

МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

О. Н. Корольков

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕСТНЫХ УСИЛЕНИЙ
КАРКАСНЫХ АГРЕГАТОВ САМОЛЕТА

Учебное пособие

САМАРА 1997

Проектирование местных усилений каркасных агрегатов самолета: Учеб. пособие / *О. Н. Корольков*; Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1997. 64 с.
ISBN 5-7883-0018-5

Рассмотрены особенности силовой работы основных элементов тонкостенных конструкций. Сформулированы общие принципы передачи сосредоточенных нагрузок на каркасированные регулярные оболочки. Дана оценка жесткостных особенностей конструкций крыла, оперения, фюзеляжа. Предложена общая методика разработки конструкции локального усиления каркасных агрегатов самолета в местах приложения сосредоточенных нагрузок. Применение предложенной методики показано на целом ряде конкретных задач конструирования усилений для основных агрегатов самолета.

Пособие предназначено для студентов, изучающих курс конструкций и проектирования самолетов, и может использоваться при выполнении лабораторных работ по курсу, а также при курсовом и дипломном проектировании. Подготовлено на кафедре КИПДА.

Ил. 64. Табл. 3. Библиогр.: — 6 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королёва

Рецензенты: проф. *Ю. Л. Тарасов*,
гл. констр. АО АВИАКОР *В.Я. Щеголев*.

В конструкциях крыла, оперения, фюзеляжа самолета широкое применение получили тонкостенные каркасированные оболочки, выполненные в виде тонкой обшивки, подкрепленной изнутри силовым каркасом, состоящим из продольных и поперечных элементов, которые располагаются с определенным шагом. Основные конструктивные параметры таких оболочек — толщины тонкостенных элементов, площади поперечных сечений элементов каркаса, характеристики конструкционных материалов — определяются общей работой оболочки на изгиб и кручение от распределенных по ее длине аэродинамических и других нагрузок. При этом шаг расположения как продольных, так и поперечных элементов каркаса должен обеспечить прочность и жесткость обшивки при восприятии ею местной воздушной нагрузки. В результате учета перечисленных условий получают каркасированную оболочку с равномерным расположением продольных и поперечных элементов каркаса. Такие оболочки принято называть регулярными. Однако в связи с тем, что перечисленные выше каркасные агрегаты самолета кроме распределенной нагрузки, как правило, воспринимают еще и нагрузку сосредоточенную, действующую в узлах стыковки смежных агрегатов, в точках крепления различных грузов, оборудования и т. п., полученная регулярная оболочка требует дальнейшей конструкторской доработки с целью ее локального усиления в местах передачи сосредоточенных усилий. Особенности проектирования местных усилений тонкостенных конструкций и посвящено настоящее пособие.

Главная цель, поставленная автором при написании пособия, заключается в том, чтобы, используя четкое понимание особенностей силовой работы основных элементов тонкостенных конструкций, показать общий подход и методику проектирования усилений каркасных агрегатов самолета в местах приложения сосредоточенных нагрузок. Упомянутые особенности работы конструктивных элементов оболочек излагаются в виде простых и строгих правил, которые могут рассматриваться как своеобразная "азбука" конструктора, позволяющая благодаря своей простоте и наглядности глубже понять силовую работу тонкостенных конструкций. Эти правила помогут конструктору наметить наиболее целесообразные пути и способы передачи внешней нагрузки и

получить рациональную конструкцию местного усиления. Алгоритм и методика конструкторской проработки местных усилений регулярных оболочек показаны на примерах решения целого ряда конкретных конструкторских задач.

Анализ силовой работы конструкций и разработка их местных усилений базируются на использовании элементарных принципов строительной механики тонкостенных оболочек крыла и фюзеляжа. Такой подход и рассмотренные в пособии методы можно отнести к разряду предварительных конструкторских проработок, которые обычно используются на самых ранних стадиях проектирования самолета, когда закладывается его общая силовая схема и определяются сечения силовых элементов в первом приближении. Главное требование к таким методам проектирования — их предельная простота и наглядность конструктивных решений, что достигается некоторым упрощением расчетных схем и отступлением от строгих математических решений рассматриваемых задач. Полученные таким путем решения на более поздних стадиях проектирования уточняются и корректируются по результатам расчетов и оптимизации конструкции с использованием конечно-элементных моделей агрегатов и самолета в целом, предусматривающих применение современных методов автоматизации проектирования [1].

Следует отметить, что успешное развитие и совершенствование средств САПР приводит к использованию их на все более ранних этапах проектирования. Однако необходимо понимать, что широкое внедрение САПР в практику проектирования ни в коей мере не исключает и не отменяет необходимости четкого понимания особенностей силовой работы как отдельных элементов, так и всей конструкции в целом. Развитию подобного конструкторского мышления и должен помочь излагаемый в пособии материал.

Автор выражает искреннюю благодарность проф. Комарову В. А., доц. Ахмедьянову И. С., доц. Козлову Д. М., ст. преп. Майнскову В. Н. за ценные замечания, высказанные при подготовке пособия к изданию.

1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ПЕРЕДАЧИ СОСРЕДОТОЧЕННЫХ НАГРУЗОК НА ТОНКОСТЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Тонкостенные конструкции с подкрепляющим каркасом состоят в сущности всего из двух основных типов силовых элементов — тонких плоских или имеющих небольшую кривизну пластин и стержневых элементов каркаса, которые также могут быть прямолинейными или слегка искривленными. К первым можно отнести всякого рода стенки и обшивку, а ко вторым — стрингеры, пояса лонжеронов, нервюры.

Разработка местного усиления регулярной оболочки требует четкого понимания особенностей силовой работы составляющих ее элементов. Анализ этих особенностей позволяет получить ряд простых и наглядных правил, которые обязательно должны использоваться в конструкторской практике.

1.1. Стержневой элемент

Рассмотрим круглый прямолинейный стержень длиной l и диаметром d (рис. 1.1.). Один конец стержня зашпелен, а к другому — прикладывается сосредоточенная нагрузка по трем направлениям — P_x , P_y , P_z . Сила P_z направлена по оси стержня и вызывает его растяжение, а силы P_x и P_y — перпендикулярны к оси и изгибают стержень.

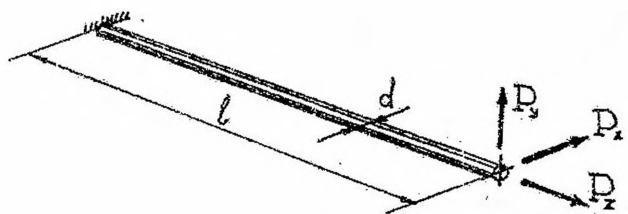


Рис. 1.1

Для каждой из этих сил в отдельности можно составить условия прочности, ограничивающие величину максимального напряжения в опасных сечениях $\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{пр}}$, и условия жесткости, ограничивающие максимальное перемещение точки приложения нагрузки $\Delta_{\max} \leq \Delta_{\text{пр}}$. Не вдаваясь в подробности выбора абсолютных значений $\sigma_{\text{пр}}$ и $\Delta_{\text{пр}}$, а приняв некоторые вполне реальные величины этих параметров в относительном виде $\Delta_{\text{пр}}/l = 0,01$, $\sigma_{\text{пр}}/E = 0,005$, где E — модуль упругости, можно определить предельные нагрузки по каждому направлению из условия прочности $P_{x \text{ пр}}^{\text{п}}$, $P_{y \text{ пр}}^{\text{п}}$, $P_{z \text{ пр}}^{\text{п}}$ и из условия жесткости $P_{x \text{ пр}}^{\text{ж}}$, $P_{y \text{ пр}}^{\text{ж}}$, $P_{z \text{ пр}}^{\text{ж}}$. Эти предельные нагрузки будут характеризовать несущую способность стержня — максимальную нагрузку того или иного направления, которую может воспринять стержень при обеспечении необходимой прочности и жесткости.

Сравнительную оценку несущей способности удобнее вести по относительным предельным нагрузкам $\bar{P}_i^{(j)} = P_i^{(j)} / P_{z \text{ пр}}^{\text{п}}$, приняв за единицу предельную нагрузку растяжения по условию прочности. В табл. 1.1 для $d/l = 0,01$ даны относительные предельные нагрузки по трем заданным направлениям.

Таблица 1.1

| Условие | Предельные нагрузки | | |
|-----------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| | $\bar{P}_{z \text{ пр}}$ | $\bar{P}_{x \text{ пр}}$ | $\bar{P}_{y \text{ пр}}$ |
| прочности | 1 | 1 / 800 | 1 / 800 |
| жесткости | 2 | 1 / 26700 | 1 / 26700 |

Несущая способность стержня по каждому из трех направлений определяется меньшей из двух величин, стоящих в одном столбце этой таблицы. Только в этом случае выполняются оба условия — и прочности, и жесткости. В противном случае одно из них не выполняется.

Приведенные в табл. 1.1 результаты показывают, что несущая способность стержня при действии продольной силы в десятки тысяч раз превосходит его несущую способность при поперечных нагрузках. Изменение формы поперечного сечения стержня в данном случае большой роли не играет. Так переход от круглого сечения к идеальному двутавру повысит несущую способность стержня при изгибе лишь в четыре раза, а для осевой силы она не изменится.

Итак, анализ несущей способности стержня позволяет сформулировать первое фундаментальное правило, отражающее особенность его силовой работы.

Правило 1. В тонкостенных конструкциях стержневые элементы воспринимают только осевые силы и практически не воспринимают поперечной нагрузки.

Вполне понятно, что здесь речь идет лишь о достаточно больших сосредоточенных силах. Небольшая по величине распределенная нагрузка поперечного направления может успешно восприниматься стержнем. Пример тому — работа на изгиб стрингеров под действием местной воздушной нагрузки.

1.2. Тонкостенный элемент

Оценим несущую способность тонкостенного элемента для двух основных видов нагрузки: касательной, лежащей в его плоскости, и поперечной, направленной перпендикулярно к этой плоскости. Осевую нагрузку P_z не рассматриваем, полагая, что большая сосредоточенная сила этого направления должна передаваться на продольные стержневые элементы.

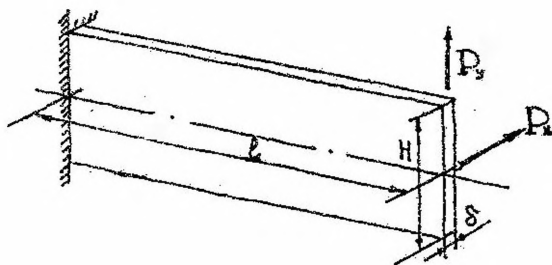


Рис. 1.2

Рассмотрим тонкую пластину, размеры которой показаны на рис. 1.2. Полагаем, что сила P_y вызывает чисто сдвиговые деформации пластины, а осевые силы от изгиба воспринимаются окантовывающими стержнями каркаса, которые на рисунке не показаны. Считаем также, что пластина при сдвиге не теряет устойчивости. Сила P_x дает деформации поперечного изгиба пластины.

Относительные предельные нагрузки по условиям прочности и жесткости для указанных деформаций пластины при параметрах $\Delta_{пр}/l = 0,01$; $\delta/l = 1/400$; $\tau_{пр} = 0,6\sigma_{пр}$; $G = E/2,6$ даны в табл. 1.2.

Таблица 1.2

| Условие | Предельные нагрузки | |
|-----------|---------------------|------------------|
| | $\bar{P}_{y пр}$ | $\bar{P}_{x пр}$ |
| прочности | 1 | 1 / 1440 |
| жесткости | 1,3 | 1 / 190 000 |

Результаты, приведенные в табл. 1.2, позволяют отметить вторую характерную особенность силовой работы элементов тонкостенных конструкций.

П р а в и л о 2. Тонкостенные элементы очень хорошо воспринимают сдвиговую нагрузку в своей плоскости и практически не воспринимают поперечной нагрузки.

Здесь опять речь идет о нагрузке сосредоточенной. Как известно, распределенная аэродинамическая нагрузка поперечного направления даже тонкой обшивкой успешно воспринимается. Вполне очевидно, что данное правило справедливо не только для плоских пластин, но и вполне применимо для тонких пологих панелей малой кривизны.

Работа тонкостенных элементов в условиях чистого сдвига предполагает приложение потока касательных сил по всему контуру такого элемента. Это обеспечивается совместной работой тонкостенных элементов и стержневых элементов каркаса. В результате реальная картина загрузения пластины сдвигом осуществляется по схеме рис. 1.3. Для стенок нервюр, как будет показано ниже, функции окантовывающих стержней может выполнять обшивка, включенная в работающий на кручение контур.

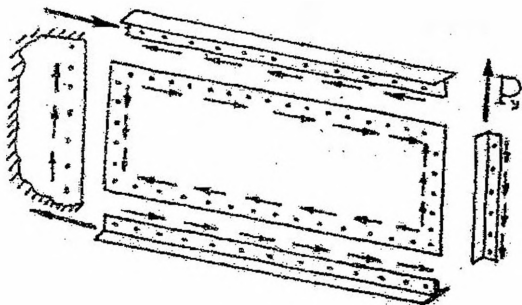


Рис. 1.3

1.3. Сочленение элементов

Отмеченные свойства силовых элементов оболочки позволяют как следствие получить следующее очевидное правило, касающееся случая одновременного нагружения нескольких соединенных между собой элементов.

Правило 3. Если сосредоточенная нагрузка приложена в точке сочленения нескольких силовых элементов каркасированной оболочки, то каждый из этих элементов будет воспринимать ту составляющую полной нагрузки, которая действует по направлению наибольшей жесткости данного элемента.

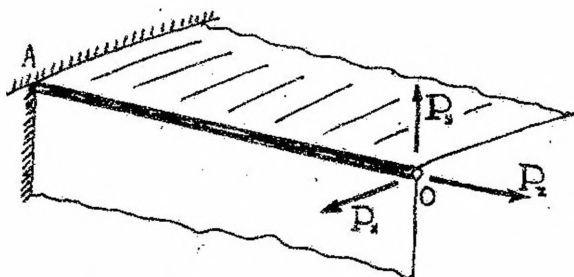


Рис. 1.4

Так в примере, показанном на рис. 1.4, сосредоточенная нагрузка приложена в точке *O* сочленения трех элементов — стержня и двух тонкостенных элементов. В соответствии с последним

правилом составляющая P_z в точке O должна передаваться на стержневой элемент, P_x — на горизонтальную панель, P_y — на вертикальную стенку, что соответствует характеру распределения жесткостей этих элементов по заданным направлениям. Следует иметь в виду, что по мере удаления от точки O к заделке происходит постепенное включение тонкостенных элементов в восприятие силы P_z , однако в точке приложения этой нагрузки она воспринимается только стержнем.

1.4. Распределение сосредоточенной нагрузки

Передача больших сосредоточенных усилий на тонкостенные элементы вызывает значительные трудности с обеспечением локальной прочности непосредственно в местах приложения нагрузки. В этом случае необходимо придерживаться следующего очевидного правила.

П р а в и л о 4. Сосредоточенная нагрузка, передаваемая на тонкостенный элемент, должна распределяться на достаточно большую длину этого элемента.

В качестве распределяющего элемента обычно используется необходимой длины стержень, соединенный каким-либо способом с тонкостенным элементом (рис. 1.5). Роль распределяющего элемента может выполнять и сам узел или фитинг, с которого сосредоточенная нагрузка передается на тонкостенную конструкцию. В этом случае хвостовик узла скрепляется с тонкостенным элементом стыком нужной длины (рис. 1.6). В любом случае распределяющий элемент "размазывает" нагрузку и обеспечивает постепенное включение в работу тонкой обшивки или стенки.

Данное правило "размазывания" нагрузки по длине элемента следует учитывать и при передаче сосредоточенной нагрузки на стержневые элементы. Чтобы обеспечить постепенное включение стержня в работу, его стык с узлом или фитингом, непосредственно воспринимающим нагрузку, должен выполняться по принципу многорядного крепежного шва достаточно большой длины с обработкой соединяемых деталей "на ус" (рис. 1.7.).

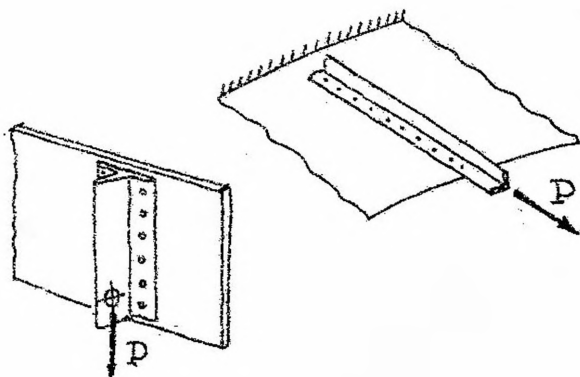


Рис. 1.5

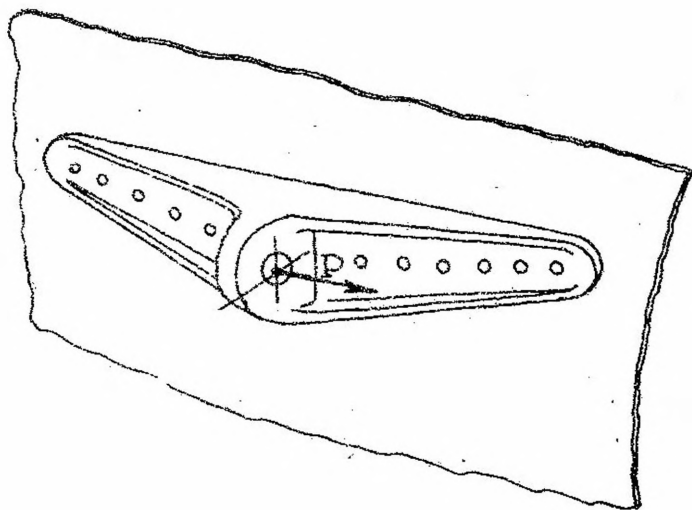


Рис. 1.6

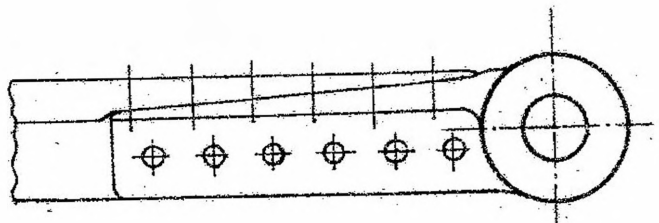


Рис. 1.7

1.5. Передача на оболочку сосредоточенного крутящего момента

Как известно, основную крутильную жесткость оболочки обеспечивают работающие на сдвиг тонкостенные элементы внешнего контура — обшивка, стенки, причем для получения максимальной жесткости контур оболочки должен быть замкнутым.

Сравнительные расчеты показывают, что крутильная жесткость оболочки с замкнутым контуром в миллионы раз, а крутильная прочность — в тысячи раз выше, чем соответствующие параметры оболочки с незамкнутым контуром. На основании этого можно сформулировать следующую вполне очевидную рекомендацию конструктору.

П р а в и л о 5. *Работающая на кручение тонкостенная конструкция обязательно должна иметь замкнутый контур.*

В однозамкнутой оболочке касательные усилия от кручения равномерно распределены по внешнему контуру. В многозамкнутой оболочке внутренние стенки мало влияют на работу элементов внешнего контура, и поэтому вполне допустимо считать, что для любой тонкостенной оболочки сосредоточенный крутящий момент должен передаваться распределяющим элементом, который бы обеспечивал равномерное распределение касательных усилий по внешнему контуру.

Наилучшим образом эту функцию может выполнить достаточно жесткий диск, поставленный в плоскости действия

сосредоточенного момента и связанный по периметру с внешним контуром оболочки. Отсюда получаем следующее правило для передачи крутящего момента на оболочку.

Правило 6. Передача сосредоточенного крутящего момента на оболочку должна выполняться с помощью достаточно жесткого в своей плоскости диска, связанного по периметру с внешним контуром оболочки.

В качестве такого распределяющего диска может использоваться или усиленная пластина, занимающая все поперечное сечение оболочки, или жесткая рама, опирающаяся на ее внешний контур.

Следует иметь в виду, что сосредоточенный крутящий момент в сечении оболочки может возникать двояким образом.

Во-первых, такой момент появляется при действии в сечении оболочки сосредоточенной пары сил. При таком нагружении в соответствии с правилом 6 эти силы следует вначале передать на жесткий диск, который момент пары распределит равномерно по контуру оболочки (рис. 1.8, а).

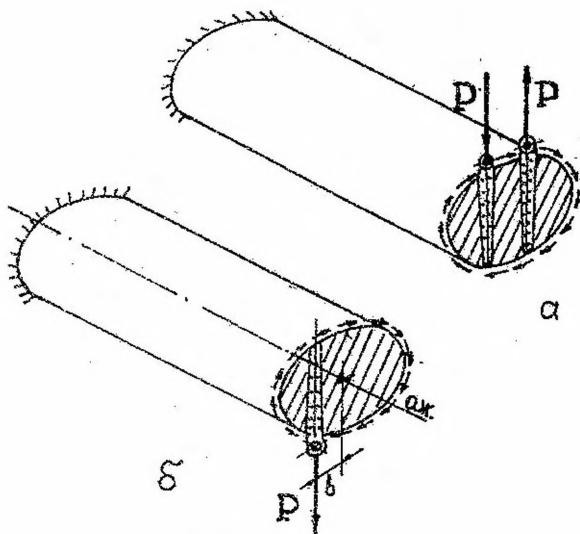


Рис. 1.8

Во-вторых, сосредоточенный крутящий момент возникает и в случае приложения к оболочке одной поперечной силы, линия действия которой не совпадает с осью жесткости оболочки. В нагруженном сечении появляется сосредоточенный крутящий момент, равный произведению силы на ее эксцентриситет относительно центра жесткости сечения $M_{кр} = P \cdot b$ (рис. 1.8, б). И в этом случае, очевидно, нагрузку следует вначале передать на жесткий диск, который затем распределит и силу, и ее момент по элементам оболочки. Поток касательных усилий в элементах внешнего контура в этом случае будет складываться из касательных усилий от крутящего момента и касательных усилий от поперечной нагрузки. Ввиду того, что в реальных конструкциях линия действия сосредоточенной нагрузки практически никогда не совпадает с осью жесткости оболочки, следует считать обязательным при любой сосредоточенной нагрузке установку в нагруженном сечении распределяющего "жесткого диска" — силовой нервюры или силового шпангоута.

Итак, в данном разделе получен целый ряд правил, отражающих особенности силовой работы основных элементов тонкостенных конструкций. Эти правила весьма просты и достаточно очевидны, опытным конструктором они учитываются интуитивно. Для начинающего конструктора приведенный анализ и численная оценка прочностных и жесткостных характеристик указанных элементов делают полученные рекомендации достаточно строгими и обоснованными.

Приведенные правила можно считать азбукой конструктора, использование которой должно помочь начинающему конструктору избежать грубых ошибок в его работе.

2. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МЕСТНОГО УСИЛЕНИЯ КРЫЛА И ОПЕРЕНИЯ

2.1. Жесткостные особенности оболочек крыла и оперения

Сплюснутые по высоте оболочки крыла и оперения (рис. 2.1) имеют очень малую жесткость, а значит, и малую несущую способность в вертикальном направлении — вдоль оси Y . Для повышения жесткости в этом направлении в крыле и агрегатах

оперения устанавливаются по размаху дополнительные вертикальные стенки, имеющие высокую сдвиговую жесткость в этом направлении. Горизонтальная сдвиговая жесткость сплюснутых оболочек вполне обеспечивается пологими панелями верхней и нижней обшивки.

Четкое разделение жесткостных свойств сплюснутых оболочек между вертикальными и горизонтальными элементами в соответствии с правилами 2 и 3

позволяет считать, что практически любая вертикальная нагрузка в такой оболочке будет восприниматься вертикальными стенками, а горизонтальная — верхней и нижней панелями обшивки с равномерным распределением касательных усилий по сечениям этих элементов.

Передача сосредоточенных сил на стенки и обшивку должна выполняться соответствующими распределяющими элементами — правило 4.

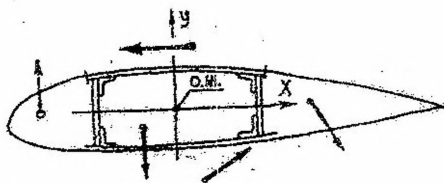


Рис. 2.1

2.2. Общая методика разработки местного усиления тонкостенных конструкций

Разработку конструкции усиления регулярных оболочек в местах приложения сосредоточенных нагрузок рекомендуется выполнять в следующей последовательности.

1) Учитывая направление внешней нагрузки и руководствуясь тремя первыми правилами предыдущего раздела, намечаются те силовые элементы оболочки, на которые должна быть передана заданная нагрузка. Очевидно, что нагрузка должна передаваться на элементы, обладающие наибольшей жесткостью в направлении действия внешних сил или их составляющих по ортогональным осям оболочки:

2) Намечаются пути передачи внешней нагрузки к воспринимающим ее элементам оболочки и выбирается силовая схема передающих нагрузку элементов. Решение этой задачи допускает использование кронштейнов различной конфигурации, балочных, ферменных конструкций. Окончательный выбор рациональной конструктивно-силовой схемы передающих элементов должен

быть обоснован сравнительной оценкой возможных вариантов по силовому весу [2], [3].

3) На воспринимающих нагрузку элементах оболочки предусматриваются места расположения и конструктивные схемы распределяющих элементов, обеспечивающих постепенную передачу сосредоточенных нагрузок на элементы оболочки.

4) Последовательно рассматривается равновесие всех передающих и распределяющих элементов, определяются действующие на них нагрузки и проводится прочностной расчет как самих элементов усиления, так и всех стыков и крепежных швов, их соединяющих.

2.3. Примеры разработки местных усилений крыла и оперения

Задача 1. Разработать конструкцию усиления регулярного двухлонжеронного кессона в месте приложения вертикальной сосредоточенной силы P (рис. 2.2). Рядовая нервюра в загруженном сечении отсутствует.

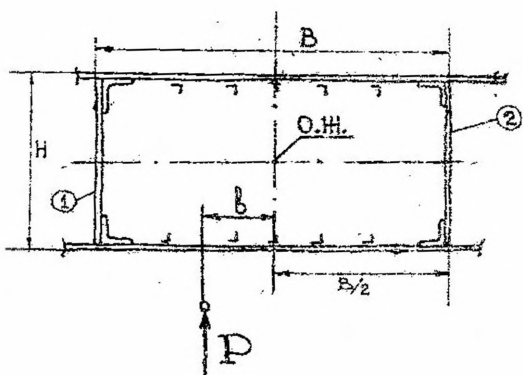


Рис. 2.2

Проектирование усиления ведем в предложенной выше последовательности.

1) Заданная сила P вертикальна и, следовательно, должна быть передана на вертикальные стенки лонжеронов. Эксцен-

триситет " b " внешней нагрузки относительно оси жесткости создает в загруженном сечении сосредоточенный крутящий момент $M_{кр} = P \cdot b$, который необходимо передать на замкнутый контур кессона.

2) В соответствии с правилом 6 в загруженном сечении необходима установка "жесткого диска" для распределения крутящего момента по контуру кессона. С этой целью в плоскости действия силы P устанавливаем сплошную стенку нервюры "С" (рис. 2.3). Передача самой силы P на стенки лонжеронов возможна либо балкой, либо фермой, установленной в плоскости загруженного сечения. Однако объединение в одной плоскости стенки-диска, необходимой для

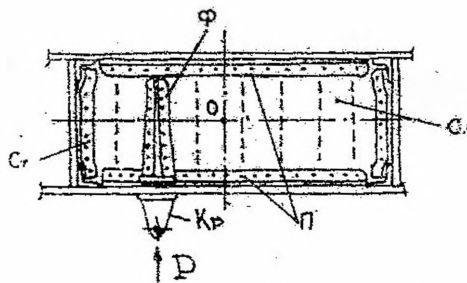


Рис. 2.3

передачи $M_{кр}$, и фермы конструктивно невыполнимо. Проще стенку нервюры превратить в балку, установив на ней сверху и снизу пояса "П". Такой комбинированный силовой элемент (балка-диск) обеспечит передачу как самой силы P на лонжероны; так и крутящего момента $M_{кр}$ на контур кессона. К балке нагрузка может быть передана внешним кронштейном "Кр".

3) Распределение сосредоточенной нагрузки по стенке нервюры осуществляется фитингом "Ф". Передача распределенной нагрузки с нервюры на стенки лонжеронов обеспечивается стойками "Ст".

Таким образом, получаем конструкцию местного усиления кессона для передачи сосредоточенной нагрузки в виде силовой балочной нервюры, показанной на рис. 2.3.

4) Определим внутренние усилия в элементах полученной балочной нервюры. Для этого вырезаем нервюру из кессона и прикладываем по ее контуру касательные усилия со стороны

стенок лонжеронов q_1 , q_2 и обшивки $q_{\text{обш}}$, которые должны уравновесить внешнюю нагрузку (рис. 2.4).

Силу P переносим на ось жесткости и добавляем крутящий момент $M_{\text{кр}}$. Определяем реакции стенок лонжеронов от попереч-

ной силы $q_c = \frac{P}{2H}$ и реакции элементов контура кессона от

крутящего момента $q_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{2BH} = \frac{b}{B} \cdot \frac{P}{2H}$. Суммарный поток погонных касательных усилий в стенке первого лонжерона

$$q_1 = q_c + q_{\text{кр}} = \left(1 + \frac{b}{B}\right) \frac{P}{2H};$$

в стенке второго лонжерона

$$q_2 = q_c - q_{\text{кр}} = \left(1 - \frac{b}{B}\right) \frac{P}{2H};$$

в панелях обшивки

$$q_{\text{обш}} = q_{\text{кр}} = \frac{b}{B} \cdot \frac{P}{2H}.$$

На рис. 2.5 показаны внутренние усилия в элементах силовой нервюры. Стенка нервюры работает в условиях чистого сдвига потоком q_1 слева от фитинга и q_2 — справа от него. Сам фитинг, воспринимающий силу P , уравновешен суммарными потоками касательных усилий по крепежу $(q_1 + q_2)H = P$.

Пояса нервюры воспринимают осевые нагрузки от суммарных потоков касательных усилий стенки нервюры и обшивки:

$$N_x = \pm q_{\Sigma} \cdot x.$$

При этом верхний пояс работает на растяжение, а нижний — на сжатие.

Левые части поясов $q_{\Sigma}^{\text{л}} = q_1 + q_{\text{обш}}$ и $N_x^{\text{л}} = \pm \left(1 + 2\frac{b}{B}\right) \frac{P}{2H} \cdot x^{\text{л}};$

правые части $q_{\Sigma}^{\text{п}} = q_2 - q_{\text{обш}}$ и $N_x^{\text{п}} = \pm \left(1 - 2\frac{b}{B}\right) \frac{P}{2H} \cdot x^{\text{п}}$

Эпюра осевых усилий в поясах показана на рис. 2.5. Максимальная

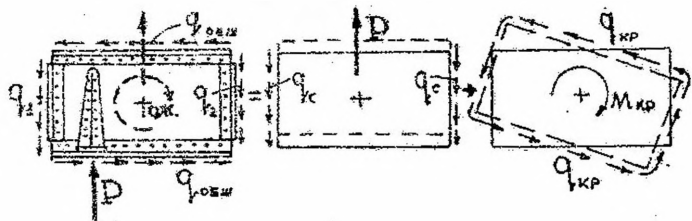


Рис. 2.4

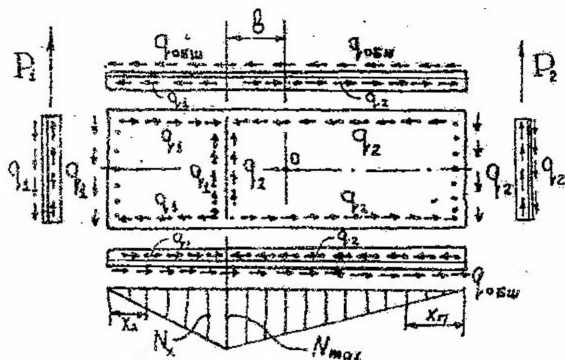


Рис. 2.5

величина усилий в поясах при $x^I = \frac{B}{2} - b$, $x^{II} = \frac{B}{2} + b$

$$N_{\max}^I = N_{\max}^{II} = \pm \frac{B^2 - 4b^2}{4BH} P.$$

Левая стойка передает на стенку первого лонжерона усилие

$$P_1 = q_1 H = \left(1 + \frac{b}{B}\right) \frac{P}{2};$$

правая стойка — на стенку второго лонжерона усилие

$$P_2 = q_2 H = \left(1 - \frac{b}{B}\right) \frac{P}{2}.$$

Для силовой нервюры эти усилия с обратным знаком являются реакциями, уравнивающими внешнюю силу $P_1 + P_2 = P$. Легко показать, что если бы нервюра опиралась на изолированные, не связанные между собой лонжероны, то реакции лонжеронов были бы равны реакциям двухпор-

ной балки:

$$P_1^0 = \left(1 + 2 \frac{b}{B}\right) \frac{P}{2};$$

$$P_2^0 = \left(1 - 2 \frac{b}{B}\right) \frac{P}{2}.$$

Включение силовой нервюры в замкнутый контур кессона и совместная работа лонжеронов с этим контуром перераспределяют усилия, передаваемые на лонжероны. Из полученных выше результатов видно, что усилие P_1 , передаваемое на первый лонжерон, уменьшается, а усилие P_2 , идущее на второй лонжерон, — возрастает.

Вполне понятно, что подключение к изолированным лонжеронам работающего на кручение контура повышает общую жесткость конструкции, а значит, уменьшает ее деформации.

Теперь рассмотрим несколько частных случаев нагружения кессона вертикальной сосредоточенной силой, которые характеризуются различным расположением точки приложения нагрузки относительно оси жесткости кессона.

Задача 1.1. Полагаем эксцентриситет внешней силы относительно оси жесткости кессона равным $b = \frac{B}{4}$.

Нагрузки на элементы силовой нервюры в этом случае равны

$$M_{кр} = \frac{PB}{4}; \quad q_{кр} = \frac{1}{8} \frac{P}{H} = q_{общ};$$

$$q_1 = \frac{5}{8} \frac{P}{H}; \quad q_2 = \frac{3}{8} \frac{P}{H}; \quad N_{max} = \frac{3}{16} \frac{B}{H} P;$$

$$P_1 = \frac{5}{8} P; \quad P_2 = \frac{3}{8} P;$$

$$P_1^0 = \frac{6}{8} P; \quad P_2^0 = \frac{2}{8} P.$$

За счет включения лонжеронов в работающий на кручение контур кессона $\frac{1}{8}P$ передается с первого лонжерона на второй.

Полученные усилия позволяют провести полный прочностной расчет всех элементов силовой нервюры, включая стыки и крепежные швы.

Задача 1.2. Точка приложения нагрузки совпадает с осью жесткости: $b=0$.

$$\text{В этом случае } M_{\text{кр}} = 0; q_{\text{кр}} = q_{\text{общ}} = 0; q_1 = q_2 = q_0 = \frac{P}{2H};$$

$$P_1 = P_2 = \frac{P}{2}; N_{\text{max}} = \frac{PB}{4H}.$$

Нагрузка передается на лонжероны работающей на изгиб силовой нервюрой. Обшивка кессона в общей силовой работе не участвует. Уравновешивание элементов нервюры показано на рис. 2.6.

В данном частном случае в связи с отсутствием крутящего момента установка распределяющего диска-стенки в загруженном сечении не обязательна. Установка стенки может быть оправдана лишь тогда, когда точка приложения сосредоточенной силы лежит в плоскости рядовой нервюры стеночной конструкции, служащей для восприятия местной воздушной нагрузки. В этом случае целесообразно установкой поясов по верху и низу нервюры превратить рядовую нервюру в усиленную балочную, которая обеспечит передачу сосредоточенной нагрузки на лонжероны. Если же точка приложения сосредоточенной нагрузки лежит между рядовыми нервюрами кессона, то для передачи этой нагрузки на лонжероны можно вместо силовой балки использовать ферму той или иной конфигурации. Выгодность такого решения должна обосновываться сравнением силового веса фермы и балки.

Задача 1.3. Нагрузка приложена по оси первого лонжерона $b = B/2$ (рис. 2.7).

$$\text{В этом случае } M_{\text{кр}} = PB/2; q_{\text{кр}} = q_{\text{общ}} = \frac{1}{4} \frac{P}{H};$$

$$q_1 = \frac{3}{4} \frac{P}{H_m}; q_2 = \frac{1}{4} \frac{P}{H} = q_{\text{общ}};$$

$$P_1 = \frac{3}{4} P; P_2 = \frac{1}{4} P.$$

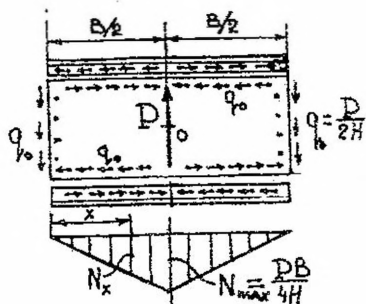


Рис. 2.6

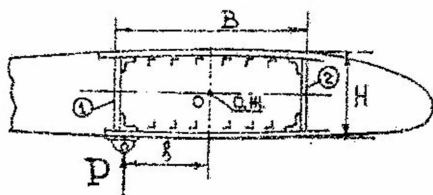


Рис. 2.7

Передача и распределение нагрузки на стенку нервюры осуществляется фитингом "Ф" (рис. 2.8), который одновременно обеспечивает и распределение нагрузки по стенке первого лонжерона. Усилия в элементах силовой нервюры и их уравнивание показаны на рис. 2.9. Интересно отметить, что в данном случае силовая балочная нервюра вырождается в силовую стенку, работающую в условиях чистого сдвига при полном отсутствии поясов. Эта стенка, включенная в работающий на кручение контур кессона, обеспечивает передачу одной четверти внешнего усилия на второй лонжерон $P_2 = \frac{1}{4} P$ (рис. 2.10). Такое деление нагрузки между лонжеронами связано с заданным положением оси жесткости кессона. При ином ее расположении соотношение между усилиями P_1 и P_2 изменится.

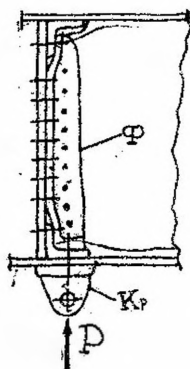


Рис. 2.8

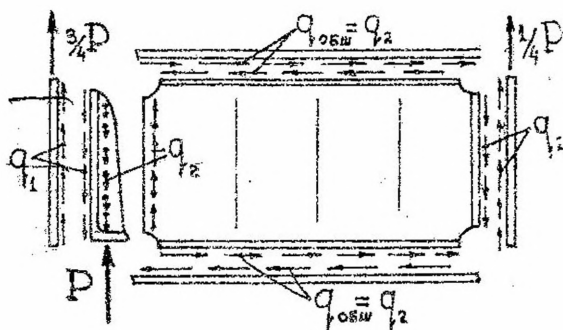


Рис. 2.9

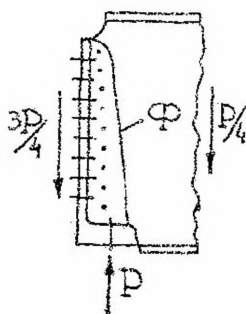


Рис. 2.10

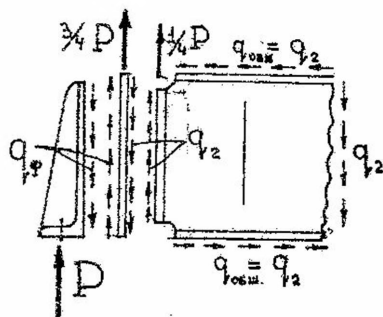


Рис. 2.11

В рассмотренном примере распределяющий фитинг расположен на внутренней стороне стенки лонжерона. На рис. 2.11 показано уравновешивание фитинга, расположенного на внешней стороне этой стенки. Вполне очевидно, что здесь $q_{\Phi} = P/H$. При большой нагрузке возможно использование двух фитингов, расположенных как на внутренней, так и на внешней сторонах стенки лонжерона. Уравновешивающие их потоки касательных усилий легко могут быть найдены, если положить, что внешняя нагрузка делится между фитингами поровну и одна четверть полной нагрузки передается на второй лонжерон (рис. 2.12).

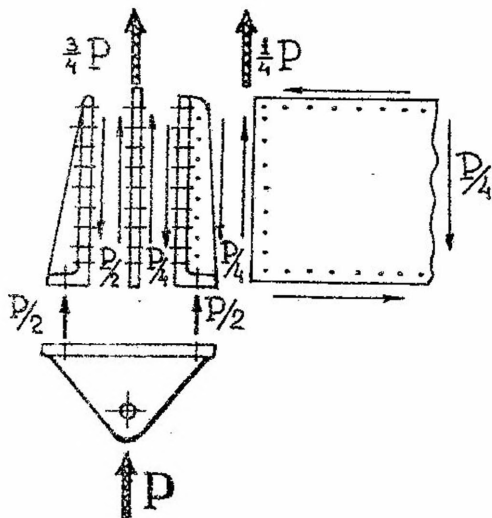


Рис. 2.12

Задача 1.4. Линия действия поперечной силы проходит вне контура кессона: $b > B/2$ (рис.2.13).

В этом случае обычно нагрузка на кессон передается кронштейном балочной или ферменной схемы (рис. 2.14).

помощью такого кронштейна в стенку ближнего лонжерона приходит сама вертикальная сила P , а также моменты

$$M = P \cdot \left(b - \frac{B}{2} \right) = 2Nh$$

пар сил, действующих по осям стыковых болтов (рис. 2.15). Для кессона этот момент является

крутящим. Таким образом, предыдущая задача в данном случае усложняется передачей на кессон дополнительного крутящего момента.

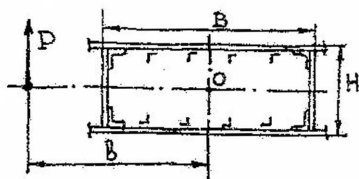


Рис. 2.13

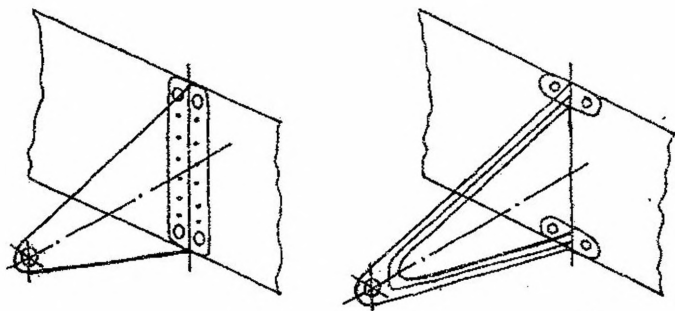


Рис. 2.14

Вполне логично силовую стенку нервюры, которая требуется, как показано в предыдущей задаче, для передачи силы P_2 на второй лонжерон, использовать в качестве жесткого диска и для распределения по контуру кессона крутящего момента $M_{кр} = P \cdot b$. С этой целью усилия N должны быть переданы на стенку силовой нервюры. В качестве передающих

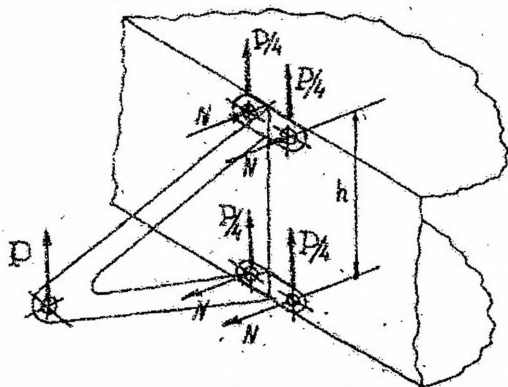


Рис. 2.15

и распределяющих элементов можно использовать пояса нервюры, которые стыковыми фитингами связываются с крепежными болтами кронштейна (рис. 2.16).

Возможны два варианта размещения поясов нервюры на ее стенке.

Вариант 1. Пояса нервюры не связаны непосредственно с обшивкой кессона. Между обшивкой и поясом образуется зазор, который обычно используется для пропуска стрингерного набора кессона через силовую нервюру без нарушения целостности стрингеров (рис. 2.17).

Усилия N последовательно передаются с кронштейна на фитинги, с фитингов на пояса и с поясов на стенку нервюры. Зная величину N и количество крепежных элементов в каждом шве, легко определить параметры стыков в указанной цепочке передачи сил N на нервюру.

Уравновешивание стенки нервюры при действии силы P показано на рис. 2.18, а. Значения погонных касательных усилий для такой нагрузки получены в предыдущей задаче

$$q_{\text{общ}} = q_{2P} = \frac{1}{4} \frac{P}{H}; \quad q_{1P} = \frac{3}{4} \frac{P}{H};$$

силы по лонжеронам:

$$P_{1P} = \frac{3}{4} P; \quad P_{2P} = \frac{1}{4} P.$$

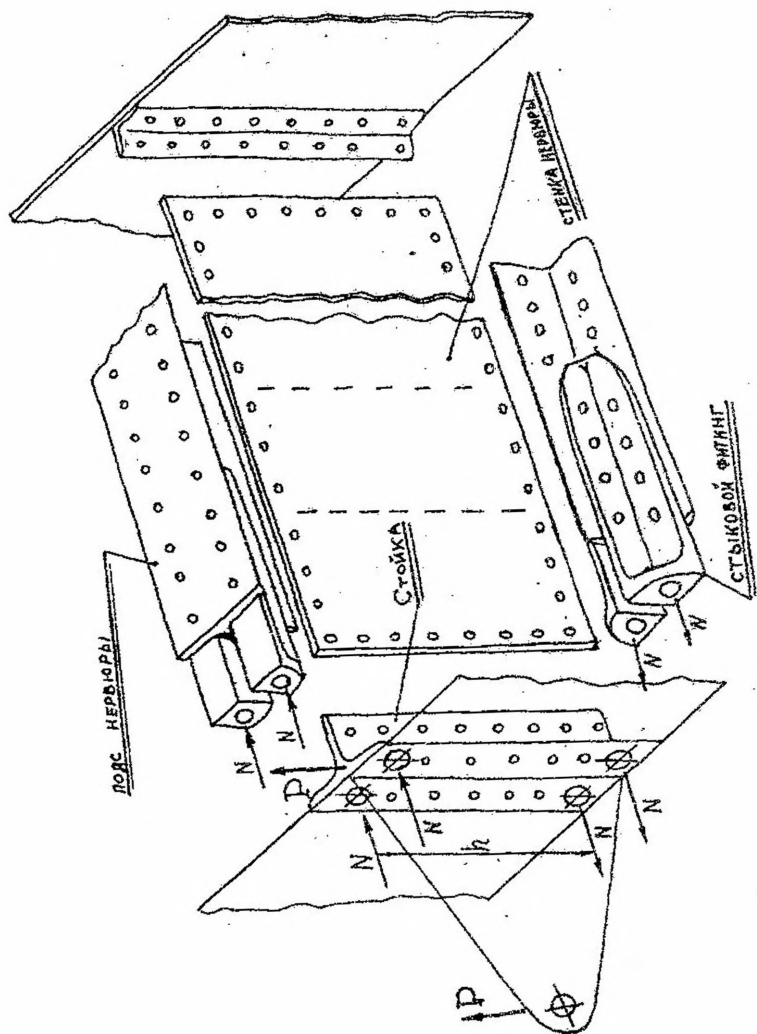


Рис 2.16

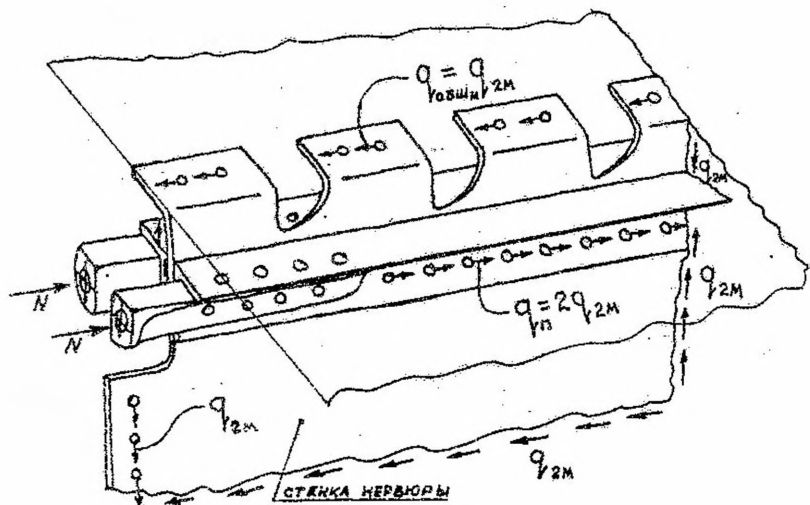


Рис. 2.17

Равновесие той же стенки при передаче момента $2N \cdot h$ видно на рис. 2.18, б. Учитывая, что $N = \frac{M}{2h} = \frac{2b - B}{4h} P$, имеем

$$q_{\text{обш}M} = q_{1M} = q_{2M} = \frac{M}{2BH} = \frac{2b - B}{4B} \cdot \frac{P}{H}$$

Силы, передаваемые на стенки лонжеронов, $P_{1M} = -P_{2M} = \frac{2b - B}{4B} P$.

Суммируя потоки касательных усилий обеих нагрузок, получим

$$q_{\text{обш}} = q_{\text{обш}P} + q_{\text{обш}M} = \frac{b \cdot P}{2B H};$$

$$q_1 = q_{1P} + q_{1M} = \frac{B + b \cdot P}{2B H};$$

$$q_2 = q_{2P} - q_{2M} = \frac{B - b \cdot P}{2B H}.$$

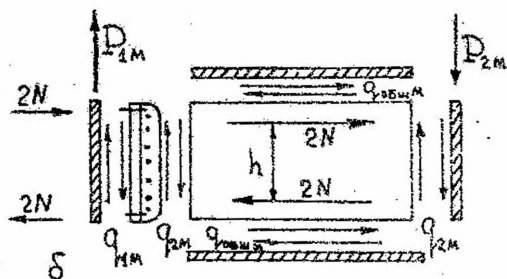
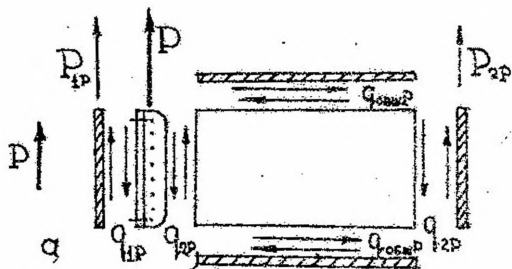


Рис. 2.18

Силы, передаваемые на лонжероны:

$$P_1 = \frac{B+b}{2B} P;$$

$$P_2 = \frac{B-b}{2B} P.$$

В частном случае при

$$b = \frac{3}{4} B \text{ получаем}$$

$$q_{\text{общ}} = \frac{3}{8} \frac{P}{H}; \quad q_1 = \frac{7}{8} \frac{P}{H};$$

$$q_2 = \frac{1}{8} \frac{P}{H};$$

$$P_1 = \frac{7}{8} P; \quad P_2 = \frac{1}{8} P.$$

Вариант 2. Стремление максимально использовать строительную высоту силовой нервюры заставляет увеличивать плечо h до предела, в результате чего пояса нервюры разносятся на полную высоту и присоединяются непосредственно к обшивке (рис. 2.19). Стрингеры при этом разрезаются, а передача стрингерных усилий через пояс нервюры обеспечивается специальной силовой накладкой, располагаемой между обшивкой и поясом нервюры, или через утолщенную над поясом обшивку.

Усилия N в данном случае уравниваются потоками касательных усилий $q_{\text{общ}M}$ и q_{2M} , передаваемыми крепежом с обшивки и стенки нервюры непосредственно на пояса.

Все формулы для усилий в элементах силовой нервюры, полученные для первого варианта, будут справедливы и в данном случае.

Решения рассмотренных выше задач показывают, что по мере увеличения эксцентриситета вертикальной силы относительно центра жесткости кессона уменьшается величина нагрузки, передаваемой на второй лонжерон. Из общего выражения для P_2 видно, что при $b = B$ эта сила обращается в нуль, а $P_1 = P$, т.е. внешняя нагрузка

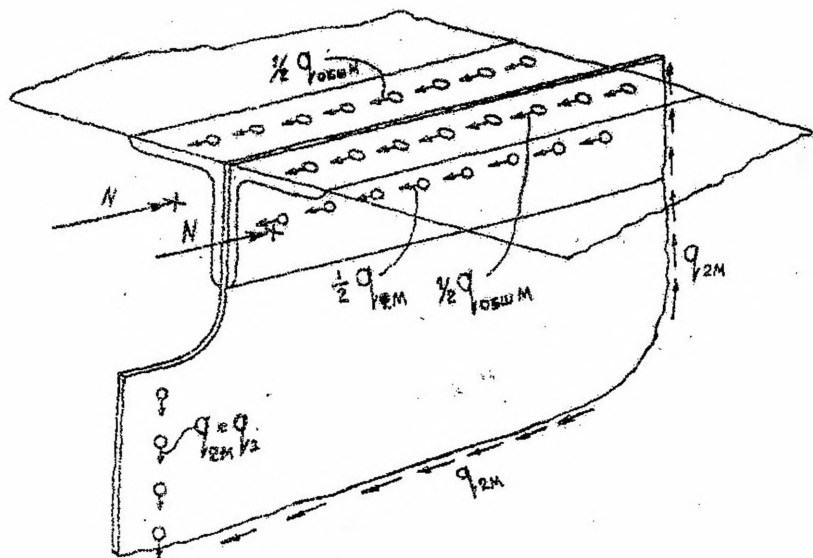


Рис. 2.19

полностью передается на первый лонжерон. В этом случае обращаются в нуль и касательные усилия в стенке нервюры $q_2 = 0$. Таким образом, силовая нервюра вырождается в один пояс, передающие все усилия N на

обшивку $q_{общ} = \frac{P}{2H}$. Стенка нервюры может использоваться в этом случае лишь для выполнения функций рядовой нервюры.

В табл. 2.1 показано изменение потоков погонных касательных усилий в обшивке кессона, максимальных усилий в поясах и касательных усилий в стенке силовой нервюры, а также величины сил, передаваемых на стенки лонжеронов, для некоторых характерных значений b — эксцентриситета внешней нагрузки относительно центра жесткости кессона.

Дальнейшее увеличение плеча b приводит к тому, что усилие P_1 на первом лонжероне становится больше внешней силы P , а усилие P_2 на втором лонжероне меняет знак.

Задача 2. Разработать конструкцию усиления двухлонжеронного кессона в месте приложения горизонтальной сосредоточенной силы P (рис. 2.20).

| b | $q_{\text{общ}}$ | q_1 | q_2 | $N_{\text{п макс}}$ | P_1 | P_2 | Примечания |
|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|----------------------|-----------------|-----------------|-------------------------|
| 0 | 0 | $\frac{1 P}{2 H}$ | $\frac{1 P}{2 H}$ | $\frac{1 P B}{4 H}$ | $\frac{P}{2}$ | $\frac{P}{2}$ | |
| $\frac{B}{4}$ | $\frac{1 P}{8 H}$ | $\frac{5 P}{8 H}$ | $\frac{3 P}{8 H}$ | $\frac{3 P B}{16 H}$ | $\frac{5 P}{8}$ | $\frac{3 P}{8}$ | |
| $\frac{B}{2}$ | $\frac{1 P}{4 H}$ | $\frac{3 P}{4 H}$ | $\frac{1 P}{4 H}$ | 0 | $\frac{3 P}{4}$ | $\frac{1 P}{4}$ | Вырождение поясов нерв. |
| $\frac{3 B}{4}$ | $\frac{3 P}{8 H}$ | $\frac{7 P}{8 H}$ | $\frac{1 P}{8 H}$ | $\frac{1 P B}{4 H}$ | $\frac{7 P}{8}$ | $\frac{1 P}{8}$ | |
| B | $\frac{1 P}{2 H}$ | $\frac{P}{H}$ | 0 | $\frac{1 P B}{2 H}$ | P | 0 | Вырождение стенки нерв. |

1) Сила P должна быть передана на горизонтальные панели обшивки. Момент кручения $M_{\text{кр}} = P \cdot c$ будет восприниматься замкнутым контуром кессона.

2) Передача нагрузки к кессону может осуществляться внешним кронштейном "Кр" (рис. 2.21), Передачу усилий внутри кессона и распределение нагрузки по его элементам по аналогии с задачей 1 проще всего можно обеспечить с помощью работающей на изгиб силовой нервюры.

3) На стенку силовой нервюры с кронштейна передается сила P и момент $M = P \left(c - \frac{H}{2} \right)$. Распределение P по стенке обеспечивается

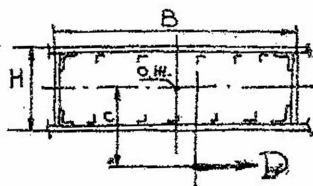


Рис. 2.20

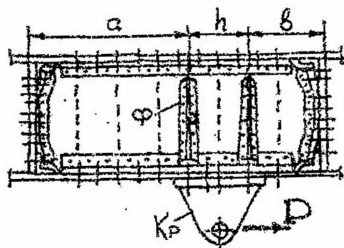


Рис. 2.21

нижним поясом нервюры, а момент по стенке распределяется двумя фитингами (рис. 2.22). Каждый фитинг передает усилие $N = M/h$

$$N = \frac{2c - H}{2h} P.$$

4) Уравновешивание силовой нервюры обеспечивается погонными касательными усилиями в панелях обшивки от силы P

$$q_P = \frac{P}{2B}$$

и потоком касательных усилий в элементах замкнутого контура кессона от крутящего момента $M_{кр} = P \cdot c$

$$q_{кр} = \frac{Pc}{2BH}.$$

Суммирование этих усилий дает поток касательных сил по стенкам лонжеронов

$$q_1 = q_2 = q_{кр} = \frac{c}{2H} \frac{P}{B};$$

по верхней панели обшивки

$$q_{обш}^B = q_P - q_{кр} = \frac{H - c}{2H} \frac{P}{B};$$

по нижней панели обшивки

$$q_{обш}^H = q_P + q_{кр} = \frac{H + c}{2H} \frac{P}{B}.$$

Верхняя панель обшивки воспринимает усилие

$$P_{обш}^B = \frac{H - c}{2H} P;$$

нижняя панель

$$P_{обш}^H = \frac{H + c}{2H} P;$$

на стенки лонжеронов передается пара сил

$$P_1 = P_2 = \frac{c}{2B} P.$$

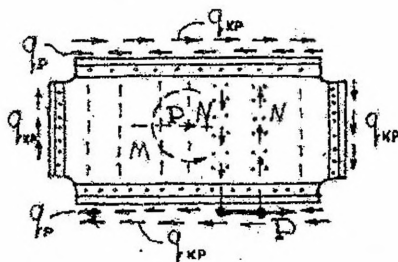


Рис 2.22

Уравновешивание всех элементов силовой нервюры показано на рис. 2.23. Стенка нервюры работает на сдвиг. В ее крайних панелях потоки касательных усилий равны между собой $q_1 = q_2$ (рис. 2.24). Средняя панель загружена усилиями q_3 , величина которых находится из условия равновесия фитинга:

$$N = (q_1 + q_3)H,$$

откуда

$$q_3 = \frac{2cB - ch - HB}{2hH} \cdot \frac{P}{B}$$

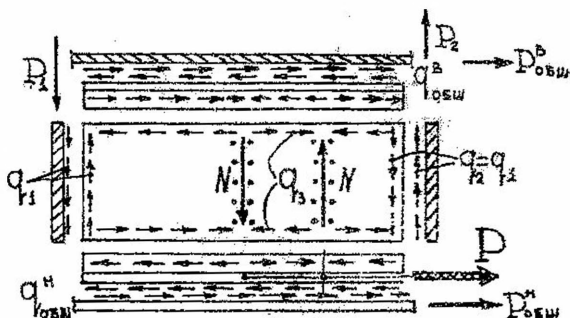


Рис. 2.23

Осевые усилия в поясах нервюры (рис. 2.25) определяются суммированием потоков касательных сил с обшивки и со стенки нервюры:

левый участок верхнего пояса сжат силой

$$P_{пл}^в = (q_1 - q_{обш}^в) x_{л} = \frac{2c - H}{2H} \frac{P}{B} x_{л};$$

максимальная сила сжатия

$$P_{пл\max}^в = \frac{2c - H}{2H} \frac{P}{B} a;$$

левый участок нижнего пояса — растянут

$$P_{пл}^н = \frac{2c + H}{2H} \frac{P}{B} x_{л} = (q_1 + q_{обш}^н) x_{л};$$

максимальная сила растяжения

$$P_{пл\max}^н = \frac{2c + H}{2H} \frac{P}{B} a.$$

Правые участки поясов имеют
усилия обратного знака:

верхний пояс растянут

$$P_{\text{шт}}^{\text{в}} = \frac{2c - H P}{2H} \frac{P}{B} x_{\text{п}};$$

$$P_{\text{шт макс}}^{\text{в}} = \frac{2c - H P}{2H} \frac{P}{B} b;$$

нижний пояс сжат

$$P_{\text{шт}}^{\text{н}} = \frac{2c + H P}{2H} \frac{P}{B} x_{\text{п}};$$

$$P_{\text{шт макс}}^{\text{н}} = \frac{2c + H P}{2H} \frac{P}{B} b.$$

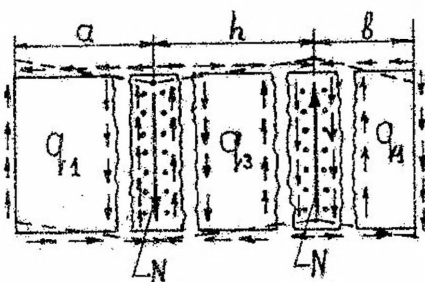


Рис. 2.24

Полные эпюры осевых усилий в поясах нервюры показаны на рис. 2.25.

Частный случай 1. $a = B/2$; $b = B/4$; $h = B/4$; $c = \frac{3}{4} H$.

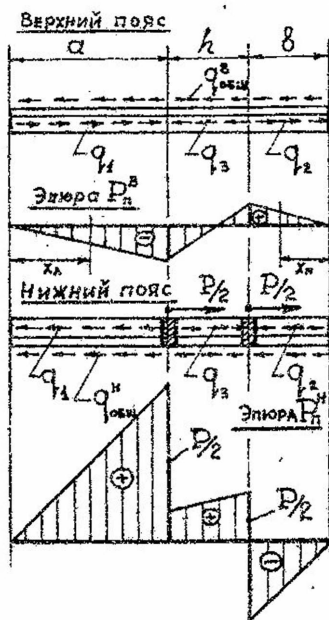


Рис. 2.25

После подстановки получаем

$$q_1 = \frac{3P}{8B}; \quad P_{\text{шт макс}}^{\text{в}} = \frac{1}{8} P;$$

$$q_{\text{общ}}^{\text{в}} = \frac{1}{8} \frac{P}{B}; \quad P_{\text{шт макс}}^{\text{н}} = \frac{5}{8} P;$$

$$q_{\text{общ}}^{\text{н}} = \frac{7}{8} \frac{P}{B}; \quad P_{\text{шт макс}}^{\text{в}} = \frac{1}{16} P;$$

$$q_3 = \frac{5}{8} \frac{P}{B}; \quad P_{\text{шт макс}}^{\text{н}} = \frac{5}{16} P;$$

$$P_{\text{общ}}^{\text{в}} = \frac{1}{8} P; \quad P_{\text{общ}}^{\text{н}} = \frac{7}{8} P;$$

$$P_1 = -P_2 = \frac{3H}{8B} P; \quad N = \frac{H}{B} P.$$

Частный случай 2. $a = B/2$;
 $b = B/4$; $h = B/4$; $c = H$.

После подстановки

$$q_1 = \frac{1}{2} \frac{P}{B}; \quad P_{\text{пл макс}}^{\text{в}} = \frac{1}{4} P; \quad P_{\text{общ}}^{\text{в}} = 0;$$

$$q_{\text{общ}}^{\text{в}} = 0; \quad P_{\text{пл макс}}^{\text{н}} = \frac{3}{4} P; \quad P_{\text{общ}}^{\text{н}} = P;$$

$$q_{\text{общ}}^{\text{н}} = \frac{P}{B}; \quad P_{\text{пл макс}}^{\text{в}} = \frac{1}{8} P; \quad P_1 = -P_2 = \frac{H}{2B} P;$$

$$q_3 = \frac{3}{2} \frac{P}{B}; \quad P_{\text{пл макс}}^{\text{н}} = \frac{3}{8} P; \quad N = \frac{2H}{B} P$$

Подводя итог рассмотренным выше задачам, следует сделать следующие выводы.

Для кессонов крыла и оперения, имеющих в сечении форму близкую к прямоугольнику, можно выделить три основных (типовых) вида сосредоточенных нагрузок.

1) Вертикальная сила $P^{\text{в}}$, линия действия которой проходит через ось жесткости кессона. Нагрузка уравнивается равномерно распределенным по высоте потоком касательных усилий в вертикальных стенках:

$$q_P^{\text{в}} = \frac{P^{\text{в}}}{H}.$$

2) Горизонтальная сила $P^{\text{г}}$, линия действия которой проходит через ось жесткости кессона. Эта сила уравнивается равномерно распределенным по хорде потоком касательных усилий в горизонтальных панелях обшивки:

$$q_P^{\text{г}} = \frac{P^{\text{г}}}{B}.$$

3) Сосредоточенный крутящий момент $M_{\text{кр}}$, приложенный в любой точке сечения кессона. Уравнивается равномерно распределенным по периметру потоком касательных усилий в элементах замкнутого контура кессона:

$$q_M = \frac{M_{\text{кр}}}{2BH}.$$

Любая другая сосредоточенная нагрузка произвольного вида всегда может быть представлена в виде комбинации типовых нагрузок, а потоки касательных усилий в элементах кессона могут быть получены суммированием этих потоков для типовых нагружений:

$$q = q_P^{\text{в}} + q_P^{\text{г}} + q_M$$

3. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МЕСТНОГО УСИЛЕНИЯ ФЮЗЕЛЯЖА

3.1. Жесткостные особенности оболочек фюзеляжа

В отличие от крыла и оперения, фюзеляж в поперечном сечении обычно имеет достаточно большую строительную высоту как в вертикальном, так и в горизонтальном направлении. Поэтому установка каких-либо дополнительных стенок вдоль фюзеляжа для повышения его жесткости не требуется. Тонкая несущая обшивка наружного контура балочного фюзеляжа, подкрепленная соответствующим каркасом, вполне обеспечивает его прочность и жесткость при передаче поперечных нагрузок любого направления. Она же воспринимает и всю нагрузку от крутящего момента.

Регулярная каркасированная оболочка фюзеляжа, полученная в результате расчета его общей прочности, аналогично крылу и оперению требует специальной доработки с целью усиления конструкции в местах приложения сосредоточенных нагрузок.

При разработке такого усиления следует учитывать особенности силовой работы фюзеляжной оболочки, которые определяются характером распределения касательных усилий по ее периметру при действии поперечной нагрузки того или иного вида.

Рассмотрим эти особенности на примере работы кругового цилиндрического фюзеляжа. Для такого фюзеляжа любую поперечную нагрузку можно свести всего к двум основным (типовым) видам нагружения.

1) Фюзеляж нагружен поперечной сосредоточенной силой P , линия действия которой проходит через ось жесткости оболочки (рис. 3.1, а). Эта сила уравнивается двумя симметричными потоками касательных усилий в обшивке:

$$q_p = \frac{P}{\pi R} \sin \varphi,$$

где R — радиус фюзеляжа,

φ — текущая координата по контуру оболочки.

Такой закон для q_p вытекает из предположения неизменяемости формы поперечного сечения фюзеляжа при деформациях [4].

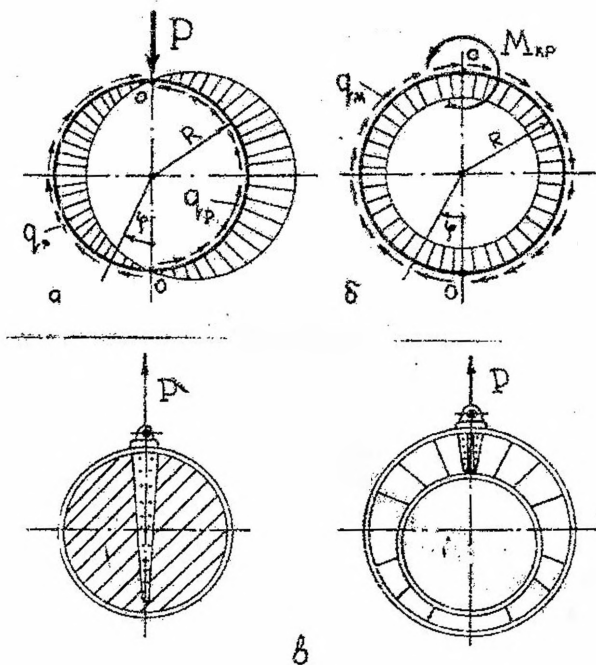


Рис. 3.1

Характер распределения касательных усилий показывает, что внешняя сила в данном случае воспринимается в основном боковыми участками обшивки, которые и создают основную жесткость фюзеляжа в направлении действия нагрузки. Боковины фюзеляжа здесь как бы играют роль стенок, аналогичных вертикальным стенкам в кессонах крыла и оперения.

2) В поперечном сечении фюзеляжа применен сосредоточенный крутящий момент $M_{кр}$ (рис. 3.1, б). Уравновешивающий поток касательных усилий в обшивке равномерно распределен по контуру:

$$q_M = \frac{M_{кр}}{2\pi R^2}.$$

Зная характер распределения касательных усилий в обшивке для этих двух типовых нагрузок, можно легко определить закон изменения касательных сил для поперечной нагрузки произвольного вида. Любая другая нагрузка может быть представлена в виде комбинации указанных типовых нагружений, а поток касательных усилий в обшивке — в виде суммы:

$$q = q_P + q_M.$$

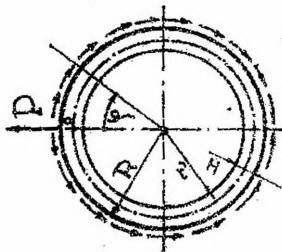
Приведенные закономерности для потоков q_P и q_M получены в предположении бесконечной жесткости шпангоутов, передающих сосредоточенную нагрузку на оболочку. Реальные жесткости силовых шпангоутов меняют законы распределения касательных реакций в обшивке, но тем не менее вполне очевидно, что для распределения любой сосредоточенной нагрузки по контуру оболочки обязательно в загруженном сечении должен устанавливаться достаточно жесткий в своей плоскости "диск" — силовой шпангоут.

Роль такого распределяющего диска может выполнять сплошная стенка, занимающая все сечение фюзеляжа, или кольцевая рама обычно двугаврового сечения, опирающаяся на обшивку по всему контуру фюзеляжа. Вполне очевидно, что и в том, и в другом случае передача сосредоточенной нагрузки на стенку силового шпангоута должна осуществляться с помощью дополнительных распределяющих элементов — фитингов, поясов и т. п. (рис. 3.1, в).

Силовой шпангоут в виде сплошной стенки по всему сечению фюзеляжа при передаче сосредоточенных нагрузок на оболочку работает на сдвиг. Чтобы избежать потери устойчивости, стенка такого шпангоута подкрепляется ребрами.

Силовой шпангоут в виде кольцевой рамы при передаче нагрузки испытывает более сложные деформации. В каждом сечении кольцевой рамы действуют изгибающий момент, осевая и перерезывающая силы, которые меняются по определенному закону вдоль периметра шпангоута.

На рис. 3.2 и 3.3 приводятся графики изменения изгибающих моментов M , нормальных N и перерезывающих сил в круговых шпангоутах постоянного сечения для типовых случаев нагружения. Сплошные кривые на этих графиках получены в предположении бесконечной жесткости силового шпангоута. Пунктирные кривые построены для шпангоутов конечной жесткости, что позволяет судить о влиянии упругости шпангоутов на характер их силовой работы.



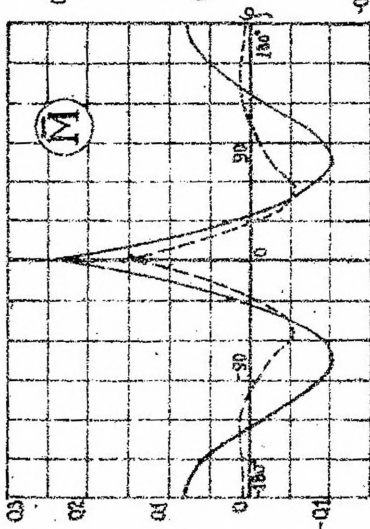
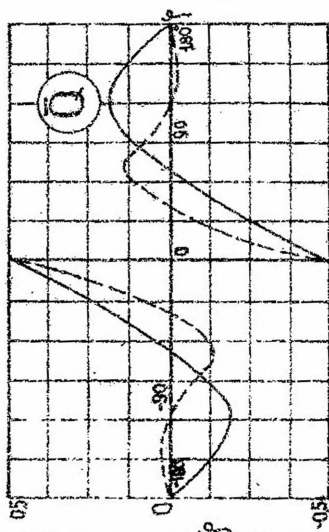
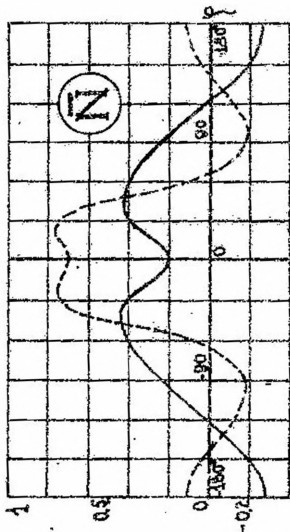
$$M = \bar{M}PR$$

$$N = \bar{N} \cdot P$$

$$Q = \bar{Q}P$$

$$\frac{\tau}{R} = 0.9$$

$$H = 2(R - \tau)$$



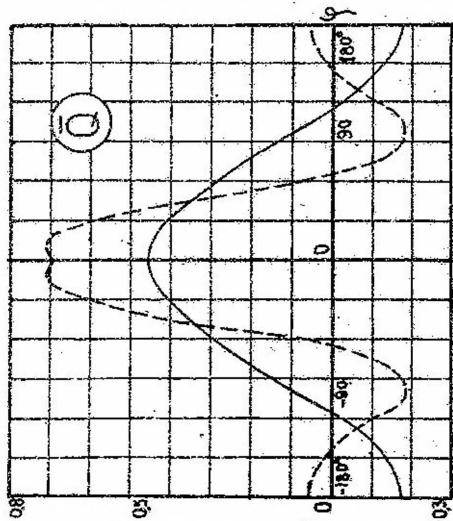
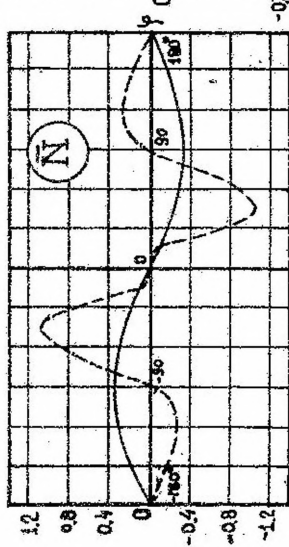
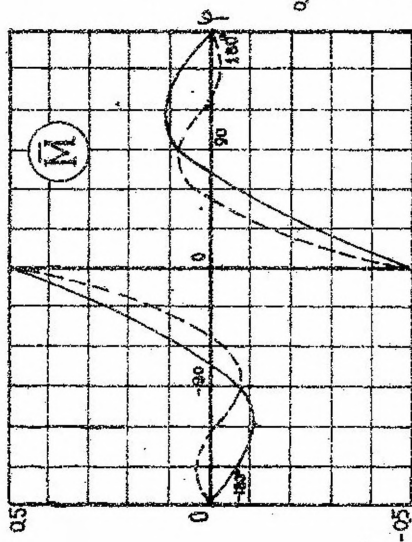
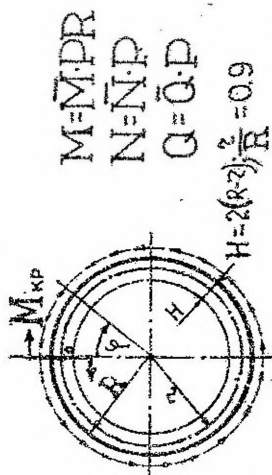


Fig. 3.3

Основные сведения о расчете кольцевых рамных шпангоутов и графики M , N и Q для некоторых видов внешней нагрузки можно найти в [4], с. 386, а также в [5].

Для фюзеляжей некруглого сечения указанные сведения можно использовать как ориентировочные для выбора принципиальной схемы силового шпангоута и грубой оценки его прочности. Если фюзеляж имеет прямоугольное или близкое к нему сечение, то для проработки конструкции силового шпангоута и оценки его прочности вполне можно воспользоваться материалами предыдущего раздела, поскольку имеется полная аналогия в силовой работе прямоугольного фюзеляжа и прямоугольного кессона. Боковые стенки такого фюзеляжа полностью идентичны вертикальным стенкам кессона, а верхние и нижние панели фюзеляжа — верхней и нижней панелям кессона.

Точный расчет прочности некруговых силовых шпангоутов может быть выполнен традиционными методами строительной механики, используемыми для расчета рамных конструкций, или методами САПР с привлечением конечно-элементных моделей [6].

3.2. Примеры разработки местных усилений фюзеляжа

Задача 1. Разработать конструкцию силового шпангоута для передачи на фюзеляж круглого сечения касательной сосредоточенной нагрузки (рис. 3.4).

Для передачи силы T на фюзеляж в соответствии с изложенными выше рекомендациями предусматриваем в плоскости действия внешней нагрузки установку силового шпангоута в виде кольцевой рамы двутаврового сечения (рис. 3.5). Сила T передается на раму шпангоута кронштейном, связанным на достаточно большой длине с его наружным поясом. Силовой шпангоут уравнивается потоком касательных усилий со стороны обшивки, который может быть представлен в виде суммы касательных усилий типовых нагружений — силой T и моментом $M_{кр} = T \cdot R$ (рис. 3.6):

$$q = q_T + q_M = (1 + 2 \cos \varphi) \frac{T}{2\pi R}.$$

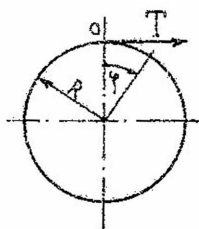


Рис. 3.4

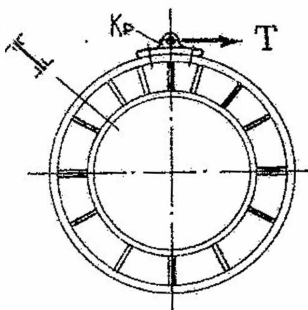


Рис. 3.5

Эпюра q показывает, что сила, приложенная к верху шпангоута по касательной, воспринимается в основном сдвигом верхнего свода обшивки, а нижняя панель обшивки загружается незначительно:

при $\varphi = 0$ $q_{\max}^B = 3|q^H|_{\max}$, где $|q^H|_{\max}$ соответствует $\varphi = \pi$.

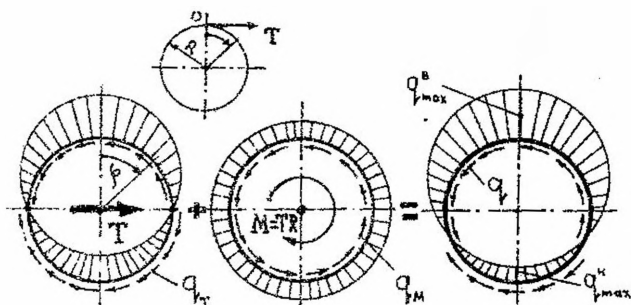
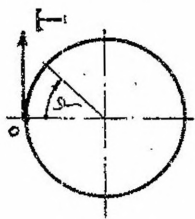


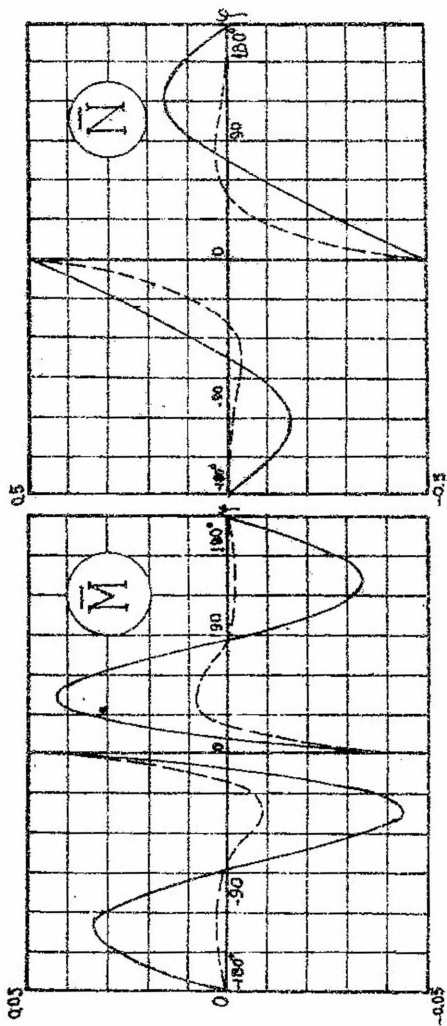
Рис. 3.6

Эпюры изгибающих моментов и осевых сил шпангоута для данной нагрузки [4] показаны на рис. 3.7. Скачок на эпюре M обусловлен эксцентриситетом силы T относительно оси шпангоута. Пунктирные кривые на этих графиках построены с учетом



$$M = \bar{M} \cdot T \cdot R \quad N = \bar{N} \cdot T \cdot R$$

$$\frac{r}{R} = 0.9$$



упругости шпангоута. Как видно, реальная упругость шпангоута снижает значения M и N , хотя максимальные их значения остаются неизменными.

Имея эпюры изгибающих моментов и осевых сил, можно оценить теоретическую массу шпангоута. Стенку шпангоута из рассмотрения можно исключить, полагая по технологическим соображениям ее толщину постоянной, определяемой величиной Q_{\max} . Для данной нагрузки [1]

$$Q_{\max} = 0,24T.$$

Теоретическая масса поясов шпангоута, если выбран их материал, будет пропорциональна суммарным усилиям в каждом поясе от изгибающего момента и осевой силы. Если принять для простоты, что расчетные напряжения растяжения и сжатия поясов одинаковы, то характер изменения потребных сечений наружного и внутреннего поясов по периметру шпангоута будет определяться изменением вдоль

него модулей суммарных усилий в каждом из поясов $\left| \frac{M}{H} \pm \frac{N}{2} \right|$.

При таком суммировании в зависимости от вида эпюр M и N можно на периметре шпангоута выделить два вида участков.

I. Участок, на котором $\frac{|M|}{H} > \frac{|N|}{2}$; будем называть его участком "М". На этом участке потребная суммарная площадь двух поясов определяется только изгибающим моментом, $2F_{\Pi} = 2 \frac{|M|}{H\sigma^p}$, где σ^p — расчетные напряжения.

Силы $\pm \frac{N}{2}$ в этом случае только переносят часть материала из одного пояса в другой, не меняя их общую массу. Потребная площадь каждого пояса — наружного или внутреннего — будет равна

$$F^{н,в} = \left(\frac{|M|}{H} \pm \frac{|N|}{2} \right) \frac{1}{\sigma^p}.$$

Знак в этом выражении определяется совпадением или несовпадением знаков усилий от M и N .

II. На этом участке $\frac{|N|}{2} > \frac{|M|}{H}$. Будем называть его участком "N". На этом участке суммарная площадь двух поясов определяется только осевой силой

$2F_{\Pi} = \frac{|N|}{\sigma^p}$, а усилия от M переносят часть материала из одного пояса в

другой. Сечения наружного и внутреннего поясов будут равны

$$F_{н,в} = \left(\frac{|N|}{2} \pm \frac{|M|}{H} \right) \frac{1}{\sigma^p}.$$

Преобразуем условия, определяющие участки "M" и "N". При $\frac{r}{R} = 0,9$

высота шпангоута $H = 0,2R$ и условия будут иметь вид $\frac{|\bar{M}|TR}{0,2R} > \frac{|\bar{N}|T}{2}$,

откуда $10|\bar{M}| > |\bar{N}|$ — для участков "M",

$|\bar{N}| > 10|\bar{M}|$ — для участков "N".

На рис. 3.8 построены эпюры $|\bar{N}|$, $10|\bar{M}|$ и размечены участки "M" и "N" по периметру шпангоута. Эти эпюры позволяют судить о характере изменения суммарной потребной площади поясов, а значит, и их теоретической массы, для равнопрочного силового шпангоута, у которого по всему периметру напряжения в поясах равны расчетному σ^p .

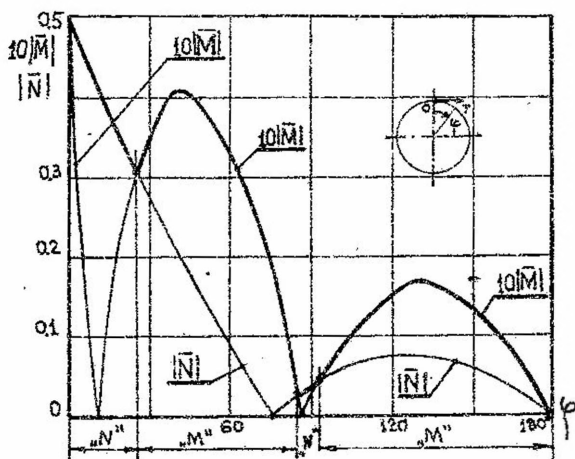


Рис. 3.8

Потребные сечения наружного и внутреннего поясов

$$F_{H,B} = \frac{T}{\sigma^D} \bar{F}_{H,B},$$

где для участка "M"

$$\bar{F}_{H,B} = 5|\bar{M}| \pm \frac{|\bar{N}|}{2};$$

для участка "N"

$$\bar{F}_{H,B} = \frac{|\bar{N}|}{2} \pm 5|\bar{M}|.$$

На рис. 3.9 приводятся теоретические эпюры потребных относительных площадей наружного \bar{F}^H и внутреннего \bar{F}^B поясов силового равнопрочного шпангоута. На границах "M" и "N" один из поясов шпангоута вырождается. Пунктиром и штрих-пунктиром на этом рисунке показаны возможные варианты реального изменения этих площадей с учетом конструктивных и технологических упрощений и с отступлением от равнопрочной конструкции.

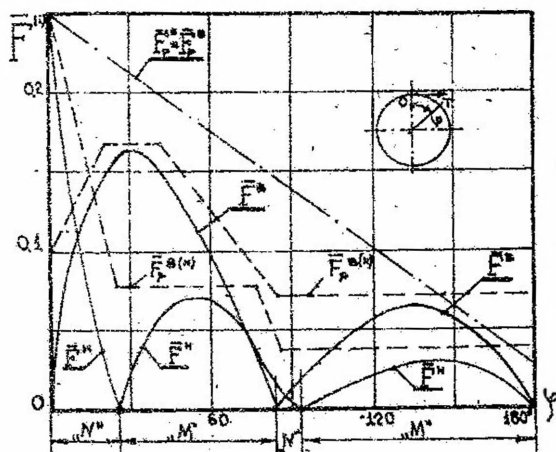


Рис. 3.9

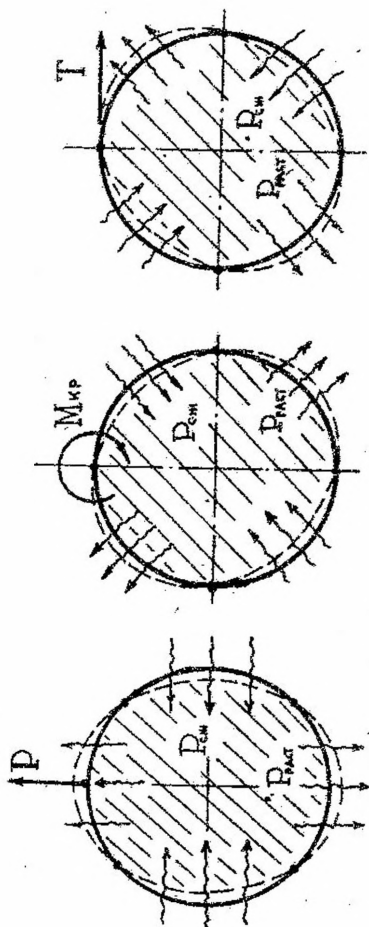
В том случае, когда силовой шпангоут выполняется в виде сплошной стенки, занимающей все сечение фюзеляжа, уравнивание внешней

нагрузки и касательных усилий со стороны обшивки происходит на внешнем поясе шпангоута, работающем на осевые деформации. Стенка в этом случае обеспечивает сохранение заданной формы шпангоута и предотвращает потерю поясом устойчивости.

Однако за счет криволинейности пояса при его деформациях появляются усилия растяжения и сжатия в плоскости стенки. Их направление можно определить, если рассмотреть деформированное состояние шпангоута (рис. 3.10).

Чтобы предотвратить потерю стенкой устойчивости от $P_{сж}$ и обеспечить восприятие сил $P_{раст}$, на стенке шпангоута следует устанавливать дополнительные подкрепляющие ребра или стойки по направлению действия сил $P_{сж}$ и $P_{раст}$. Так, при действии радиальной нагрузки ребра желательно располагать вертикально и горизонтально, а при действии сосредоточенного момента или тангенциальной силы ребра следует располагать под углом 45° к вертикали. При совместном действии T и $M_{кр}$ в указанных на рис. 3.10 направлениях деформации

Рис. 3.10



шпангоута от каждой из этих нагрузок направлены в противоположные стороны, что приводит к уменьшению суммарных деформаций и усилий $P_{сж}$ и $P_{раст}$, передаваемых на стенку шпангоута.

Задача 2. Разработать конструкцию силового шпангоута для передачи на фюзеляж круглого сечения двух симметричных усилий, приложенных по касательной к боковым панелям фюзеляжа (рис. 3.11, а).

По аналогии с предыдущей задачей для распределения внешней нагрузки по контуру обшивки применим "жесткую" кольцевую раму двутаврового сечения, на стенке которой закрепим специальные фитинги, передающие на раму внешние силы P (рис. 3.12).

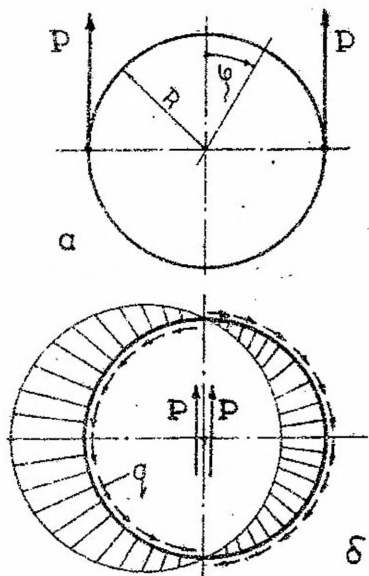


Рис. 3.11

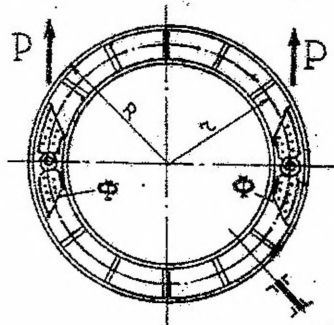


Рис. 3.12

Уравновешивающие внешнюю нагрузку реакции со стороны обшивки можно определить используя результаты типового нагружения фюзеляжа радиальной силой $2P$ или суммированием двух противоположных потоков q предыдущей задачи, сдвинутых на угол $\varphi = 180^\circ$ по периметру. В результате получим (рис. 3.11, б)

$$q = \frac{2P}{\pi R} \sin \varphi.$$

Таким же суммированием со сдвигом по φ и переменной знака можно получить все необходимые эпюры — M , N , Q , используя известные результаты для нагрузки в виде одной тангенциальной силы.

На рис. 3.13 показано графическое суммирование эпюр M и N , взятых из [4]. Полагаем, что внешние силы приложены по оси шпангоута. При таком нагружении скачки на эпюрах M отсутствуют.

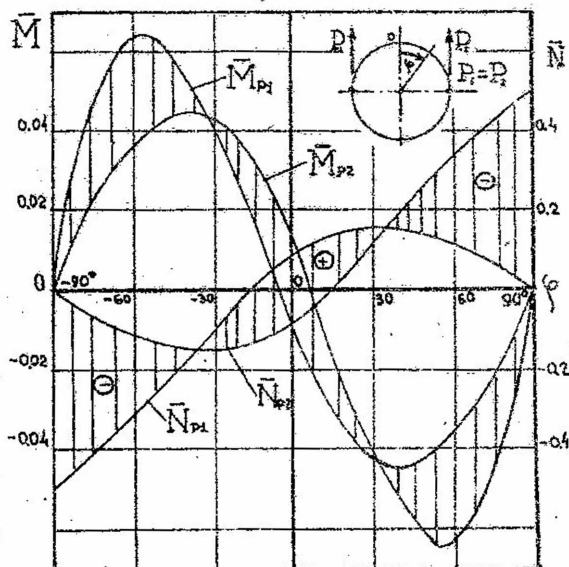


Рис. 3.13

Графическое суммирование эпюр наглядно показывает, что изгибающие моменты и осевые силы в шпангоуте при симметричном нагружении касательными силами значительно снижаются по сравнению с асимметричным нагружением одной силой, за исключением небольших зон вблизи фитингов, где происходит передача внешней нагрузки на шпангоут.

Симметричная нагрузка дает симметрию всех эпюр относительно вертикальной оси. Поэтому эпюры удобнее строить в диапазоне углов $\varphi = 0 + 180^\circ$ для правой половины шпангоута, имея в виду, что для левой половины они будут иметь точно такой же вид.

На рис. 3.14 приводятся эпюры относительных суммарных изгибающих моментов \bar{M}_Σ и осевых усилий \bar{N}_Σ . Максимальное значение суммарной перерезывающей силы в зоне фитингов $Q_{\max} = 0,32P$.

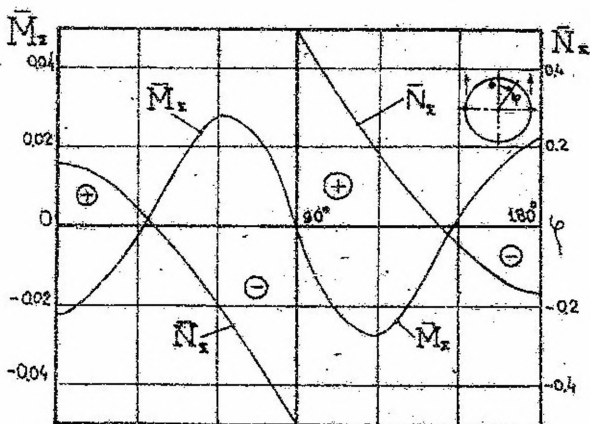


Рис. 3.14

Потребные относительные сечения поясов шпангоута для $r/R = 0,9$

$$\bar{F}^{н,в} = 5|\bar{M}_\Sigma| \pm \frac{|\bar{N}_\Sigma|}{2}$$

На рис. 3.15 показано изменение сечений наружного и внутреннего поясов равнопрочного шпангоута.

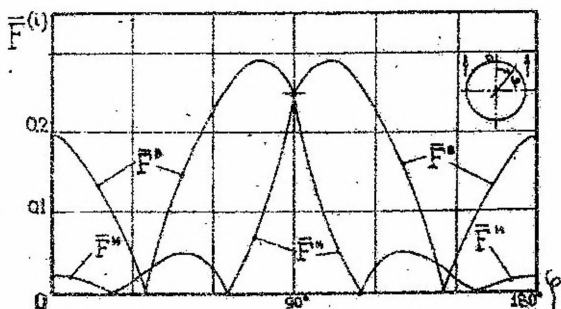


Рис. 3.15

Следует обратить внимание на необычность распределения усилий между поясами шпангоута. Казалось бы, большая часть усилия P с фитинга по кратчайшему пути через наружный пояс должна передаваться на обшивку боковины фюзеляжа. В соответствии с этим наружные хвостовики фитингов предусматривались более длинными (рис. 3.12). Действительное распределение усилий в поясах показывает, что большая часть внешних сил P вблизи фитингов уходит на внутренние пояса шпангоута, которые в данной задаче вообще загружены значительно больше, чем наружные. Здесь очевидно сказывается своеобразие изгибных деформаций кольцевой рамы в сочетании с направлением осевых сил N (рис. 3.16). Учитывая указанную особенность нагрузки поясов шпангоута, у фитингов следует делать более развитыми внутренние хвостовики, которые связывают фитинг с внутренним поясом шпангоута (рис. 3.17).

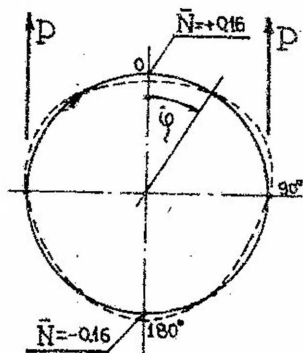


Рис. 3.16

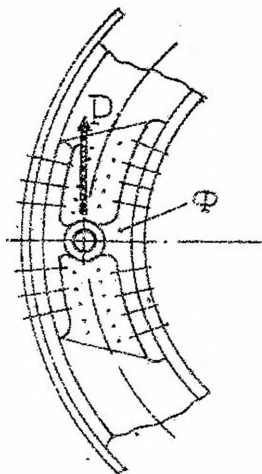


Рис. 3.17

Приведенные результаты содержат все необходимые материалы для разработки конструкции и проверки прочности силового шпангоута. По Q_{\max} подбирается толщина стенки шпангоута, которую можно принять постоянной по периметру. Имея закон изменения сечений поясов для равнопрочной конструкции, принимается реальное изменение их по периметру с учетом конструк-

тивных и технологических упрощений. Уменьшение сечений поясов по периметру можно сочетать с уменьшением высоты шпангоута, если при этом обеспечивается прочность стенки. Усилия в поясах позволяют проверить прочность их стыка с фитингами.

Задача 3. Разработать конструкцию усиления для передачи на фюзеляж круглого сечения касательной силы T и сосредоточенного момента M_0 (рис. 3.18).

Рассмотрим два варианта конструктивно-силовой схемы шпангоута — кольцевая рама и стенка по всей площади сечения фюзеляжа. Независимо от конструкции шпангоута реакции со стороны обшивки получаем суммированием потоков касательных усилий от силы T и полного момента $M_0 + TR$. Полагая в общем виде $M_0 = kTR$, где k — некоторое положительное число, получим

$$q = q_T + q_M = (1 + k + 2 \cos \varphi) \frac{T}{2\pi R}.$$

Возможный характер эпюр q показан на рис. 3.19.

Вариант 1. Силовой шпангоут в виде кольцевой рамы двугаврового сечения. Для передачи на раму внешней нагрузки предусматривается установка на ее стенке двух фитингов. Полагаем, что сила T делится между ними поровну, а момент M_0 передается на раму парой сил $M_0 = P \cdot b$ (рис. 3.20, а).

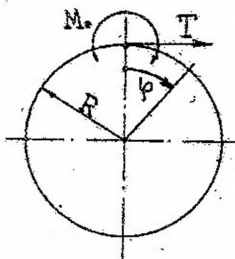


Рис. 3.18

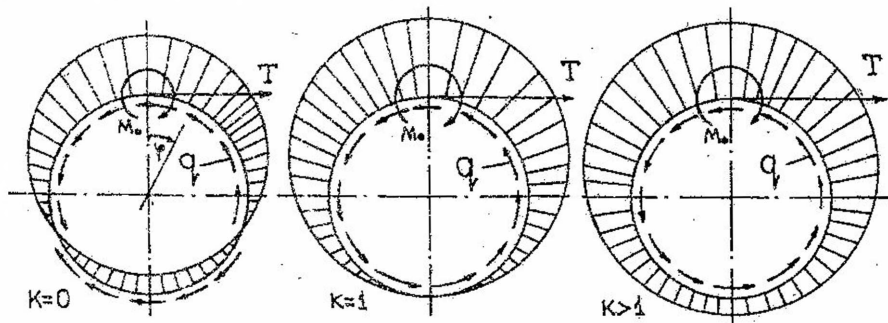


Рис. 3.19

Резльтирующие эпюры M , N , Q для заданной нагрузки могут быть получены графическим суммированием эпюр для T и M_0 . Затем, используя схему решения предыдущей задачи, можно определить сечение поясов и стенки кольцевой рамы, а также подобрать параметры стыковых швов и соединений. Эти операции здесь не повторяются.

Вариант 2. Силовой шпангоут в виде сплошной стенки, занимающей всю площадь фюзеляжа (рис. 3.20, б). Передачу внешней нагрузки на стенку осуществляем с помощью двух фитингов, составных или монолитных, которые занимают всю строительную высоту фюзеляжа. Для передачи усилия T на обшивку фитинги должны быть связаны с поясом шпангоута. Этот пояс обеспечивает и стыковку стенки шпангоута с обшивкой фюзеляжа. Его сечение определяется усилием $T/2$, которое передается с фитинга. Для предотвращения потери устойчивости при сдвиге стенка шпангоута подкрепляется горизонтальными и вертикальными стойками. Наклонные стойки в данном случае из-за вертикально расположенных фитингов не рациональны.

Для определения касательных усилий в стенке шпангоута рассмотрим равновесие одной из его половин (рис. 3.21). Вертикальная сила P уравнивается вертикальными составляющими потока касательных усилий q по обшивке и вертикально направленными касательными усилиями в стенке между фитингами $q_{\Phi 1}$.

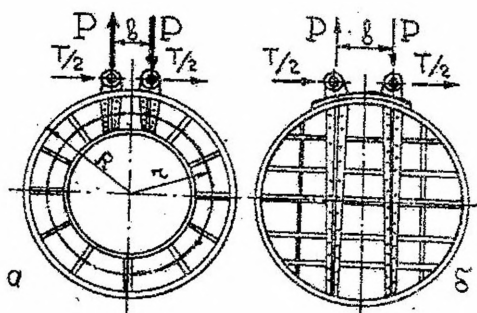


Рис. 3.20

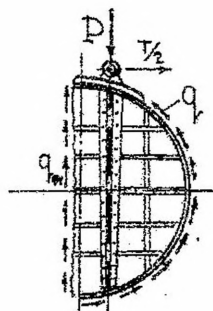


Рис. 3.21

Найдем сумму вертикальных составляющих потока q , действующих на половину шпангоута:

$$P_q^B = \int_0^{\pi} q \sin \varphi (R d\varphi) = \frac{1+k}{\pi} T.$$

Суммирование горизонтальных составляющих дает

$$P_q^r = \int_0^{\pi} q \cos \varphi (R d\varphi) = \frac{T}{2},$$

что подтверждает правильность выражения для q .

В стенке шпангоута между фитингами действует поток касательных сил $q_{\Phi 1}$, который находим из условия равновесия

$$P = P_q^B + q_{\Phi 1} \cdot 2R;$$

введя обозначение $\bar{b} = b/R$, получаем

$$q_{\Phi 1} = \frac{\pi k - (1+k)\bar{b}}{2\pi k} \cdot \frac{P}{R}.$$

Рассмотрев равновесие фитинга, вырезанного из шпангоута (рис. 3.22), можно определить касательные усилия в стенке, примыкающей к фитингу справа,

$$q_{\Phi 2} = \frac{(1+k)\bar{b}}{2\pi k} \cdot \frac{P}{R},$$

а также найти доли усилия P , уходящие влевую и правую панели стенки шпангоута,

$$P_{\Phi 1} = q_{\Phi 1} 2R = \frac{\pi k - (1+k)\bar{b}}{\pi k} \cdot P;$$

$$P_{\Phi 2} = q_{\Phi 2} 2R = \frac{(1+k)\bar{b}}{\pi k} \cdot P = P_q^B.$$

Левая половина шпангоута уравнивается аналогичным образом.

Пример. Пусть $k = 1$; $\bar{b} = 1/5$. После подстановки получаем

$$P_{\Phi 1} = \left(1 - \frac{2}{5\pi}\right) P \approx 0,87P;$$

$$P_{\Phi 2} = \frac{2}{5\pi} P \approx 0,13P.$$

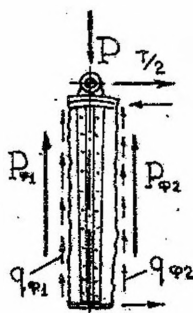


Рис. 3.22

Из этого примера видно, что большая часть пары сил P уравнивается сдвиговой деформацией внутреннего участка стенки шпангоута, расположенного между фитингами. Внешние участки стенки передают на контур обшивки сравнительно небольшую часть усилия P и загружены незначительно. Потoki касательных усилий $q_{\Phi 1}$ и $q_{\Phi 2}$ определяют необходимые толщины стенки на внутреннем и внешнем участках:

Задача 4. Разработать конструкцию силового шпангоута для передачи на фюзеляж круглого сечения двух противоположно направленных и симметрично расположенных моментов M_0 (рис. 3.23).

В данном случае на силовом шпангоуте происходит взаимное уравнивание внешних моментов. Для такой самоуравновешенной системы поток касательных усилий в обшивке при любой конструктивно-силовой схеме шпангоута всегда равен нулю $q = 0$.

Возможны два основных варианта уравнивания внешних моментов.

Вариант 1. Через фюзеляж пропускается двутавровая балка. Внешние моменты в виде двух пар сил P передаются на пояса этой балки, на которых и происходит их полное взаимное уравнивание (рис. 3.24). Никаких усилий с балки на фюзеляж не передается. Расчет такой балки затруднений не вызывает.

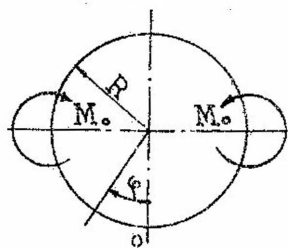


Рис. 3.23

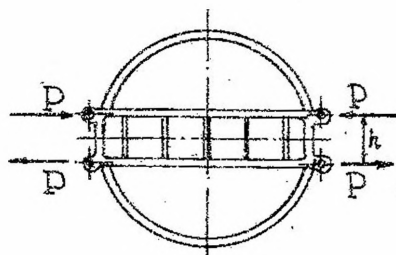


Рис. 3.24

Вариант 2. Силовой шпангоут выполняется в виде кольцевой рамы двутаврового сечения (рис. 3.25). Для передачи на шпангоут моментов устанавливаются две пары фитингов, связанных со стенкой рамы. Все необходимые данные для

расчета подобных рам можно отыскать в справочной литературе. В частности, для заданной нагрузки [4, с.378] имеем изгибающие моменты в сечениях рамы

$$M = M_0 \left(\frac{2}{\pi} \cos \varphi - \frac{1}{2} \right) \text{ при}$$

$$0 < \varphi < \frac{\pi}{2};$$

$$M = M_0 \left(\frac{2}{\pi} \cos \varphi + \frac{1}{2} \right) \text{ при}$$

$$\frac{\pi}{2} < \varphi < \pi;$$

нормальные усилия

$$N = \frac{M_0}{R} \frac{2}{\pi} \cos \varphi; \quad 0 < \varphi < \pi;$$

перерезывающая сила

$$Q = -\frac{M_0}{R} \frac{2}{\pi} \sin \varphi; \quad 0 < \varphi < \pi.$$

Эпюры $\bar{M} = \frac{M}{M_0}$, $\bar{N} = \frac{N}{M_0} R$, $\bar{Q} = \frac{Q}{M_0} R$ показаны на рис. 3.26.

Дальнейший расчет прочности шпангоута затруднений не вызывает.

Возможны и некоторые другие варианты конструктивно-силовой схемы силового шпангоута. Например, схема шпангоута, показанная на рис. 3.27, интересна тем, что для нее положение стержней $A-B$ и $C-D$ легко может быть оптимизировано по минимуму силового веса. Эти стержни являются опорами для балок $A-C$ и $B-D$. Суммарный силовой вес балок и стержней зависит от расположения последних по вертикали.

Задача 5. К нагрузке предыдущей задачи добавляются две симметричные тангенциальные силы T (рис. 3.28).

В этом случае силовой шпангоут может быть получен путем суммирования результатов задач 2 и 4.

Вариант 1. Самоуравновешивание моментов на поперечной балке. Силовой шпангоут получается простым объединением кольцевой рамы, полученной в задаче 2, с поперечной балкой для

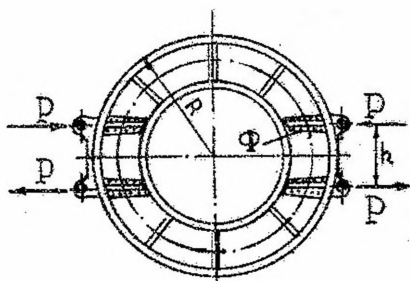


Рис. 3.25

уравновешивания моментов M_0 . Каждая из этих конструкций работает независимо и может быть рассчитана на свою нагрузку.

Вариант 2. Кольцевой шпангоут воспринимает оба вида нагрузок. Для его расчета следует провести суммирование эпюр M , N , Q от каждой нагрузки

$$M = M_T + M_{M_0};$$

$$N = N_T + N_{M_0};$$

$$Q = Q_T + Q_{M_0}$$

и по их результирующим значениям провести прочностной расчет кольцевой рамы.

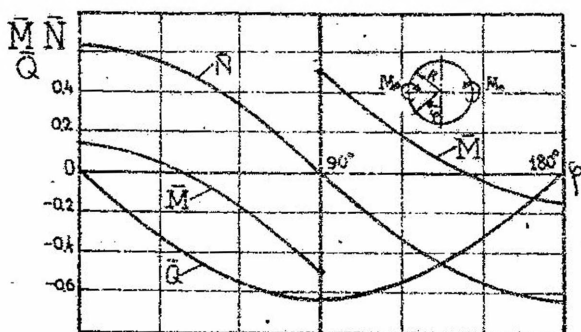


Рис. 3.26

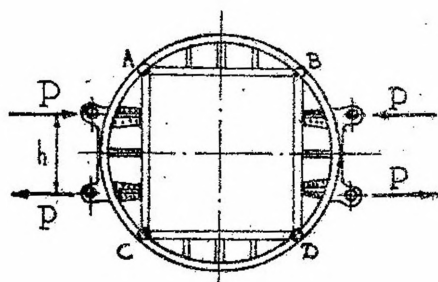


Рис. 3.27

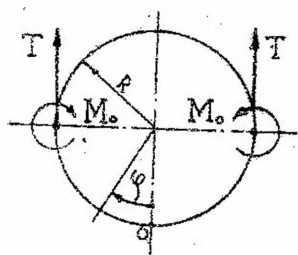


Рис. 3.28

4. ПЕРЕДАЧА НА ОБОЛОЧКУ ПРОДОЛЬНЫХ СОСРЕДОТОЧЕННЫХ СИЛ

Во всех предыдущих задачах мы рассматривали передачу на тонкостенные конструкции поперечных сосредоточенных нагрузок.

Если сосредоточенная нагрузка направлена вдоль оси оболочки и точка ее приложения находится вблизи от поверхности обшивки — касательная продольная нагрузка, — то для ее передачи на оболочку следует использовать продольные элементы каркаса — стрингеры, пояса лонжеронов, усиливая их, если это необходимо (рис. 4.1). Кронштейн "Кр", к которому приложена внешняя нагрузка, соединяется с продольным стержнем крепежным швом на длине, обеспечивающей постепенную передачу сосредоточенного усилия. В том случае, когда точка приложения нагрузки не совпадает с имеющимися продольными элементами каркаса, устанавливается дополнительный продольный элемент, на который и передается внешняя нагрузка. В любом случае расчет распределяющего продольного элемента и его стыва с кронштейном затруднений не вызывает.

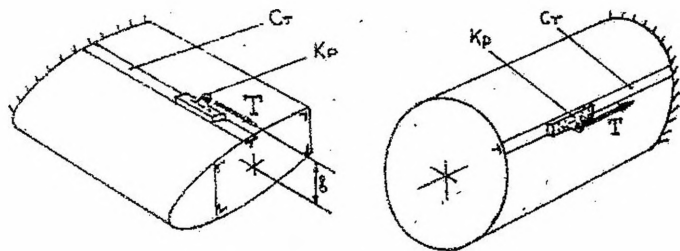


Рис. 4.1

Усиленный продольный стержень за счет сдвиговых деформаций обшивки обеспечивает постепенное включение всего контура оболочки в восприятие продольной нагрузки. На достаточно большом удалении от точки приложения внешней силы эпюра распределения по контуру оболочки нормальных напряжений в ее элементах будет соответствовать нагрузке оболочки осевой силой T и изгибающим моментом $M = T \cdot b$, где b — расстояние от линии действия силы T до оси жесткости оболочки.

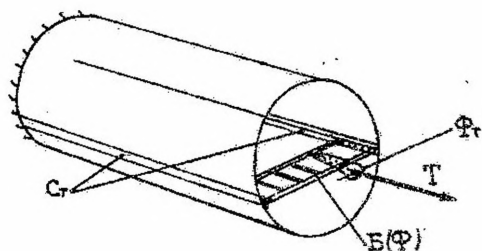


Рис. 4.2

Если продольная сосредоточенная нагрузка приложена в точке, находящейся внутри оболочки на достаточно большом удалении от обшивки (рис. 4.2), то для передачи нагрузки к наружному контуру можно использовать дополнительный элемент в виде поперечной балки "Б" или фермы "Ф", соединив его с двумя усиленными продольными элементами каркаса "Сг", распределяющими нагрузку по оболочке. На балку нагрузка передается и распределяется фитингом "Фт".

И наконец, в том случае, когда точка приложения продольной силы находится вне оболочки на достаточно большом расстоянии от обшивки (рис. 4.3), передача этой нагрузки к оболочке также может осуществляться дополнительной балкой или фермой в продольной плоскости.

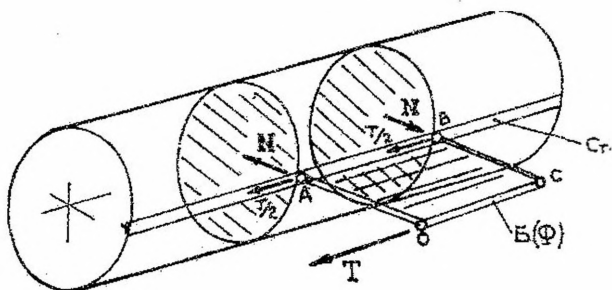


Рис. 4.3

Выбор силовой схемы этого элемента должен определяться как требованием минимальной массы конструкции, так и соображениями минимального аэродинамического сопротивления. В точках стыка поясов балки или фермы с оболочкой (точки А и В) будут действовать продольные ($T/2$) и поперечные (N) силы. Восприятие

продольных сил требует установки силового продольного стержня ("Ст"), а передача поперечных усилий должна выполняться через поперечные силовые элементы — усиленные шпангоуты (нервюры). Разработка конструкции и подбор сечений всех элементов такого усиления рассмотрены выше и здесь не повторяются.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведем краткую сводку основных принципов силовой работы элементов тонкостенных конструкций, правил передачи на них сосредоточенных сил, а также некоторых интересных особенностей силовой работы крыла и фюзеляжа, выявленных в процессе решения рассмотренных в пособии конструкторских задач.

1) В тонкостенных конструкциях стержневые элементы практически воспринимают только осевые нагрузки.

2) Тонкостенные элементы обладают высокой сдвиговой жесткостью и практически воспринимают лишь усилия, лежащие в их плоскости.

3) При передаче сосредоточенных сил на элементы тонкостенных конструкций должно обеспечиваться распределение — "размазывание" — этих сил по достаточно большой длине элементов.

4) Распределение сосредоточенного крутящего момента по тонкостенному контуру оболочки требует установки "жесткого диска" в плоскости действия момента. Роль такого диска выполняют силовые нервюры и шпангоуты.

5) В оболочках крыла и оперения:

- а) любая поперечная сосредоточенная нагрузка может быть сведена к трем типовым — вертикальной и горизонтальной силам, проходящим через центр жесткости, и крутящему моменту относительно этого центра;
- б) вертикальные силы воспринимаются в основном вертикальными стенками, а горизонтальные — верхней и нижней панелями обшивки;
- в) эксцентриситет внешней нагрузки относительно центра жесткости требует установки силовой нервюры для распределения крутящего момента по внешнему контуру; при определенных значениях эксцентриситета возможно полное вырождение либо поясов, либо стенки силовой нервюры;

г) включение лонжеронов в работающий на кручение контур выравнивает воспринимаемые ими нагрузки — разгружает более нагруженный лонжерон и догружает менее нагруженный из них.

б) В оболочках фюзеляжа:

а) любая поперечная сосредоточенная нагрузка круглого фюзеляжа может быть сведена к двум типовым — сосредоточенной силе, проходящей через центр жесткости фюзеляжа, и крутящему моменту относительно этого центра;

б) силы, проходящие через центр жесткости сечения, воспринимаются участками обшивки, параллельными линии действия силы и близкими к этому направлению;

в) тангенциальная поперечная сила в основном воспринимается панелью обшивки, примыкающей к точке приложения этой силы;

г) распределение крутящего момента в нагруженном сечении требует установки силового шпангоута в виде сплошной стенки или кольцевой рамы, связанной по периметру с внешним контуром обшивки.

7) Для передачи на тонкостенную конструкцию продольных сил необходима установка усиленных продольных элементов, распределяющих нагрузку по обшивке, — усиленный стрингер, пояс, балка.

В заключение следует отметить, что во всех рассмотренных в пособии задачах использованы лишь некоторые возможные варианты конструктивно-силовых схем местного усиления тонкостенных конструкций, на примере которых показан общий подход и методика разработки подобных усилений. В каждой реальной конструкторской задаче всегда можно наметить несколько вари-

антов силовых схем и конструктивного выполнения усилений. Окончательный выбор наиболее рационального из них должен обосновываться соответствующим анализом возможных решений, исходя из всех тех требований, которые предъявляются к данному агрегату. При этом, безусловно, в качестве одного из наиболее важных критериев оценки рассматриваемых вариантов должен использоваться силовой вес конструкции.

И наконец, необходимо напомнить, что проектирование местных усилений выполняется как конструкторская доработка регулярных оболочек, параметры которых уже определены из условий их общей силовой работы. Поэтому напряжения, потоки погонных усилий в основных элементах оболочки, вызываемые местной сосредоточенной нагрузкой, должны суммироваться с аналогичными силовыми факторами, которые были получены из условий общей работы оболочки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Комаров В. А.* Автоматизация проектирования авиационных конструкций / Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Самара, 1993. 72 с.
2. *Комаров А. А.* Основы проектирования силовых конструкций. Куйбышев, 1965. 82 с.
3. *Вильчек М. И.* Проектирование узлов силовых конструкций летательных аппаратов / Куйбышев. авиац. ин-т; Куйбышев, 1985. 64 с.
4. Справочная книга по расчету самолета на прочность / *М. Ф. Астахов, А. В. Караваев, С. Я. Макаров, Я. Я. Суздальцев.* М.: Оборонгиз, 1954. 702 с.
5. *Ахмедьянов И. С.* Расчет шпангоутов / Куйбышев. авиац. ин-т; Куйбышев, 1988. 76 с.
6. Автоматизация проектирования авиационных конструкций на основе МКЭ. САПР РИПАК / *В. А. Комаров, В. П. Пересыткин, Е. А. Иванова* и др. / Куйбышев. авиац. ин-т; Куйбышев, 1984. — 174 с. — Рук. — Деп. ВИНТИИ 06.06.84. № 3709-84.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|-----------|
| Введение | 3 |
| 1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ПЕРЕДАЧИ СОСРЕДОТОЧЕННЫХ НАГРУЗОК НА ТОНКОСТЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ | 5 |
| 1.1. Стержневой элемент | 5 |
| 1.2. Тонкостенный элемент | 7 |
| 1.3. Сочленение элементов | 9 |
| 1.4. Распределение сосредоточенной нагрузки | 10 |
| 1.5. Передача на оболочку сосредоточенного крутящего момента | 12 |
| 2. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МЕСТНОГО УСИЛЕНИЯ КРЫЛА И ОПЕРЕНИЯ | 14 |
| 2.1. Жесткостные особенности оболочек крыла и оперения | 14 |
| 2.2. Общая методика разработки местного усиления тонкостенных конструкций | 15 |
| 2.3. Примеры разработки местных усилений крыла и оперения | 16 |
| 3. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МЕСТНОГО УСИЛЕНИЯ ФЮЗЕЛЯЖА | 35 |
| 3.1. Жесткостные особенности оболочек фюзеляжа | 35 |
| 3.2. Примеры разработки местных усилений фюзеляжа | 40 |
| 4. ПЕРЕДАЧА НА ОБОЛОЧКУ ПРОДОЛЬНЫХ СОСРЕДОТОЧЕННЫХ СИЛ | 57 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 60 |
| Библиографический список | 63 |