчетные данные для подбора диаметров болтов

Диаметр болта	Шаг резьбы	Разрушающее усилие на срез по одной плоскости, Н		Разрушающее усилие на растяжение, Н	
		посадка С5		30ХГСА	
		Д I T	45	Д I T	45
3	0,5	1760	2830	4940	5200
4	0,7	3130	5040	8600	9200
5	0,8	4970	7870	13440	14800
6	I	7230	11400	19460	21100
8	I,25	12900	20300	34650	38000
10	I,5	20360	31810	54320	60000
12	I,5	29310	45630	77910	89400
14	I,5	40130	62320	106400	125400
16	I,5	52640	81510	139260	170480
18	I,5	66850	103730	177100	222470
20	I,5	82420	127920	218400	281360
22	I,5	100000	154570	263900	347160
24	I,5	119250	184090	314300	419830
27	I,5	-	233150	398090	541800
30	I,5	-	288050	491800	679300

Примечание. Приняты разрушающие напряжения:

на срез болтов  
для Д I T - 270 МПа  
для стали 45 - 410 МПа  
для 30ХГСА - 700 МПа

на растяжение болтов  
для Д I T - 380 МПа  
для стали 45 - 600 МПа  
для 30ХГСА - 1100 МПа

Приложение 4

Диаметр заклепки, мм	Разрушающее усилие на срез заклепки по одной плоскости, Н				
	AMг5	Д18	В-65	15А	20ГА
2,6	900	1000	1350	1800	2650
3	1200	1350	1750	2400	3500
3,5	1650	1850	2400	3250	4800
4	2150	2400	3150	4250	6300
5	3350	3750	4900	6650	9800
6	4800	5350	7050	9600	14100
7	6550	7300	9600	13100	19200
8	8550	9550	12550	17100	25100
10	13350	14900	19650	26700	39300
12	19250	21500	28250	38500	56500

СО Д Е Р Ж А Н И Е

	стр.
1. Типы соединений .....	3
2. Расчет заклепочных соединений .....	4
2.1. Нагружение внецентренно приложенной силой .....	4
2.2. Нагружение силой, приложенной вдоль заклепочного шва .....	7
2.3. Нагружение заклепок в соединениях обшивки и стенки лонжерона крыла .....	12
2.4. Проверка прочности заклепок .....	15
3. Расчет болтовых соединений .....	16
4. Приближенный расчет долговечности болтовых и заклепочных соединений .....	19
5. Расчет сварных соединений .....	24
6. О расчете клеевых и клеесварных соединений металлов .....	26
6.1. Клеевые соединения .....	26
6.2. Клеесварные соединения .....	28
7. Расчет стыковых узлов .....	29
8. Расчет контурных соединений .....	36
9. О равнопрочности соединений .....	37
Литература .....	39
Приложение I .....	40
Приложение 2 .....	41
Приложение 3 .....	42
Приложение 4 .....	43

---

Темплан 1983 г., поз. 23

Мостовой Анатолий Соломонович

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ САМОЛЕТА

Редактор Л.М.Карпова

Подписано в печать 14.04.83 г. E000144.  
Формат 60x84 1/16. Бумага оберточная белая. Оперативная печать  
Уч.-изд. л. 2,5. Физ. п. л. 2,75. Усл. п. л. 2,56. Тираж 750 экз.  
Заказ № 2505 Цена 10 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный  
институт имени академика С.П.Королева, г. Куйбышев,  
ул. Молодогвардейская, 151.

Областная типография имени В.П.Мяги, г. Куйбышев, ул. Венцека, 60.