

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
"КОНСТРУИРОВАНИЕ ШАССИ И УПРАВЛЕНИЯ САМОЛЕТОВ"

1.1. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

В соответствии с учебным планом каждый студент выполняет курсовой проект по одному из двух разделов дисциплины: "Конструирование шасси" или "Конструирование управления самолетов". Исходные данные для проекта он получает из разработанных кафедрой индивидуальных заданий.

В виде поощрения творческой инициативы студентов разрешается в проекте разработать стойку шасси или укрупненный узел управления для промышленности или по теме научно-исследовательской работы студента. В этом случае студент самостоятельно формулирует задание, конкретизируя исходные данные и требования, которым должна удовлетворять разрабатываемая конструкция. Задание оформляется аналогично заданиям кафедры и утверждается руководителем проекта и кафедральным руководителем курсового проектирования на 5-м курсе. Объем проекта также должен соответствовать требованиям кафедры.

Независимо от темы проект должен состоять из двух тематических чертежей (графической части) и пояснительной записки.

В соответствии с принятым в промышленности порядком оформления конструкторской документации по шасси и управлению, на первом листе графической части проекта (чертеж № I) выполняется сборочно-установочный чертеж разработанной конструкции шасси или управления, содержащий две основные проекции: вид сбоку (направление полета всегда принимается справа налево) и вид против полета (для шасси) или вид сверху (для управления). На чертеже также должны быть все дополнительные виды, разрезы и сечения, выявляющие как конструкцию деталей, так и способы их соединения и крепления к конструкции планера самолета. Размеры чертежа, определяемые размерами конструкции и выбранным масштабом основного изображения, как правило, соответствуют 4...6 листам формата А1 (594x841). Рекомендуемые масштабы основных проекций: 1:1, 1:2, в редких случаях (для крупногабаритных конструкций) 1:5. Местные разрезы и сечения рекомендуется выполнять в масштабе 1:1. Примеры выполнения чертежа № I показаны на рис. 1.1, 1.2, на которых условно сняты номера позиций деталей и другие надписи.

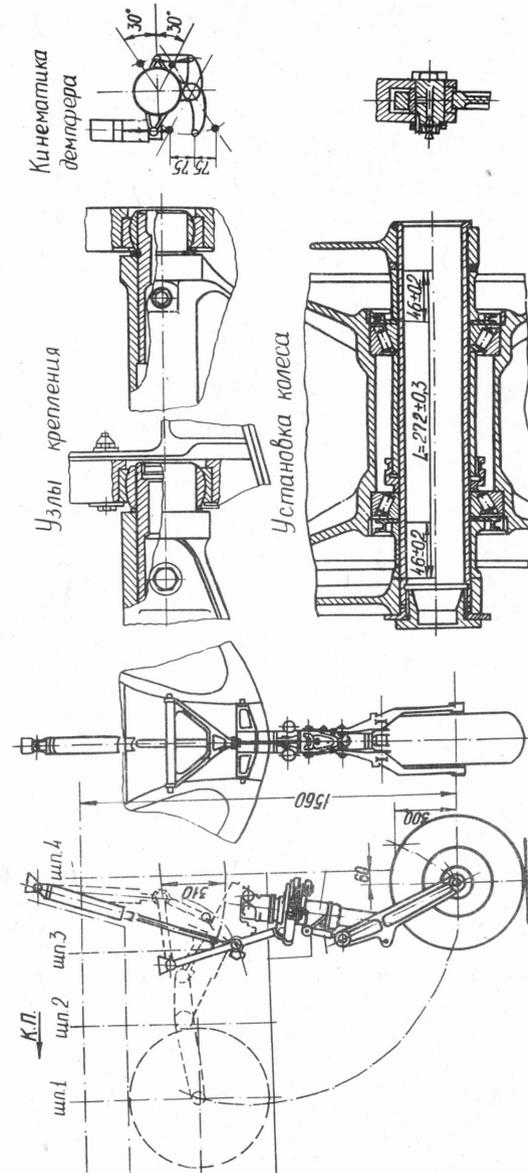


Рис. 1.1. Пример выполнения чертежа № I по теме "Шасси"

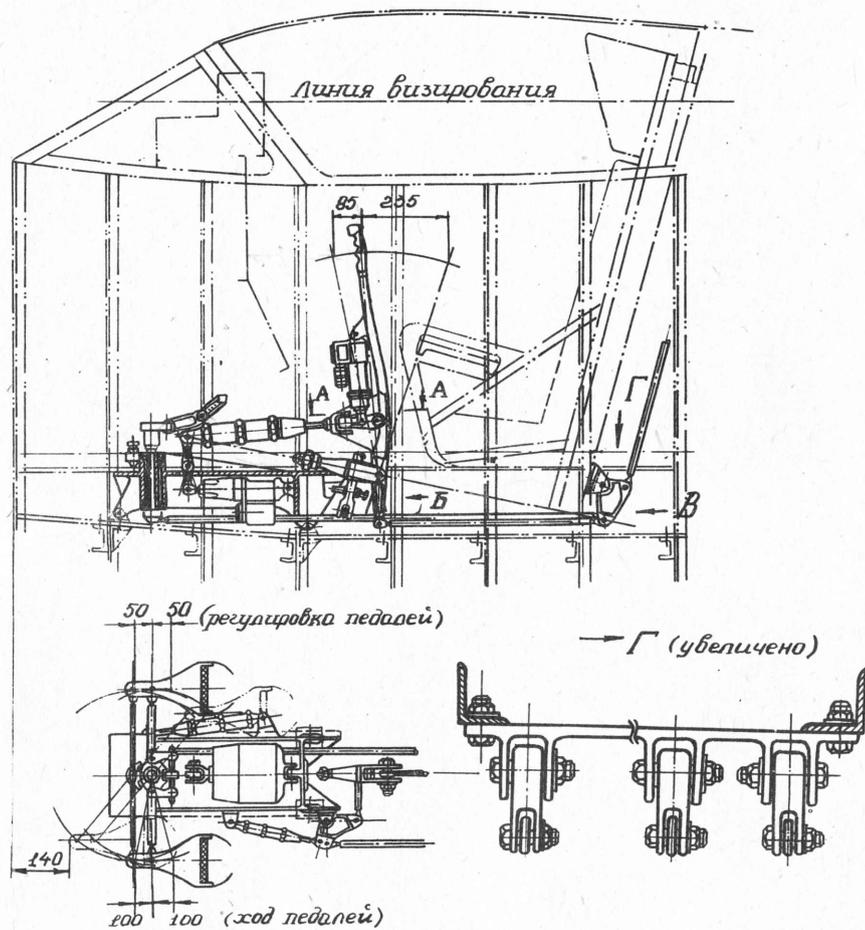
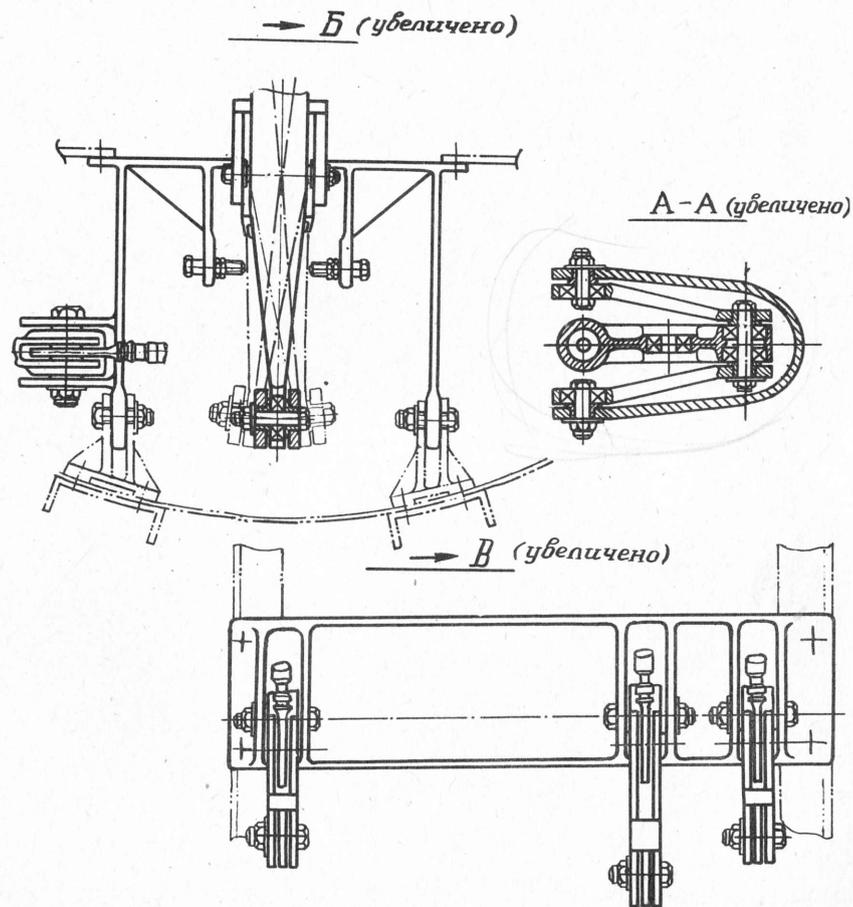


Рис. 1.2. Пример выполнения



чертежа № I по теме "Управление"

На втором листе графической части (чертеж № 2) выполняется сборочный чертеж конструктивно-технологического узла (подборки), изображенного на чертеже № 1 (амортизатора, силового подъемника с механическим замком, силового подкоса с замком - для шасси или загрузочного устройства, механизма изменения передаточного отношения, механизма включения-выключения и т.д. - для управления). Рекомендуемый масштаб изображения - 1:1 (для крупных узлов - 1:2), формат листа - А0, А1.

Чертежи выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД и снабжаются спецификациями деталей, узлов и готовых изделий, которые могут быть выполнены на отдельных форматках А4 (210x297) и включены в пояснительную записку. Штампы, нумерация чертежей, деталей и узлов должны быть выполнены по принятой в самолетостроении системе (см., например, [10] с. 18, 19), причем, в соответствии с нормалью 57А0, чертежам шасси и управления самолета присваиваются следующие номера групп:

Основная стойка шасси - 41.

Носовая стойка шасси - 47.

Управление в носовой части фюзеляжа - 51.

Управление в хвостовой части фюзеляжа - 52.

Пояснительная записка должна содержать:

1) задание;

2) краткое описание назначения, характеристики конструкции спроектированной установки;

3) кинематический расчет и определение действующих в элементах усилий;

4) проектировочный расчет подробно разрабатываемого узла или механизма (к чертежу № 2);

5) упрощенный расчет на прочность основных типовых элементов;

6) технологический раздел.

Объем записки должен быть не менее 20...25 листов стандартного формата А4 (210x297), без учета листов спецификаций. Титульный лист (обложка) оформляется по форме, показанной в приложении I.

## I.2. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРОЕКТА

Приступая к выполнению проекта, студент должен подробно ознакомиться с индивидуальным заданием, а также с общими техническими требованиями, предъявляемыми к конструкциям шасси и управления. Кроме того, полезно изучить существующие конструкции по чертежам,

описаниям и по образцам, представленным в учебной лаборатории кафедры.

Студент должен творчески подойти к поставленной перед ним задаче и предложить наиболее совершенные конструктивные решения. Перечерчивание готовых чертежей, простое копирование существующих конструкций ведет к непониманию смысла конструктивного решения, не дает навыков практического конструирования и критического анализа. При этом часто оказывается, что избранный прототип сконструирован с учетом каких-либо специальных требований или особенностей устаревшей технологии, освоенной на заводе-изготовителе. Подобный курсовой проект свидетельствует о том, что студент самостоятельно работал, нетворчески выполнял задание. В большинстве таких случаев и неправильно обосновываются принятые конструктивные решения.

С другой стороны, чрезмерное стремление к оригинальности решения, когда новизна становится самоцелью в ущерб глубокому анализу, также снижает качество выполняемого проекта.

Руководство проектом осуществляется преподавателем кафедры "Конструкция и проектирование самолетов" при участии консультанта от кафедры "Технология производства самолетов".

Привлечение двух консультантов различных специальностей позволяет существенно повысить уровень конструкторско-технологической проработки проекта и познакомить будущего специалиста авиационной промышленности с самыми современными методами изготовления деталей, сборки узлов и агрегатов, обеспечения их высокой надежности и длительного срока службы.

## I.3. ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ПРОЕКТА К ЗАЩИТЕ И ЕГО ОЦЕНКА

Проект считается законченным и представляется к защите после приема его руководителем и консультантом по технологии, которые подписывают пояснительную записку и листы графической части.

Студент защищает выполненный в установленный срок проект перед комиссией, назначенной кафедрой "Конструкция и проектирование самолетов".

Оценка "отлично" ставится за проект, выполненный в установленный срок, в предусмотренном заданием полном объеме, на уровне современных требований к конструкции и технологии, при хорошем графическом исполнении и оформлении и правильных и обстоятельных ответах на вопросы комиссии.

Нарушение установленного срока выполнения проекта без уважительных причин, уменьшение объема проекта, недостатки в его конструкторской и технологической проработке, небрежность графического исполнения и оформления пояснительной записки, а также неумение проектанта правильно отвечать на вопросы комиссии приводят к снижению оценки, вплоть до "неудовлетворительной". В последнем случае студенту предлагается выполнить курсовой проект повторно по новому заданию.

## 2. ПРОЕКТ ПО ТЕМЕ "ШАССИ САМОЛЕТОВ"

### 2.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Индивидуальное задание на разработку проекта шасси содержит следующие данные:

- схему расположения проектируемой опоры самолета относительно планера;
- схему расположения силовых элементов конструкции планера, на которых закрепляется проектируемая опора самолета;
- стояночные нагрузки на опору  $P_{ст. пос}$  и  $P_{ст. взл}$ ;
- нормируемую эксплуатационную работу  $A^3$ , приходящуюся на опору;
- отношение взлетного веса самолета к посадочному;
- взлетную и посадочную скорости самолета;
- предельное давление зарядки пневматиков колес;
- данные для определения нагрузок для случаев нагружения, на которые производится расчет конструкции на прочность.

Кроме того, в задании приводятся указания по содержанию и объему графической части проекта и объяснительной записки.

### 2.2. ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ШАССИ САМОЛЕТОВ

Выполнение общих технических требований, предъявляемых к проектируемой конструкции шасси, должно обеспечивать:

- разбег, взлет, посадку, пробег и маневрирование самолета по аэродрому;
- заданные показатели прочности и устойчивости (обеспечиваются установкой демпферов, стабилизаторов и т.д.);
- заданные условия проходимости;
- заданные время уборки-выпуска шасси;
- установленный ресурс эксплуатации;

- заданную степень надежности работы;
  - высокую технологичность;
  - контроль уборки и выпуска шасси;
  - минимальный вес и минимальные объемы для размещения шасси;
  - разворот передней опоры (подкрыльной или хвостовой) на заданный угол и установку ее в нейтральное положение перед уборкой шасси и посадкой самолета;
  - надежную фиксацию шасси в выпущенном и убранных положениях;
  - буксировку самолета с полным взлетным весом в различных направлениях с разворотом;
  - нормальную работу шасси в заданном диапазоне температур.
- При проектировании шасси необходимо учитывать, что большинство приведенных требований находится во взаимном противоречии, вследствие чего проектирование является сложным процессом отыскания наиболее целесообразного компромиссного решения.

### 2.3. СОДЕРЖАНИЕ ПРОЕКТА

Чертеж № I - сборочно-установочный чертеж разрабатываемой конструкции шасси, на котором показываются две основные проекции проектируемой опоры: вид сбоку и вид против полета. При сложной схеме уборки опоры показываются дополнительные проекции и сечения, необходимые для пояснения ее работы.

Кинематика механизма уборки и выпуска и убранное положение опоры на чертеже изображаются цветным карандашом. При разработке конструкции передней опоры показывается кинематическая схема разворота колес и демпфера шимми, а при разработке основных опор - установка колеса или колес и крепление их к тормозному фланцу.

Конструкция опоры поясняется с помощью проекций, сечений, разрезов и видов. Выполняются основные типовые сечения (не менее четырех) по сочленениям между отдельными агрегатами шасси (амортизационной стойкой, подкосами, механизмом уборки-выпуска и т.д.) и узлом крепления шасси к планеру.

На сборочном чертеже проставляются установочные размеры и позиции узлов, отдельных агрегатов, деталей и нормализованных элементов.

Сборочный чертеж должен иметь штамп и примечания, содержащие необходимые для сборки пояснения и инструкции.

В курсовом проекте в целях упрощения допускаются определенные отступления от требований, принятых в конструкторских бюро для соб-

рочных чертежей шасси. В заводских условиях на сборочных чертежах подробно показываются конструкции только тех элементов, которые разрабатываются по данному чертежу, конструкции же остальных узлов и деталей определяются из полного комплекта чертежей, изготавливаемых для данного агрегата.

Из-за ограниченного времени студент в курсовом проекте не может разработать и оформить надлежащим образом все сборочные и детальные чертежи, поэтому разрешается ограничиться определенным количеством сечений и видов, показывающих лишь основные конструктивные решения. Это не исключает необходимости четкого понимания принципов работы отдельных элементов конструкции, их взаимных связей и технологии изготовления, сборки и контроля.

Проектируемая конструкция шасси разрабатывается для крупносерийного производства и должна обеспечивать взаимозаменяемость деталей при эксплуатации.

Чертеж № 2 – сборочный чертеж указанного в задании агрегата – амортизатора, силового подъемника с механическим замком, силового подкоса с замком и т.д.

Конструкция агрегата должна быть тщательно разработана и представлена необходимым количеством проекций, сечений, разрезов и видов. При разработке подкосов с механическими замками на чертеже приводится кинематическая схема их работы. Показываются установочные размеры и способ контроля всех соединений, проставляются позиции отдельных узлов, деталей и нормализованных элементов (болтов, гаек, шайб, заклепок, шплинтов и т.д.).

На чертеже должны быть спецификация и примечания, содержащие необходимые для сборки и проведения испытаний агрегата инструкции. При разработке конструкции амортизатора на чертеже необходимо указать параметры зарядки и построить диаграмму его работы (если она не приводится в объяснительной записке).

Пояснительная записка должна содержать:  
исходные данные;

расчет размеров и количества колес, устанавливаемых на проектируемую опору, диаграмму работы колеса;

расчет распределения нормируемой максимальной работы между колесами и амортизатором;

диаграмму работы амортизатора при динамическом обжатии для прямого и обратного хода (при установке в схему двухкамерного

амортизатора дополнительно рассчитываются начальный объем и зарядное давление в камере высокого давления);

расчет нагрузок для заданных случаев нагружений и эпюры изгибающих и крутящих моментов и перерезывающих сил для силовых элементов конструкции;

расчет параметров амортизатора: диаметров цилиндра и штока, начального объема газовой камеры  $V_0$ , начального зарядного давления  $p_0$  и уровня заливки жидкости;

приближенное определение параметров механизма уборки и выпуска шасси;

расчет на прочность основных силовых сечений проектируемого агрегата для заданных случаев нагружений;

краткое техническое описание конструкции, состоящее из описания устройств, обеспечивающих геометрическую неизменяемость силовой схемы, и процесса уборки и выпуска.

#### 2.4. РЕКОМЕНДУЕМАЯ МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТА

В связи с тем, что студенту – начинающему конструктору – довольно трудно определить правильную последовательность выполнения проекта, приводим ее с соответствующими рекомендациями, которые облегчают работу над заданием и сокращают время его выполнения.

##### 2.4.1. Определение типа, размера и количества колес, устанавливаемых на опору

Тип, размер и количество колес, устанавливаемых на проектируемую опору, выбираются так, чтобы их параметры и характеристики в процессе эксплуатации не выходили за пределы, определяемые заводом-изготовителем.

В первую очередь необходимо рассмотреть возможность применения на самолете колес, имеющихся в каталоге, так как проектирование, изготовление и испытание нового колеса – длительный процесс, связанный со значительными материальными затратами.

Для обеспечения надежной и безаварийной эксплуатации самолета согласованию подлежат следующие параметры и характеристики:

$P_{ст. пос}$  – нагрузка на колесо при посадочном весе самолета;

$P_{ст. взл}$  – нагрузка на колесо при взлетном весе самолета;

$P_{м.д}$  – максимально допустимая нагрузка на колесо при поглощении нормируемой работы  $A^3$ ;

$P_{пр}$  – максимально допустимая нагрузка на колесо при поглощении нормируемой работы  $A^{max}$ ;

- $P_{дин}$  - максимально допустимая динамическая, или редуцированная, нагрузка на колеса, устанавливаемые на носовые опоры;
- $P_z$  - боковая разрушающая нагрузка на колесо;
- $V_{пос}$  - посадочная скорость самолета;
- $V_{взл}$  - взлетная скорость самолета;
- $A_k$  - кинетическая энергия, поглощаемая колесом за одну посадку;
- $N$  - гарантируемое число посадок.

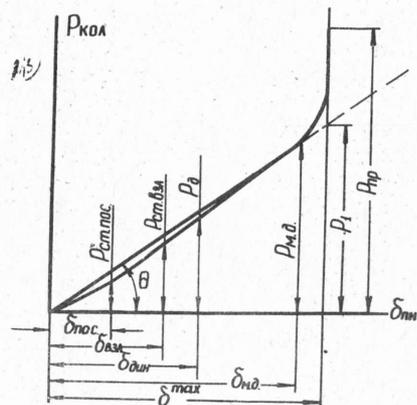


Рис. 2.1. Диаграмма работы пневматика колеса

строится диаграмма его работы (рис. 2.1).

При подборе колес необходимо учитывать компоновочные условия, которые накладывают определенные ограничения на их параметры и количество. Увеличение числа колес, устанавливаемых на опору, приносит во многих случаях существенные выгоды, так как при этом уменьшаются объем, занимаемый колесами, его мидель, вырезы под створки в планере, во многих случаях масса самих колес и их установок, улучшается проходимость самолета, увеличивается его надежность и живучесть.

При определении числа колес для носовой опоры следует учитывать, что установка двух колес вместо одного позволяет увеличить строительную высоту консольного телескопического амортизатора и уменьшает возможность появления колебаний "шимми".

По приведенным в задании исходным данным - посадочной и взлетной скоростям самолета, стояночным нагрузкам на опору  $P_{ст. пос}$  и  $P_{ст. взл}$  - определяются тип и количество колес, устанавливаемых на опору самолета.

Согласование остальных параметров колеса - динамических нагрузок  $P_{м.д}$  и  $P_{пр}$ , действующих на колесо в процессе поглощения нормируемых работ  $A^{max}$  и  $A^э$ , производится после построения диаграммы работы амортизатора.

Для выбранного колеса по приведенным в каталоге данным

#### 2.4.2. Построение кинематической схемы уборки и выпуска шасси

После выбора колес, устанавливаемых на опору самолета, следует приступить к построению кинематической схемы уборки и выпуска шасси. Необходимые для этого данные приведены в задании на проект на рис. 1.

#### 2.4.3. Распределение нормируемой максимальной работы между колесами и амортизатором

Для разработки конструкции амортизатора необходимо нормируемую максимальную работу  $A^{max}$ , численное значение которой определяется из задания, распределить между колесами и амортизатором.

Максимальная работа, приходящаяся на основные опоры, при общем числе их не более двух:

$$\frac{A^{max}}{2} = A_{пн} Z_{гл} + A_{ам}, \quad (2.1)$$

где  $A^{max}$  - максимальная работа, которая должна быть поглощена основными опорами;  $A_{пн}$  - работа, поглощаемая одним колесом;  $Z_{гл}$  - число колес, устанавливаемых на основную опору;  $A_{ам}$  - работа, поглощаемая амортизатором.

Максимальная работа, приходящаяся на носовую опору:

$$A_{нос}^{max} = A_{пн} \cdot Z_{нос} + A_{ам}, \quad (2.2)$$

где  $Z_{нос}$  - число колес на носовой опоре.

Работа, поглощаемая колесом, может быть рассчитана с помощью диаграммы (см. рис. 2.1) и уравнений, выражающих распределение ее между колесами и амортизатором, которые приводятся ниже.

Для этого работу пневматика при обжатии определяют с помощью линеаризованной функции  $P_{пн} = f(\delta_{пн})$  по формуле

$$A_{пн} = K \cdot \frac{P_{пн} \cdot \delta_{пн}}{2}, \quad (2.3)$$

где  $K$  - коэффициент, который следует принимать равным 0,9;  $P_{пн}$  - усилия, действующие на колесо при его обжатии на величину  $\delta_{пн}$ .

Формула (2.3) позволяет определять работу, поглощаемую пневматиком, при нагрузках, не превышающих  $P_1$ . Этой нагрузке соответствует предельное обжатие пневматика  $\delta_{пр}$  и максимально возможная работа  $A_{пн}^{max}$ , которая может быть им воспринята. При дальнейшем росте нагрузок на колесо от  $P_1$  до  $P_{пр}$  работа, воспринимаемая им,

уже не увеличивается, так как при этом не увеличивается обжатие пневматика.

Следует иметь в виду, что завод - изготовитель колес - устанавливает значение  $\delta_{мд}$ , равное 0,95 от  $\delta_{пр}$ , что дает возможность строить диаграмму работы колеса, зная только параметры  $P_{мд}$  и  $\delta_{мд}$ .

Работа, поглощаемая амортизатором, определяется уравнением

$$A_{ам}^{max} = P_{ам}^{max} \cdot \delta_{ам}^{max} \cdot \eta, \quad (2.4)$$

где  $P_{ам}^{max}$  - максимальное усилие, возникающее в амортизаторе при его динамическом обжатии на  $\delta_{ам}^{max}$ ;  $\delta_{ам}^{max}$  - максимальный ход амортизатора;  $\eta$  - коэффициент полноты диаграммы работы амортизатора.

С помощью уравнений (2.3) и (2.4) можно представить максимальную работу, приходящуюся на каждую опору, в следующем виде:

$$\text{для основных опор} \\ \frac{A_{ам}^{max}}{2} = k \cdot \frac{P_{пн} \cdot \delta_{пн}}{2} Z_{гл} + P_{ам}^{max} \cdot \delta_{ам}^{max} \cdot \eta; \quad (2.5)$$

для носовой опоры

$$A_{нос}^{max} = k \cdot \frac{P_{пн} \cdot \delta_{пн}}{2} Z_{нос} + P_{ам}^{max} \cdot \delta_{ам}^{max} \cdot \eta. \quad (2.6)$$

Для разработки конструкции амортизатора необходимо определить значения параметров  $P_{пн}$ ,  $\delta_{пн}$ ,  $P_{ам}^{max}$ ,  $\delta_{ам}^{max}$  и  $\eta$ , входящих в уравнения (2.5) и (2.6). Так как колеса, устанавливаемые на шасси, уже выбраны и для них известна зависимость  $P_{пн} = f(\delta_{пн})$ , можно выразить обжатие пневматика  $\delta_{пн}$  через действующую на него нагрузку и исключить этот параметр из уравнений (2.5) и (2.6):

$$\delta_{пн} = P_{пн} \cdot ctg \theta, \quad (2.7)$$

где  $\delta_{пн}$  - обжатие пневматика при поглощении нормируемой максимальной работы;  $P_{пн}$  - усилие, возникающее в пневматике при поглощении нормируемой максимальной работы.

Значение  $ctg \theta$  является отношением  $\delta_{пн}^{max}$  к  $P_i$ , величины которых определяются по диаграмме работы колеса (см. рис. 2.1).

Параметры амортизатора необходимо выбирать так, чтобы была обеспечена возможность снижения массы конструкции за счет уменьшения действующих на шасси нагрузок.

#### 2.4.4. Выбор хода амортизатора $\delta_{ам}^{max}$

Увеличение хода амортизатора приводит к снижению действующих на шасси и планер нагрузок, а следовательно, и к снижению их массы. Поэтому при проектировании шасси конструктор должен сделать все возможное, чтобы при заданных условиях максимально увеличить ход амортизатора.

Ход телескопических амортизаторов, применяемых на современных самолетах, достигает 400...600 мм, а ход колеса (или колес) рычажных, полурывчажных или выносных амортизаторов достигает таких же значений.

При таких значениях  $\delta_{ам}$  нормируемые эксплуатационные и максимальные работы поглощаются с относительно небольшими перегрузками. Дальнейшее же увеличение  $\delta_{ам}$  не столь эффективно, так как при этом возрастает масса самого амортизатора и остальных элементов конструкции из-за необходимости увеличения высоты шасси.

Следует иметь в виду, что компоновка самолета накладывает определенные ограничения на выбор хода амортизатора. Так, при заданной высоте шасси и максимальном обжатии амортизаторов и колес должны обеспечиваться определенные зазоры между элементами конструкции самолета (крыльями, фюзеляжем, подфюзеляжными гребнями и т.д.) и поверхностью ВПП. Однако при выполнении проекта эти ограничения не следует принимать во внимание, так как они учитывались при составлении заданий.

#### 2.4.5. Выбор коэффициента полноты диаграммы $\eta$

Коэффициент полноты диаграммы у современных амортизаторов обычно имеет значение 0,6...0,75. Больше его значение соответствует амортизаторам, величина хода которых по каким-либо причинам ограничивается. В этом случае поглощение нормируемой максимальной работы обеспечивается за счет увеличения коэффициента полноты диаграммы.

При выборе коэффициента полноты диаграммы следует учитывать его влияние на формирование усилий, возникающих в амортизаторе при его работе.

Из уравнения (2.4) имеем

$$P_{ам}^{max} = \frac{A_{ам}^{max}}{\delta_{ам}^{max} \cdot \eta}. \quad (2.8)$$

Следовательно, увеличение коэффициента полноты диаграммы, казалось бы, приводит к снижению максимального усилия и соответствующему снижению массы шасси

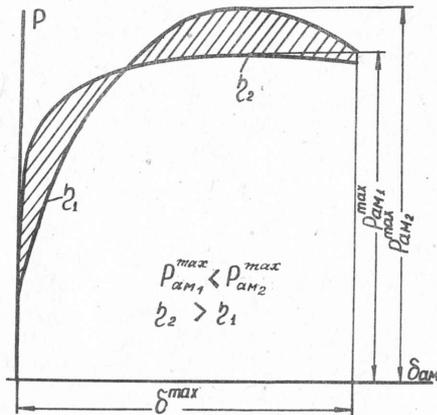


Рис. 2.2. Влияние коэффициента полноты диаграммы  $\eta$  на усилия в амортизаторе

Однако это справедливо лишь при статическом приложении нагрузки. При коэффициенте полноты диаграммы, близком к единице, нагрузка достигает своего максимального значения  $P_{ам}^{max}$  за небольшой промежуток времени и ее действие будет соответствовать в какой-то мере действию внезапно приложенной безударной нагрузки, что приведет к возникновению в конструкции напряжений, превышающих напряжения статических нагрузений.

Следует также иметь в виду, что увеличение коэффициента полноты диаграммы будет сопровождаться увеличением общего уровня нагрузок, так как и при небольших обжатиях амортизатора в нем будут возникать усилия, близкие по своим значениям к  $P_{ам}^{max}$  и неблагоприятно влияющие на усталостную прочность конструкции.

Амортизаторы с большим значением  $\eta$  принято называть "жесткими", они отрицательно влияют на аппаратуру, на пилота и пассажиров.

После выбора хода амортизатора и коэффициента полноты диаграммы в уравнениях (2.5) и (2.6) остаются два неизвестных параметра  $P_{пн}$  и  $P_{ам}^{max}$ . Подставляя в них (2.7), имеем

$$\frac{A^{max}}{2} = k \cdot \frac{P_{пн}^2 \cdot ctg \alpha}{2} Z_{гл} + P_{ам}^{max} \cdot \delta_{ам}^{max} \cdot \eta ; \quad (2.9)$$

$$A_{нос}^{max} = k \cdot \frac{P_{пн}^2 \cdot ctg \alpha}{2} Z_{нос} + P_{ам}^{max} \cdot \delta_{ам}^{max} \cdot \eta . \quad (2.10)$$

Однако между усилиями, действующими на колеса и амортизатор, существует связь, определяемая их взаимным расположением в силовой схеме (рис. 2.3).

При установке колес на штоке телескопического амортизатора, находящегося в вертикальном положении (рис. 2.3, а), усилие, действующее на амортизатор, связано с усилием, действующим на колеса, уравнением

$$P_{ам} = P_{пн} \cdot z , \quad (2.11)$$

где  $z$  - число колес на опоре.

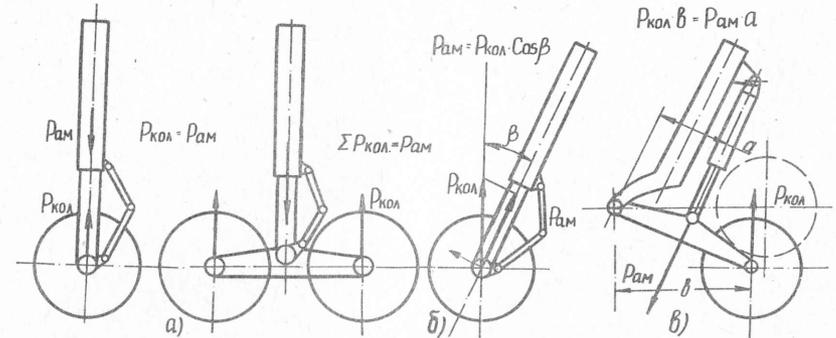


Рис. 2.3. К определению зависимости между усилиями, действующими на колеса и амортизатор: а - при установке амортизатора, находящегося в вертикальном положении; б - при установке колеса на штоке амортизатора, находящегося в наклонном положении; в - при установке колес на рычаге, когда в стойке имеется выносной амортизатор

При установке колес на штоке телескопического амортизатора, находящегося в наклонном положении (рис. 2.3, б), уравнение связи между усилиями имеет вид

$$P_{ам} = P_{пн} \cdot z \cdot \cos \beta . \quad (2.12)$$

Если колеса устанавливаются на рычаге (рис. 2.3, в), то усилие, действующее на амортизатор, связано с усилием, действующим на колеса, через соотношение плеч  $\alpha$  и  $\beta$ , которые изменяются в процессе обжатия амортизатора:

$$P_{ам} = P_{пн} \cdot z_k \cdot \frac{\beta}{\alpha} . \quad (2.13)$$

Отношение плеч  $\frac{\beta}{\alpha} = \varphi$  носит название передаточного числа, которое для решения уравнений (2.9) и (2.10) определяется как отношение максимального хода колеса к максимальному ходу амортизатора.

С помощью зависимостей (2.II) — (2.I3) усилие, действующее на колесо, может быть выражено через усилие амортизатора, или наоборот, что дает возможность решить квадратное уравнение (2.9) или (2.I0) и определить значения максимальных усилий, действующих на колеса и амортизатор в процессе поглощения нормируемой максимальной работы.

Если после решения уравнений (2.9) и (2.I0) окажется, что параметр  $P_{пн}$  превышает  $P_t$ , работу между пневматиком и амортизатором следует распределять, пользуясь следующими уравнениями:

для основных опор

$$\frac{A^{max}}{2} = A_{пн}^{max} \cdot z_{гл} + P_{ам}^{max} \cdot \delta_{ам}^{max} \cdot \eta ; \quad (2.I4)$$

для носовой опоры

$$A_{нос}^{max} = A_{пн}^{max} \cdot z_{нос} + P_{ам}^{max} \cdot \delta_{ам}^{max} \cdot \eta . \quad (2.I5)$$

В этих уравнениях  $A_{пн}^{max}$  определяется по диаграмме работы колеса:

$$A_{пн}^{max} = k \frac{P_t \cdot \delta_{пр}}{2} . \quad (2.I6)$$

По найденному значению  $P_{пн}^{max}$  определяется максимальная перегрузка  $n_{max}$ , которая необходима для проведения расчета шасси на прочность:

$$n_{max} = \frac{P_{пн}^{max}}{P_{ст. пос}} . \quad (2.I7)$$

#### 2.4.6. Определение действующих на шасси нагрузок

Нагрузки для расчета шасси на прочность определяются "Нормами прочности", которые предусматривают ряд расчетных случаев нагружений. Каждый расчетный случай определяет величины и направления действия сил и моментов, их точки приложения к конструкции и коэффициенты безопасности.

Для каждого случая нагружения расчетная нагрузка определяется произведением:

$$P_{расч} = P_{экспл}^{max} \cdot f , \quad (2.I8)$$

где  $P_{экспл}^{max}$  — максимальная эксплуатационная нагрузка расчетного случая нагружения;  $f$  — коэффициент безопасности.

Для определения нагрузок и расчета шасси на прочность геометрические соотношения устанавливаются при амортизационной системе, обжатой на величину, соответствующую эксплуатационной или максимальной перегрузке рассматриваемого случая нагружения.

Согласно заданию на проект, определение нагрузок и расчет конструкции на прочность производится для следующих расчетных случаев (полный расчет на все случаи нагружений достаточно трудоемкий и не может быть выполнен за отведенное время).

Случай  $E_{ш}$  — посадка на три точки и разбег. Рассматривается нагружение шасси на посадке, при действии только перегрузки  $n_E^{max}$  и на разбеге.

Случай  $R_{ш}$  — посадка с боковым ударом. Рассматривается нагружение шасси при действии только перегрузки  $n_E^{max}$ .

Определенные для заданных расчетных случаев нагрузки дают возможность построить эпюры нормальных и перерезывающих сил, изгибающих и крутящих моментов для элементов силовой схемы и приступить к расчету конструкции на прочность.

Усилия, действующие в элементах силовой схемы, определяются на основе законов строительной механики.

Усилия в подкосах определяются из уравнений равновесия моментов, составляемых относительно осей вращений. В эти уравнения входят известные действующие нагрузки и геометрические размеры и неизвестные усилия в подкосах.

#### 2.4.7. Построение диаграммы работы амортизатора, определение его параметров

Диаграмма работы однокамерного газожидкостного амортизатора строится по следующим его параметрам: начальному усилию  $P_{нач}$ , при котором амортизатор начинает обжиматься; конечному максимальному усилию  $P_{ам}^{max}$ , максимальному ходу амортизатора  $\delta_{ам}^{max}$ , коэффициенту полноты  $\eta$ .

Параметры  $P_{ам}^{max}$ ,  $\delta_{ам}^{max}$  и  $\eta$  определены при расчете распределения нормируемой максимальной работы между колесами и амортизатором.

Величину  $P_{нач}$  для однокамерных газожидкостных амортизаторов следует принимать равной 40...60% усилия, приходящегося на опору при посадочной массе самолета:

$$P_{нач} = (0,4 \dots 0,6) P_{ст. пос} .$$

Это дает возможность снизить уровень нагрузок, возникающих при восприятии амортизатором работ, значение которых меньше нормируе-

мой эксплуатационной работы  $A^3$  и которые чаще имеют место при эксплуатации. Исходя из этого величину  $P_{нач}$  целесообразно было бы еще

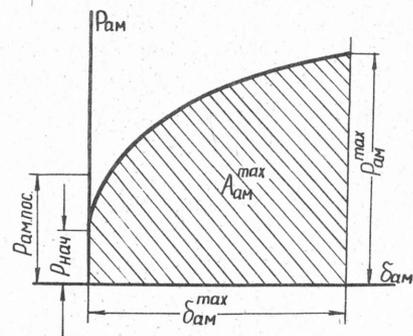


Рис. 2.4. Диаграмма поглощения работы  $A_{ам}^{max}$

уменьшить, однако в этом случае при взлетной массе самолета, когда на опору действует увеличенная стояночная нагрузка и амортизатор имеет большое обжатие, он не будет обладать запасом энергоемкости, который особенно необходим для самолетов, эксплуатирующихся на ГВП.

По установленному значению  $P_{нач}$  и параметрам амортизатора  $P_{ам}^{max}$ ,  $\delta_{ам}^{max}$  и  $\eta$  диаграмму его работы (рис. 2.4) строим так, чтобы усилия по ходу амортизатора

изменялись плавно и достигали максимального значения в конце хода.

Построенные диаграмма работы и эпюры нагрузок позволяют приступить к определению конструктивных параметров амортизатора и расчету его конструкции на прочность.

Конструктивными параметрами амортизатора являются:

- максимальный ход обжатия  $\delta_{ам}^{max}$ ;
- коэффициент полноты диаграммы работы  $\eta$ ;
- диаметры штока  $d_{шт}$  и цилиндра  $D_{цил}$ ;
- начальное зарядное давление газа  $p_0$ ;
- расстояние между буксами  $B$  и их размеры;
- максимальное давление газа  $p^{max}$ ;
- начальный объем газовой камеры  $V_0$ ;
- количество заливаемой в амортизатор жидкости или уровень заливки  $h_{ж}$ ;

длина необжатого амортизатора  $L_{ам}$ .

Конструктивные параметры амортизатора необходимо выбирать такими, чтобы при его динамическом обжатии на полный ход получить заданную диаграмму работы и обеспечить необходимую прочность при действии на него нагрузок.

#### 2.4.8. Определение диаметров штока $d_{шт}$ , цилиндра $D_{цил}$ и начального зарядного давления $p_0$

Геометрические размеры сечений штока и цилиндра амортизатора следует определять на основании расчета на прочность, добываясь получения потребных моментов сопротивлений сечений за счет увеличения их диаметров и уменьшения толщины стенок, учитывая условия местной потери устойчивости, накладывающие ограничения на минимальные толщины стенок. В этом случае массы штока и цилиндра амортизатора будут минимальными. После расчета на прочность определяется начальное зарядное давление амортизатора

$$p_0 = \frac{P_{нач}}{F_{шт}}$$

В данном уравнении значение  $F_{шт}$  соответствует максимально возможной величине, которая уменьшает начальное зарядное давление и улучшает работу уплотнений.

Если на определение диаметров штока и цилиндра амортизатора влияют компоновочные ограничения, то это всегда приводит к увеличению массы конструкции, так как потребные моменты сопротивления изгибу и кручению будут обеспечиваться за счет увеличения толщины стенки сечения. При установлении размеров сечений штока и цилиндра следует учитывать, что между наружным диаметром штока и внутренним диаметром цилиндра размещаются манжетные уплотнения, клапан торможения жидкости на обратном ходу и бронзовые буксы.

Однако в настоящее время в некоторых руководствах по проектированию предлагается другой метод определения начального зарядного давления амортизатора, диаметров штока и цилиндра.

Рабочая площадь штока или поршня амортизатора определяется в зависимости от начального зарядного давления  $p_0$ , величина которого устанавливается по средним статистическим данным:

$$F_{шт} = \frac{P_{нач}}{p_0},$$

где  $F_{шт}$  — площадь штока или поршня амортизатора;  $P_{нач}$  — начальное усилие, при котором амортизатор начинает обжиматься.

Для консольно-телескопических амортизаторов, работающих на изгиб, наибольшее допустимое давление в конце хода рекомендуется принимать не более 10 МПа (100 кгс/см<sup>2</sup>), чему соответствует начальное зарядное давление 2...3 МПа (20...30 кгс/см<sup>2</sup>).

Для амортизаторов, работающих лишь на осевые усилия (рычажная подвеска колес), установлено наибольшее допустимое давление — примерно до 50 МПа (500 кгс/см<sup>2</sup>), что соответствует начальному зарядному давлению  $p_0 = 7...10$  МПа (70...100 кгс/см<sup>2</sup>).

Однако при таком подходе к выбору геометрических параметров амортизатора толщины стенок штока и цилиндра амортизатора не будут определены из условия получения их минимальной массы. При этом, соответственно, в ряде случаев будет завышено и начальное зарядное давление амортизатора, что приводит к ухудшению работы уплотнений, обеспечивающих герметичность.

#### 2.4.9. Определение расстояния между бусками амортизатора и их размера

Расстояние между бусками амортизатора  $B$  (рис. 2.5) целесообразно делать по возможности большим, поскольку тогда уменьшаются силы трения в бусках и снижается их износ. Износ бусок выводит из строя манжетное уплотнение и ведет к потере герметичности. Следует иметь в виду, что большие силы трения увеличивают начальное усилие, при котором амортизатор начинает обжиматься, и общий уровень нагрузок многократных нагружений.

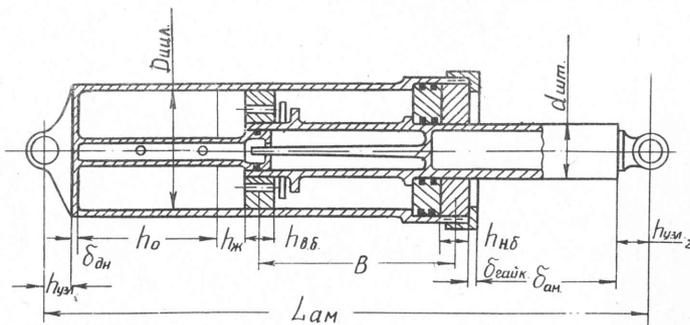


Рис. 2.5. К определению длины амортизатора

Целесообразно минимальное расстояние между бусками делать таким, чтобы силы трения в бусках не превышали четверти осевого усилия, действующего на амортизатор. Обычно это условие удается обеспечить, если расстояние между бусками составляет не менее двух — трех внутренних диаметров цилиндра.

В качестве материала для бусок амортизаторов применяются бронзы марок БРАЖ-Н10-4-4 или БРАЖМц 10-3-1,5.

Ширина бусок определяется по допускаемому удельному давлению, которое для обеспечения обычно задаваемого ресурса принимается не более 15...20 МПа.

При больших боковых нагрузках целесообразно применять ориентирующиеся буски.

#### 2.4.10. Определение максимального давления в газовой камере

Максимальное давление в газовой камере амортизатора определяется уравнением

$$p^{max} = \frac{F_{ам}^{max}}{F_{шт}}$$

где  $F_{ам}^{max}$  — действующее на амортизатор максимальное усилие, которое можно получить при распределении нормируемой максимальной работы между колесами и амортизатором или по диаграмме работы амортизатора (см. рис. 2.4).

#### 2.4.11. Определение начального объема и высоты газовой камеры

Начальный объем  $V_0$  газовой камеры определяется уравнением политропы сжатия газа, связывающим начальные и конечные объемы газовой камеры:

$$p_0 V_0^k = p^{max} \cdot V_k^k$$

где  $V_k$  — конечный объем газовой камеры.

Учитывая, что

$$V_k = V_0 - F_{шт} \cdot \delta_{ам}^{max};$$

$$p_0 V_0^k = p^{max} \cdot (V_0 - F_{шт} \cdot \delta_{ам}^{max})^k,$$

окончательно получим

$$V_0 = \frac{F_{шт} \cdot \delta_{ам}^{max}}{1 - \sqrt[k]{\frac{p_0}{p^{max}}}}$$

Показатель политропы сжатия газа  $k$  обычно принимается равным 1,2. При определении высоты газовой камеры  $h_0$  следует учитывать объем, занимаемый плунжером амортизатора:

$$h_0 = \frac{F_{шт} \cdot \delta_{ам}^{max}}{1 - \sqrt[k]{\frac{p_0}{p^{max}}}} \cdot \frac{V}{(F_{шт} - f_{пл})}$$

где  $f_{пл}$  — площадь сечения плунжера.

Определив начальное зарядное давление  $p_0$  и начальный объем газовой камеры  $V_0$ , можно построить полиtropу сжатия газа по ходу амортизатора (рис. 2.6).

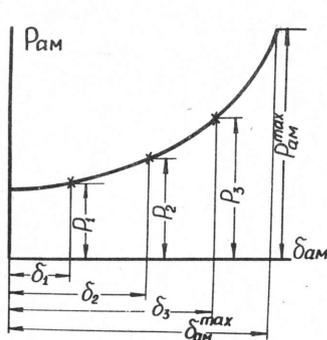


Рис. 2.6. Построение политропы сжатия газа

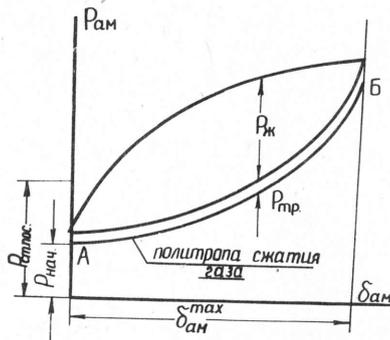


Рис. 2.7. Диаграмма работы гидродинамического амортизатора

Политропа сжатия газа однокамерного газожидкостного амортизатора строится следующим образом.

Задаются несколькими значениями обжатия амортизатора:

$$\delta_1; \delta_2; \delta_3; \dots;$$

определяются значения объемов  $V_1; V_2; V_3, \dots$ , соответствующие заданным обжатиям:

$$V_i = V_0 - F_{шт} \cdot \delta_i;$$

определяются значения давлений  $p_1; p_2; p_3; \dots$ , соответствующие заданным обжатиям:

$$p_i = \frac{p_0 \cdot V_0^k}{(V_0 - F_{шт} \cdot \delta_i)^k};$$

определяются усилия  $F_1; F_2; F_3; \dots$ , действующие на шток амортизатора при заданных обжатиях:

$$F_i = p_i \cdot F_{шт}.$$

Политропа сжатия газа изображена на диаграмме работы амортизатора (рис. 2.7) линией А-В. Ординаты, расположенные выше политропы сжатия газа, соответствуют динамическому обжатию амортизатора за счет сил трения и сил, необходимых для проталкивания жидкости через калиброванные отверстия. Силы трения обычно составляют 3...5% от величины осевого усилия, создаваемого в амортизаторе газом. Величина сил гидродинамического сопротивления жидкости подбирается так, чтобы при добавлении их к силам газа и силам трения получить заданную диаграмму работы.

При разработке чертежа № 2 следует иметь в виду, что силы гидродинамического сопротивления жидкости могут образовываться лишь при наличии в конструкции амортизатора соответствующих устройств. В большинстве конструкций современных амортизаторов это устройство состоит из плунжера и иглы. Переменное по длине сечение иглы обуславливает образование между плунжером и иглой кольцевого сечения, площадь которого изменяется в процессе обжатия амортизатора.

При разработке конструкции амортизатора и выполнении чертежа № 2 студент не делает гидравлического расчета для определения профиля иглы, размеров отверстия в плунжере и проходных сечений в клапане торможения жидкости при обратном ходе, а лишь вычерчивает эти элементы.

Средняя площадь проходного сечения в плунжере для жидкости может быть принята в первом приближении равной двум - трем процентам его площади, а площадь проходного сечения в клапане торможения жидкости при обратном ходе в два - три раза меньше.

#### 2.4.12. Определение количества жидкости, заливаемой в амортизатор

Количество жидкости, заливаемой в амортизатор, определяется обычно по уровню  $h_{ж}$ , который измеряют от конца верхней буквы. Этот уровень определяют из условия заполнения жидкостью кольцевого пространства между цилиндром и штоком при обжатии амортизатора на  $\delta_{ам}^{max}$ , что и обеспечивает работу клапана торможения жидкости при обратном ходе.

Уровень заливки  $h_{ж}$  находится из уравнения

$$\frac{\pi D_{цил}^2}{4} \cdot h_{ж} = \left( \frac{\pi D_{цил}^2}{4} - \frac{\pi d_{шт}^2}{4} \right) \delta_{ам}^{max}$$

в виде

$$h_{ж} = \left( 1 - \frac{d_{шт}^2}{D_{цил}^2} \right) \cdot \delta_{ам}^{max}.$$

#### 2.4.13. Определение длины необжатого амортизатора

Длина необжатого амортизатора (см. рис. 2.5) определяется как

$$h_{ам} = \delta_{ам}^{max} + h_0 + h_{ж} + 0,5 \cdot (h_{вб} + h_{нб}) + B + \delta_{дн} + \delta_r + \sum h_{узл},$$

где  $\delta_{ам}^{max}$  - максимальный ход амортизатора;  $h_0$  - высота воздушной камеры;  $h_{ж}$  - высота, определяющая уровень заливки жидкости;  $h_{вб}$  - высота верхней буквы;  $h_{нб}$  - высота нижней буквы;  $B$  - расстояние между

буксами;  $\delta_{дн}$  - толщина днища;  $\delta_r$  - толщина гайки;  $\Sigma h_{узл}$  - суммарная высота узлов крепления.

При определении размеров нижней буксы  $h_{нб}$  и толщины гайки  $\delta_r$  следует учитывать толщину обтуратора и грязезащитного кольца, которые располагаются в большинстве конструкций в пределах габаритов этих деталей. Если размеры конструкции обтуратора или грязезащитного кольца превышают размеры этих деталей, длина амортизатора  $L_{ам}$  должна быть соответственно увеличена.

#### 2.4.14. Выбор параметров двухкамерного амортизатора и построение полиτροпы сжатия газа

Если в задании курсового проекта имеется указание о необходимости применения двухкамерного амортизатора, то его параметры и полиτροпу сжатия газа следует выбрать таким образом, чтобы обеспечить снижение уровня перегрузок в конструкции при многократных нагружениях и большую энергоемкость амортизатора при взлете самолета с расчетной взлетной массой.

Снижение уровня нагрузок многократных нагружений в конструкции достигается за счет снижения усилия  $P_{нач}$ , при котором начинается обжатие амортизатора.

Для двухкамерных амортизаторов величину  $P_{нач}$  следует выбирать в пределах 10...15% величины  $P_{ст.пос}$ , приходящейся на опору.

Для однокамерного амортизатора выбор такого значения  $P_{нач}$  приведет к значительному обжатию его на взлете, когда на опору приходится нагрузка  $P_{ст.взл}$ , при этом амортизатор уже не будет иметь необходимого запаса энергоемкости (рис. 2.8).

Двухкамерный амортизатор (рис. 2.9) и при малом значении  $P_{нач}$  имеет достаточный запас энергоемкости на взлете (рис. 2.10).

В двухкамерном амортизаторе имеются две газовые камеры - низкого и высокого давления. В начале прямого хода амортизатора газ сжимается в камере низкого давления, что дает возможность получить большой градиент увеличения нагрузки. Когда давление в камере низ-

кого давления сравняется с начальным зарядным давлением в камере высокого давления, начнется одновременное сжатие газа в обеих камерах, что соответствует изменению наклона полиτροпы сжатия газа.

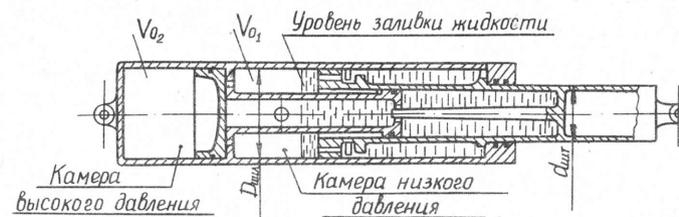


Рис. 2.9. Двухкамерный амортизатор

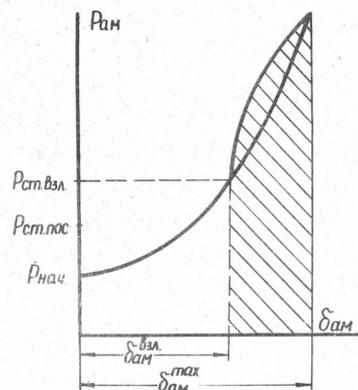


Рис. 2.8. Влияние  $P_{нач}$  на запас энергоемкости амортизатора



Рис. 2.10. Сравнительные диаграммы работы однокамерного и двухкамерного амортизаторов

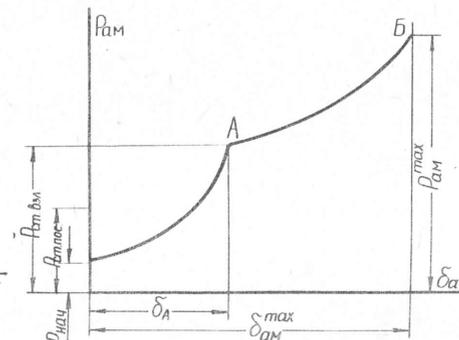


Рис. 2.11. Полиτροпа сжатия газа двухкамерного амортизатора

Распределение нормируемых работ между двухкамерным амортизатором и колесами и выбор его параметров производится по методике, рекомендованной для однокамерного газожидкостного амортизатора, за исключением построения полиτροпы сжатия газа, которое осуществляется следующим образом (рис. 2.11):

устанавливается усилие  $P_{нач}$ , которое определяется в зависимости от нагрузки, приходящейся на опору, и принимается равным 10...15% от стояночного усилия при посадочной массе самолета;

определяется начальное зарядное давление газа в камере низкого давления амортизатора

$$p_{01} = \frac{P_{нач}}{F_{шт}}$$

где  $F_{шт}$  — рабочая площадь штока амортизатора;

устанавливаются координаты точки А на полигоне сжатия газа — ордината  $P_A$  и абсцисса  $\delta_A$ .

Ординату  $P_A$  выбирают так, чтобы она соответствовала нагрузке, приходящейся на опору при взлетной массе самолета, а абсциссу  $\delta_A$  — в зависимости от характера ВПП. Для самолетов, базирующихся на ВПП с бетонным покрытием, большие нагрузки на шасси возникают в основном лишь на посадках, поэтому камеру высокого давления следует включать в работу примерно на 40...50% хода амортизатора, благодаря чему уменьшается уровень нагрузок многократных нагружений. Для самолетов, базирующихся на ГВПП, большие нагрузки на шасси возникают и на взлетах, и на посадках, поэтому камеру высокого давления следует включать в работу примерно на 25...30% хода амортизатора, чтобы обеспечить большой запас энергоемкости на взлете;

вычисляется давление газа в камере низкого давления при обжатии амортизатора на  $\delta_A$  по формуле

$$p_{A1} = \frac{P_A}{F_{шт}};$$

определяется начальный объем газа  $V_{01}$  в камере низкого давления из условия

$$p_{01} \cdot V_{01}^k = p_{A1} \cdot V_{A1}^k,$$

где  $V_{A1}$  — объем газа в камере низкого давления при обжатии амортизатора на величину  $\delta_A$ .

Учитывая, что  $V_A = V_{01} - F_{шт} \cdot \delta_A$ , получаем

$$p_{01} \cdot V_{01}^k = p_{A1} \cdot (V_{01} - F_{шт} \cdot \delta_A)^k,$$

окончательно имеем

$$V_{01} = \frac{F_{шт} \cdot \delta_A}{1 - \sqrt[k]{\frac{p_{01}}{p_{A1}}}}.$$

При разработке конструкции амортизатора высота газовой камеры низкого давления должна определяться с учетом объема, занимаемого плунжером амортизатора.

Определив зарядное давление  $p_{01}$  и начальный объем  $V_{01}$  камеры низкого давления, можно построить полигон сжатия газа на участке до точки А по методике, рекомендованной для однокамерного амортизатора.

Далее находится максимальное давление газа в камерах низкого и высокого давления при обжатии амортизатора на  $\delta_{ам}^{max}$  по формуле

$$p^{max} = \frac{P_{ам}^{max}}{F_{шт}}.$$

Величина  $P_{ам}^{max}$  вычисляется при распределении нормируемой максимальной работы между колесом и амортизатором.

Затем определяется начальный объем газа  $V_{02}$  в камере высокого давления.

Уравнение состояния газа, соответствующего точкам А и Б на полигоне сжатия:

$$p_{A1} (V_{A1} + V_{02})^k = p^{max} [V_{A1} + V_{02} - F_{шт} \cdot (\delta_{ам}^{max} - \delta_A)]^k.$$

Учитывая, что  $V_{A1} = V_{01} - F_{шт} \cdot \delta_A$ , получаем

$$p_{A1} \cdot (V_{A1} + V_{02})^k = p^{max} \cdot (V_{01} + V_{02} - F_{шт} \cdot \delta_{ам}^{max})^k,$$

откуда

$$V_{02} = \frac{F_{шт} \cdot \delta_{ам}^{max} - V_{01} + \sqrt[k]{\frac{p_{A1}}{p^{max}}} \cdot V_{A1}}{1 - \sqrt[k]{\frac{p_{A1}}{p^{max}}}}.$$

Зная давление  $p_{A1}$  и объемы обеих камер, соответствующие точкам А, можно построить полигон сжатия газа на участке А — Б. Силы трения в двухкамерном амортизаторе составляют 3...5% от осевого усилия, создаваемого газом.

Силы гидродинамического сопротивления жидкости в двухкамерном амортизаторе при его динамическом обжатии создаются устройствами, аналогичными применяемым в однокамерных амортизаторах. Эти силы определяются из условия получения заданной диаграммы работы амортизатора.

При разработке конструкции двухкамерного амортизатора и выполнении чертежа № 2 студент не делает гидравлического расчета проходных отверстий для жидкости, а лишь вычерчивает конструкцию этих элементов.

Диаграмма работы однокамерного или двухкамерного амортизатора приводится в объяснительной записке к проекту или на чертеже № 2.

#### 2.4.15. Определение грузоподъемности и расчетных нагрузок подъемников шасси

Грузоподъемность, или максимальное эксплуатационное усилие, развиваемое подъемником, рассчитывается из условия обеспечения преодоления силы веса шасси, аэродинамических сил и сил трения в

шарнирах при его уборке и выпуске. График изменения усилия в этом процессе строится по нескольким промежуточным положениям, занимаемым шасси. Один из возможных вариантов такой зависимости приведен на рис. 2.12.

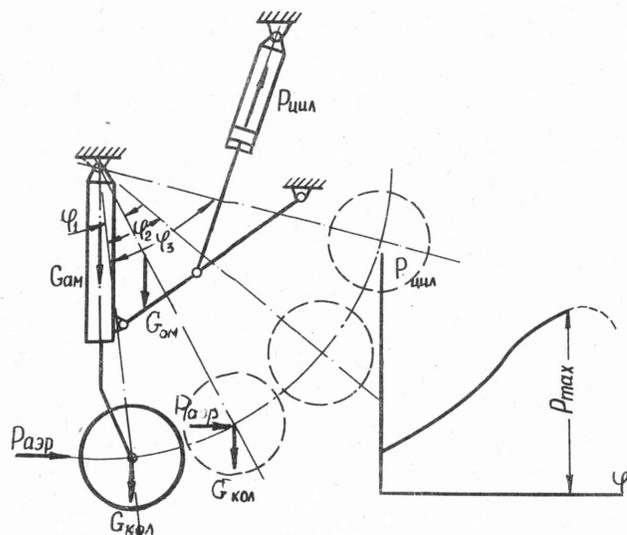


Рис. 2.12. К расчету грузоподъемности цилиндра уборки

Эксплуатационная перегрузка  $n_{\text{экспл}}$  для пассажирских самолетов НПС устанавливается равной 2.

При определении грузоподъемности подъемника необходимо учитывать и аэродинамические силы, действующие на створки шасси, если створки открываются и закрываются без помощи специально устанавливаемых приводов.

Если подъемник установлен в схему только для уборки и выпуска шасси и не участвует в обеспечении геометрической неизменяемости силовой схемы, его расчетная нагрузка определяется по формуле

$$P_{\text{расч}} = P_{\text{экспл}} \cdot n_{\text{экспл}} \cdot f$$

Коэффициент безопасности  $f$  устанавливается равным 1,5 - для шасси и 1,65 - для силовых элементов самолета.

Для схем шасси первой классификационной группы, в которых подъемник является одновременно и нулевым стержнем, обеспечивающим геометрическую неизменяемость силовой схемы, расчетной будет наи-

большая из нагрузок, определяемых из расчетов грузоподъемности и силовой схемы.

Расчетная нагрузка из условия обеспечения необходимой грузоподъемности определяется по приведенной выше формуле, а из условия работы подъемника в силовой схеме - после построения деформируемого состояния силовой схемы с учетом возможных отступлений при изготовлении и монтаже.

Так как расчет и построение деформируемого состояния силовой схемы довольно сложны и трудоемки, нагрузка, действующая по подъемнику, может быть определена как некоторая доля нагрузки, действующей по силовому подкосу, которая устанавливается в зависимости от угла между силовым подкосом и подъемником (рис. 2.13).

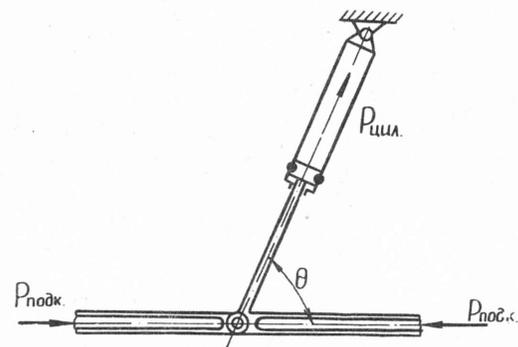


Рис. 2.13. К определению усилия, действующего по цилиндру при нагружении шасси

При угле  $\theta$  в пределах от  $90^\circ$  до  $70^\circ$  эта доля составляет 10...20% от расчетного усилия, действующего по силовому подкосу. При меньших углах  $\theta$  расчетное усилие, действующее по подъемнику, принимается равным расчетному усилию, действующему по силовому подкосу.

Для схем шасси третьей классификационной группы, в которых подъемник является одновременно и силовым элементом схемы, расчетной нагрузкой подъемника будет наибольшая из нагрузок, определяемых из расчетов грузоподъемности и силовой схемы. В большинстве случаев расчетными являются нагрузки, определенные из расчета силовой схемы.

### 3. ПРОЕКТ ПО ТЕМЕ "УПРАВЛЕНИЕ САМОЛЕТОВ"

#### 3.1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Система управления современного самолета представляет собой сложный комплекс электрогидромеханических устройств и автоматических систем, обеспечивающих как пилотирование самолета летчиком, так и автоматическое пилотирование с выполнением целого ряда задач без вмешательства летчика.

Постоянное усложнение систем управления самолетов по мере улучшения их летно-тактических характеристик объясняется тем, что скоростные и особенно сверхзвуковые самолеты, как правило, имеют такие аэродинамические и инерционные характеристики, которые обуславливают неудовлетворительные характеристики устойчивости и управляемости. Поэтому, для обеспечения соответствия этих характеристик тактико-техническим требованиям и НЛГС, в систему управления скоростных самолетов включается целый ряд дополнительных устройств и систем, работающих независимо от летчика. Исполнительные механизмы этих систем электромеханического или электрогидравлического типа подключаются к механической проводке управления рулевыми поверхностями самолета таким образом, чтобы обеспечивалась возможность работы этих устройств одновременно с действиями летчика.

Задачей механической проводки управления является передача управляющих сигналов от рычагов управления в кабине летчика к рулевым поверхностям самолета, а подключаемые к проводке исполнительные механизмы систем улучшения характеристик устойчивости и управляемости корректируют эти сигналы по режимам полета.

В практике создания современных самолетов автоматические системы траекторного управления (в простейшем случае - автопилоты), автоматические системы улучшения характеристик устойчивости и управляемости со своими исполнительными механизмами, а также гидравлические усилители (бустеры) проектируются специализированными фирмами.

В проектных и конструкторских отделах самолетостроительных ОКБ осуществляются компоновка и проектирование механической проводки, обеспечиваются установка и подключение к ней гидроусилителей и исполнительных механизмов автоматических систем.

Широкое использование в современных самолетах средств автоматизации управления, многорежимность их работы, повышенные требования к безопасности полета при отказах приводят в конечном итоге к все большему и большему усложнению систем управления и насыщению их различного рода механизмами: загрузочными, ограничительными, включения-выключения, развязывающими, дифференциальными, смешительными, изменения передаточных отношений, нелинейной передачи и многими, многими другими. Разработкой конструкций всех этих многочисленных механизмов так же, как и решением задач компоновки системы управления самолетом занимаются конструкторы-самолетчики. Поэтому содержание курсового проекта по теме "Управление самолетов" предусматривает подготовку студентов к самостоятельной работе именно по этому профилю.

Прокладка трасс управления по самолету, размещение основных агрегатов и механизмов, их кинематическая увязка при проектировании новых самолетов в ОКБ производятся на плазах и уточняются на натуральных макетах. Разработка рабочих чертежей для установки узлов управления производится совместно с изготовлением рабочих чертежей каркаса планера самолета, к силовым элементам которого и крепятся различные механизмы проводки управления. Поскольку в проводке управления могут возникать (даже до гидроусилителей) достаточно большие усилия (порядка нескольких десятков килоньютон), то нередко при установке какого-либо механизма управления приходится усиливать элементы каркаса, к которым этот механизм крепится. Такие усиления необходимо предусматривать и при разработке курсового проекта.

#### 3.2. ЗАДАНИЯ НА РАЗРАБОТКУ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Задаaniem курсового проекта по теме "Управление самолетов" предусматривается:

- 1) разработка кинематической схемы передачи с включением в нее исполнительных механизмов систем регулирования характеристик загрузки и систем автоматизации управления;
- 2) конструктивная проработка элементов передачи и систем загрузки рычагов управления;
- 3) "привязка" элементов проводки управления к силовым элементам каркаса планера в заданных отсеках фюзеляжей самолетов;

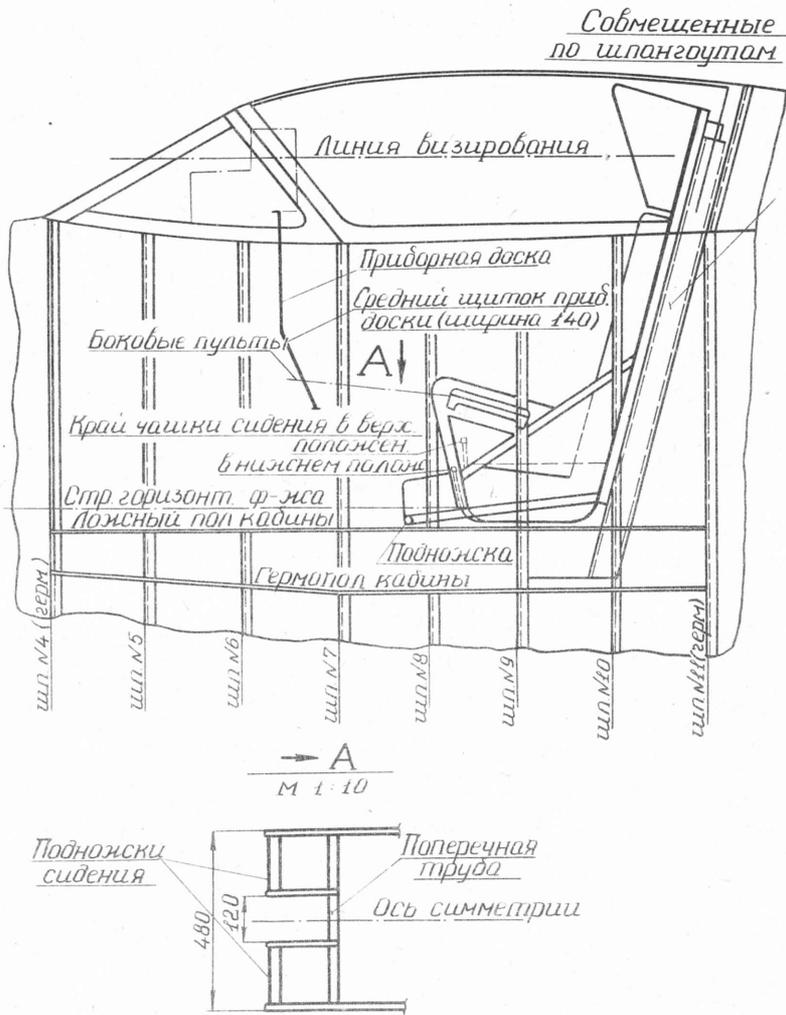
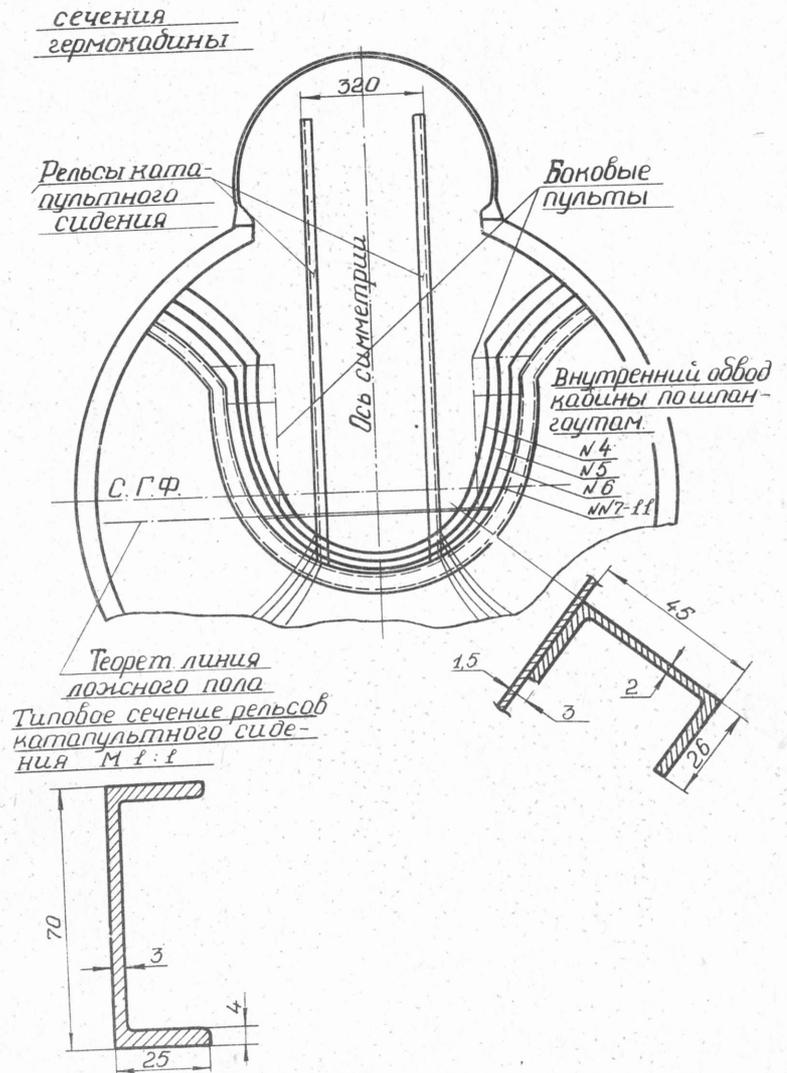


Рис. 3.1. Пример чертежа кабины самолета





б) максимальные отклонения и перемещения (ходы) элементов проводки (рычагов, качалок, тяг) с простановкой минимально допустимых зазоров;

в) максимальные используемые ходы выходных звеньев готовых изделий (механизмов изменения передаточных чисел, механизмов триммерного эффекта, гидроусилителей и др.);

г) при установке загрузочных устройств и механизмов изменения передаточных чисел, а также механизмов подключения дополнительных загрузителей - характеристики загрузки рычагов управления и кинематические зависимости, обеспечиваемые этими механизмами.

Все подвижные элементы проводки должны быть соединены перемычками металлизации.

Чертеж № 2 - сборочный чертеж одного из укрупненных конструктивно-технологических узлов или механизмов (загрузочного, изменения передаточного числа, включения-выключения, кронштейна центрального поста и пр.). На чертеже загрузочного механизма приводится его характеристика.

Пояснительная записка должна содержать:

а) задание;

б) краткое описание назначения, характеристик и конструкции спроектированной установки;

в) кинематический расчет (определение передаточных чисел, максимальных ходов и отклонений элементов);

г) характеристики загрузки рычагов управления с указанием диапазонов триммирования (строятся по данным задания);

д) расчет потребных характеристик загрузочных устройств;

е) проекторочный расчет пружин (или кулачков в гидравлических загрузителях);

ж) эскизы загрузителей, выполненные на миллиметровой бумаге;

з) определение расчетных нагрузок на элементы установки;

и) обоснование подбора подшипников;

к) определение диаметров груб тяг (или тросов);

л) примеры расчета на прочность основных типовых элементов конструкции (проушины, лапки кронштейна, вала - на изгиб и кручение, рычага - на изгиб по наиболее нагруженному сечению и пр.).

### 3.4. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ УПРАВЛЕНИЯ

При разработке проекта управления необходимо руководствоваться следующими основными требованиями.

#### I. Общие требования:

1) конструкция должна быть прочной и жесткой, что достигается правильным определением действующих нагрузок, созданием четко работающей силовой схемы, рациональным размещением силовых элементов и узлов с максимально возможной заменой элементов, работающих на изгиб и кручение, элементами, работающими на растяжение и сжатие;

2) конструкция должна быть легкой, что достигается рациональным выбором силовой схемы, а также материала деталей и формы сечений с учетом особенностей их нагружения;

3) конструкция узлов системы управления должна быть разработана с учетом требования обеспечения взаимозаменяемости, что достигается соответствующим выбором системы допусков и технологических процессов изготовления деталей и сборки;

4) конструкция элементов системы управления должна отвечать современному состоянию технологии, т.е. должна обеспечивать возможность применения наиболее передовых и прогрессивных методов изготовления. При выборе технологических процессов необходимо исходить из условий серийного производства;

5) при проектировании необходимо уделять внимание вопросам уменьшения стоимости создаваемой конструкции, что достигается: разработкой наиболее простых форм деталей, применением недорогих и недефицитных материалов, обеспечением наиболее совершенных и производительных способов производства, унификацией деталей и узлов и максимальным применением стандартных и нормализованных деталей и узлов.

#### II. Технические требования:

1) компоновка проводки управления и ее механизмов должна предусматривать защиту их от попадания посторонних предметов и случайных повреждений;

2) конструкция узлов управления должна обеспечивать легкое перемещение рычагов, качалок и подсоединенных к ним элементов проводки без осевых люфтов, что достигается обязательным применением в местах сочленений подвижных деталей шариковых (или роликовых)

подшипников (перечень рекомендованных для применения в управлении подшипников приведен в приложении 2);

3) конструкция узлов управления и установка их в отсеках самолета должна обеспечивать следующие минимально допустимые зазоры между подвижными элементами во всех возможных положениях:

а) между деталями одного узла управления - 3 мм;

б) между подвижными деталями узла управления и элементами каркаса, к которым крепится данный узел, - 5 мм;

в) между подвижными деталями управления и другими элементами каркаса и оборудования - не менее 10 мм;

4) компоновка механизмов и агрегатов управления, нуждающихся при эксплуатации в частых регламентных работах, должна обеспечивать свободный доступ к ним, а крепление этих механизмов и агрегатов должно предусматривать возможность легкой съемки их без повреждения элементов крепления и нарушения герметизации;

5) все подвижные элементы проводки должны быть соединены между собой и с элементами крепления их к каркасу перемычками металлизации;

6) расчет на прочность элементов несилевой части проводки производится на максимальные расчетные ( $f = 2$ ) усилия летчика:  $\pm 236$  даН ( $\pm 240$  кгс) при управлении по тангажу;  $\pm 127$  даН ( $\pm 130$  кгс) при управлении по крену и  $+ 236$  даН ( $+ 240$  кгс) - усилие, направленное под углом  $20^\circ$  к горизонту, - на педаль. Расчет силовой части проводки производится на максимальное усилие, развиваемое гидросилителем;

7) загрузочные устройства и проводка к ним рассчитываются на максимальные развиваемые загрузочными устройствами усилия (коэффициент безопасности  $f = 2$ ).

### 3.5. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТА

Полученное задание на разработку курсового проекта студент должен переписать на лист бумаги стандартного формата (210x297), который будет первым листом пояснительной записки.

Если в процессе ознакомления с заданием у студента возникают какие-либо вопросы, он должен немедленно обратиться к преподавателю, поскольку неверное истолкование задания может привести к бесполезной трате времени на ненужную работу.

После этого начинается первый этап любой конструкторской работы - изучение "окружающей обстановки" и выяснение условий функ-

ционирования проектируемой конструкции. Для студента, проектирующего управление, этот этап должен начинаться с нанесения на лист, предназначенный для чертежа № I, прилагаемой к заданию конструктивно-силовой схемы кабины или хвостовой части самолета, где и должны быть размещены предусмотренные заданием агрегаты управления. Эта схема, выполненная в выбранном для чертежа № I масштабе, определяет "жизненное пространство" для проектируемой конструкции и дает представление о возможном размещении точек крепления проектируемой конструкции к элементам каркаса.

Затем рекомендуется ознакомиться с аналогичными конструкциями по натурным экспонатам в лаборатории, техническим описаниям и другим источникам. Эта информация поможет создать представление о разрабатываемой конструкции и наметить ее основные элементы. После предварительной подготовки можно приступить ко второму этапу - к разработке кинематической схемы установки.

Этот этап в зависимости от типа задания должен начинаться с размещения рычагов управления (в кабине) или размещения гидроприводов рулевых поверхностей (в хвостовой части). Размещение рычагов управления в кабине должно производиться в соответствии с действующим стандартом (ОСТ ВГО3520-71) и рекомендациями ([I] с. 45I... 460). Необходимо помнить, что стандартом предусматривается размещение центральной (расчетной) точки рукоятки ручки и опорных площадок педалей. Форма деталей pedalного механизма и ручки управления выбирается самим проектантом из соображений обеспечения удобства их крепления и необходимых зазоров между подвижными элементами и т.д.

Размещение гидроприводов и выбор радиусов их рычагов производятся из условий сохранения целостности поясов шпангоутов и обеспечения заданных угловых отклонений органов управления при полном рабочем ходе выходных звеньев гидроприводов. Напомним, что с целью обеспечения устойчивости рулевых поверхностей от флаттера выходные звенья гидроприводов рекомендуется крепить непосредственно к рычагам рулевой поверхности, а узлы крепления приводов к каркасу должны иметь мощные элементы в направлении действующих на привод усилий. Такая конструкция гарантирует наибольшую жесткость установки.

После размещения рукоятки и опорных площадок педалей или приводов рулей рекомендуется поле чертежа накрыть калькой или полупрозрачной чертежной бумагой (пергамином) и дальнейшую проработку кинематической схемы производить на них.

Затем рекомендуется размещать на чертеже систему загрузки с загрузочными механизмами, регуляторами характеристик загрузки и механизмами триммерного эффекта. Сложность этого этапа заключается в том, что у проектанта нет габаритов загрузочного устройства, которые зависят от передаточных чисел. Поэтому приходится пользоваться методом последовательных приближений.

Сначала из конструктивных соображений (т.е. учитывая размеры стандартных подшипников и обеспечивая необходимые зазоры между деталями и пр.) намечают наименьшую возможную величину плеча регулятора загрузки  $r$  (см. рис. 3.3). Определяют ход (перемещение) входного звена этого механизма и передаточное число от загружаемого рычага управления к загрузателю. По этим данным можно построить требуемую характеристику загрузателя, определить размеры пружин и самого механизма.

Затем намечаются точки крепления других загрузочных механизмов, устанавливаемых без регуляторов, и определяются передаточные числа к ним от соответствующих рычагов. Строятся требуемые характеристики этих загрузателей, рассчитываются пружины и определяются габариты механизмов.

После этого на полупрозрачную бумагу в выбранном масштабе снимаются габаритные чертежи (только контуры, без подробностей!) всех загрузочных и других механизмов, установка которых предусмотрена заданием, и производится их прикидочная компоновка с намечкой конструктивно-силовой схемы кронштейнов и точек их крепления к каркасу. Если все агрегаты komponуются в имеющихся объемах, (т.е. не перекрывают друг друга, удобно крепятся и т.д.), то определяются требуемые плечи промежуточных качалок из условия обеспечения заданных величин входных и выходных перемещений элементов проводки. Определив из компоновки и расчетом промежуточные плечи (радиусы) качалок, можно произвести кинематическую увязку всех элементов проводки и перенести ее на поле чертежа № I.

Если же при выбранных соотношениях плеч регулятора загрузки и параметрах пружин компоновка загрузателя не удается, то, учитывая характер создавшихся трудностей (например, загрузатель слишком длинный), необходимо внести соответствующую поправку в эти соотношения или параметры пружин, пересчитать требуемую характеристику загрузателя при новом передаточном числе, рассчитать пружины и набросать эскиз нового варианта загрузателя (например, более короткого). После этого проводится повторная компоновка и т.д.

Окончательный вариант компоновки агрегатов переносят на поле чертежа № I и переходят к третьему этапу работы – определению величин и направлений действующих в узловых точках усилий.

В практике реального проектирования в ОКБ усилия, действующие в элементах проводки управления, определяются обычно для трех ее положений – нейтрального и двух крайних. В целях экономии времени при курсовом проектировании эти усилия рассчитываются для одного нейтрального положения. Усилия в тягах проводки управления определяются последовательно исходя из расчетных усилий на входных рычагах на основании закона обратной пропорциональности величин усилий и плеч (радиусов) рычажных механизмов. Для расчета результирующих усилий в точках подвески поворотных качалок удобно пользоваться теоремой о сходящихся силах.

Четвертым этапом конструкторской разработки является уточнение намеченных ранее наиболее рациональных путей передачи возникающих усилий на конструктивные элементы каркаса и создание конструктивно-силовой схемы разрабатываемого узла.

Пятый этап – выбор материалов, допускаемых напряжений и проектировочный расчет на прочность (определение требуемых сечений элементов конструкции) – рекомендуется начинать с подбора подшипников, так как их размеры чаще всего и определяют габариты деталей управления.

При выборе допускаемых напряжений следует руководствоваться соображениями, изложенными в [9] на с. 9...12.

Подшипники для участков проводки до гидроусилителя подбираются по разрушающей нагрузке, значение которой необходимо принимать по специальным справочникам для авиационных конструкторов (см., например, [12]) или по данным приложения 2.

Выбрав подшипники, необходимо рассчитать требуемые сечения наиболее нагруженных мест деталей (проушин, лапок кронштейнов, сечений валов и т.д.). Затем по графикам из ОСТ I 12791-77 (см. [9] с. 48) определяются требуемые диаметры груб тяг и выбираются стандартизованные наконечники.

Полученные данные используются при окончательной разработке конструкции проектируемого узла, являющейся шестым этапом работы. При этом необходимо руководствоваться рекомендациями, изложенными в [9] на с. 12...13 и 22...30.

Седьмым этапом работы над проектом является окончательное оформление чертежа № I.

Чертежи механизмов проводки управления для экономии времени, как правило, выполняются сборочно-установочными, что является одной из особенностей их оформления. Таким образом, один и тот же чертеж служит как для сборки механизма, так и для установки его на самолет. Поэтому такой чертеж должен иметь все проекции, разрезы, сечения, размеры и письменную информацию, необходимые как для правильной сборки самого механизма, так и для правильной установки его на самолет.

Другая особенность чертежей механизмов проводки управления обусловлена подвижностью их элементов. На чертежах все механизмы обычно показываются в нейтральных положениях с указанием двух крайних положений (линиями условного контура) и простановкой с помощью размерных линий величин линейных перемещений (ходов) входных и выходных звеньев.

Учитывая производственные допуски на точность изготовления и сборки элементов каркаса и обшивки планера самолета, на установочных чертежах механизмов проводки управления обычно специально указывают "узкие" места, где элементы управления во время работы опасно близко приближаются к каким-либо деталям каркаса или обшивки. Опасность сближения элементов управления и каркаса определяется соотношением величин теоретического зазора между деталями на чертеже (или плазе) и производственного допуска на установку элементов каркаса. Если допуск на точность установки больше теоретического зазора, то есть все основания предполагать, что качалка, рычаг или тяга управления при установке на самолет упрутся в лонжерон, нервюру, шпангоут и т.д.! Поэтому в таких "опасных" местах на чертеже необходимо указывать минимально допустимые зазоры (например, "мин. зазор 3 мм"), а в примечаниях к чертежу указывать, как этот зазор обеспечивать (например, опилкой выступающего конца болта или неработающей части выступающей детали, подкладкой шайб, опилкой установочных бобышек кронштейнов и т.д.). Оформление чертежей заканчивается заполнением стандартного углового штампа.

### 3.6. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗАГРУЖАТЕЛЕЙ

Заданиями на разработку курсового проекта предусматривается проектирование пружинных загрузателей. Однако по желанию студентов и согласованию с руководителем можно разрабатывать загрузатели других типов.

Проектирование загрузателя любого типа должно начинаться с построения потребной характеристики загрузки рычага управления по исходным данным задания.

Как уже ранее отмечалось, характеристика проектируемого загрузателя будет определяться потребной характеристикой загрузки и передаточным числом от загружаемого рычага к загрузателю. Поэтому проектирование последнего надо начинать с выбора места его установки. В качестве примера рассмотрим кинематическую схему компоновки центрального поста управления с регулятором загрузки, размещенным непосредственно в нижней части ручки (рис. 3.3, слева). Такая компоновка значительно сокращает потребные объемы (не нужно предусматривать специального механизма регулировки, который будет занимать дополнительное место), хотя несколько усложняет установку самого загрузателя вследствие движения ручки управления в двух плоскостях. Потребная характеристика загрузки ручки при управлении по тангажу показана на рис. 3.3 (справа). Пусть по предварительной компоновке принято:

$$R_p = 600 \text{ мм}; R = 200 \text{ мм}; r = 100 \text{ мм}.$$

Минимальное значение плеча регулятора загрузки ( $r = 100 \text{ мм}$ ) определяется из условия отсутствия задевания загрузателя за конструкцию кронштейна установки ручки на подшипниках оси ее вращения при управлении по крену. Максимальная величина плеча регулятора загрузки ( $R = 200 \text{ мм}$ ) получается умножением величины малого плеча ( $r$ ) на предусматриваемое заданием максимальное значение изменения передаточного числа от ручки управления к загрузателю, обеспечиваемого регулятором загрузки (здесь это изменение принято  $k = 2$ ).

Таким образом, по результатам предварительной компоновки получили значение передаточного числа от ручки к загрузателю на малом плече регулятора (легкая загрузка)

$$K_{з.л} = \frac{R_p}{r} = \frac{x_p}{x_3} = \frac{600}{100} = 6.$$

Чтобы получить потребную характеристику загрузателя, исходя из закона сохранения энергии, все величины ходов в потребной характеристике загрузки рычага необходимо на эту величину  $K_{з.л}$  делить, а все силы — умножать. При этом нельзя забывать, что ход загрузателя должен обеспечивать возможность перемещения ручки назад до упора от переднего стриммированного положения и вперед до упора — от заднего стриммированного положения. Поэтому в рассматриваемом

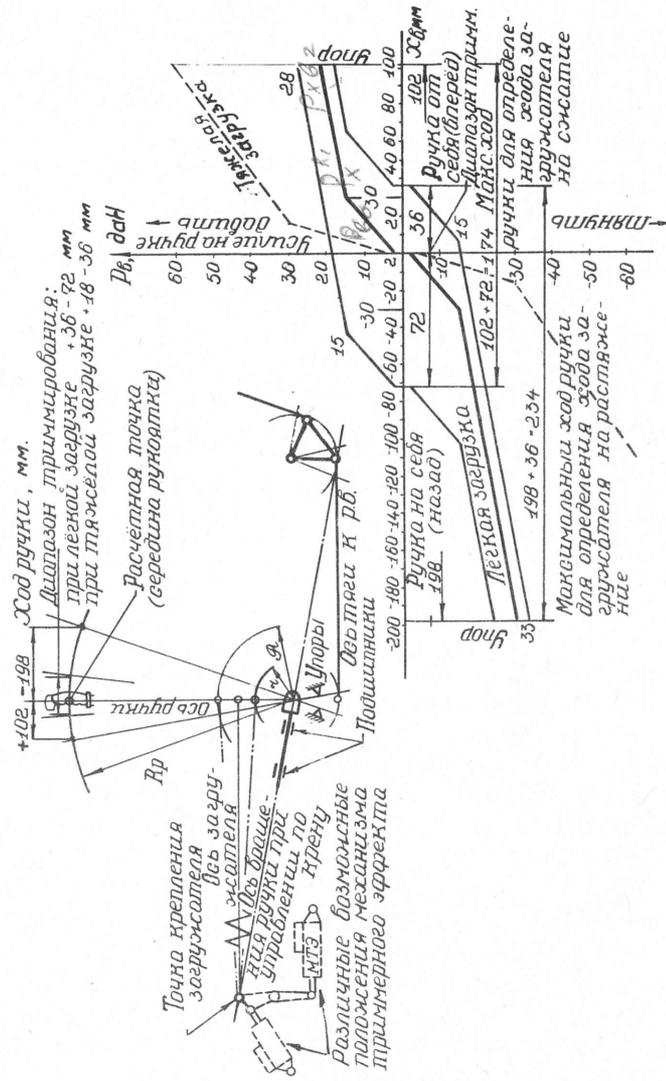


Рис. 3.3. К расчету потребной характеристики загрузателя

примере потребный ход штока загрузателя при легкой загрузке (малое плечо регулятора): на сжатие  $\frac{174}{6} = 29$  мм, на растяжение  $\frac{234}{6} = 39$  мм; потребный ход штока механизма гриммерного эффекта:  $\frac{36}{6} = 6$  и  $\frac{72}{6} = 12$  мм соответственно.

Затем определяем необходимые значения усилий в характерных точках потребной характеристики загрузателя:

предварительный затяг  $P_{03} = 2 \cdot 6 = 12$  даН;

точка "излома" характеристики  $P_{13} = 15 \cdot 6 = 90$  даН;

максимальное усилие на сжатие  $P_{сж} = 28 \cdot 6 = 168$  даН;

максимальное усилие на растяжение  $P_{раст} = 33 \cdot 6 = 198$  даН.

По полученным координатам характерных точек строим потребную характеристику загрузателя (рис. 3.4).

При отсутствии регулятора загрузки эта характеристика и будет исходной для проектирования загрузателя. Если же, как в рассматриваемом примере, имеется регулятор загрузки, то при построении характеристики загрузателя необходимо учесть, что потребный ход его штока при переходе регулятора на большое плечо (тяжелая загрузка) увеличится вследствие уменьшения передаточного числа. В нашем случае  $K_{з.т} = \frac{R_p}{R} = \frac{600}{200} = 3$ . При этом положении регулятора выбранный в соответствии с заданием для легкой загрузки ход штока механизма гриммерного эффекта не изменяется, поэтому потребный ход штока загрузателя определится простыми вычислениями:

$$\text{на сжатие } \frac{102}{3} + 12 = 46 \text{ мм;}$$

$$\text{на растяжение } \frac{198}{3} + 6 = 72 \text{ мм.}$$

При таком ходе штока загрузателя невозможен его преждевременный "выход на упор" в случае отклонения ручки управления на максимальный возможный ход (до ее механического упора) ни при каком положении механизма гриммерного эффекта. Это избавляет конструктора от необходимости рассчитывать систему загрузки на расчетное (по прочности) усилие на ручке  $\approx 236$  даН (240 кгс) и обеспечивает достаточный располагаемый ход загрузателя, который не будет ограничивать диапазон отклонений органа продольного управления.

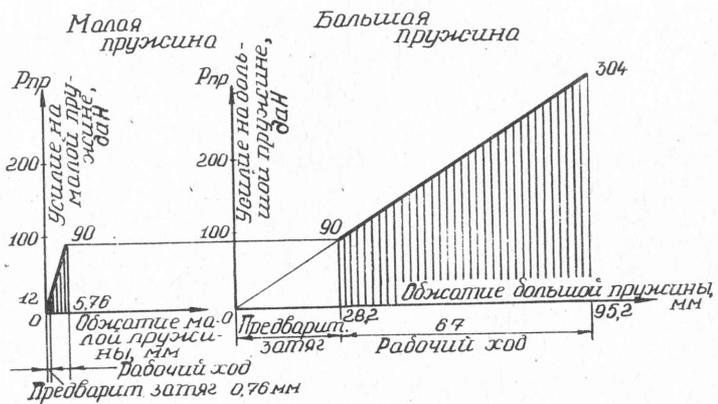


Рис. 3.4. К определению потребных характеристик пружин по характеристике загрузителя

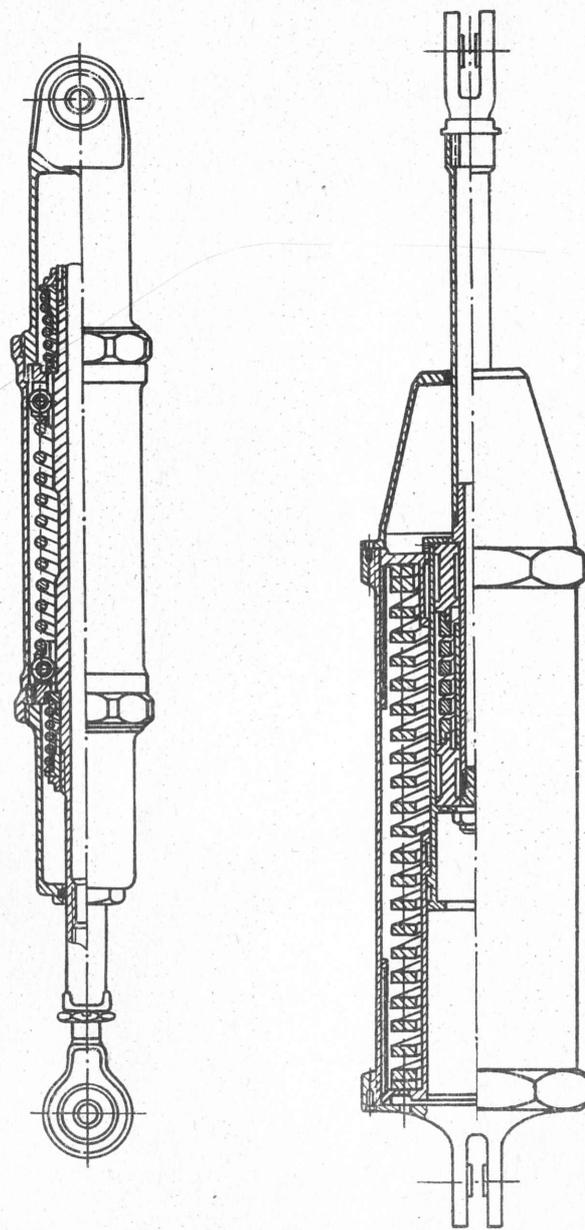


Рис. 3.5. Примеры конструкций двухступенчатых пружинных загрузателей с гремя вилками (а) и двумя точками (б) пружинами

Необходимое увеличение хода штока загрузателя и соответствующее увеличение значений развиваемых им максимальных усилий показано на рис. 3.4 пунктиром. После окончательного определения потребной характеристики загрузателя рассчитываются потребные параметры пружин и конструируется загрузатель.

### 3.7. РАСЧЕТ ПРУЖИН

Линейная характеристика пружинного загрузателя обеспечивается одной пружиной, характеристика "с изломом" – набором из двух или трех пружин (рис. 3.5). При двух пружинах загрузатель получается короче и толще, при трех – длиннее и тоньше. Во всех случаях конструкция загрузателя выполняется таким образом, чтобы независимо от направления движения штока пружины всегда работали на сжатие. Этим обеспечивается существенное увеличение их ресурса.

Пружины изготавливаются либо навивкой из проволоки круглого сечения (витые пружины), либо фрезерованием сквозной винтовой канавки в стенках трубы, в результате чего образуются так называемые точечные пружины с витками прямоугольного сечения. Наиболее широко для пружин применяется сталь 50ХФА, имеющая следующие характеристики:  $\tau_{доп} = 60 \text{ даН/мм}^2$  и  $G = 8300 \text{ даН/мм}^2$ .

Витые пружины (рис. 3.6, а).

Максимальное касательное напряжение на внутренней стороне витка:

$$\tau_{max} = \xi \frac{8 P_{max} D_{cp}}{\pi d^3} \leq \tau_{доп}, \quad (3.1)$$

где  $\xi = \frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0,615}{m}$ ;  
 $m = \frac{D}{d}$ ;  $P_{max}$  – максимальное усилие, действующее на пружину (в нашем примере  $P_{max} = 90 \text{ даН}$  для малой пружины и  $P_{max} = 304 \text{ даН}$  для большой, см. рис. 3.4, внизу). Поскольку в выражении (3.1) неизвестны два проектных параметра пружин ( $d$  и  $D_{cp}$ ), то, задаваясь одним из них из конструктивных соображений, получаем значение другого.

Прогиб одного витка при максимальной силе

$$f_1 = \frac{8 D_{cp}^3 P_{max}}{G d^4}, \quad (3.2)$$

здесь  $G$  – модуль упругости материала при сдвиге.

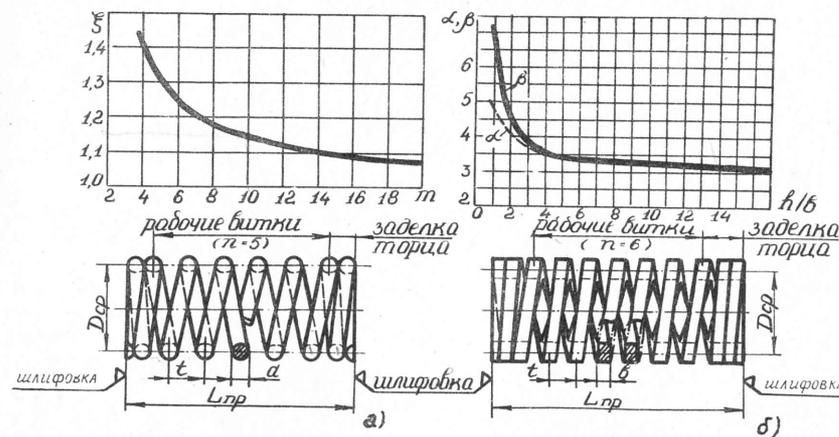


Рис. 3.6. К расчету витых (а) и точечных (б) пружин

Число рабочих витков

$$n_{раб} = \frac{x_{max}}{f_1}, \quad (3.3)$$

где  $x_{max}$  – максимальное обжатие пружины (в нашем примере  $x_{max} = 5,76$  для малой пружины и  $x_{max} = 95,2$  для большой пружины, см. рис. 4.6, внизу).

Шаг навивки пружины

$$t = d + f_1 + \Delta, \quad (3.4)$$

где  $\Delta$  принимается в пределах  $0,2 \dots 1$  мм из условия получения стандартного для имеющегося оборудования значения шага навивки (хода на оборот), а также для предотвращения соприкосновения витков пружины при максимальном обжатии.

Чтобы при обжатии пружина не теряла устойчивость (не выпучивалась), при ее изготовлении необходимо обеспечить строгую параллельность торцов. Это достигается навивкой дополнительно к рабочим виткам  $1,5 \dots 2,5$  витков с обоих концов вплотную друг к другу с последующей шлифовкой торцов пружины до обеспечения параллельности торцевых плоскостей, как это показано на рис. 3.6, а.

Точечные пружины (рис. 3.6, б).

Максимальное касательное напряжение

$$\tau_{max} = \frac{\alpha D_{cp} P_{max}}{2 h b^2} \leq \tau_{доп}. \quad (3.5)$$

Прогиб одного витка от максимальной силы сжатия

$$f_1 = \frac{\beta \pi D_{cp}^3 P_{max}}{4 \mu b^3 G}, \quad (3.6)$$

здесь  $\alpha$  и  $\beta$  — значения коэффициентов Сен-Венана для прямоугольных сечений, которые снимаются с соответствующих графиков на рис. 3.6,б.

Дальнейший расчет проводится по формулам (3.3) и (3.4).

Заделка торцов точеных пружин аналогично заделке торцов витых пружин обеспечивается обжатием 1,5...2,5 торцевых витков до соприкосновения (в процессе термообработки) с последующей шлифовкой торцевых плоскостей для обеспечения их параллельности.

В практике проектирования загрузателей в ОКБ в настоящее время широко используются ЭВМ, с помощью которых можно быстро рассчитать много различных вариантов пружин, от параметров которых и зависят в основном габариты самих загрузателей.

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ  
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени СЕРГО ОРДЖОНИКИДЗЕ

КАФЕДРА IOI

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту по дисциплине

"КОНСТРУИРОВАНИЕ ШАССИ И УПРАВЛЕНИЯ САМОЛЕТОВ"

На тему:

Выполнил студент группы . . . . . (номер группы)

(фамилия, инициалы)

(подпись) . . .

Руководитель проекта

(должность, фамилия, инициалы)

(подпись, дата)

Консультант по технологии

(должность, фамилия, инициалы)

(подпись, дата)

Проект защищен на ... (оценка)

(дата)

Члены комиссии: (фамилия, инициалы)

(подпись)

(фамилия, инициалы)

(подпись)

(фамилия, инициалы)

(подпись)

Замечания и предложения комиссии:

Москва 198..

ПЕРЕЧЕНЬ И ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ПОДШИПНИКОВ,  
РЕКОМЕНДУЕМЫХ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ

Обозначение	Внутренний диаметр	Внешний диаметр	Ширина на внешнем кольце	Ширина внутреннего кольца	Допустимый угол перегиба, °	Разрушающая нагрузка, кгс	Допустимая нагрузка при качении, кгс
1. Радиальные однорядные с двумя защитными шайбами и выступающим внутренним кольцом (для ступиц рычагов и качалок)							
980065	5	16	5,5	8	-	1200	500
980085	5	20	7	8	-	1895	790
980077	7	19	6	8	-	2160	650
980067	7	24	9	12	-	2700	1130
980079	9	24	7	9	-	3240	1000
980800	10	30	9	13	-	3200	1360
980700	10	37	12	16	-	5300	2200
980704	20	42	11	10	-	5700	2420
980705	25	52	12	15	-	7200	3100
80701	12	30	8	10	-	2200	900
80702	15	35	11	14	-	2900	1260
1280912	60	85	11	13	-		
2. Радиальные однорядные с выступающим внутренним кольцом (тонкостенные, рекомендуются для применения с деталями, работающими на изгиб и кручение)							
900803	17	26	6	7	-	1400	615
900904	22	35	6	7	-	2670	1100
900805	25	37	6	7	-	4860	1200
900706	30	42	6	7	-	6300	1400
900808	40	52	6	7	-	8100	1800
900809	45	57	6	7	-	4800	2030
900810	50	65	6	7	-	5400	2300
900912	58	73	6	7	-	6120	2580
7900812	60	78	6	7	-	6300	2700

Примечание. Вследствие наличия лунок на внутреннем и внешнем кольцах для закладки шариков нагружать эти подшипники осевыми усилиями не рекомендуется.

3. Радиально-упорные однорядные							
6027	7	22	7	7	-	3900	
46202K	15	35	11	11	-	7200	
46204E	20	47	14	14	-		
46205L	25	52	15	15	-	16000	
46206E	30	62	16	16	-		
4. Радиальные сферические двухрядные открытые (без защитных шайб, рекомендуются для применения только на легких самолетах с небольшим сроком службы)							
I006	6	19	6	6	±3	1690	320
I008	8	22	7	7	±3	2000	400
I200	10	30	9	9	±3	2670	810
I201	12	32	10	10	±3	3800	900
I301	12	37	12	12	±3	4000	1700
I202	15	35	11	11	±3	4900	1230
I203	17	40	12	12	±3	4000	1480
I303	17	47	14	14	±3	7800	2640
I204	20	47	14	14	±3	6300	1930
I205	25	52	15	15	±3	7300	2450
I305	25	62	17	17	±3	12800	4300
I206	30	62	16	16	±3	9700	3530
I208	40	80	18	18	±3	11600	5180
I210	50	90	20	20	±3	11400	6530
I212	60	110	22	22	±3	18000	9300
5. Радиальные сферические однорядные с двумя защитными шайбами и выступающим внутренним кольцом							
98I065	5	20	7	8	±5	I089	300
98I067	7	24	9	12	±5	I700	470
98I068	8	30	10	14	±5	2950	740
98I700	10	37	12	16	±5	3200	800
98I701	12	42	13	17	±5	4200	970
98I702	15	52	15	20	±5	7300	1830
Двухрядный							
97I067	7	24	12	18	±5	2400	600

Продолжение приложения 2

6. Радиальные сферические двухрядные с защитными шайбами и выступающим внутренним кольцом (роликовые, для высоконагруженных узлов)							
83078	8	28	I3	I7	±5	3000	2058
83700	10	35	I7	2I	±5	I2675	2947
8370I	I2	37	I7	2I	±5	I4000	3260
83702	I5	42	I7	2I	±5	22400	3885
С невыступающим внутренним кольцом							
83704	20	52	26	26	±5	55000	9625
83705	25	62	29	29	±5	65800	
7. Радиальные однорядные со сферическим выступающим внутренним кольцом с двумя защитными шайбами (роликовые)							
303036	6	22	7	I2		I000	500
303037	7	26	9	I4		I500	750
303048	8	30	10	I5		2200	I000
303400	I0					3000	
30340I	I2	42	I3	I9		3800	2000
303402	I5	52	I5	23		5600	3600
8. Шарнирные (для узлов шасси и управления, усилие трения в которых не передается на рычаги управления)							
ШС6	6	I4	4	6	±I3	2000	900
ШС8	8	I7	5	8	±I5	3200	I440
ШСИ0	I0	20	6	9	±I2	4800	2I60
2ШСИ0	I0	30	10	I4	±II	II000	5500
ШСИ2	I2	22	7	10	±II	6300	2735
2ШСИ2	I2	32	I2	I6	±II	I4400	6480
ШСИ5	I5	28	8	I2	± 8	9200	4I40
2ШСИ5	I5	35	I4	I8	±II	I8800	9400
ШСИ7	I7	32	10	I4	±I0	I3000	5850
2ШСИ7	I7	40	I4	2I	±I5	2I600	9720
ШС20	20	35	I2	I6	± 9	I7400	7800
2ШС20	20	47	I5	26	±22		I3I25
ШС25	25	42	I6	20	± 7	23000	I2600
ШС30	30	47	I8	22	± 6	36000	I6200

Окончание приложения 2

ШС35	35	55	2I	26	± 8		24675
ШС40	40	62	22	28	± 8		29I50
ШС50	50	75	28	35	± 8		46200
ШС55	55	85	32	40	± 8		59000
ШС60	60	90	34	44	± 8		68000
ШСИ0	II0	I50	35	40	± 8		II5500