

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»
(Самарский университет)

Д.М. КОЗЛОВ, В.Н. МАЙНСКОВ, Г.А. РЕЗНИЧЕНКО

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛИ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по специальности 24.05.07 «Самолето- и вертолетостроение», направлениям подготовки 24.03.04, 24.04.04 «Авиастроение», 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств»

САМАРА
Издательство Самарского университета
2017

УДК 621.81(075)
ББК 34.44я7
К 592

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В. Г. Г а й н у т д и н о в,
канд. техн. наук С. Г. Р ы ж а к о в

Козлов, Дмитрий Михайлович

К 592 **Проектирование детали:** учеб. пособие / *Д.М. Козлов, В.Н. Майнсков, Г.А. Резниченко*; под. ред. д-ра техн. наук, проф. В.А. Комарова. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. – 80 с.

ISBN 978-5-7883-1137-1

Цель данного учебного пособия – представить обучающимся содержание сложившегося в практике процесса проектирования силовых деталей летательных аппаратов. На примере детали типа «кронштейн» рассмотрены постановка задачи, разработка требований к детали и последовательное выполнение всех этапов разработки проектной документации, включая чертеж или полное электронное описание детали.

Предназначено для студентов, обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по специальности 24.05.07 «Самолето- и вертолетостроение», направлениям подготовки 24.03.04, 24.04.04 «Авиостроение», 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств».

Разработано на кафедре конструкции и проектирования летательных аппаратов.

УДК 621.81(075)
ББК 34.44я7

ISBN 978-5-7883-1137-1

© Самарский университет, 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 АНАЛИЗ ЗАДАНИЯ.....	8
1.1 Место конструирования детали в проектировании узла	8
1.2 Общая характеристика работы детали	8
2 ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛИ	13
3 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	15
4 УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДЕТАЛИ. ПОДБОР СТАНДАРТНЫХ ИЗДЕЛИЙ	16
5 РАЗРАБОТКА ВАРИАНТОВ СИЛОВОЙ СХЕМЫ.....	19
6 ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ СИЛОВОЙ СХЕМЫ ПО КРИТЕРИЮ «СИЛОВОЙ ФАКТОР».....	21
7 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЕТАЛИ.....	43
8 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ДЕТАЛИ.....	46
9 МОДИФИКАЦИЯ СЕЧЕНИЙ ДЕТАЛИ С УЧЕТОМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ И ОГРАНИЧЕНИЙ	58
10 ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА ДЕТАЛИ	59
ПРИЛОЖЕНИЕ А	62
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	64
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	67
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	73
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	76

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование деталей выполняют на завершающей стадии процесса проектирования летательного аппарата – этапе разработки технического проекта. На этом этапе выпускается вся техническая документация, необходимая для изготовления, сборки, монтажа как отдельных агрегатов и систем, так и самолета в целом. Разрабатываются чертежи или полные электронные описания агрегатов самолета, их узлов и деталей.

В соответствии со стандартом Единой системы конструкторской документации (ЕСКД), деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала, без применения сборочных операций, с применением покрытий. Узел – разъемное или неразъемное соединение деталей одного функционального назначения. Узлы делятся на простые, представляющие собой соединение деталей технологически определенным способом (клепка, сварка и др.), и сложные, представляющие собой соединение нескольких простых узлов и деталей.

Агрегат – соединение узлов и деталей в технологически законченную конструкцию. Агрегаты соединяются на заводе – изготовителе при окончательной сборке самолета.

Таким образом, в соответствии с логикой проектирования, разработка конструкции самолета начинается с определения облика (внешних обводов) и заканчивается конструированием деталей, из которых собирается самолет.

Процесс же производства, естественно, обратный – изготавливаются детали, которые собираются в узлы, агрегаты и самолет в целом.

Процесс обучения проектированию в университете построен в соответствии с логикой производства: обучение проектированию простых элементов – деталей, затем более сложных элементов – узлов, в которых завязаны воедино несколько различных по назначению и конфигурации деталей, объединенных общей функциональной задачей, в которой важное место занимает передача (уравновешивание) сосредоточенной силы. Завершает обучение проектированию конструкций разработка проекта агрегата самолета.

После выполнения всех видов названных самостоятельных учебных работ и комплексного дипломного проекта студент (выпускник) готов работать, в соответствии с логикой проектирования, практически на любой стадии создания проекта самолета.

Детали самолета можно классифицировать по назначению и по их участию в силовой работе.

По назначению детали делятся:

— на детали, выходящие на аэродинамический контур, – это элементы обшивки агрегатов, различные обтекатели и зализы;

— детали каркаса – элементы продольного и поперечного наборов агрегатов;

— соединительные элементы – это кронштейны навески управляющих поверхностей, крышек люков и дверей, детали стыковых узлов, качалки и кронштейны системы управления;

— элементы энергетических систем и механизмов, детали шасси, силовых цилиндров и т.п.;

— крепежные детали (болты, гайки, винты, заклепки и др.).

По участию в силовой работе детали делятся:

— на силовые, т. е. те, которые предназначены для восприятия нагрузки и в которых внутренние усилия определяют материал, формы и размеры их элементов;

— несилловые детали, которые не участвуют в передаче нагрузок вовсе или передают незначительные местные (локальные) нагрузки. Материал, форма и размеры таких деталей определяются иными эксплуатационными или конструктивно-технологическими соображениями.

Заметим здесь, что общая масса таких деталей в совокупности с крепежными деталями может достигать около половины массы всей конструкции планера самолета.

В настоящем пособии рассматриваются вопросы проектирования главным образом деталей из группы соединительных элементов – силовых кронштейнов, качалок, фитингов. Такие детали изготавливаются, как правило, методами горячей штамповки или литья с последующей механической обработкой.

Тем не менее, большинство рекомендаций по решению проектных задач может быть использовано и при проектировании деталей других классификационных групп.

Процесс проектирования завершается разработкой технической документации, обеспечивающей промышленное изготовление и эксплуатацию изделия.

Содержанием процесса проектирования является поиск оптимального решения на основе компромисса между противоречивыми требованиями прочности, снижения массы, уменьшения сложности и стоимости изготовления при удовлетворении всех эксплуатационных требований.

Процесс поиска технического решения, удовлетворяющего техническим требованиям, носит, безусловно, неформальный творческий характер. Огромное значение имеют опыт, эрудиция и интуиция конструктора.

Общих рекомендаций по решению конкретных творческих задач нет. Тем не менее, некоторые закономерности поиска рационального технического решения можно формализовать.

На первом этапе работы конструктор оценивает возможность выполнения поставленной задачи за счет одного из известных ему решений – аналога или прототипа.

Если таким путем удачное решение не найдено, на следующем этапе конструктор синтезирует проект за счет комбинации отдельных элементов известных решений.

Если решение не найдено и этим методом, значит перед конструктором поставлена задача, требующая решения на уровне изобретения.

Данное пособие призвано помочь студенту совершить первый шаг на пути обучения проектированию. Несмотря на кажущуюся простоту, выполнение учебной работы по проектированию детали позволит студенту познакомиться с общим комплексом и последовательностью постановки и решения частных подзадач конструирования. Это и является той школой, той «азбукой» проектирования и конструирования, которая должна быть предметом изучения и обучения, освоение которой необходимо начинающему конструктору.

Индивидуальный подход к решению проектных задач вырабатывается у конструктора по мере накопления собственного опыта. На первых порах, пока у студента нет профессионального навыка, позволяющего охватить поставленную задачу целиком, можно рекомендовать рассмотренный в пособии следующий примерный порядок действий при проектировании детали:

1. Провести анализ задания, т.е. выяснить назначение и условия работы детали, определить наложенные ограничения, характер нагружения и др.

2. Выполнить инженерный анализ деталей-аналогов.

3. Разработать требования к детали.

4. Выбрать способ соединения проектируемой детали с сопрягаемыми деталями и провести ее силовое уравнивание.

5. В соответствии с выбранным видом и типом соединений подобрать крепежные элементы и подшипники.

6. С учетом наложенных ограничений разработать 3–4 варианта силовой схемы детали.

7. Провести конструктивно-технологический и силовой анализ разработанных вариантов, в том числе с использованием критерия «силовой фактор», и выбрать наивыгоднейший.

8. Для наивыгоднейшего варианта силовой схемы выбрать расчетную схему и определить внутренние усилия в элементах детали.

9. Учитывая условия эксплуатации, способ изготовления и величину внутренних усилий, подобрать материал детали и тип заготовки.

10. На основании проектировочного расчета определить размеры сечений элементов детали.

11. Учитывая технологические ограничения, обусловленные способами изготовления заготовки и последующей обработки детали, а также накладываемые в соответствии с выбранным типом производства (общей программой выпуска детали), назначить окончательные формы и размеры элементов детали (поперечных сечений), предельные отклонения размеров, шероховатость поверхности.

12. Выполнить чертеж конструкции и нанести на него всю необходимую информацию (размеры, технические требования).

13. Оформить пояснительную записку, в которой отразить все этапы проектирования.

Здесь уместно отметить одно общее свойство любого процесса проектирования – его итерационный характер. При разработке проекта почти неизбежно приходится вносить изменения – поправки или уточнения – в уже принятые решения, т.е. возвращаться к уже выполненным этапам. Это обычная практика, и такое положение не должно смущать начинающего конструктора. Вместе с тем, в учебном проектировании (как, впрочем, и в реальном) следует руководствоваться принципом «лучшее – враг хорошего». Т.е. улучшать работоспособную конструкцию путем повторного выполнения отдельных этапов работы можно позволить только в случае обеспечения завершения всей работы в назначенный срок.

1 АНАЛИЗ ЗАДАНИЯ

1.1 Место конструирования детали в проектировании узла

Разработка конструкции детали выполняется в конце проектирования в ходе разработки узла, объединяющего несколько деталей. Проектируемая деталь, к которой, как правило, приложена сосредоточенная сила, совместно с соседними деталями решает задачу преобразования этой силы в распределенные внутренние усилия в тонкостенных элементах регулярной зоны конструкции агрегата.

К проектированию детали приступают, когда завершена силовая компоновка узла, установлены геометрические и компоновочные ограничения на конфигурацию детали. Известны сечения и конфигурация элементов регулярной зоны конструкции агрегата.

Деталь – звено некой «цепочки» передачи сил. Проектирование отдельного звена цепочки невозможно. Те элементы детали, посредством которых она соединяется с соседними деталями, безусловно, должны проектироваться совместно с ними с учетом их геометрических, компоновочных, жесткостных и других характеристик.

При проектировании детали в учебных целях необходимо в начале работы обсудить с преподавателем устройство и основные параметры как регулярной зоны конструкции, так и возможные варианты компоновки узла – сочленений проектируемой детали с соседними «ответными» деталями. Это поможет более обоснованно принять решение по конфигурации детали.

1.2 Общая характеристика работы детали

Большинство деталей рассматриваемого класса можно отнести к одной из трёх групп:

- кронштейны навески управляющих поверхностей и разнообразные поддерживающие кронштейны;
- качалки системы управления;
- детали стыковых узлов.

Детали первой группы образуют так называемые узлы навески (рис. 1, рис. 2). Рули, элероны, триммеры, интерцепторы, некоторые виды механизации крыла, а также крышки и створки всевозможных

люков, двери соединяются с неподвижными частями самолёта с помощью шарнирных узлов, устроенных в кронштейнах. Они обеспечивают необходимые углы отклонения при минимальном сопротивлении вращению. Формы кронштейнов зависят от конструкции соединяемых агрегатов в зоне сочленения.

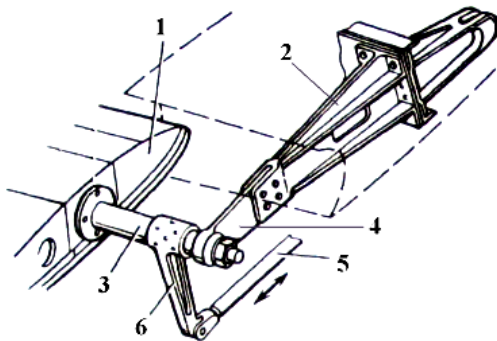


Рис. 1. Схема узла управления рулем высоты: 1 – руль высоты, 2 – силовая нервюра стабилизатора, 3 – ось вращения руля высоты, 4 – кронштейн навески, 5 – тяга управления, 6 – качалка-кабанчик

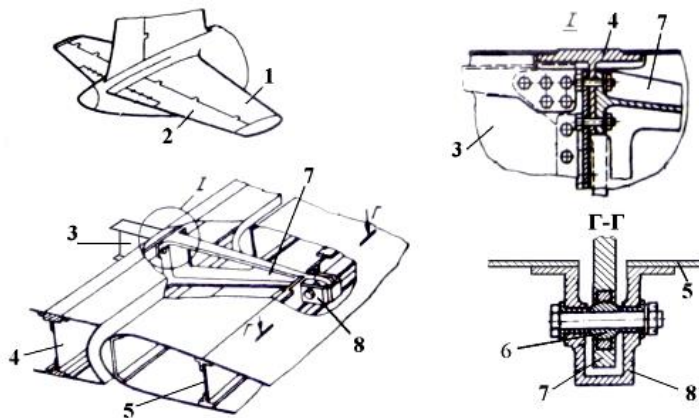


Рис. 2. Узел навески руля высоты: 1 – стабилизатор, 2 – руль высоты, 3 – силовая нервюра стабилизатора, 4 – лонжерон стабилизатора, 5 – лонжерон руля, 6 – подшипник, 7 – кронштейн на стабилизаторе, 8 – кронштейн на руле

Как правило, кронштейны навески управляющих поверхностей лежат в плоскостях двухпоясных плоских балок – нервюры подвижной и неподвижной частей несущей поверхности – и являются их силовым продолжением. Учитывая, что стык кронштейнов исполняется соединением «ухо-вилка», через которое передается сосредоточенная сила, расчетная схема таких деталей – консольная балка, заземлённая по торцу нервюры и нагруженная сосредоточенной силой на свободном конце. Конструктивно такие детали делаются в виде плоской балки со сходящимися поясами, рамы или фермы и часто изготавливаются методом горячей штамповки с последующей механической обработкой.

Шарнир нагружен реакциями от аэродинамической силы, действующей на управляющую поверхность в полёте (массовыми силами в таких случаях, как правило, пренебрегают).

Студентам рекомендуется внимательно ознакомиться с примерами подобных деталей в кабинете конструкций самолётов. Это кронштейны навески рулей высоты и элеронов самолётов Ту-4, Ту-16, Ту-95, Ил-28, «Кинг-кобра», рулей направления самолётов Ил-28, МиГ-15, Як-26, створок шассийных ниш самолетов Ту-4, Су-15. Все детали отличаются разнообразием конструкторских и технологических решений.

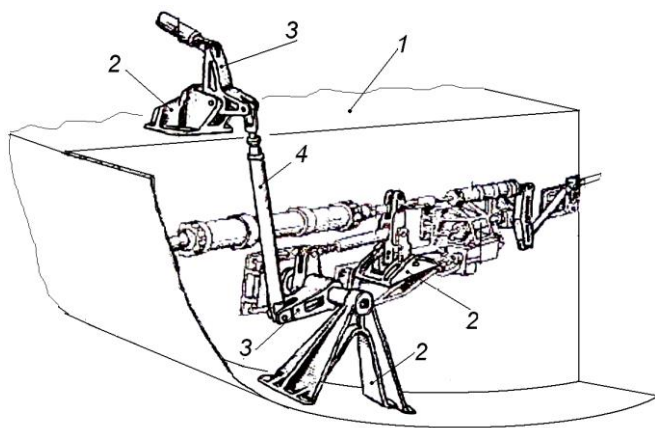


Рис. 3. Схема узла проводки управления: 1 – центроплан, 2 – кронштейны, 3 – качалки, 4 – тяга управления

Качалки системы управления вместе с поддерживающими их кронштейнами (рис. 3) предназначены для изменения направления движения тяг и усилий в них. Направления движения тяг и определяют форму качалки и угол между рычагами. Если рычаги лежат в одной плоскости, заготовка для качалки может быть изготовлена методом горячей штамповки. Однако часто необходимо изменить не только направление движения, но и плоскость размещения тяг. Такие качалки часто бывает удобнее изготовить литьём с последующей механической обработкой или механическим фрезерованием из плиты. В таких случаях качалка может быть также выполнена сборной из отдельных деталей с использованием сварных или болтовых соединений.

В месте соединения с тягой качалка выполняется в виде либо уха, либо вилки, в которую вставляется тяга с ухом. В ухо качалки или тяги запрессовывают подшипник, имеющий выступающее внутреннее кольцо.

Каждый рычаг качалки в расчётной схеме может быть представлен балкой, заделанной в ступицу. Балка нагружена сосредоточенной силой, приложенной со стороны тяги. Конструкция ступицы качалки обеспечивает отсутствие люфта вдоль оси вращения, а также восприятие ненормированной составляющей силы из плоскости качалки. Это обеспечивается установкой в ступицу двух разнесённых подшипников. Очень важно обеспечить соосность и параллельность их осей для исключения заклинивания при повороте качалки. Нагрузка на качалку от тяг управления определяется результатами расчета кинематики управления.

Кронштейны, на которые опираются качалки, должны обладать не только собственной жёсткостью, но опираться на жёсткое основание – силовые элементы каркаса. Выполнение этого условия непосредственно влияет на жёсткость всей проводки управления. Кронштейны имеют, как правило, пространственную форму и изготавливаются литьём с последующей механической обработкой. Нагружение кронштейна происходит со стороны установленной на нем качалки, а уравнивание осуществляется опорными реакциями в узлах крепления кронштейна к деталям каркаса агрегата.

Образцы качалок и кронштейнов представлены на стенде в кабинете конструкций самолётов. Полезно посмотреть участки проводки управления в сборе на хвостовых частях фюзеляжей самолётов Як-26, МиГ-15, в крыльях самолётов Ил-28, Як-25, МиГ-15 [1].

Детали стыковых узлов (рис.4) устанавливаются в местах соединения агрегатов самолёта. Это узлы сочленения отсеков крыла или фюзеляжа между собой, узлы крепления крыла и оперения к фюзеляжу, узлы крепления шасси. Через детали таких узлов передаются большие нормальные усилия со стороны поясов и касательные усилия со стороны стенок лонжеронов. Конструктивно эти детали выполняются в виде хвостовика с проушиной и изготавливаются из высокопрочных материалов чаще всего механическим фрезерованием из горячештампованных заготовок.

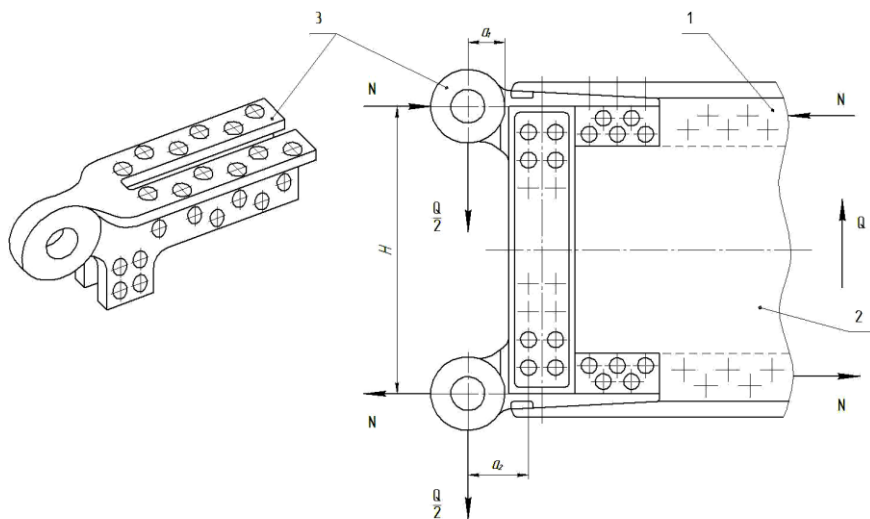


Рис. 4. Схема стыкового узла балки (лонжерона):
1 – пояс лонжерона, 2 – стенка, 3 – фитинг, 4 – стойка

Примеры конструкций таких деталей можно увидеть на крыльях самолётов «Бостон А-20», «Супер-Аэро», МиГ-15, Су-15, Ил-28 [1].

2 ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛИ

Технические требования к детали формулируются конструктором в начале проектирования. Они определяют в общем виде совокупность её свойств и диктуются назначением и условиями работы с учетом анализа результатов изучения конструктивно-технологических и эксплуатационных особенностей подобных деталей, имеющих в кабинете конструкций самолетов. Выполняя учебную работу, достаточно будет сформулировать две группы требований: функциональные и производственно-технологические.

Функциональные требования включают в себя назначение детали и все общие требования, предъявляемые к силовым конструкциям самолётов, сформулированные применительно к назначению и условиям работы проектируемой детали с учётом её взаимодействия с ответными деталями. Этот перечень может быть дополнен требованиями, отражающими особенности работы детали, например, геометрические, кинематические и другие ограничения.

Требование минимальной массы является приоритетным при проектировании любой детали самолета. Оно удовлетворяется рациональным выбором силовой схемы детали, правильным выбором конструкционного материала и его разрушающих (допускаемых) напряжений. Увеличения прочности и жёсткости при необходимости целесообразно достигать за счет придания детали более рациональной формы и применения упрочняющих поверхность технологий, а не за счет увеличения площади поперечного сечения детали. Обеспечение местной прочности, правильный выбор материала и уровня разрушающих (допускаемых) напряжений, использование технологий поверхностного упрочнения, антикоррозийных покрытий позволяет удовлетворить требования долговечности и надежности.

Производственно-технологические требования взаимосвязаны с экономическими. Снижение расходов на изготовление, при сохранении эксплуатационных показателей и минимума массы, прямо влияет на экономическую эффективность летательного аппарата. Удовлетворение производственно-технологических требований достигается выполнением ряда более узких требований. Технологичность детали определяется правильным выбором материала и формы детали, конструкторских и технологических баз, рациональным выбором предельных отклонений размеров и шероховатости поверхности. Конструктор должен проектировать

деталь, ориентируясь на конкретный технологический процесс и конкретный тип инструмента, который будет использоваться при изготовлении детали. Ориентация на известные технологические процессы (горячая штамповка, литьё) требует соблюдения ряда условий по выбору конструктивных форм и ряда ограничений на минимальные размеры деталей. Надо суметь учесть эти ограничения при определении прочных размеров детали.

Требование преемственности конструктивных решений предполагает использование при проектировании детали как апробированных подходов и методик конструирования, так и ранее разработанных и испытанных элементов детали. Часто это позволяет существенно сократить время проектирования. Однако следует заметить, что в учебной работе нужно смелее использовать новые технологии проектирования и производства при разработке детали.

Требование эксплуатационной технологичности ставит конструктору задачу обеспечить при проектировании детали минимальные затраты на проверку и поддержание работоспособности детали в процессе эксплуатации самолёта путём выполнения операций осмотра и технического обслуживания, например, смазки мест сопряжения с соседней деталью в подвижных или малоподвижных соединениях.

Требование ремонтпригодности детали обеспечивается введением допусков на поверхности, сопрягаемые с другими деталями, обеспечивающих взаимозаменяемость, а при необходимости также введением ремонтных допусков.

При разработке требований к проектируемой детали необходимо также внимательно изучить соответствующие разделы учебника [2] и учебных пособий [3], [4], [5].

3 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Исходные данные для проектирования детали формируют в процессе разработки узла, частью которого является проектируемая деталь.

Это, прежде всего, информация о функциях, которые выполняет деталь в составе узла, что подскажет в свою очередь варианты конструктивного оформления сочленений деталей в узле.

Компоновочные ограничения и конфигурация окружающих элементов накладывают на деталь габаритные ограничения, определяют стыковочные поверхности и присоединительные размеры.

Кинематические ограничения определяют степень подвижности детали и положение её элементов относительно сопрягаемых деталей.

Информация о нагрузках представляется, как правило, в виде величин и направлений действия сосредоточенных сил, действующих на деталь извне (со стороны соседних «ответных» деталей) через сопрягаемые поверхности в нормированных расчетных случаях.

Анализ условий эксплуатации может выявить сведения о возможности появления на земле или в воздухе ненормированных нагрузок и другие факторы, влияющие на работоспособность детали, которые надо учесть при проектировании.

Осмысление имеющейся исходной информации уже само по себе является трудным этапом решения проектной задачи. Но важно как можно более полно и точно определить состав исходных данных, конкретные значения или качественное описание входящих в них величин. Это поможет существенно сократить сроки и повысить качество проектирования.

4 УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДЕТАЛИ. ПОДБОР СТАНДАРТНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Одна из основных функций, которую выполняет деталь в составе узла, – это восприятие и передача на уравнивание приложенных к детали внешних сил. Очевидно, что деталь, испытывая действие этих сил, всегда находится в равновесии. Таким образом, самоуравновешенная система действующих на деталь сил включает как приложенные непосредственно к ней внешние силы, так и систему реакций прилегающих ответных деталей. Если деталь мысленно вычленим из состава узла и приложим к ней систему внешних нагрузок и опорных реакций, то эту деталь можно проектировать изолированно от узла.

Схема уравнивания детали разрабатывается в зависимости от выбранного при проектировании узла способа соединения деталей узла с основанием, которым обычно является каркас агрегата. На рис. 5, 6, 7 приведены схемы возможных вариантов соединения деталей с каркасом и схемы их уравнивания.

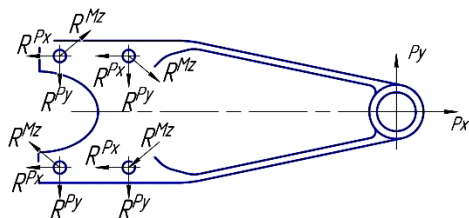


Рис. 5. Схема уравнивания кронштейна группой болтов, работающих на срез (рис. 1, поз. 4)

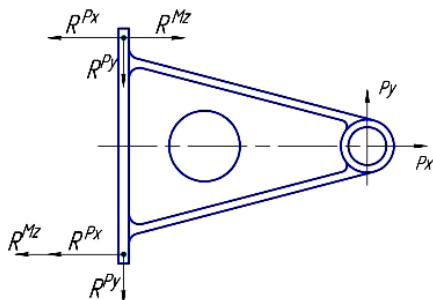


Рис. 6. Схема уравнивания кронштейна посредством основания (рис. 2, поз.7)

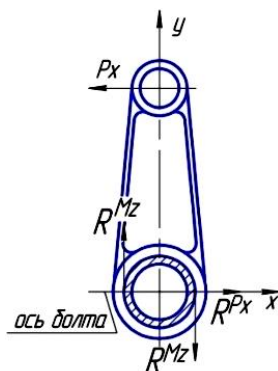


Рис. 7. Схема уравнивания качалки на валу (рис. 1, поз. 6)

Из схем уравнивания видно, что способ соединения влияет на характер силовой работы крепежных элементов (срез, срез с растяжением), что определяет не только их размер, но и тип.

Подбор стандартных деталей целесообразно осуществить до начала конструкторской проработки детали. В этом случае посадочные размеры стандартных изделий (заклепки, болты, подшипники) выступают в качестве дополнительных исходных данных при выборе размеров конструктивных элементов детали.

Подбор крепежных стандартных изделий осуществляется с использованием сборника [6]. Выдержки из него, необходимые для выполнения учебных заданий, приведены в приложении А. При выборе размеров крепежных деталей целесообразно руководствоваться рекомендациями, изложенными в учебных пособиях [3, 4, 6]. Если в проектируемой детали предусмотрена установка подшипников, их подбор осуществляется в зависимости от разрушающей нагрузки по справочнику [7]. Выдержки из справочника, необходимые для выполнения учебной работы, приведены в прил. Б.

При выборе подшипника учитывают не только действующую нагрузку, но и особенности условий работы подшипников в авиационных конструкциях. Подшипники приведенные в авиационных стандартах, имеют значительно меньшую частоту вращения и повышенные требования к уменьшению трения.

При выборе типа подшипника необходимо учитывать следующее. Для соединения, в котором отсутствует перекося (крепление качалок управления на оси), применяются однорядные радиальные подшипники, способные воспринимать и некоторую ненормированную осевую нагрузку. Их достоинство – минимальное сопротивление вращению. Если нет иного способа защитить подшипник от внешнего воздействия, применяют подшипниками с защитными шайбами.

Для соединений, в которых необходимо обеспечить их работоспособность в случае возникновения перекося внутреннего кольца относительно наружного под действием нагрузки (крепление тяг управления к качалкам, навеска рулей и т.п.), используются радиальные сферические одно- и двухрядные подшипники. Они также могут воспринимать незначительную осевую нагрузку.

При больших радиальных нагрузках с перекося применяют шарнирные сферические подшипники.

5 РАЗРАБОТКА ВАРИАНТОВ СИЛОВОЙ СХЕМЫ

Задачей этого этапа проектирования детали является принципиальное обеспечение передачи сил от мест их приложения к местам уравнивания. Поскольку такая передача может быть осуществлена различными способами, проработка принципиальной – на уровне схемы – конструкции детали ведется на основе сравнительного анализа вариантов, удовлетворяющих ранее сформулированным требованиям.

При разработке вариантов и их сравнении необходимо руководствоваться следующими рекомендациями общего характера:

- необходимо стремиться передавать силы кратчайшими путями;

- преимущественно передавать силы выгодными в весовом отношении растяжением, сжатием и сдвигом, избегая по возможности изгибаемых элементов;

- максимально использовать имеющийся в распоряжении конструктора объем для увеличения строительной высоты детали.

Варианты силовых схем прорисовываются в виде эскизов (эскиз – чертеж, выполненный от руки с примерным соблюдением масштаба). Размеры элементов детали – проушин, подошвы, основания, тела детали – задаются на основе анализа прототипов, сделанного ранее. Но уже эта первая прорисовка требует от конструктора учета большинства требований, предъявляемых к проектируемой детали, и прежде всего на этом этапе – технологических и эксплуатационных.

Рассмотрим элементы, из которых может быть построена силовая схема детали.

Стержень – элемент, работающий на осевые силы растяжения или сжатия. Выполненная из стержней деталь представляет собой упругую пространственную или плоскую ферму с шарнирным соединением стержней между собой в узлах фермы. В некоторых случаях, когда оси стержней, сходящихся в узле, пересекаются не в одной точке – центре узла, – приходится учитывать не только осевые сжимающие или растягивающие усилия, но и местные изгибающие моменты. Стержни фермы при этом работают на продольно-поперечный изгиб. Выигрывают, как правило, такие ферменные детали, которые имеют близкие размеры по двум (плоская) или трем (пространственная) осям.

При малых строительных высотах (соотношение сторон 2:1 и более) целесообразно использование балочных конструкций, способных воспринимать нагрузки, действующие в их плоскости: при этом стенка балки работает на сдвиг, а пояса – на растяжение-сжатие. Усилия в поясах, а, следовательно, и их поперечное сечение, не постоянны и увеличиваются по мере удаления расчетного сечения от точки приложения к детали внешней силы и приближения его к местам уравнивания.

Ряд деталей может быть выполнен в виде плоской стенки, передающей в своей плоскости перерезывающую силу и силу растяжения – сжатия. При использовании стенки надо быть уверенным, что деталь не нагружается силами, действующими из плоскости стенки.

Крупногабаритные детали сложной формы могут быть представлены в виде рамы, работающей на изгиб, сдвиг и растяжение в своей плоскости.

Выполнив эскизы трех – четырех вариантов силовой схемы детали, необходимо дать оценку каждого варианта на предмет потенциальной полноты удовлетворения разработанных требований к детали. Важно при этом провести сравнительную оценку способов изготовления детали с учетом применяемого в каждом варианте материала и трудоёмкости.

Окончательное решение о силовой схеме детали целесообразно принимать по результатам сравнительного анализа вариантов с использованием высокоточных математических моделей. В качестве основного критерия для сравнения используется силовой фактор – специальная характеристика, которая одновременно учитывает величину и протяженность действия внутренних усилий в конструкции [8]. Известно, что по величине силового фактора можно приближённо подсчитать теоретическую массу будущей конструкции [8] и оценить, таким образом, относительную эффективность разработанных вариантов силовой схемы детали.

6 ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ СИЛОВОЙ СХЕМЫ ПО КРИТЕРИЮ «СИЛОВОЙ ФАКТОР»

Напомним, что рассматриваем проектирование «силовых» деталей, для которых неотъемлемым элементом функционирования является их силовая работа – восприятие и передача сил (внешних силовых воздействий). Это означает, что в большой мере параметры деталей, от которых зависят их свойства (материал, форма, размеры, масса и т.д.), определяются их силовой работой. В силовой конструкции ее полную массу можно представить состоящей из двух частей: первая обусловлена силовой работой конструкции, и ее можно назвать теоретической массой, – это теоретически минимальная для данного варианта конструкции масса, обеспечивающая передачу конструкцией сил при условии выполнения требований прочности, жесткости, надёжности. Вторая часть массы силовой конструкции обусловлена другими требованиями к ней – например, необходимостью снизить трудоемкость изготовления, выполнить эргономические требования, обеспечить взаимозаменяемость и специальные физические свойства, повысить живучесть и т.д.. Не обсуждая здесь подробно соотношения между этими составляющими полной массы силовой конструкции, напомним, что теоретическая масса силовой конструкции зависит главным образом от ее силовой схемы. Под силовой схемой понимают совокупность силовых элементов конструкции (в нашем случае – детали), определяющих генеральные пути и способы передачи сил. Силовая схема определяется типом силовых элементов, их количеством, расположением в пространстве и способами соединения между собой. Это означает, что в каждом варианте конструкции в соответствии с его силовой схемой будет реализована своя система внутренних усилий, которая осуществляет передачу внешних сил к местам их уравнивания. Очевидно, эти внутренние усилия будут уравнивать внешние силы и в каждом сечении конструкции. Проиллюстрируем это на простом примере (рис. 8). На этом рисунке показана схема сил, действующих на качалку управления.

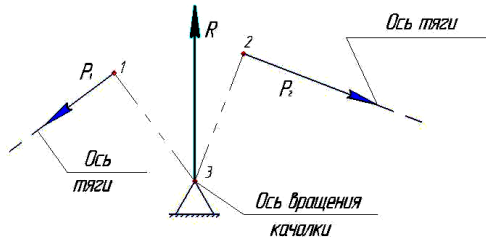


Рис. 8. Схема сил, действующих на качалку управления

В шарнирных узлах соединения качалки с тягами управления (точки 1 и 2) приложены силы, действующие в тягах (P_1 , P_2). В подвижном соединении качалки с кронштейном, закрепленным в свою очередь на каркасе агрегата, – также шарнирном узле (точка 3) – к качалке приложена реакция кронштейна R . При любом фиксированном положении рулевой поверхности качалка неподвижна и находится в состоянии равновесия. Очевидно, что значения сил P_1 и P_2 , действующих в тягах, и реакции кронштейна R не будут зависеть от конструкции качалки.

На рис. 9 (а, б) показаны два возможных варианта силовой схемы качалки. (Разумеется, этими вариантами не исчерпывается все множество возможных вариантов силовой схемы и соответствующих им вариантов конструкции детали).

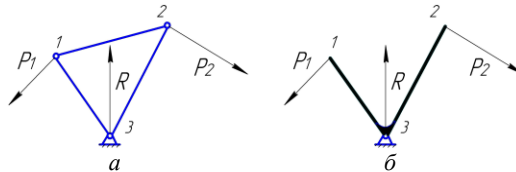


Рис. 9. Варианты силовой схемы качалки: а – ферма, б – рама

Силовая схема качалки на рисунке 9а представляет собой плоскую трехстержневую ферму. Каждый стержень фермы находится в условиях одноосного растяжения (стержень 1-2) или сжатия (стержни 3-1 и 3-2). Определив усилия в стержнях, легко подобрать площади их поперечных сечений и выбрать конструктивные формы стержней и проушин так, чтобы данная силовая схема качалки и ее расчетная модель (схема) с достаточной точностью отражали реальные внутренние усилия в детали.

Силовая схема качалки, представленная на рисунке 9б, – это плоская силовая рама, состоящая из двух прямолинейных участков (рычагов) 3-1 и 3-2, соединенных моментным узлом в точке 3. Каждый рычаг представляет собой консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой на свободном конце. Далее будем называть эту схему балочной. Очевидно, что в каждом поперечном сечении такой балки будут действовать касательные усилия (напряжения τ), уравнивающие перерезывающую силу в данном сечении, и линейно изменяющиеся по высоте сечения знакопеременные нормальные напряжения σ ; можно представить, что равнодействующие нормальных напряжений одинаковых знаков составляют пару сил, уравнивающую изгибающий момент в поперечном сечении балки. На рис. 10 показаны эпюры внутренних силовых факторов (сил и моментов) в элементах качалки для каждого варианта силовой схемы.

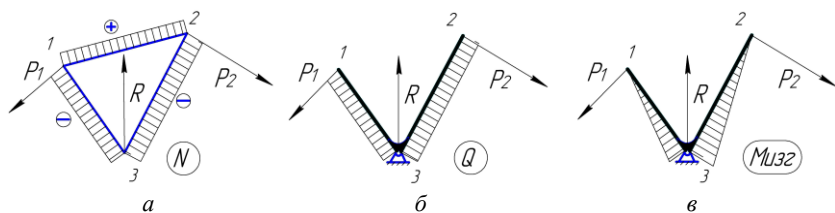


Рис. 10. Эпюры внутренних силовых факторов в элементах качалки:
 а – нормальные усилия в стержнях фермы, б – перерезывающие силы,
 в – изгибающие моменты в рычагах-балках

В варианте ферменной силовой схемы (рис. 9а, 10а) внешние силы P_1 и P_2 частично самоуравновешиваются внутренним усилием растяжения в стержне 1-2. Неуравновешенные в этом стержне составляющие внешних сил P_1 и P_2 внутренними усилиями сжатия в стержнях 3-1 и 3-2 передаются к узлу в точке 3. Здесь противоположно направленные составляющие этих усилий самоуравновешиваются; неуравновешенные составляющие имеют одинаковое направление и в совокупности уравниваются реакцией кронштейна R . Таким образом, в данной силовой схеме внешние силы P_1 и P_2 передаются на опору 3 только внутренними усилиями растяжения-сжатия; их значения и части конструкции, в которых действуют эти усилия (пути передачи внешних сил), определяются схемой фермы – размещением узлов и стержней.

Нормальные напряжения одинаковы во всех точках поперечного сечения каждого стержня. Направление передачи сил в элементе – стержне совпадает с линией действия внутреннего усилия.

В варианте балочной силовой схемы качалки внешние силы P_1 и P_2 уравниваются в каждом поперечном сечении рычагов 3-1 и 3-2 внутренними касательными усилиями – равнодействующими касательных напряжений, действующих в данном поперечном сечении. Значения этих напряжений во всех точках сечения не одинаковы и зависят не только от площади, но и от формы данного поперечного сечения. При этом передача каждым рычагом внешней силы осуществляется по направлению, перпендикулярному линии действия уравнивающего ее внутреннего усилия. Порождаемый таким переносом силы момент (изгибающий момент) вызывает внутренние усилия (и соответствующие напряжения) растяжения-сжатия, уравнивающие этот момент. Таким образом, передача сил P_1 и P_2 в данной схеме осуществляется только вдоль осей рычагов 3-1 и 3-2 (без их частичного уравнивания стержнем 1-2 в предыдущем варианте).

В узле 3 в результате взаимодействия перерезывающих сил в рычагах 3-1 и 3-2 они частично самоуравниваются. Неуравновешенные составляющие складываются, воздействуют на опору – кронштейн и уравниваются его реакцией R . Изгибающие моменты в основаниях рычагов 3-1 и 3-2 взаимно уравниваются на ступице качалки (точка 3). Очевидно, что в обоих вариантах силовой схемы качалки реакция R будет одинаковой.

Если провести полный цикл проектирования детали для каждого из вариантов силовой схемы, то правомерно предположить, что будут получены варианты проекта детали с различными значениями ее массы. Чтобы выбрать рациональный вариант силовой схемы (а следовательно, и принципиальных конструктивных форм элементов) проектируемой детали, необходимо провести сравнение вариантов по значениям силового фактора, вычисленного для каждого варианта. Значение силового фактора в общем случае вычисляется по формуле:

$$G = \int_V \sigma_{\text{экр}} dv, \quad (1)$$

где G – силовой фактор; $\sigma_{\text{экв}}$ – напряжение одноосного напряженного состояния, эквивалентное по удельной потенциальной энергии действующим напряжениям в конструкции dv или подсчитанное по принятой теории прочности; V – полный объем конструкции.

В частном случае для одного стержня фермы значение силового фактора определяется произведением модуля усилия в стержне и его длины; для всей ферменной конструкции силовой фактор вычисляют по соотношению

$$G = \sum_{i=1}^{i=n} |N_i| l_i, \quad (2)$$

где N_i , l_i – соответственно усилие в стержне и длина стержня с номером i ; n – число стержней фермы.

Формулы для вычисления значений силового фактора для некоторых типовых элементов конструкций приведены в приложении В.

Выражение (2) для ферменной конструкции наглядно показывает принципиальный физический смысл силового фактора – это интегральная характеристика силовой конструкции, отражающая одновременно значения внутренних усилий в ее элементах (которыми внешние силовые воздействия на конструкцию передаются к местам их уравнивания) и протяженность действия внутренних усилий (протяженность путей передачи внешних сил). Из выражения (2) со всей очевидностью следует, что по известным значениям силового фактора и характеристик прочности конструкционного материала можно получить значение потребного по условиям прочности объема $V_{\text{потр}}$ (а следовательно, и массы) равнопрочной конструкции фермы.

Действительно, для равнонапряженной фермы

$$G = \sum_{i=1}^{i=n} |\sigma| F_i l_i = |\sigma| V$$

(здесь F_i – площадь поперечного сечения стержня с номером i).

Если принять в первом приближении одинаковое значение разрушающих напряжений во всех стержнях $\sigma_{\text{разр}}$, то

$$V_{\text{потр}} = \frac{G}{\sigma_{\text{разр}}}, \quad m_{\text{равнопр}} = \rho \frac{G}{\sigma_{\text{разр}}}, \quad (3)$$

где $m_{\text{равнопр}}$ – масса равнопрочной конструкции; ρ – плотность конструкционного материала.

Если за разрушающие напряжения принять предел прочности материала σ_v , то выражение (3) для массы можно переписать в виде

$$m_{\text{равнопр}} = \frac{G}{k_{\text{уд.пр}}},$$

где $k_{\text{уд.пр}}$ – коэффициент удельной прочности (удельная прочность) конструкционного материала.

Замечание. В принятой здесь системе единиц СИ $k_{\text{уд.пр}}$ имеет размерность $\text{Н} \times \text{м} \times \text{кг}^{-1}$. Его физический смысл можно представить как величину силового фактора, которая может быть достигнута в равнонапряженной конструкции массой в 1 кг при полном исчерпании прочности материала. В некоторых источниках (см., например, [3]) численные значения коэффициентов удельной прочности конструкционных материалов приводятся в размерности $\text{МПа} \times \text{см}^3 \times \text{кг}^{-4}$. В технической литературе также распространено использование определения $k_{\text{уд.пр}}$ материала как отношение предела прочности материала при растяжении (разрыве) σ_v к удельному весу γ : $k_{\text{уд.пр}} = \sigma_v \gamma^{-1}$ [4]. В этом случае $k_{\text{уд.пр}}$ приобретает размерность линейной величины. Физический смысл этой величины представляют как длину стержня с некоторой одинаковой по длине площадью поперечного сечения, при которой в стержне, нагруженном вдоль его оси только собственным весом, возникнут напряжения, равные пределу прочности материала. В связи с этим ее называют также длиной разрыва. Для авиационных конструкционных материалов эта величина составляет несколько километров.

Подобным образом можно получить из (1) выражения для потребных объема и теоретической массы произвольной конструкции с одинаковыми во всех элементарных объемах (точках) конструкции значениями эквивалентных напряжений и удельной потенциальной энергии деформации:

$$V_{\text{потр}} = \frac{G}{\sigma_{\text{экр}}}, \quad m_{\text{потр}} = \rho \frac{G}{\sigma_{\text{экр}}}. \quad (4)$$

Известно, что в статически определимых конструкциях внутренние усилия (а следовательно, и силовой фактор) не зависят от соотношения жесткостей силовых элементов. В статически

неопределимых конструкциях внутренние усилия определяются, кроме условий равновесия, также условиями совместности деформаций. Уравнения совместности деформаций – математическая модель, отражающая зависимость внутренних усилий от жесткостей силовых элементов. Обширными вычислительными экспериментами установлено следующее замечательное свойство силового фактора: его значение слабо зависит от соотношения жесткостей силовых элементов, а определяется главным образом силовой схемой. Так, площади поперечных сечений некоторых силовых элементов и внутренние усилия в них могут отличаться значительно (даже в несколько раз), в то время как значения силового фактора для конструкции в целом отличаются только на несколько процентов [8].

Эти свойства силового фактора и связанной с ним теоретической массы конструкции дают основание использовать значение силового фактора в качестве удобного критерия для сравнения вариантов силовой схемы конструкции и выбора наилучшего из них. Действительно, из выражений (3) и (4) видно, что для фиксированных (выбранных, заданных) значений $\sigma_{\text{разр}}$ или $\sigma_{\text{экв}}$ потребный объём конструкции определяется значением силового фактора, т.е. её силовой схемой. Следовательно, из нескольких вариантов конструкции, отличающихся силовой схемой, наименьший потребный объём будет иметь вариант с наименьшим значением силового фактора.

Здесь замечательно то, что таким путём конструктор может выбрать лучший – по критерию наименьшего значения теоретической массы – вариант конструкции, имея в распоряжении только сведения о распределении внутренних усилий для каждого рассматриваемого варианта силовой схемы. Подчеркнем, что на этой стадии проектирования нет необходимости окончательно выбирать марку материала и полуфабриката, тщательно назначать жесткости (размеры) силовых элементов – их назначают по простым разумным соображениям. Для каждого варианта силовой схемы строят расчетную модель, по которой выполняют расчёт внутренних усилий, и далее вычисляют значения силового фактора. В относительно простых случаях расчётные модели представляются совокупностями типовых элементов моделей – стержни, балки, рамы, валы, оси, пластинки, элементы оболочек – и расчёт внутренних усилий ведут с использованием известных методов строительной механики. Расчёты следует вести с использованием всех доступных средств автоматизации инженерных расчётов с использованием как универсального (mathcad, matlab и др.), так и

специального программного обеспечения. Если построить расчётную модель в виде ансамбля типовых элементов, для которых известны и достаточно легко выполнимы способы расчёта внутренних усилий, затруднительно, прибегают к построению конечно-элементных моделей (КЭМ) с использованием доступных комплексов компьютерных программ, реализующих метод конечных элементов. При построении КЭМ для целей выбора рационального варианта силовой схемы при проектировании деталей можно воспользоваться рекомендациями методических указаний [9].

В приведенном выше примере детали – качалки управления – варианты силовой схемы детали представлены статически определимыми системами. В случае статически неопределимых систем для расчёта внутренних усилий необходимо задать значения жесткостей элементов силовой схемы. С учётом свойств силового фактора и теоретической массы конструкции – слабой зависимости этих величин от жесткостей силовых элементов – в практике проектирования эта задача решается достаточно легко. Как правило, задают либо одинаковые значения жесткостей однотипных силовых элементов во всех сечениях (т.е. для однотипных элементов КЭМ), либо задают их из соображений здравого смысла исполнителя. Заметим также, что при проектировании детали конструкционный материал на этапе поиска рационального варианта силовой схемы можно принять любой, т.к. значение силового фактора (для принятого распределения жёсткостей силовых или конечных элементов) от свойств материала не зависит.

Силовой фактор имеет размерность работы или энергии, например [ньютон × метр]. Силовой фактор в этом случае можно считать количественным показателем эффективности силовой работы конструкции (показателем ее «силового совершенства»). Его использование в таком качестве вооружает конструктора мощным средством для выбора рационального варианта силовой схемы проектируемой конструкции (детали) для заданных исходными данными геометрических размеров и внешних нагрузок. Вместе с тем, размерная форма силового фактора не позволяет сравнить, например, эффективность силовой работы однотипных или близких по назначению и условиям работы деталей, отличающихся геометрическими размерами и (или) значениями действующих внешних сил. На рис. 11 показана схема простейшей конструкции, обеспечивающей передачу силы P на расстояние L вдоль направления действия силы.

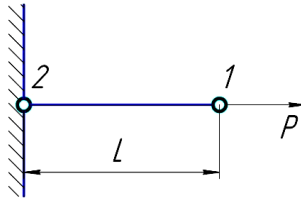


Рис. 11. Передача силы вдоль направления ее действия

Конструктивно это может быть стержень или даже нить (трос), если сила действует только в указанном направлении и создаёт только внутренние усилия растяжения. Вычисление силового фактора этой конструкции тривиально: внутреннее усилие в стержне равно внешней силе P , а значение силового фактора – $|P|L$. Увеличение действующей внешней силы, например, в два раза приведёт к такому же увеличению силового фактора. Ясно, что при этом конструкция не стала "хуже", т.е. показатель эффективности её силовой работы не должен измениться. Подобные соображения можно привести и для случая, когда изменяется только расстояние L при неизменном значении внешней силы P , а также в случае одновременного изменения обеих величин. Данные простейшие рассуждения приводят к выводу, что сравнение эффективности силовой работы конструкций (или вариантов одной конструкции, отличающихся силовыми схемами), целесообразно и удобнее проводить не по абсолютным значениям силового фактора, а по безразмерной величине – коэффициенту силового фактора C_k [10]. Тогда силовой фактор G конструкции, которая передаёт заданную силу P на расстояние L , можно вычислить как произведение $C_k PL = G$. С другой стороны, если известно (вычислено) значение силового фактора G , то значение C_k находится из выражения:

$$C_k = \frac{G}{PL} . \quad (5)$$

Обобщая приведенные соображения применительно к произвольной (любой) конструкции, можно заключить, что коэффициент силового фактора C_k получается как частное от деления значения силового фактора на произведение характерной внешней нагрузки (обобщенной силы) и характерного линейного размера

конструкции – расстояния от места приложения обобщённой силы до места её уравнивания (обобщенной длины «пути» передачи силы). Для простых проектных ситуаций, подобных рассмотренным, определение характерной силы и характерного линейного размера конструкции очевидно. Для качалки, показанной на рис. 4 и передающей силы P_1 и P_2 на опору 3, характерная сила – сумма модулей сил P_1 и P_2 , характерный линейный размер – сумма длин отрезков 1 – 3 и 2 – 3. В более сложных случаях эти определения могут быть не столь очевидными. Так, для крыла самолета в качестве характерной силы принимают подъемную силу Y , создаваемую крылом ($P = Y$), а в качестве характерного линейного размера – площадь крыла в степени $\frac{1}{2}$ [10].

На рис. 12 показаны условия задачи и варианты силовых схем конструкций, осуществляющих передачу силы P на опору, находящуюся на расстоянии L от точки приложения силы, измеренном перпендикулярно направлению действия силы.

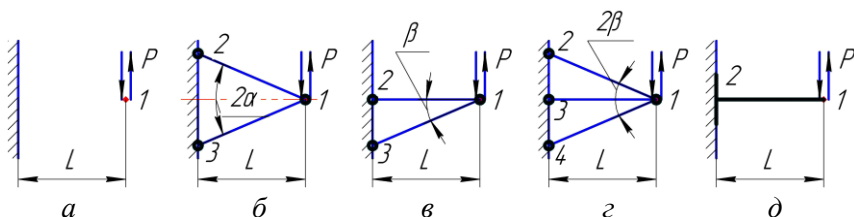


Рис. 12. Условия задачи и варианты силовых схем конструкций:
 а – условия задачи, б – двухстержневая симметричная ферма,
 в – двухстержневая несимметричная ферма, г – трехстержневая ферма,
 д – консольная балка

В вариантах б, в, г передача внешней силы осуществляется только нормальными внутренними усилиями растяжения-сжатия стержней ферм. В варианте д консольная балка испытывает деформацию поперечного изгиба, как и в случае с рычагами качалки балочной силовой схемы (рис. 9б). Передача силы P в этом варианте осуществляется внутренними касательными усилиями в поперечных сечениях балки; порождаемый при передаче силы P изгибающий момент в каждом поперечном сечении уравнивается нормальными усилиями (напряжениями). Схемы,

изображённые на рис. 12б–12д, можно представить как несколько упрощённые условия задачи проектирования, например, кронштейна навески рулевых поверхностей. Действительно, реальные кронштейны устроены так, что их силовые схемы с достаточной точностью могут быть представлены либо фермой, либо балкой. Необходимо только заметить, что балочные кронштейны, как правило, имеют переменную по длине балки высоту, и это обстоятельство необходимо учитывать при построении и анализе силовых схем таких кронштейнов.

Очевидно, что для всех показанных на рис. 12 вариантов кронштейна значения силового фактора будут различными. В этом легко убедиться, выполнив несложные вычисления.

Значения силового фактора для вариантов 12б – 12г вычисляются по соотношению (2), а для варианта кронштейна балочной силовой схемы 12д необходимо воспользоваться формулами из приложения Г. Здесь заметим, что для ферм 12б – 12г можно задаться значениями углов α и β (доопределить условия задачи) либо получить выражение для силового фактора каждой схемы в параметризованном виде как зависимости от этого углового параметра. Для кронштейна балочной схемы лучше рассмотреть два принципиальных варианта: балка с постоянной или переменной по длине высотой, которой надо задаться. Результаты также можно представить либо в численной, либо в параметризованной форме. Сравнение эффективности силовой работы вариантов кронштейна и, следовательно, их весовой эффективности здесь наиболее удобно провести по значениям коэффициента силового фактора, вычисляемого по соотношению (5).

Рассмотрим пример симметричного кронштейна подробнее. Симметрия конструкции делает более простыми вычисления и повышает наглядность результатов, не нарушая в целом общности в подходах к решению задачи. Схема с исходными данными задачи представлена на рис.13. По сравнению с реальной задачей условия нагружения кронштейна упрощены – отсутствует составляющая внешней силы, направленная вдоль оси кронштейна. Будем считать, что размер H определяет расстояние между болтами (группами болтов) крепления кронштейна к неподвижной несущей поверхности. Пунктирной линией ограничена область, которую по условиям компоновки может занимать кронштейн.

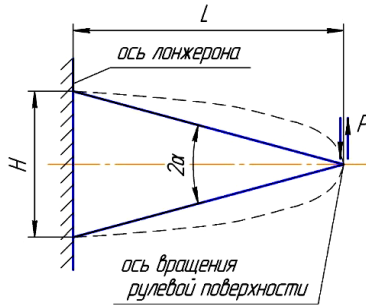


Рис.13. Исходные данные для проектирования кронштейна:

— стержни фермы, - - - - допустимая область размещения балки
(например, теоретический контур агрегата)

Будем рассматривать два варианта кронштейна: в виде двухстержневой фермы (рис.12б) и консольной балки (рис.12д). Проведём сравнение эффективности их силовой работы по значениям силового фактора или коэффициента силового фактора.

Для вычисления силового фактора фермы (рис.13 и рис.12б) найдем внутренние усилия в стержнях N_i и длины стержней l_i , считая заданными размер L и угол α :

$$|N_{1-2}| = |N_{1-3}| = |N| = \frac{1}{2} \frac{P}{\sin \alpha} ;$$

$$l_{1-2} = l_{1-3} = l = L \frac{1}{\cos \alpha} .$$

Силовой фактор

$$G = 2|N|l = 2 \frac{1}{2} \frac{P}{\sin \alpha} L \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{2PL}{\sin 2\alpha} .$$

Коэффициент силового фактора

$$C_{\kappa} = \frac{G}{PL} = \frac{2PL}{PL \sin 2\alpha} = \frac{2}{\sin 2\alpha} .$$

Силовой фактор балки (рис.12д) вычислим с использованием формул, приведённых в прил.Г. Для участка тонкостенной балки длиной dl значение силового фактора dG вычисляется по формуле:

$$dG = 2 \frac{|M|}{h} dl + \sqrt{3} |Q| dl, \quad (6)$$

где M – изгибающий момент; Q – перерезывающая сила; h – высота балки в данном сечении (принята четвертая теория прочности).

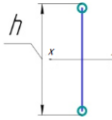
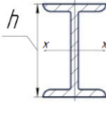
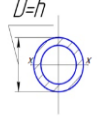
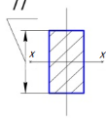
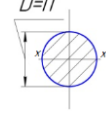
Эта формула записана для балки, имеющей поперечное сечение в виде поясов – стержней, находящихся в условиях одноосного растяжения – сжатия, и стенки (тонкой), работающей на сдвиг и передающей перерезывающую силу. Под высотой h понимается расстояние между центрами тяжести поперечных сечений поясов. Для модели балки в виде идеального двутавра, в которой принято, что весь материал поясов сосредоточен в крайних волокнах, высота h равна геометрической высоте поперечного сечения балки. В реальных конструкциях балок уменьшение расстояния между центрами тяжести поперечных сечений поясов по сравнению с геометрической высотой сечения учитывают путём использования понятия эффективной высоты балки $h_{эф}$:

$$h_{эф} = kh,$$

где k – коэффициент формы поперечного сечения $k < 1$. Его значение для заданной площади поперечного сечения балки зависит от формы поперечного сечения. Значения коэффициента k для некоторых типовых форм поперечного сечения приведены в табл.1.

Заметим, что для балки, имеющей поперечное сечение в форме реального двутавра, фактический момент сопротивления изгибу будет зависеть от конкретных размеров сечения (при заданной площади и высоте h), прежде всего толщины и ширины полков – поясов; а в форме круглого кольца – от соотношения наружного и внутреннего диаметров кольца. Поэтому приведенные в таблице значения k для этих случаев следует считать ориентировочными.

Таблица 1. Значения коэффициента k для некоторых типовых форм поперечного сечения (при изгибе относительно оси x - x)

№ формы поперечного сечения					
Тип формы поперечного сечения балки	Идеальный двутавр	Реальный двутавр	Круглое кольцо	Прямоугольное	Круглое сплошное
Коэффициент формы поперечного сечения	1,0	0,75	0,5	0,35	0,25

Силовой фактор всей конструкции получают интегрированием выражения для dG по длине балки. Чтобы выполнить эти вычисления, введём систему координат и зададимся высотой балки, в общем случае переменной по длине кронштейна. На рис. 14 показаны три примера из возможных вариантов изменения высоты балки – кронштейна: высота балки постоянна и равна теоретической высоте H ; высота балки изменяется линейно от нуля (теоретически) до H ; высота балки повторяет теоретический контур неподвижного ответного агрегата (крыла, оперения, руля и т. п.).

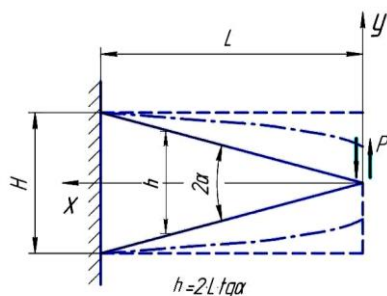


Рис. 14. Варианты изменения высоты балки:

----- балка постоянной высоты, - · - · - теоретический контур агрегата,
— — высота изменяется линейно

На рис. 15 показаны эпюры перерезывающих сил и изгибающих моментов в поперечных сечениях балки для случая, когда внешняя сила направлена вниз.

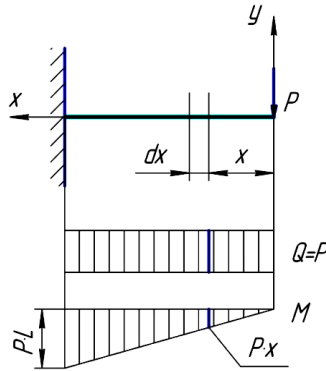


Рис. 15. Эпюры перерезывающей силы и изгибающего момента в кронштейне балочной конструкции (балочной силовой схемы)

Обратимся сначала к кронштейну – балке постоянной высоты. (Этот вариант можно рассматривать как представляющий только теоретический интерес, поскольку кронштейн выходит за обводы контура профиля агрегата и существенно ухудшает аэродинамику несущей поверхности, что может оказаться недопустимым на практике.)

Для участка балки длиной dx (рис. 15) выражение силового фактора dG приобретает вид:

$$dG = 2 \frac{|Px|}{H} dx + \sqrt{3} |P| dx.$$

Значение силового фактора для всей балки вычислим по следующему соотношению, учитывая, что высота балки $H = 2L \operatorname{tg} \alpha$:

$$G = \int_l dG = \int_0^L 2 \frac{|Px|}{H} dx + \int_0^L \sqrt{3} |P| dx = |P| L \left(\frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha} + \sqrt{3} \right).$$

Балка передаёт силу P на расстояние L , коэффициент силового фактора этой конструкции

$$C_k = \frac{G}{PL} = \frac{1}{2\operatorname{tg}\alpha} + \sqrt{3}.$$

Теперь можно провести сравнение вариантов силовой схемы (и в первом приближении – вариантов конструкции кронштейна по массе) по значениям силового фактора или коэффициента силового фактора при различных значениях угла α для ферменной или отношения $\frac{L}{H}$ для балочной схемы. Но прежде получим соотношения для балочного кронштейна с переменной – линейно изменяющейся высотой балки – от 0 (теоретически) в точке приложения силы P до h (рис. 14) в заделке. Известно (из курса сопротивления материалов), что в балке с переменной высотой нормальные усилия в поясах создают ненулевую проекцию на направление перерезывающей силы и частично уравнивают её. В результате в такой балке, по сравнению с балкой постоянной высоты с параллельными поясами, меньшая доля перерезывающей силы уравнивается касательными усилиями, действующими в стенке балки. Схема внутренних усилий в поперечном сечении балки с наклонными поясами показана на рис.16.

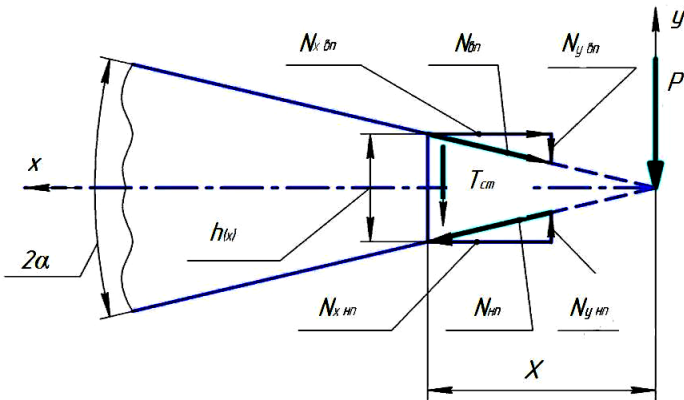


Рис. 16. Внутренние усилия в поперечном сечении балки с наклонными поясами, индексы: *вп* – верхний пояс; *нп* – нижний пояс

Нормальные усилия в поясах, уравнивающие изгибающий момент, – это проекции $N_{xн}$ полных усилий в поясах N_n на ось x . Для

балки в виде идеального двутавра $N_{xn} = \frac{|M(x)|}{h(x)}$, а полное усилие в

поясе $N_n = N_{xn} \frac{1}{\cos\alpha}$. Проекция силы в поясе на направление

действия перерезывающей силы $N_{yn} = |N_{xn}| \operatorname{tg}\alpha$. Напомним, что в выражении (6) для силового фактора балки первое слагаемое отражает значение силового фактора поясов, а второе – стенки. Т.е. при переходе к балке с наклонными поясами значение силового фактора поясов увеличивается, а стенки – уменьшается (при заданном значении текущей высоты $h(x)$ в сечении).

Итак, в балке с наклонными поясами (под углом α к оси балки):

$$dG = 2 \frac{|M(x)|}{h(x)} \frac{dx}{\cos\alpha} + \sqrt{3} \left(P - 2 \frac{|M(x)|}{h(x)} \operatorname{tg}\alpha \right) dx. \quad (7)$$

Здесь $M(x) = Px$, $h(x) = 2x \operatorname{tg}\alpha$.

Подставляя эти выражения в (7) и интегрируя, получаем:

$$G = \int_0^L \frac{2|Px|}{2x \operatorname{tg}\alpha \cos^2\alpha} dx + \int_0^L \left(P - \frac{2Px}{2x \operatorname{tg}\alpha} \operatorname{tg}\alpha \right) dx = \frac{|P|L}{\sin\alpha \cos\alpha} = \frac{2|P|L}{\sin 2\alpha}.$$

Как видно, второе слагаемое обращается в нуль, а силовой фактор в этом случае тождественно равен таковому для симметричной двухстержневой фермы. Это означает, что при такой конфигурации балки стенка в ней становится ненужной и балка превращается в двухстержневую ферму. В реальной конструкции кронштейна это справедливо для случая, когда линии центров тяжести поперечных сечений стержней фермы (оси стержней) пересекаются в центре проушины (подшипника) – в точке приложения внешней силы P . В практике чаще находят применение конструкции балочных кронштейнов, в которых это условие не выполняется. При этом возможны два принципиальных варианта: оси поясов балки пересекаются на расстоянии от заделки, меньшем L (до центра проушины) или большем L (за центром проушины). Схемы очертания осей поясов балочного кронштейна в этих случаях показаны на рис. 17.

Эпюры внешних силовых факторов – перерезывающей силы и изгибающего момента, очевидно, одинаковы для всех трёх вариантов

Найдем усилия в поясах в поперечных сечениях балок \bar{b} и $\bar{в}$, отстоящих на расстояние x от центра проушины. Для этого найдем значения высот балок в данном сечении. Для балок \bar{b} и $\bar{в}$ соответственно эти значения будут:

$$h_{\bar{б}}(x) = 2(x - a_1) \operatorname{tg} \alpha_{\bar{б}}; \quad h_{\bar{в}}(x) = 2(x + a_2) \operatorname{tg} \alpha_{\bar{в}}.$$

Проекция усилий в поясах N_x , параллельные оси кронштейна и уравнивающие изгибающий момент:

$$N_{xn}^{\bar{б}} = \frac{Px}{2 \operatorname{tg} \alpha_{\bar{б}} (x - a_1)}; \quad N_{xn}^{\bar{в}} = \frac{Px}{2 \operatorname{tg} \alpha_{\bar{в}} (x + a_2)}.$$

Полное нормальное усилие, действующее вдоль оси пояса:

$$N_x^{\bar{б}} = \frac{N_{xn}^{\bar{б}}}{\cos \alpha_{\bar{б}}} = \frac{Px}{2 \operatorname{tg} \alpha_{\bar{б}} \cos \alpha_{\bar{б}} (x - a_1)} = \frac{Px}{2 \sin \alpha_{\bar{б}} (x - a_1)};$$

$$N_x^{\bar{в}} = \frac{N_{xn}^{\bar{в}}}{\cos \alpha_{\bar{в}}} = \frac{Px}{2 \operatorname{tg} \alpha_{\bar{в}} \cos \alpha_{\bar{в}} (x + a_2)} = \frac{Px}{2 \sin \alpha_{\bar{в}} (x + a_2)}.$$

Длина отрезка наклонного пояса на участке dx вдоль оси кронштейна:

$$dl = dx \frac{1}{\cos \alpha},$$

($\alpha = \alpha_{\bar{б}}$ или $\alpha = \alpha_{\bar{в}}$). Тогда значения dG поясов для каждого варианта:

$$dG_n^{\bar{б}} = 2 \frac{|Px|}{2 \sin \alpha_{\bar{б}} \cos \alpha_{\bar{б}} (x - a_1)} dx = \frac{2|Px|}{\sin 2\alpha_{\bar{б}} (x - a_1)} dx.$$

По аналогии

$$dG_n^{\bar{в}} = \frac{2|Px|}{\sin 2\alpha_{\bar{в}} (x + a_2)} dx.$$

И значения силового фактора поясов на участках, не занятых проушинами диаметром D :

$$G_n^{\bar{б}} = \int_{D/2}^L \frac{2|Px|}{\sin 2\alpha_{\bar{б}} (x - a_1)} dx; \quad G_n^{\bar{в}} = \int_{D/2}^L \frac{2|Px|}{\sin 2\alpha_{\bar{в}} (x + a_2)} dx.$$

Необходимо еще учесть работу стенки и ее силовой фактор. Часть перерезывающей силы, уравниваемая касательными усилиями в стенке $Q_{\text{ст}}$:

$$Q_{\text{ст}}^{\bar{б}} = P - 2N_{xn}^{\bar{б}} \operatorname{tg} \alpha_{\bar{б}}; \quad Q_{\text{ст}}^{\bar{в}} = P - 2N_{xn}^{\bar{в}} \operatorname{tg} \alpha_{\bar{в}}.$$

Подставляя выражения для N_{xn}^6 , N_{xn}^B , получаем:

$$Q_{ст}^6 = P - 2 \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_6} \frac{x}{x - a_1} \operatorname{tg} \alpha_6 = P \left(1 - \frac{x}{x - a_1} \right) = -P \frac{a_1}{x - a_1}.$$

Знак «минус» в окончательном выражении для $Q_{ст}^6$ означает, что на рассматриваемом участке кронштейна перерезывающая сила в стенке направлена противоположно действующей внешней силе P . Следовательно, в этом случае усилия в поясах кронштейна с увеличением значения координаты x будут уменьшаться. Очевидно, при вычислении силового фактора стенки следует использовать модуль значения $Q_{ст}^6$, т.к. силовой фактор – существенно положительная величина.

$$Q_{ст}^B = P - 2 \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_B} \frac{x}{x + a_2} \operatorname{tg} \alpha_B = P \left(1 - \frac{x}{x + a_2} \right) = +P \frac{a_2}{x + a_2}.$$

В этом варианте знак $Q_{ст}^B$ положителен, и перерезывающая сила в стенке направлена в сторону действующей внешней силы P , усилия в поясах с ростом значений координаты x будут возрастать.

Теперь для стенок выражения $dG_{ст}^6$ и $dG_{ст}^B$ запишутся соответственно:

$$dG_{ст}^6 = \sqrt{3} |Q_{ст6}| dx = \sqrt{3} |P| \frac{a_1}{x - a_1} dx;$$

$$dG_{ст}^B = \sqrt{3} |Q_{стB}| dx = \sqrt{3} |P| \frac{a_2}{x + a_2} dx.$$

Значения силового фактора для стенок получим интегрированием последних выражений на отрезке от $D/2$ до L :

$$G_{ст}^6 = \sqrt{3} |P| \int_{D/2}^L \frac{a_1}{x - a_1} dx;$$

$$G_{ст}^B = \sqrt{3} |P| \int_{D/2}^L \frac{a_2}{x + a_2} dx.$$

Выражения для силового фактора кронштейнов в двух последних вариантах содержат кроме исходных геометрических параметров L и h иные величины, зависящие от условий конкретной задачи: диаметр проушины, который определяется действующей нагрузкой, размерами подшипника и выбранным материалом кронштейна; расстояния a_1 и a_2 , которые также зависят от диаметра проушины и других условий. Провести сравнение этих вариантов в общем виде затруднительно. Используя полученные выражения, читатель может сделать вычисления для каждого конкретного случая и получить практически важный результат. Для облегчения этой работы в прил. Г приведены расчетные формулы, полученные в результате интегрирования выражений для силового фактора поясов и стенок в вариантах схемы b и $в$. Здесь в табл. 2 приведем лишь данные для сравнительного анализа выгодности использования двух крайних вариантов силовой схемы кронштейна: двухстержневой симметричной фермы и балки постоянной высоты. В качестве критерия для сравнения в таблице приведены значения коэффициентов силового фактора G .

Таблица 2. Данные для сравнительного анализа вариантов силовой схемы кронштейна

Ферма, угол α , град.	5	10	15	30	45
Балка, L/h	5,714	2,836	1,866	0,866	0,500
S_G фермы	11,516	5,843	4,000	2,310	2,000
S_G балки, идеальный двутавр	7,327	4,445	3,478	2,478	2,112
S_G балки, реальный двутавр	9,232	5,389	4,100	2,767	2,279

Из таблицы видно, что при малых значениях угла α , т.е. при достаточно больших значениях отношения длины балки к ее высоте, коэффициент силового фактора балки существенно меньше, чем фермы, – в этих случаях выгоднее использовать балочные конструкции. При достаточно больших углах наклона стержней α меньшими становятся значения коэффициента силового фактора ферменной конструкции. В реальных конструкциях кронштейнов нижние границы угла α часто находятся в зоне конкурирующих значений для ферменной или балочной силовых схем кронштейнов. Подчеркнем только, что оценка для фермы справедлива (достаточно точна), если оси стержней пересекаются в центре проушины.

При проектировании деталей сложной формы, например, плоских с большим числом мест приложения внешних сил или пространственных (корпусных) деталей для сравнения вариантов конструкции (силовой схемы) строят конечно-элементные модели. Выполняют расчет напряженного состояния КЭМ и для каждого конечного элемента с номером i вычисляют значение силового фактора G_i :

$$G_i = \sigma_{\text{экр}} V_i,$$

где $\sigma_{\text{экр}}$ – эквивалентное напряжение в элементе с номером i ; V_i – объем этого элемента.

Значение силового фактора G всей КЭМ, состоящей из n элементов, получают простым суммированием значений G_i :

$$G = \sum_{i=1}^{i=n} G_i.$$

Выбор лучшего варианта по критерию массы детали можно провести по значениям силового фактора вариантов. Вместе с тем, всегда полезно вычислять также значения коэффициента силового фактора – безразмерную удельную характеристику – показатель силового совершенства конструкции.

7 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЕТАЛИ

Выбор материала является одним из определяющих факторов обеспечения минимума массы детали при соблюдении расчетных условий, задаваемых техническими требованиями. Это, прежде всего, ресурс, температура эксплуатации, характер приложенных нагрузок, окружающая среда.

Соответственно, к применяемым материалам предъявляются следующие основные требования: высокая удельная прочность при статических нагрузках, высокое сопротивление усталости, коррозионная стойкость, жаростойкость, деформируемость, обрабатываемость, приемлемая цена.

Критерием для выбора материала в первом приближении могут быть характеристики удельной прочности при различных видах деформации [3, 4]:

$$- \frac{\sigma^p}{\rho} - \text{растяжение, сжатие;}$$

$$- \frac{\sigma^{p2/3}}{\rho} - \text{изгиб;}$$

$$- \frac{\tau^p}{\rho} - \text{сдвиг.}$$

Здесь σ^p , τ^p – расчётное напряжение для материала для конкретных расчетных условий; ρ – плотность.

За расчётные напряжения σ^p принимают либо разрушающие напряжения по условиям статической прочности $\sigma^{\text{разр}}$, либо напряжения, обеспечивающие заданный ресурс конструкции; $\sigma^{\text{разр}}$ – разрушающее напряжение материала в конструкции.

$$\sigma^{\text{разр}} = \sigma_{\text{в}} \prod_{i=1}^{i=n} K_i,$$

где K_i – поправочные коэффициенты, учитывающие влияние реальных условий работы силовых элементов (деталей) в конструкции, т.е. отличие реальных условий работы материала в конструкции от условий испытания образцов, при которых получены характеристики свойств материалов, приведенные в справочниках. В первом приближении при проектировании элементов конструкции по условиям статической прочности в произведении Π учитывают два коэффициента K_1 и K_2 : K_1 – коэффициент, учитывающий уменьшение

площади поперечных сечений конструктивных элементов отверстиями под крепеж; коэффициент K_2 учитывает влияние концентрации напряжений в силовых элементах при разрушении. Если в процессе работы конструкция подвергается нагреву, необходимо учесть влияние рабочей температуры. При более тщательном проектировании учитывают влияние на работоспособность материала длительности эксплуатации, технологических процессов, воздействия окружающей среды и других факторов. В современном авиастроении особую важность составляет учет влияния многократного нагружения и требование обеспечения усталостной прочности конструкции. Для обеспечения этого требования разрушающее напряжение по условию статической прочности уменьшается путем введения в произведение Π соответствующего коэффициента

$$K_{уст} = \frac{\sigma^p}{\sigma_{разр}}$$

где σ^p – расчетное напряжение с учетом повторного циклического нагружения. В практике проектирования такое напряжение называют допусковым напряжением и обозначают $[\sigma]$. (Не следует путать это напряжение с допусковым напряжением, принятым в общем машиностроении и имеющим аналогичное обозначение.) Значения коэффициентов $K_{уст}$ принимают по результатам испытаний образцов с типовыми концентраторами напряжений, приведенным в справочнике [11].

Задача выбора материала существенно упрощается, если заранее известен способ изготовления заготовки детали (литье, горячая штамповка, сварка, механическая обработка), который ограничивает круг приемлемых материалов. Выбор материала, в свою очередь, сужает круг возможных способов изготовления.

Режим термообработки, определяющий механические характеристики материала детали, назначается одновременно с выбором материала и обоснованием расчетных допусковых напряжений. Сведения о выбранном режиме термообработки выносятся на поле чертежа в раздел «Технические требования».

В первом приближении материал можно выбрать по характеристикам, приведенным в табл. П.Д.1 прил.Д. Однако окончательное решение может быть принято только с учетом всех характеристик материала, приведенных в справочнике [11].

Для конструктивных элементов с относительно малой интенсивностью нагружения предпочтительным может быть применение «легких» материалов с малой плотностью даже при их меньшей, по сравнению с более «тяжелыми» материалами, удельной прочности. В таких случаях увеличенные, по сравнению с изготовленными из высокопрочных материалов большой плотности, размеры деталей (площади поперечных сечений стержневых, толщины стеночных элементов) из «легких» материалов позволяют повысить значения критических усилий, уменьшить массу подкрепляющих элементов, а также повысить степень монолитности конструкций. (Заметим, что использование в качестве основных авиационных конструкционных материалов алюминиевых сплавов, а не высокопрочных сталей, уже является практическим результатом такого подхода.) Широкий перечень применяемых в авиастроении конструкционных материалов отражает многообразие условий эксплуатации конструкций и предъявляемых к ним требований и во всех случаях ставит задачу тщательного обоснования выбора конструкционного материала с целью принятия наилучшего решения.

8 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ДЕТАЛИ

Проектировочный расчет выполняется с целью определения размеров сечений детали по условиям прочности и проводится последовательно для каждого элемента конструкции на основании принятой расчетной схемы по каждому опасному сечению. Для каждого расчетного сечения приводится эскиз, из которого должны быть понятны его расположение в детали и форма. Методику выполнения проектировочного расчета покажем на примере кронштейна и качалки.

В большинстве случаев в силовом отношении кронштейн представляет собой балку переменной строительной высоты или ферму с защемленным или шарнирно закрепленным в двух узлах основанием («подошвой»). В более сложных конструкциях возможна комбинация этих схем.

Характерной особенностью кронштейна балочной конструкции (рис. 18) является наличие стенки 2, передающей к местам опирания детали перерезывающую силу и работающей на сдвиг.

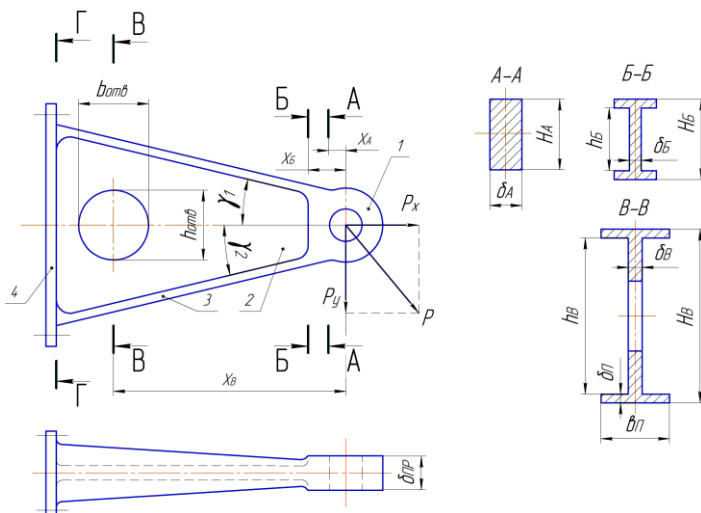


Рис. 18. Кронштейн балочной конструкции:
1 – проушина, 2 – стенка, 3 – пояс, 4 – основание («подошва»)

В кронштейне ферменной конструкции (рис. 19) внешняя нагрузка передается растяжением/сжатием поясов, а стенка вырождается в вертикальные ребра поясов, подкрепляющие их от потери устойчивости.

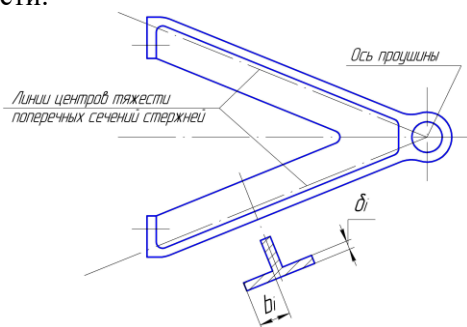


Рис. 19. Кронштейн ферменной конструкции

Расчет целесообразно вести в определенной последовательности параллельно с разработкой конструкции детали – выбором её конструктивных форм и размеров отдельных элементов.

1. Подбор стандартных изделий.

Проектировочный расчет кронштейна, качалки, как и любой детали, начинают с подбора стандартных изделий (болтов, подшипников, втулок и т. п.), входящих в состав узла. Типовые методики подбора этих элементов изложены в [12].

2. Расчет проушин (рис.18, поз.1).

В подавляющем большинстве случаев кронштейны имеют одну проушину («ухо») с установленным в ней подшипником или две проушины («вилка») с запрессованными втулками либо без втулок. Особенности расчета проушин различных конструкций подробно изложены в [13].

Проушины качалок выполняются и рассчитываются аналогично. Исключение составляет опорная проушина качалки – ступица. Для обеспечения восприятия случайных боковых нагрузок на качалку в ступице устанавливают два разнесённых подшипника, а её ширина принимается не менее 30 мм [4, с.89].

3. Расчет зоны перехода проушины в тело детали (рис.18, сечение А-А).

В общем случае эта зона имеет прямоугольное сечение, работающее на изгиб от силы P_y и растяжение или сжатие от силы P_x .

Условие прочности для этого случая:

$$\sigma_A = \frac{M_A}{W_A} + \frac{P_x}{F_A} \leq \sigma^p, \quad (8)$$

где σ_A, M_A, W_A, F_A – силовые и геометрические характеристики сечения А-А, соответственно нормальное напряжение, изгибающий момент, момент сопротивления изгибу, площадь поперечного сечения; σ^p – расчётное (максимально допустимое) нормальное напряжение, принятое для детали.

Из (8) с учетом рис.18:

$$\frac{M_A}{\delta_A H_A^2} + \frac{P_x}{\delta_A H_A} \leq \sigma^p. \quad (9)$$

Из этого неравенства нужно определить высоту H_A и толщину δ_A сечения А-А. Это можно сделать, задаваясь одним из размеров из каких-либо соображений. Например, можно задать высоту сечения H_A , исходя из принятого в силовой схеме положения поясов, либо задать толщину сечения несколько меньше толщины проушины $\delta_{пр}$ (рис. 18) для обеспечения беспрепятственной механической обработки ее боковых поверхностей. Обычно принимают $\delta_A = \left[\delta_{пр} \dots (\delta_{пр} - 3) \right]$ мм.

Перечисленные выше расчеты не зависят от силовой схемы детали. Так же рассчитываются аналогичные зоны качалок.

4. Расчет тела кронштейна.

Выше отмечалось, что силовая работа элементов тела балочного и ферменного кронштейнов существенно различны. Соответственно, отличаются и расчеты этой части детали.

а) Расчет тела балочного кронштейна.

Проектировочный расчет тела балочного кронштейна (рис.18) целесообразно начинать с определения толщины стенки. Считая, что стенка работает на сдвиг от силы P_y , условие прочности для нее в общем виде записывается

$$\tau = \frac{Q_{cti}}{H_i \delta_i} \leq \tau^p, \quad (10)$$

где Q_{cti} – доля перерезывающей силы, воспринимаемая стенкой в i -ом сечении (рис.20); τ^p – расчётное (максимально допустимое) касательное напряжение, принятое для детали.

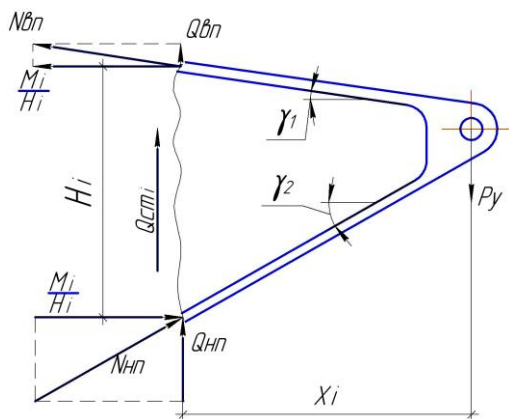


Рис. 20. К расчёту тела балочного кронштейна

Изгибающий момент в сечении кронштейна создает в верхнем и нижнем поясах нормальные усилия $N_{ВП}$ и $N_{НП}$. Если пояса расположены под углом к оси детали (углы γ_1 и γ_2), вертикальные компоненты этих усилий частично уравнивают силу P_y . Из условия равновесия

$$P_y = Q_{ВП} + Q_{НП} + Q_{ст.и}.$$

Таким образом, доля стенки в передаче перерезывающей силы

$$Q_{ст.и} = P_y - Q_{ВП} - Q_{НП}; \quad (11)$$

$$Q_{ВП} = \frac{M_i}{H_i} \operatorname{tg} \gamma_1, \quad Q_{НП} = \frac{M_i}{H_i} \operatorname{tg} \gamma_2. \quad (12)$$

Для изображенного на рис.18 кронштейна опасными для стенки являются сечения Б-Б (сечение с минимальной строительной высотой) и В-В (сечение по отверстию).

Для сечения Б-Б из (10) имеем

$$\delta_B \geq \frac{Q_{ст.Б}}{H_B \tau^p}.$$

Так как $M_B = P_y X_B$ и с учетом (11) и (12) получаем:

$$\delta_B \geq \frac{P_y \left[1 - \frac{X_B}{H_B} (\operatorname{tg}\gamma_1 + \operatorname{tg}\gamma_2) \right]}{H_B \tau^p}. \quad (13)$$

Вырезы в стенках кронштейнов (сечение В-В) делаются либо для облегчения конструкции в зонах больших высот детали, либо по компоновочным соображениям для прокладки через плоскость кронштейна тяг, трубопроводов, электрических жгутов. При этом нужно учитывать концентрацию напряжений на краях отверстия. Тогда

$$\delta_B \geq \frac{P_y \left[1 - \frac{X_B}{H_B} (\operatorname{tg}\gamma_1 + \operatorname{tg}\gamma_2) \right]}{(h_B - h_{\text{отв}}) \tau^p} k, \quad (14)$$

где k – коэффициент концентрации напряжений, определяемый по справочникам. В первом приближении можно принять

$$k \approx 1 + 2 \sqrt{\frac{h_{\text{отв}}}{b_{\text{отв}}}}.$$

Здесь $h_{\text{отв}}$, $b_{\text{отв}}$ – размеры отверстия (рис. 18).

Если отверстий несколько, требуемую толщину стенки следует определять в сечениях по каждому отверстию.

В соответствии с требованиями производства толщина стенки кронштейна должна быть постоянной. Следует также учитывать технологические ограничения на минимальное значение толщины стенки, достижимое при выбранном способе получения заготовки детали δ_T [14, 15, 16].

Окончательно значение толщины стенки принимают как максимальное из всех найденных значений

$$\delta = \max \{ \delta_B, \delta_V, \delta_T \}.$$

Далее определяют размеры поясов (сечение В-В): ширина b_n и толщина δ_n пояса. Форма и размеры поперечных сечений поясов определяются, как минимум, для двух крайних сечений. Расчет ведется в соответствии с нагружением сечений – как правило, изгиб с растяжением или сжатием.

Условия прочности для верхнего и нижнего поясов аналогичны:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{вп}i} &= \left(\frac{M_i}{W_i} \pm \frac{P_x}{F_i} \right) \leq \sigma^p, \\ \sigma_{\text{нп}i} &= \left(\frac{M_i}{W_i} \pm \frac{P_x}{F_i} \right) \leq \sigma^p, \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

где $\sigma_{\text{вп}i}$, $\sigma_{\text{нп}i}$ – нормальные напряжения в верхнем и нижнем поясах; M_i , W_i , F_i – изгибающий момент, момент сопротивления изгибу, площадь рассматриваемого сечения.

Геометрические характеристики сечений (W_i , F_i) полностью определяются размерами элементов сечений, из которых неизвестными остаются ширина b_n и толщина δ_n верхнего и нижнего поясов (рис. 18).

Найти рациональные значения этих размеров из одного условия прочности позволяет учет двух обстоятельств.

Первое. По технологическим требованиям толщины поясов (δ_n) должны быть постоянными по всей длине. Таким образом, получение необходимой по условию прочности площади поперечного сечения пояса обеспечивается изменением его ширины (b_n).

Второе. Пояса кронштейна могут нагружаться сжимающими усилиями. Для обеспечения устойчивости полок отношение ширины пояса к его толщине не должно быть очень большим. Для правильно сконструированного пояса

$$\frac{b_n}{\delta_n} = 5 \dots 10. \quad (16)$$

Так как наибольшее усилие в поясе и его максимальные размеры реализуются в сечении у основания кронштейна (сечение Г-Г), расчет целесообразно начинать именно с него.

Из условий прочности (15) с учетом рекомендаций (16) находят толщину пояса и его максимальную ширину. Минимальную ширину пояса (толщина поясов постоянна!) определяют в сечении Б-Б, в котором минимально значение изгибающего момента.

Полки сжатых поясов обязательно проверяют на местную устойчивость.

Отметим, что тела разнообразных рычагов и плеч рычажных качалок по силовой работе и конструкции в большинстве случаев

принципиально не отличаются от конструкции тела балочного кронштейна. Поэтому расчёты подобных деталей выполняют по приведённой методике.

б) Расчет тела ферменного кронштейна.

Тело ферменного кронштейна (рис. 19) состоит из двух поясов, оси которых (прямые, проходящие через центры тяжести сечений поясов) пересекаются в точке приложения внешней нагрузки.

Условие прочности для растянутого пояса:

$$\sigma_{\text{раст}} = \frac{N_{\text{раст}}}{F_{\Pi}} \leq \sigma_{\text{раст}}^{\text{p}}. \quad (17a)$$

Условия прочности для сжатого пояса:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{сж}} = \frac{N_{\text{сж}}}{F_{\Pi}} \leq \sigma_{\text{сж}}^{\text{p}}; \\ \sigma_{\text{сж}} \leq \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{\text{кро}} \\ \sigma_{\text{кром}} \end{array} \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (17б)$$

Здесь $N_{\text{раст}}$, $N_{\text{сж}}$ – растягивающее и сжимающее усилия в поясе; $\sigma_{\text{раст}}^{\text{p}}$, $\sigma_{\text{сж}}^{\text{p}}$ – расчётные нормальные напряжения при растяжении и сжатии поясов; $\sigma_{\text{кро}}$, $\sigma_{\text{кром}}$ – критические напряжения общей и местной форм потери устойчивости.

Из (17а) и (17б) определяются требуемые значения площадей поперечных сечений поясов F_{Π} при работе на растяжение и сжатие. За окончательное значение принимается максимальное из них.

Критические напряжения общей и местной форм потери устойчивости можно определить, например, по [4].

Если расчётная модель адекватна реальной конструкции, форма поперечного сечения пояса может быть любой. Но практически всегда полного соответствия нет: например, нет реального шарнирного соединения стержней фермы (поясов кронштейна) с проушиной и основанием. В этих зонах в процессе силовой работы возникают местные деформации изгиба, не учтённые в расчёте. Поэтому сечению пояса придают форму, рациональную с точки зрения работы на изгиб, – чаще тавровую (рис. 19). Кроме того, такая форма удовлетворяет требованиям производства и обеспечения устойчивости пояса.

Тело плоской ферменной качалки по конструкции и силовой работе принципиально не отличается от тела ферменного кронштейна. Поэтому оно может рассчитываться по приведённой методике.

5. Расчёт основания кронштейна.

В большинстве случаев основание работает как пластина с заделкой на поясе кронштейна (рис. 21). Возможны два варианта заделки: односторонняя (рис. 21, а) и угловая (рис. 21, б).

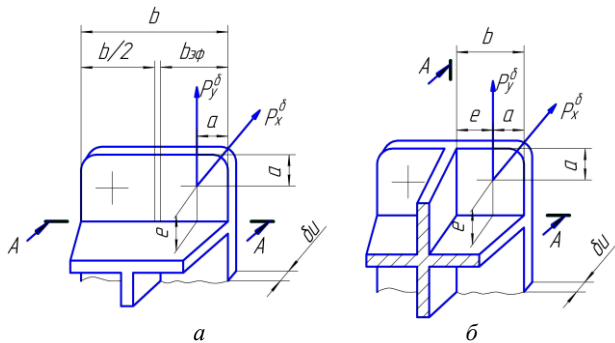


Рис. 21. Основание – пластина с заделкой на поясе кронштейна:
а – односторонняя заделка, б – угловая заделка

Ширина основания b определяется из конструктивных соображений:

— b не может быть меньше ширины горизонтальной полки пояса $b \geq b_n$;

— должно выполняться ограничение на минимальное расстояние t между отверстиями под болты $t \geq 3d$, где d – диаметр отверстия; должно обеспечиваться минимальное расстояние a от оси отверстия до края основания $a \geq (1,5 \dots 2,0)d$;

— необходимо выполнить требования производства, обеспечивающие подход инструмента для затяжки болтового соединения [17]. В первом приближении можно принять:

$e \geq 0,8S$ – для односторонней заделки основания;

$e \geq 1,1S$ – для угловой заделки основания.

Здесь S – размер болта (гайки) «под ключ».

Таким образом, расчёт основания сводится к определению его толщины $\delta_{\text{осн}}$.

От усилия, срезающего болт (P_y^6), основание работает на смятие.

$$\sigma = \frac{P_y^6}{d\delta_{\text{см}}} \leq \mu\sigma^p. \quad (18)$$

Коэффициент $\mu = \begin{cases} 1,0 \dots 1,3 - \text{для разъемного соединения;} \\ 1,3 \dots 1,5 - \text{для неразъемного соединения.} \end{cases}$

Из (18) находится толщина основания по условию прочности на смятие $\delta_{\text{см}}$:

$$\delta_{\text{см}} \geq \frac{P_y^6}{d\mu\sigma^p}.$$

От усилия, растягивающего болт (P_y^6), основание работает на изгиб. Опасным является сечение А-А. Кроме изгибающего момента, в этом сечении действуют растягивающие или сжимающие усилия от P_y^6 .

Условие прочности для этого сечения:

$$\sigma = \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{раст/сж}} \leq [\sigma]^p. \quad (19)$$

Здесь $\sigma_{\text{и}}$ – нормальное напряжение при работе основания на изгиб; $\sigma_{\text{раст/сж}}$ – нормальное напряжение при работе основания на растяжение или сжатие.

Вследствие контакта основания с опорной поверхностью изгиб носит стеснённый характер:

$$\sigma_{\text{и}} = K_{\text{стес}} \frac{M}{W};$$

где $K_{\text{стес}}$ – коэффициент, учитывающий стеснённость изгиба. Его значение зависит от соотношения жесткостей основания кронштейна и опорной поверхности. В первом приближении можно принять $K_{\text{стес}} = 0,5$. Более точное значение $K_{\text{стес}}$ может дать конечно-элементный анализ этой зоны на подробных моделях. $M = P_x^6 e$ – изгибающий момент в сечении А-А. W – момент сопротивления изгибу в сечении А-А.

Для сечения А-А, имеющего прямоугольную форму,

$$W = \frac{b_{\text{расч}} \delta_u^2}{6},$$

δ_u – толщина основания из условия прочности на изгиб; $b_{\text{расч}}$ – «расчетная» ширина основания:

$$b_{\text{расч}} = \min \left\{ \frac{b}{2}; b_{\text{эф}} \right\} \text{ – для односторонней заделки основания}$$

(вариант а);

$$b_{\text{расч}} = \min \{ b; b_{\text{эф}} \} \text{ – для угловой заделки основания (вариант б);}$$

$b_{\text{эф}}$ – ширина участка основания, эффективно работающего на изгиб.

В первом приближении можно принять

$b_{\text{эф}} = S + 3,5e$ – для односторонней заделки основания, здесь S – размер болта «под ключ»;

$$b_{\text{эф}} = 2a + \pi e \text{ – для угловой заделки основания.}$$

Таким образом, условие прочности (19) можно записать в следующем виде:

$$3 \frac{P_x^6 e}{b_{\text{расч}} \delta_u^2} + \frac{P_y^6}{\delta_u b_{\text{расч}}} \leq \sigma^p. \quad (20)$$

Из (20) определяется требуемое значение толщины основания δ_u в сечении А-А.

Окончательно толщина основания принимается максимальной из двух найденных значений:

$$\delta_{\text{осн}} = \max \{ \delta_{\text{см}}; \delta_u \}.$$

В случае, когда гарантировано отсутствие нагрузки на кронштейн, перпендикулярной его плоскости, возможен вариант крепления детали между двумя хвостиками нервюр (рис.22). Такие кронштейны выполняются в виде пластины постоянной толщины. Крепёжные детали работают на срез по двум плоскостям, компонентами которого являются усилия от внешней нагрузки P_x , P_y и от момента вследствие внецентренного приложения внешней нагрузки (момент сил P_x и P_y относительно центра жесткости соединения – т. С на рис. 22). Определение результирующего усилия, срезающего болт (заклёпку), и определение наиболее нагруженного из них изложено, например, в [4].

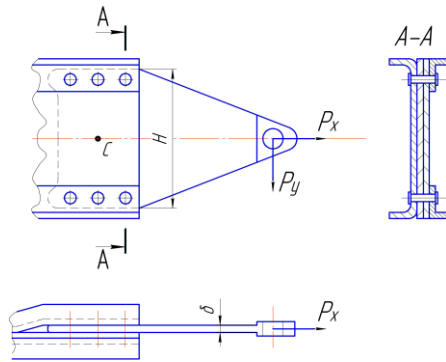


Рис. 22. Схема крепления детали между двумя хвостиками нервюры

Анализ силовой работы такого варианта крепления кронштейна позволяет сформулировать следующие рекомендации:

1) целесообразно располагать заклёпки на максимальном расстоянии от их общего центра жёсткости, используя всю строительную высоту опоры (это уменьшает усилие на крепёж от внецентренного приложения внешней нагрузки);

2) крепёж следует размещать максимально компактно в направлении оси кронштейна (с минимальным шагом), так как это уменьшает плечо силы P_y и величину момента от внецентренного приложения внешней нагрузки;

3) нецелесообразно ставить болты (заклёпки) на оси кронштейна. Крепежная деталь перед центром жёсткости будет сильно перегружена, а за центром жёсткости, наоборот, будет работать неэффективно.

Для кронштейна опасным является сечение А-А, ослабленное отверстиями под болты (заклёпки) и воспринимающее полную нагрузку. В общем случае сечение работает на изгиб с растяжением/сжатием, от которых в нем возникают нормальные напряжения, соответственно $\sigma_{и}$ и $\sigma_{раст/сж}$, и на сдвиг от силы P_y , вызывающий касательное напряжение σ . Размеры сечения определяются из условия совместного действия этих силовых факторов:

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_{и} + \sigma_{раст/сж})^2 + 3\tau^2} \leq \sigma^p. \quad (21)$$

Учитывая прямоугольную форму сечения А-А и его ослабление отверстиями, получаем:

$$\sqrt{\left[\frac{6M}{(H - nd)(\delta')^2} + \frac{P_x}{(H - nd)\delta'} \right]^2 + 3 \left[\frac{P_y}{(H - nd)\delta'} \right]^2} \leq \sigma^p, \quad (22)$$

здесь M – изгибающий момент в сечении А-А; d, n – диаметр отверстий и их число в сечении А-А.

Помня о необходимости использовать максимально большую строительную высоту (H) кронштейна, из (22) определяют требуемую толщину полотна детали (δ').

Для обеспечения прочности детали на смятие следует определить толщину полотна по условию:

$$\sigma = \frac{P_{cp}^{max}}{d\delta''} \leq 1,3\sigma^p,$$

откуда

$$\delta'' \geq \frac{P_{cp}^{max}}{d1,3\sigma^p}.$$

Здесь P_{cp}^{max} – срезающее усилие, действующее в поперечном сечении наиболее нагруженного болта (заклёпки).

За окончательное значение толщины полотна детали принимается максимальное значение из двух найденных:

$$\delta = \max \{ \delta'; \delta'' \}.$$

При выполнении учебной работы описание каждого конкретного расчета в обязательном порядке содержит: эскиз и (или) расчетную схему рассчитываемого элемента детали или сечения; формулировку задачи расчета; исходные данные для расчета; расчетные условия; собственно расчет; заключение по расчету [9]. Общим итогом расчетов является сводная таблица коэффициентов избытка прочности по всем расчетным сечениям. Отдельные размеры детали определяются не прочностными, а иными конструктивными соображениями (например, условиями размещения крепежа и обеспечением подходов для инструментов). Коэффициенты избытка прочности по этим размерам могут быть значительными.

9 МОДИФИКАЦИЯ СЕЧЕНИЙ ДЕТАЛИ С УЧЕТОМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ И ОГРАНИЧЕНИЙ

Способ изготовления заготовки детали (горячая штамповка, литье, сварка, механическая обработка) накладывает свои ограничения на форму и размеры детали и ее отдельных элементов. Соответствующие требования для каждого из способов изложены в рекомендациях по технологичности самолётных конструкций [14], а также в учебных пособиях [15], [16].

При сохранении расчетных площадей сечений для детали, изготавливаемой горячей штамповкой [16], подбираются: ориентация плоскости разъема штампа, толщина и угол наклона полотна (стенки); площадь отверстий облегчения, пробиваемых при штамповке; толщина и высота ребер; расстояние между ребрами. Для детали, изготавливаемой литьем [15], выбираются: способ литья; форма детали и ее элементов, обеспечивающая равномерность остывания отливки; поверхность разъема формы; литейные уклоны; минимальные толщины стенок; толщины ребер и расстояние между ними; радиусы сопряжений и закруглений; предельные отклонения размеров.

Заметим, что выбор размеров элементов детали должен производиться с учетом последующей механической обработки сопрягаемых поверхностей и, иногда, облегчения или пригонки по массе. Выбрав размеры детали, по рекомендациям [11, 18] назначают антикоррозионное покрытие детали.

10 ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА ДЕТАЛИ

Чертеж детали оформляют в соответствии с требованиями ГОСТ 2.109-73. Чертеж должен содержать всю информацию, необходимую для изготовления и контроля детали, а также для разработки чертежей технологической оснастки. Он должен быть представлен необходимым количеством видов, разрезов, сечений, полностью и однозначно определяющих (в совокупности с размерами и техническими требованиями) форму детали, требования к точности исполнения размеров детали и к шероховатости её поверхностей.

Чертеж выполняется на листе бумаги стандартного формата (размером не менее А3). Искусство состоит в том, чтобы возможно меньшим количеством линий дать читателю чертежа полное представление о форме детали.

Далее в чертеже представляются все необходимые размеры и их предельные отклонения. Указание размеров следует производить от баз, принятых для механической обработки, которые, как правило, являются конструкторскими базами.

Для всех поверхностей детали указывают требуемую шероховатость. Шероховатость поверхности и точность исполнения размеров детали должны быть увязаны между собой. В технических требованиях чертежа должны быть указаны термообработка, система покрытий, требование к контролю, способ пригонки по массе, способ и места клеймения и маркировки [18].

В основной надписи чертежа необходимо обозначить материал в состоянии поставки, массу детали и указать номер чертежа.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Виртуальный кабинет конструкций самолётов: учеб. мультимедиа комплекс / *А. В. Соловов [и др.]*. Самара: ЦНИТ СГАУ, 2006. [http:// www.cnit.ssau.ru/virt_lab/index.htm](http://www.cnit.ssau.ru/virt_lab/index.htm).
2. *Житомирский Г.И.* Конструкция самолетов: учеб. для вузов по специальности "Самолето- и вертолетостроение" направления подгот. "Авиастроение". 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2005. 405 с.
3. *Ендогур А.И.* Проектирование авиационных конструкций : проектирование конструкций деталей и узлов: учеб. пособие для вузов РФ по направлению подгот. дипломир. специалиста 160200 "Авиастроение" и специальности 160201 "Самолето- и вертолетостроение". М.: МАИ-ПРИНТ, 2009. 537 с.
4. Проектирование конструкций самолетов: учеб. для студентов вузов, обучающихся по специальности «Самолетостроение» / *Е.С. Войт [и др.]*. М.: Машиностроение, 1987. 416 с.
5. *Вильчек М.И.* Проектирование узлов силовых конструкций летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1985. 64 с.
6. Детали крепежные: сб. стандартов. М.: Минавиапром СССР, 1987.
7. *Зайцев А.М., Коросташевский Р.В.* Авиационные подшипники качения / под ред. Р.В. Коросташевского; М.: Оборонгиз, 1963. 340 с.
8. *Комаров В.А.* Автоматизация проектирования авиационных конструкций: учеб. пособие. Самара: СГАУ, 1993. 72 с.
9. *Резниченко Г.А.* Проектирование детали: метод. указания. Изд-во Самарского университета, 2017. 42 с.
10. *Комаров В.А.* Конструкция и проектирование несущих поверхностей летательных аппаратов: учеб. пособие. Самара: СГАУ, 2002. 96 с.
11. Авиационные материалы. Т.1–5. М.: ОНТИ ВИАМ, 1973–1986.
12. Проектирование соединений «ухо-вилка» : учеб. пособие / *В. Н. Майнсков [и др.]*. Самара: СГАУ, 2011.
13. Расчет и проектирование проушин: учеб. пособие / *В. Н. Майнсков [и др.]*. Самара: СГАУ, 2011.
14. Рекомендации по технологичности самолетных конструкций / под общим руководством и редакцией докт. техн. наук, проф. В.В. Бойцова. 2-е изд. М.: Оборонгиз, 1963.

15. *Майнсков В.Н., Власов Н.В.* Конструирование деталей авиационных конструкций из литых заготовок: учеб. пособие. Самара: СГАУ, 2002. 61 с.

16. *Майнсков В.Н., Власов Н.В.* Конструирование деталей авиационных конструкций из горячештампованных заготовок : учеб. пособие. Самара: СГАУ, 2002. 25 с.

17. *ГОСТ 13682 – 80.* Места под ключи гаечные. Размеры. Введ. с 01.07.81. М.: Изд-во стандартов, 1994. 7с.

18. *Майнсков В.Н.* Технические требования на чертежах: метод. указания. Куйбышев: КуАИ, 1982. 30 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица П.А.1. Расчетные разрушающие нагрузки на срез болтов
по ОСТ 1.31100-80

Расчетные разрушающие нагрузки на <u>срез</u> болтов по ОСТ 1.31100-80								
Номинальный диаметр гладкой части стержня болта, мм	Марка материала							
	30ХГСА, 16ХСН, 40ХН2МА			30ХГСН2А	13Х11Н282 МФ-Ш		10Х11Н23Т3 МР-ВД	
	Температура, С							
	25	100-300	400	25	500	25	650	
Расчетная разрушающая нагрузка, Н								
5	13400	13400	-	-	10550	6600	11720	7950
6	19300	19300	16500	28000	15500	9600	16700	11330
7	26400	26400	22400	-	-	-	-	-
8	34300	34300	29200	49700	27500	17200	29700	20200
9	43700	43700	37100	-	-	-	-	-
10	53900	53900	45600	77500	43300	27050	47350	32200
12	77500	77500	-	111800	-	-	66900	52400
14	105000	105000	-	152100	-	-	90500	70600
15	120700	120700	-	-	-	-	-	-
16	137300	137300	-	198200	-	-	120900	94970
17	155000	155000	-	-	-	-	-	-
18	174600	174600	-	251100	-	-	-	-
20	214800	214800	-	311000	-	-	-	-
22	260000	260000	-	375700	-	-	-	-
24	310000	310000	-	447300	-	-	-	-
Примечание: Значения расчетных разрушающих нагрузок на срез не распространяются на болты из стали 16ХСН диаметром более 10 мм и из стали 40ХН2МА диаметром менее 10 мм.								

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица П.Б.1. Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные

Тип под-шипника	Размеры					Допускаемая нагрузка, даН			Разрушающая радиальная нагрузка при качании $R_{разр}$, даН
	Подшипника				Шарика	Статическая $Q_{ст}$	Радиальная при 100 000 циклов качения $R_{доп}$	Радиальная при 25 000 циклов качения $R_{доп}$	
	d	D	b	r					
1005	5	19	6	0,5	3,175	50	220	320	1700
1006	6	19	6	0,5	3,175	50	220	320	1700
1007	7	22	7	0,5	3,175	70	280	400	2000
1008	8	22	7	0,5	3,175	70	280	400	2000
1009	9	26	8	1	3,969	90	395	560	2700
1200	10	30	9	1	4,763	140	570	810	3700
1300	10	35	11	1	5,556	180	910	1300	4700
1201	12	32	10	1	4,763	150	630	900	3800
1301	12	37	12	1,5	6,35	240	1200	1700	5800
1202	15	35	11	1	5,556	200	860	1230	4900
1302	15	42	13	1,5	6,35	270	1330	1890	6000
1203	17	40	12	1,5	5,556	250	1030	1480	5500
1303	17	47	14	1,5	7,144	370	1850	2640	7800
1204	20	47	14	1,5	6,35	320	1350	1930	6300
1304	20	52	15	2	7,144	410	2020	2880	8000
1205	25	52	15	1,5	7,144	410	1710	2450	7300
1305	25	62	17	2	8,731	610	3020	4300	10000
1206	30	62	16	1,5	7,938	590	2470	3530	9700
1306	30	72	19	2	9,525	830	3900	5500	10600
1207	35	72	17	2	7,938	680	2820	4030	10000
1307	35	80	21	2,5	10,319	1000	4900	1000	11800
1208	40	80	18	2	8,731	780	3630	5180	11600
1308	40	90	23	2,5	11,113	1300	6100	8600	14700
1209	45	85	19	2	9,525	980	4060	5800	11600
1210	50	90	20	2	9,525	1100	4570	6530	13000
1211	55	100	21	2,5	10,319	1360	5660	8090	16000
1212	60	110	22	2,5	11,113	1580	6570	9380	18000

Таблица П.Б.2. Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные с двумя защитными шайбами без сепаратора

Тип подшипника	Размеры						Допускаемая нагрузка, даН		Разрушающая радиальная нагрузка при качении $R_{разр}$, даН
	Подшипника					Шарика	радиальная при 100 000 циклов качения $R_{доп}$	радиальная при 25 000 циклов качения $R_{доп}$	
	d	D	b	b_1	r	$d_{ш}$			
Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные с двумя защитными шайбами без сепаратора									
971067	7	24	12	18	1	3,175	450	700	2400
971800	10	37	16	20	1	5,159	1200	1500	4500
Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные									
961066	6	22	7	11	0,5	3,175	280	400	2000
Шарикоподшипники радиальные сферические однорядные с двумя защитными шайбами без сепаратора									
981065	5	20	7	8	0,5	3,175	240	300	1200
981067	7	24	9	12	0,8	3,969	380	460	1800
981028	8	24	12	16	0,5	3,969	380	460	1800
981028	8	30	10	14	0,5	4,763	590	740	2900
981700	10	37	12	16	0,5	5,556	640	800	3200
981701	12	42	13	17	0,8	6,35	850	1050	4200
981702	15	52	15	20	1	8,731	1450	1800	7300
981704	20	52	15	20	1	7,144	1300	1600	6500
981705	25	62	17	22	1	8,731	1800	2200	9200

Таблица П.Б.3. Допускаемые нагрузки для шарнирных подшипников

Условное обозначение подшипника		Размеры, мм						Допускаемая нагрузка, даН	
								для типов Ш и ШС	для типа ШМ
для подвижных соединений	для неподвижных соединений	d	D	b	b_1	d_1	r		
Ш5; ШС5	ШМ5	5	14	4	6	10	0,5	1000	2000
Ш6; ШС6	ШМ6	6	14	4	6	10	0,5	1000	2000
Ш7; ШС7	ШМ7	7	17	5	8	13	0,5	1625	3250
Ш8; ШС8	ШМ8	8	17	5	8	13	0,5	1625	3250
Ш9; ШС9	ШМ9	9	20	6	9	16	0,5	2400	4800
Ш10; ШС10	ШМ10	10	20	6	9	16	0,5	2400	4800
Ш12; ШС12	ШМ12	12	22	7	10	18	1	3150	6300
Ш15; ШС15	ШМ15	15	28	8	12	23	1	4600	9200
Ш17; ШС17	ШМ17	17	32	10	14	26	1	6500	13000
Ш20; ШС20	ШМ20	20	35	12	16	29	1	8700	17400
Ш25; ШС25	ШМ25	25	42	16	20	35	1	14000	28000
Ш30; ШС30	ШМ30	30	47	18	22	40	1	18000	36000
Ш35; ШС35	ШМ35	35	55	21	26	47	1,5	24675	49350
Ш40; ШС40	ШМ40	40	62	22	28	53	1,5	29150	58300
Ш45; ШС45	ШМ45	45	70	25	32	60	2	37500	75000
- ШС50	ШМ50	50	75	28	35	66	2	46200	92400
- ШС55	-	55	85	32	40	74	2	59200	-
- -	ШМ60	60	90	34	44	80	2	-	136000
- ШС100	-	100	125	25	30	114	1,5	71250	-
- ШС101	-	110	150	35	40	132	2	115500	-
2Ш10; 2ШС10	2ШМ10	10	30	10	14	22	1	5500	11000
2Ш12; 12ШС12	2ШМ12	12	32	12	16	24	1	7200	14400
2Ш15; 12ШС15	2ШМ15	15	35	14	18	27	1	9450	18900
2Ш17; 12ШС17	2ШМ17	17	40	14	21	31	1	10850	21700
- -	2ШМ20	20	47	15	26	35	1	-	26250
- -	2ШМ25	25	52	15	28	40	1,5	-	30000
- -	9ШМ35	35	55	15	22	46	1	-	34500
- -	2ШМ45	45	85	23	30	69	2	-	79350

ПРИЛОЖЕНИЕ В

РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ ВЫЧИСЛЕНИЯ СИЛОВОГО ФАКТОРА КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ

Силовой фактор – комплексная характеристика силовой работы конструкции, учитывающая величину внутренних усилий в элементах конструкции и протяженность их действия. В общем случае силовой фактор G вычисляют по формуле:

$$G = \int_V \sigma_{\text{эКВ}} dV,$$

где $\sigma_{\text{эКВ}}$ – одноосное напряжение, эквивалентное по удельной потенциальной энергии действительному напряженному состоянию в объеме dV или подсчитанное по принятой теории прочности.

По четвертой теории прочности эквивалентное напряжение связано с компонентами действительного напряженного состояния следующими известными соотношениями:

— одноосное напряженное состояние (растяжение или сжатие):

$$\sigma_{\text{эКВ}} = |\sigma|;$$

— двухосное (плоское) напряженное состояние с компонентами $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_{xy}$:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2},$$

или в главных напряжениях σ_I, σ_{II} :

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_I^2 + \sigma_{II}^2 - \sigma_I \sigma_{II}};$$

здесь и далее μ – коэффициент Пуассона.

— трехосное (объемное) напряженное состояние (компоненты $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{zx}$):

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_y \sigma_z - \sigma_z \sigma_x + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)},$$

или в главных напряжениях $\sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}$:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_I^2 + \sigma_{II}^2 + \sigma_{III}^2 - \sigma_I \sigma_{II} - \sigma_{II} \sigma_{III} - \sigma_{III} \sigma_I}.$$

1. Элементы находятся в одноосном напряженном состоянии.

1.1 Стержень длиной l , нагруженный силой $\pm P$

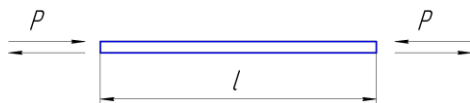


Рис. П.В.1. Стержень длиной l , нагруженный силой $\pm P$

$$G = |P|l.$$

1.2 Пластина постоянной толщины δ с размерами в плане l и b в одноосном поле погонных усилий $\pm \bar{N} = \pm \sigma \delta$

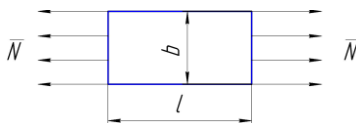


Рис. П.В.2. Пластина постоянной толщины δ с размерами в плане l и b в одноосном поле погонных усилий $\pm \bar{N}$

$$G = |\bar{N}|bl = Pl,$$

(P – внешняя сила: $P = \bar{N}b$).

1.3 Ферма из n стержней с номерами i , длинами стержней l_i и с усилиями в стержнях N_i :

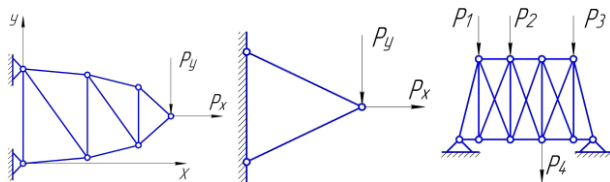


Рис. П.В.3. Ферма из n стержней с номерами i , длинами стержней l_i и с усилиями в стержнях N_i

$$G = \sum_{i=1}^{i=n} |N_i| l_i.$$

2. Элементы находятся в двухосном напряженном состоянии.

2.1 Пластина постоянной толщины δ с размерами в плане l и b в плоском напряженном состоянии с компонентами напряжений σ_x , σ_y , τ_{xy} :

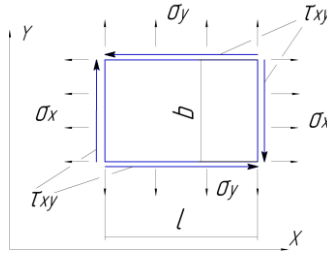


Рис. П.В.4. Пластина постоянной толщины δ с размерами в плане l и b в плоском напряженном состоянии с компонентами напряжений σ_x , σ_y , τ_{xy}

$$G = \sigma_{\text{экв}} V = lb\delta \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - 3\sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = lbR_{\text{экв}}$$

($R_{\text{экв}}$ – эквивалентный поток усилий, $R_{\text{экв}} = \delta\sigma_{\text{экв}}$).

2.2 Пластина с теми же размерами в условиях чистого сдвига ($\sigma_x = \sigma_y = 0$, $\tau_{xy} \neq 0$, $|\sigma_I| = |\sigma_{II}| = |\tau_{xy}|$)

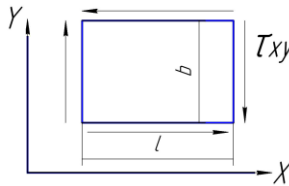


Рис. П.В.5. Пластина постоянной толщины δ с размерами в плане l и b в условиях чистого сдвига

$$G = V\sigma_{\text{экв}} = lb\delta \sqrt{\sigma_I^2 + \sigma_{II}^2 - \sigma_I^2\sigma_{II}^2} = lb\delta \sqrt{3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3}\tau_{xy} lb\delta,$$

($Q = \tau_{xy}b$ – перерезывающая сила, действующая в поперечном

сечении пластины).

2.3 Балка в виде идеального или реального двутавра при поперечном изгибе: комбинация стержней – поясов, находящихся в условиях одноосного растяжения или сжатия, и стенки, находящейся в условиях практически чистого сдвига:

2.4

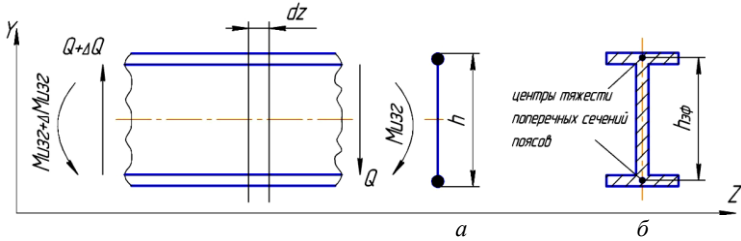


Рис. П.В.6. Балка в виде идеального (а) и реального (б) двутавра

Для балки а:

$$dG = 2 \frac{|M_{\text{изг}}(z)|}{h} dz + \sqrt{3} |Q| dz.$$

Для балки б:

$$h_{\text{эф}} = k h; \quad k = \frac{h_{\text{эф}}}{h};$$

$$dG = 2 \frac{|M_{\text{изг}}(z)|}{h_{\text{эф}}} dz + \sqrt{3} |Q(z)| dz = 2 \frac{|M_{\text{изг}}(z)|}{h} dz + \sqrt{3} |Q(z)| dz.$$

$$G = 2 \int_l \frac{|M_{\text{изг}}(z)|}{h(h_{\text{эф}})} dz + \sqrt{3} \int_l |Q(z)| dz.$$

Напоминаем, что здесь $h_{\text{эф}}$ – эффективная высота балки.

2.5 Тонкостенная цилиндрическая оболочка толщиной δ (тонкостенный замкнутый контур с площадью контура Ω и

периметром Π), нагруженная крутящим моментом $M_{кр}$ на участке длиной l .

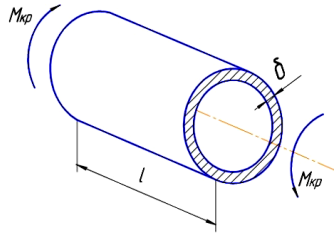


Рис. П.В.7. Тонкостенная цилиндрическая оболочка толщиной δ , нагруженная крутящим моментом $M_{кр}$ на участке длиной l

Материал оболочки-контра находится в условиях практически чистого сдвига, касательные напряжения в поперечном сечении оболочки (в замкнутом контуре).

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2\Omega\delta}.$$

$$G = V\sigma_{экр} = \Pi\delta l \frac{M_{кр}}{2\Omega\delta} \sqrt{3} = \frac{\sqrt{3}}{2} M_{кр} l \frac{\Pi}{\Omega}.$$

Для кругового цилиндра радиусом r :

$$G = \sqrt{3} \frac{M_{кр}}{r} l.$$

2.6 Участок тонкостенной круговой цилиндрической оболочки радиусом r , длиной l и толщиной δ , нагруженной избыточным внутренним давлением $p_{изб}$ (участок герметичного фюзеляжа самолета на достаточном удалении от герметичных шпангоутов-днищ).

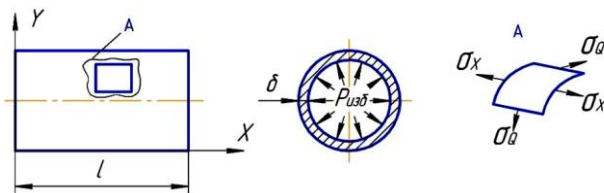


Рис. П.В.8. Участок тонкостенной круговой цилиндрической оболочки радиусом r , длиной l и толщиной δ , нагруженной избыточным внутренним давлением $p_{изб}$

Материал оболочки находится в двухосном напряженном состоянии. В цилиндрических координатах компоненты напряжений растяжения вычисляются по формулам:

$$\sigma_x = \frac{p_{изб}r}{2\delta}; \quad \sigma_\theta = \frac{p_{изб}r}{\delta}; \quad \tau_{r\theta} = 0.$$

Легко видеть, что $\sigma_{экр} \approx \sigma_\theta$, тогда

$$G = \sigma_\theta 2\pi r \delta l = 2\pi r^2 l p_{изб}.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ ВЫЧИСЛЕНИЯ СИЛОВОГО ФАКТОРА БАЛОЧНОГО КРОНШТЕЙНА

Приведены расчетные формулы для вычисления силового фактора кронштейна в случаях, когда оси стержней–поясов кронштейна балочной силовой схемы, нагруженного силой P_y , пересекаются либо до центра проушины (вариант б на рис.10), либо за центром проушины (вариант в на том же рис.).

Вариант б.

Исходное соотношение для вычисления силового фактора участка кронштейна, не занятого проушиной диаметром D :

$$G^{\bar{6}} = \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_{\bar{6}}} \int_{D/2}^L \frac{x}{x-a_1} dx + \sqrt{3}|P| \int_{D/2}^L \frac{a_1}{x-a_1} dx.$$

Здесь первое слагаемое отражает силовой фактор поясов $G_n^{\bar{6}}$, второе – стенки $G_{ст}^{\bar{6}}$ кронштейна. Выполним интегрирование для каждого слагаемого отдельно.

$$\begin{aligned} G_n^{\bar{6}} &= \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_{\bar{6}}} \int_{D/2}^L \frac{x}{x-a_1} dx = \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_{\bar{6}}} \int_{D/2}^L \frac{x-a_1+a_1}{x-a_1} dx = \\ &= \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_{\bar{6}}} \int_{D/2}^L \left(1 + \frac{a_1}{x-a_1} \right) dx = \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_{\bar{6}}} \left\{ L - \frac{D}{2} + a_1 \left[\ln(L-a_1) - \ln\left(\frac{D}{2} - a_1\right) \right] \right\} = \\ &= \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_{\bar{6}}} \left(L - \frac{D}{2} + a_1 \ln \frac{L-a_1}{\frac{D}{2} - a_1} \right). \end{aligned}$$

Итак,

$$G_n^{\bar{6}} = \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_{\bar{6}}} \left(L - \frac{D}{2} + a_1 \ln \frac{L-a_1}{\frac{D}{2} - a_1} \right).$$

$$G_{\text{cr}}^6 = \sqrt{3}|P| \int_{D/2}^L \frac{a_1}{x-a_1} dx = \sqrt{3}|P| a_1 \ln \frac{L-a_1}{\frac{D}{2}-a_1}.$$

Окончательно выражение для силового фактора кронштейна в варианте б принимает вид:

$$G^6 = \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_6} \left(L - \frac{D}{2} + a_1 \ln \frac{L-a_1}{\frac{D}{2}-a_1} \right) + \sqrt{3}|P| a_1 \ln \frac{L-a_1}{\frac{D}{2}-a_1}.$$

Вариант в.

Исходное соотношение для вычисления аналогичного участка кронштейна:

$$G^B = \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_B} \int_{D/2}^L \frac{x}{x+a_2} dx + \sqrt{3}|P| \int_{D/2}^L \frac{a_2}{x+a_2} dx.$$

Поступая аналогично варианту б, получаем:

$$\begin{aligned} G_n^B &= \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_B} \int_{D/2}^L \frac{x+a_2-a_2}{x+a_2} dx = \frac{2(P)}{\sin 2\alpha_B} \int_{D/2}^L \left(1 - \frac{a_2}{x+a_2} \right) dx = \\ &= \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_B} \left\{ L - \frac{D}{2} - a_2 \left[\ln(L+a_2) - \ln\left(\frac{D}{2}+a_2\right) \right] \right\} = \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_B} \left(L - \frac{D}{2} - a_2 \ln \frac{L+a_2}{\frac{D}{2}+a_2} \right). \end{aligned}$$

Итак,

$$\begin{aligned} G_n^B &= \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_B} \left(L - \frac{D}{2} - a_2 \ln \frac{L+a_2}{\frac{D}{2}+a_2} \right). \\ G_{\text{cr}}^B &= \sqrt{3}|P| \int_{D/2}^L \frac{a_2}{x+a_2} = \sqrt{3}|P| a_2 \ln \frac{L+a_2}{\frac{D}{2}+a_2}. \end{aligned}$$

Окончательно выражение для силового фактора кронштейна в варианте *в* принимает вид:

$$G^B = \frac{2|P|}{\sin 2\alpha_B} \left(L - \frac{D}{2} - a_2 \ln \frac{L + a_2}{\frac{D}{2} + a_2} \right) + \sqrt{3}|P|a_2 \ln \frac{L + a_2}{\frac{D}{2} + a_2}.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица П.Д.1. Примеры материалов, применяемых для изготовления деталей

Марка	σ_b , МПа	Состояние поставки	Основное применение
<i>Стали</i>			
30ХГСА	1100 – 1300	Поковки	Ответственные узлы, кронштейны, фитинги
35ХГСЛ	1000	Отливки	Детали шасси, подкосы и др.
<i>Алюминиевые сплавы</i>			
В95Т1	540	Прутки	Механически обработанные детали
АК4-1	370	Прутки	Кованые детали, работающие при температуре 200°С
АК-6	420	Поковки	Кронштейны и аналогичные детали
1933-Т2/Т3	450-520	Кованые и прессованные полуфабрикаты	Фитинги, шпангоуты, кронштейны и др.
В-1963	500-560	Кованые и прессованные полуфабрикаты	Сильно нагруженные шпангоуты, фитинги, кронштейны и др.
АЛ9	210	Литье	Средненагруженные детали
АЛ19	340	Литье	Нагруженные детали
ВАЛ12	550	Литьё в кокиль и литьё под давлением	Взамен поковок и штамповок
ВМЛ124-Т6	330	Отливки	Кронштейны, качалки, фермы, рамы и др.
<i>Титановые сплавы</i>			
ВТ1	360 – 550	Штамповка	Детали каркаса
ВТ20	950-1150	Плиты, штамповки, профили, прутки, листы	Детали и сварные узлы планера самолёта
ВТ22	1030	Поковки, штамповки, прутки, плиты, прессованные профили	Крупногабаритные детали внутреннего силового набора
<i>Магниевые сплавы</i>			
МА14	275	Плиты, профили, штамповки	Качалки, кронштейны, рычаги и детали внутреннего набора
МА22	335	Плиты, профили, штамповки	Детали могут работать при температуре до 200°С. Хорошо сваривается аргонодуговой сваркой.

Учебное издание

*Козлов Дмитрий Михайлович,
Майнсков Владимир Николаевич,
Резниченко Геннадий Алексеевич*

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛИ

Учебное пособие

Редактор Т. С. Зинкина
Компьютерная вёрстка А. В. Ярославцева

Подписано в печать 21.03.2017. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. 5,0.
Тираж 25 экз. Заказ . Арт. 7/2017.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»
(Самарский университет)
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

ДЛЯ ЗАМЕТОК

ДЛЯ ЗАМЕТОК