



ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКОВСКИЙ
АВИАЦИОННЫЙ
ИНСТИТУТ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

ЭЛЕМЕНТЫ
КОНСТРУКЦИЙ
АГРЕГАТОВ
ДВИГАТЕЛЕЙ ЛА
В ИЗОБРАЖЕНИИ
НА ЧЕРТЕЖАХ

МОСКВА • 1991

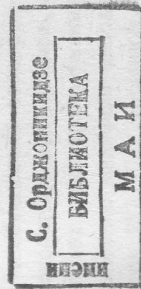
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ

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

ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИЙ АГРЕГАТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛА
В ИЗОБРАЖЕНИИ НА ЧЕРТЕЖАХ

Учебное пособие

Утверждено
на заседании редсовета
29 мая 1990 г.



Москва
Издательство МАИ
1991

744 (075)

Э-456

ББК: Ж118.7

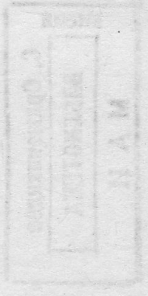
Авторы: Вахнеев С.Н., Князев И.В., Лутай О.Н., Шеничнова Н.В.

Элементы конструкций агрегатов двигателей ДА в изображении на чертежах / С.Н. Вахнеев, И.В. Князев, О.Н. Лутай, Н.В. Шеничнова: Учебное пособие. - М.: Изд-во МАИ, 1991. - 52 с.: ил.

В учебном пособии содержатся сведения, необходимые студентам для грамотного выполнения чертежей агрегатов двигателей летательных аппаратов, а также для понимания их конструктивного устройства и назначения. Это сведения об изображении деталей сложных геометрических форм, о решении проблем взаимного центрирования частей агрегатов, преобразовании движений и передачи крутящего момента, уплотнения и стопорения соединений. Рассмотрены чертежи конструктивных оформления опор качения и скольжения, а также качающихся элементов масляных и топливных насосов.

Для студентов, изучающих курс инженерной графики по специальности "Двигатели ДА".

Рецензенты: Г.П. Немчинов, Ю.Г. Соковников



ISBN 5-7035-0355-8 © Московский авиационный институт, 1991

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие авиадвигелестроения характеризуется интенсификацией рабочего процесса тепловых двигателей, т.е. возрастанием уровня основных параметров - давления, температуры, скорости течения газов, частоты вращения валов, нагрузок на них и т.п. Это влечет за собой повышение требований к конструкторской проработке как двигателя в целом, так и его отдельных составляющих. В этих условиях надежность авиационной техники, ее работоспособность закладывается на стадии проектирования и оформления конструкторской документации.

Особенностью специализации двигателей летательных аппаратов (ДЛА) по курсу инженерной графики является то, что при выполнении конструкторской документации частей двигателей приходится сталкиваться практически со всем разнообразием конструктивного и технологического исполнения изделий: сложными формами литых деталей (корпуса коробки приводов, опоры валов турбокомпрессора и турбонасосного агрегатов и т.п.); аэродинамическими профилями лопаток турбомашины и элементов конструкции, обтекаемых воздушом и горячим газом; различными способами соединения деталей (разъемными и неразъемными) и многими другими. При этом должны учитываться противоречивые требования необходимой прочности и гибкости конструкции с ее минимальными весовыми и габаритными характеристиками.

С другой стороны, разработка и чтение конструкторской документации требует определенного знания специфики выполнения элементов конструкции ДЛА, в частности уплотнений подвижного и неподвижного соединений, а также особенностей стопорения, способов передачи крутящего момента, технологических приемов, использования специальных материалов и типовых стандартных элементов и т.д.

В пособии уделено основное внимание выполнению конструкторской документации агрегатов ДЛА. Под термином "агрегат" принято понимать устройство, являющееся частью двигателя (или машины), независимо, отдельно собираемое, регулируемое, подвергаемое контрольным испытаниям и в завершном виде устанавливаемое на двигатель.

Сюда относятся всевозможные насосы топливной и масляной систем, форсунки, распределители и регуляторы топлива, центрифуги и суфлеры, фильтры, клапаны и многие другие устройства.

Развитие агрегатов двигателей шло параллельно с совершенствованием авиационной техники, и в их конструкции сконцентрированы практически все особенности, свойственные и авиационным двигателям. Агрегаты представляют собой весьма малую, но сложную и в то же время компактную и законченную часть авиадвигателей, и на их примере в условиях учебного процесса и сравнительно небольшого объема чертежной работы можно ознакомиться с основными особенностями конструкторской документации ДДА.

Собранный в пособии иллюстративный и краткий текстовый материал поможет студентам в составлении чертежей и позволит расширить кругозор по некоторым вопросам.

Гл. 1, 2 и 6 написаны Н.В. Пшеничновой; гл. 3 написана С.Н. Вахнеевым и И.В. Князевым; гл. 4 - С.Н. Вахнеевым; гл. 5 - О.Н. Лутай; гл. 7 - И.В. Князевым, С.Н. Вахнеевым и Н.В. Пшеничновой.

Авторы приносят большую благодарность А.М. Авдеевой, А.М. Кабанову и Е.А. Филатовой за значительную помощь в оформлении графического и текстового материала пособия.

1. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Проектирование корпусов современных агрегатов - трудоемкий творческий процесс, требующий высочайшей квалификации конструктора. В корпусе расположены главные функциональные элементы агрегата: полости входа и выхода жидкости (топлива, масла), всевозможные каналы, в частности дренажные; здесь же располагается все основные части агрегата, например, так называемый качающий узел насоса, опоры роторов или валов, а также клапаны, уплотнительные устройства и т.д. Многообразие этих элементов, необходимость сочетания их в пределах одного корпуса - одна из главных особенностей современных агрегатов, определяющих конструктивное решение корпусных деталей. Другое важное условие, с которым вынужден считаться конструктор, - необходимость обеспечения минимальности веса и габаритов при заданной прочности изделия.

Решить такие задачи позволяет применение современных методов литья, с помощью которых можно получить детали самой сложной конфигурации, невыполнимые другими способами формообразования.

1.1. Особенности изготовления и выполнения наружных поверхностей

Корпуса и крышки агрегатов ДДА представляют собой изделия весьма сложной геометрической формы, содержащие множество выборок, приливов, бобышек, внутренних полостей и отверстий, ребер жесткости. Это, как правило, тонкостенные отливки из легких литейных сплавов алюминия (АЛ5, АЛ9 ГОСТ 2885-75), реже - магния (МЛ5 ГОСТ 2856-79), вследствие подвергаемые механической обработке. Эти сплавы выдерживают рабочие температуры до 200°C, из них выполняют малогабаритные отливки с толщиной стенок от 2,0 и более. Для небольших несложных деталей применяют сплавы титана, например, ВТ6 по ОСТ 190173-75, обладающие хорошими штамповочными свойствами.

1.2. Поверхности для размещения крепежных деталей

Корпуса и крышки в агрегатах ДДА чаще всего соединяются посредством резьбовых изделий (см. гл. 2). Отверстия под них располагаются в той части детали, которая называется ф л а н ц е м. На фланцах различают привалочную поверхность (обработанную), заднюю поверхность, обычно необработанную или обработанную частично (см. рис. 1.1,а) и внешнюю поверхность (чаще всего черновую).

Чтобы не увеличивать толщину всего фланца, гнезда под винтовые концы шпилек и винтов обычно располагают внутри специальных приливов, называемых бобышками (см. рис. 1.1 и 1.2). Иногда для свертывания винтов в детали из легких сплавов предусматривают постановку переходных деталей - футорок (по ОСТ 1 38007-80, I 38008-80). Постановка футорок предупреждает износ резьбы и срыв ее при сборке и разборке соединения. Футорки свертывают на тугую резьбу и фиксируют керновой или штрейфами (рис. 1.3). Подробнее о способах стопорения см. в гл. 2. Футорки часто утапливают в отверстие на 1...2 мм.

Опорные поверхности под головки винтов, болтов, гайки необходимо подвергнуть механической обработке, с тем чтобы снять присущие литым поверхностные дефекты и исклчить возможную неперпендикулярность опорной поверхности к оси отверстия. Последнее позволяет предотвратить перекос оси резьбовой детали по отношению к оси отверстия и обеспечить надежное прилегание фланцев. Различные формы опорных поверхностей под резьбовые изделия (подторцовок) и способы нанесения размеров на них приведены на рис. 1.4 и 1.5.

При торцевании фланцев ослабляется, поэтому в местах расположения опорных поверхностей под резьбовые изделия его усиливает бобышками (см. рис. 1.6). В ряде случаев бывает необходимо закрыть снаружи отверстия, причины происхождения которых чисто технологические (как, например,

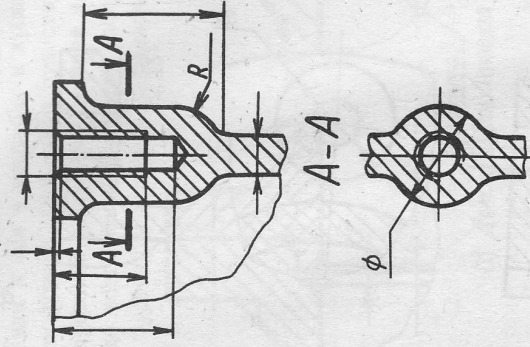


Рис. 1.2

Необходимая жесткость конструкции может обеспечиваться укреплением, усилением "слабых" (с прочностной точки зрения) мест, применением рациональных форм.

В литых конструкциях стараются избегать острых углов и перепадов сечений поверхностей с малыми радиусами сопряжения, т.к. их наличие приводит к концентрации местных внутренних напряжений. Для наиболее больших и средних отливок литейные радиусы перехода не превышают соответственно 3...5 мм.

Для литых корпусов агрегатов характерны также и малые формовочные уклоны, необходимые для облегчения выемки моделей из формы. На чертежах детали обычно показывают без формовочных уклонов. Преобладающие радиусы переходов, а также стандартные уклоны на обрабатываемых деталях не проставляют, их указывают на поле чертежа в технических требованиях. Плоскости разъема литейных форм (если они имеются) на учебных чертежах также не показывают.

Поскольку переход от одной поверхности к другой на литых деталях носит плавный характер, условные линии пересечения поверхностей показывают на чертежах тонкими сплошными линиями, не доводя их до основной линии (рис. 1.1,а).

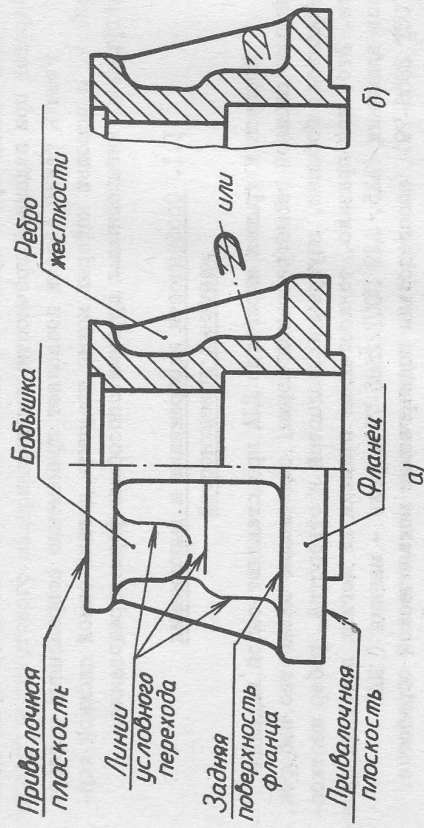


Рис. 1.1

Известно, что жесткость и прочность литой детали увеличиваются благодаря ребрам жесткости. Их конфигурация может быть выведена с помощью вынесенного или наложенного сечений, как рекомендовано на рис. 1.1,а и б. Ребра имеют плавные переходы от стенки к стенке и радиус закругления у вершины.

на рис. 1.7 или при конструировании деталей с закрытыми внутренними полостями). Для этого применяются резьбовые изделия, называемые заглушками (ГОСТ 1 3973-74, I 3974-74) или пробками (ГОСТ 1 2202-68 и др.) Заглушки ввертывают до упора, и, если головка ее выступает над поверхностью детали, головку срезают и защищают заподлицо с основной деталью, а также часто кернят для стопорения. При выполнении сборочных чертежей необходимо уточнить положение и форму заглушек.

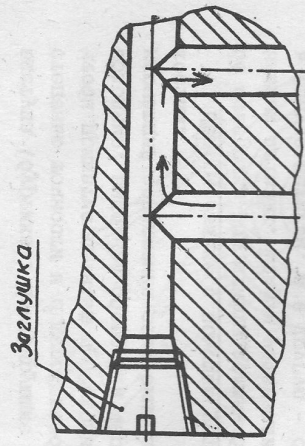
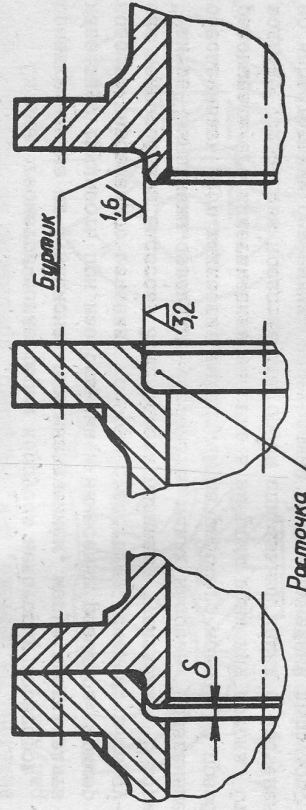


Рис. 1.7

1.3. Взаимное центрирование

При конструировании часто требуется обеспечить строгую соосность отверстий внутри стыкуемых деталей, скажем, отверстий под валики и оси в корпусах и крышках насосов или отверстий под подшипники ротора. Для этого существует несколько способов взаимного центрирования корпусных деталей и сборочных единиц. В агрегатах ДДА чаще всего используют два способа: центрирование по цилиндрическому буртику и с помощью установочных штифтов.



а) Дет. октавляемая б) Дет. октавляемая

Рис. 1.8

Центрирование по цилиндрическому буртику. Этот наиболее распространенный способ предполагает выполнение на одной из сопрягаемых деталей цилиндрической расточки, а на другой - цилиндрического

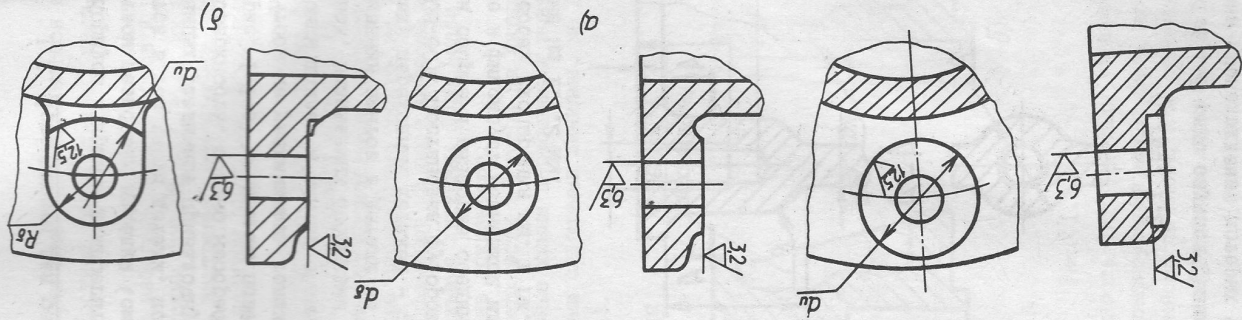


Рис. 1.5

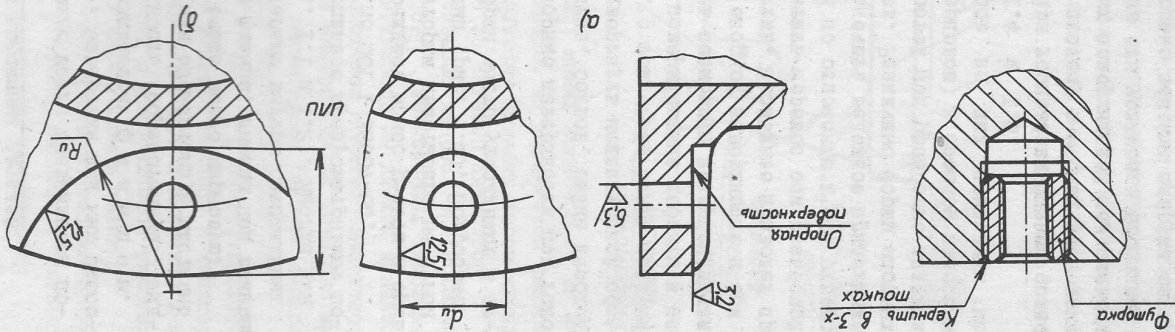


Рис. 1.4

Рис. 1.6

Рис. 1.3

выступа (буртика). Центрирующие поверхности выполняются с большой степенью точности и с шероховатостью $R_a = 3,2 \dots 1,6$ (рис. I.8). Чтобы прижатие деталей происходило только по плоскости стыка, необходимо, выполняя сборочный чертеж, предусмотреть зазор δ , включающий сопряжение стыкуемых деталей по двум параллельным плоскостям.

Центрирование с помощью установочных штифтов. При этом способе отверстия под штифты должны быть обработаны совместно в соединяемых деталях. Штифты устанавливаются в обе детали с натягом или в одну с налягом, а в другую - с зазором. Зазор этот достаточно мал и может не фигурировать на сборочных чертежах.

Двух штифтов уже достаточно для определения взаимного расположения деталей. Штифты могут быть применены обычные цилиндрические или пушотельные по ОСТ 35000-78 или ОСТ 35003-78 (рис. I.9). Отверстия под штифты должны быть обработаны с шероховатостью $R_a = 1,6$. Соосность отверстий, выполненных в корпусах и крышках, например под подшипники или оси шестерен насоса, достигается уже на базе установочных штифтов.

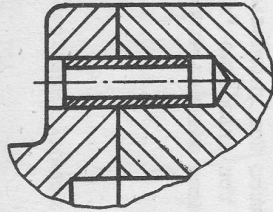


Рис. I.9

I.4. Некоторые особые случаи конструктивных решений

Сложные геометрические формы корпусов некоторых агрегатов, продиктованные их функциональным назначением, могут представлять известную трудность при изображении и нанесении размеров. Пример - полости переменной сечения, которые существуют, скажем, в корпусах центробежных насосов. Эти полости называют "улитками". В форме "улиток" выполнены отводящие устройства таких насосов, призванные обеспечивать сбор жидкости, выходящей из рабочего колеса, и преобразовывать его кинетическую энергию в энергию давления потока. Отводящие устройства представляют собой спиральный канал с постепенно нарастающими сечениями, переходящий в прямой спиральный диффузор.

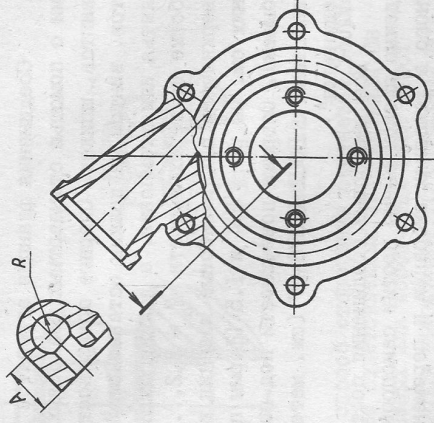
Размеры сечения канала улитки должны быть заданы в нескольких радиальных сечениях: чем больше таких сечений, тем точнее определена форма канала. На учебных чертежах можно довольствоваться шагом $30 \dots 45^\circ$. Буквенные обозначения размеров сечения полости указываются на одном из сечений, выполненном на чертеже, и расшифровываются в таблице (рис. I.10).

Одной из неприятных особенностей работы шестеренчатого насоса является возможность неполного заполнения впадин шестерен жидкостью, что ведет к ухудшению работы насоса и пульсации давления в системе. С целью преодоления этого недостатка расширяют полость входа или прорезают специальные щели на цилиндрических поверхностях колодцев в области выхода для дозаполнения впадин зубчатых колес (рис. I.11).

Разгрузочная канавка, изображенная на рис. I.12, выполнена для преодоления еще одного нежелательного эффекта работы насоса - запыления жидкости во впадинах шестерен, что тоже может привести к снижению производительности насоса.

Рис. I.10

Формы щелей и канавок должны быть выявлены на чертеже, как, например, предложено на соответствующих рисунках.



Размер	Сечение улитки						
	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°
A	9	11	14	17	20	23	26
R	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5

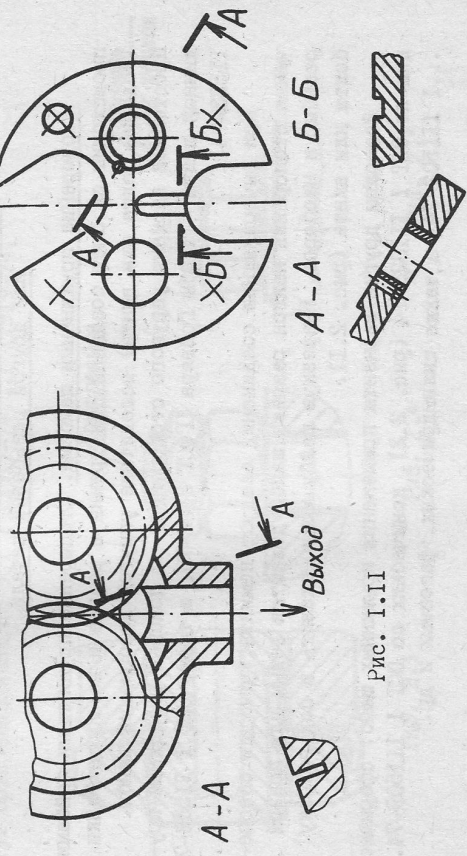


Рис. I.11

2. РЕЗЬБОВЫЕ ИЗДЕЛИЯ И МЕТОДЫ ИХ СТОПОРЕНИЯ

Соединения фланцев агрегатов ДДА обычно выполняются резьбеными о помощью стандартных резьбовых крепежных изделий: болтов, гаек, винтов, шпилек. Опорные поверхности фланцев под гайки, головки болтов, винтов не должны оставаться "черными", необработанными после литья или штамповки, а должны быть подвергнуты механической обработке до шероховатости $R_a = 3,2 \dots 1,6$. Возможные формы опорных поверхностей под резьбовые изделия и примеры нанесения размеров на них см. на рис. 1.4 и 1.5 (формы подторцовок) и рис. 1.6 (формы бобышек). Опорные поверхности под головки винтов выполняются в соответствии с ГОСТ 12876-67 (см. методический материал по теме "Соединения").

Все резьбовые соединения составных частей ДДА должны быть надежно предохранены против самопроизвольного отвинчивания, неизбежного в условиях вибрации и переменных нагрузок при работе двигателя. Несоблюдение этого правила может привести к выходу из строя агрегата или к серьезной аварии.

Стопорение резьбовых соединений осуществляется следующими приемами:

- стопорением гайки относительно болта, шпильки или другой резьбовой детали;
- стопорением резьбового изделия относительно фланца;
- парным или групповым стопорением.

2.1. Стопорение гайки относительно болта, шпильки или другой резьбовой детали

Стопорение пружинными шайбами. Стопорение пружинными шайбами происходит за счет создания сил трения в резьбе и на торце гайки (головки болта или винта) вследствие упругой деформации шайбы. Простейший вариант упругого стопорения - с помощью разрезной пружинной шайбы - шайбы Гровера (ГОСТ 6402-70, а также ОСТ 11532-74, 11533-74).

При вычерчивании соединения следует помнить, что для обеспечения стопорения наклон разреза шайбы делается левым для правой резьбы, и наоборот. Разрезную шайбу можно ставить и под головку болта или винта (рис. 2.1).

Возможны другие варианты применения пружинных шайб: сферических по ОСТ 111523-74 (рис. 2.2), конических по ОСТ 111509-74... 111502-74, а также цилиндрических, фасонных и др.

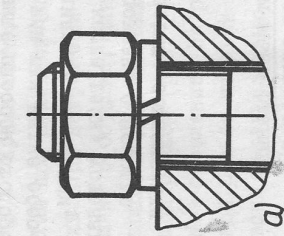


Рис. 2.1

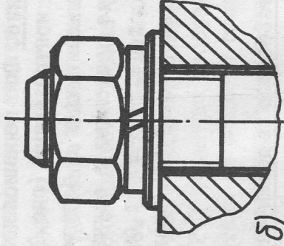


Рис. 2.2

Стопорение шпильками. Этот способ стопорения считается весьма надежным и применяется в наиболее ответственных соединениях. Он предусматривает применение прорезных или корончатых гаек (ГОСТ 5932-73, 1-е или 2-е исполнение, ОСТ 133047-80...1 33054-80, ОСТ 1 33040-80...1 33042-80), а также болтов или шпилек с отверстиями под шплинт. Шплинт можно выбрать по ГОСТ 397-79.

Стопорение отгибными шайбами. Такой способ стопорения особенно широко применяется при стопорении соединения вал - кольцевая гайка. (Кольцевые гайки применяются для осевой фиксации подшипников качения или других деталей, насаженных на валы большого диаметра). Стопорная шайба загибается между гайкой и валом, причём одну из ее лапок, предупреждающую проворачивание шайбы на валу, заводят в паз вала; другую лапку отгибают в паз гайки (рис. 2.3). Шайбы могут быть выполнены по ОСТ 111517-74...1 11519-74.

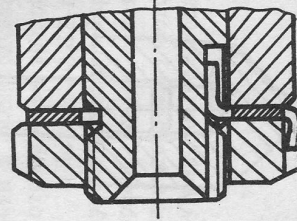


Рис. 2.3

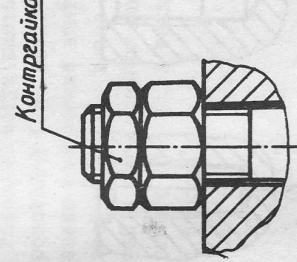


Рис. 2.4

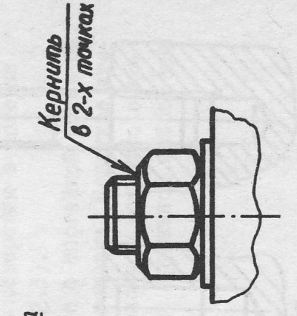


Рис. 2.5

"глухое" стопорение. Все перечисленные выше способы стопорения, а также стопорение контргайками (рис. 2.4) так или иначе обеспечивают разъемные соединения гаек с болтом, шпилькой или валом. "Глухое" стопорение применяются в случаях, когда гайку установить навстрелу. Глухое стопорение может быть создано с помощью сварки, пайки, раскерновки (рис. 2.5), развальцовки, обжатия или другими способами.

2.2. Стопорение резьбового изделия относительно фланца

Стопорение шпильки. Наиболее широко как метод стопорения (особенно для корпусов и крышек из мягких сплавов) применяется постановка шпильки на тугую резьбу. Тугая резьба (по ГОСТ 4608-81) выполняется на винчиваемом конце шпильки и указывается в условном обозначении последней: например, М12-Эр - для шпильки, М12-2НБС - для отверстия.

На предприятиях применяют нормаль 254АТ, в соответствии с которой тугая резьба обозначается следующим образом: УТ 8х1, где УТ - усиленная тугая резьба.

При заворачивании шпильки по тугой резьбе в изделия из легких сплавов нередко происходит всгущивание материала (рис. 2.6, а), что ведет к потере герметичности стыка из-за нарушения прилегания фланцев. Во избежание этого явления в резьбовом отверстии под шпильку снимают глубокую фаску или делают проточку (рис. 2.6, б и в).

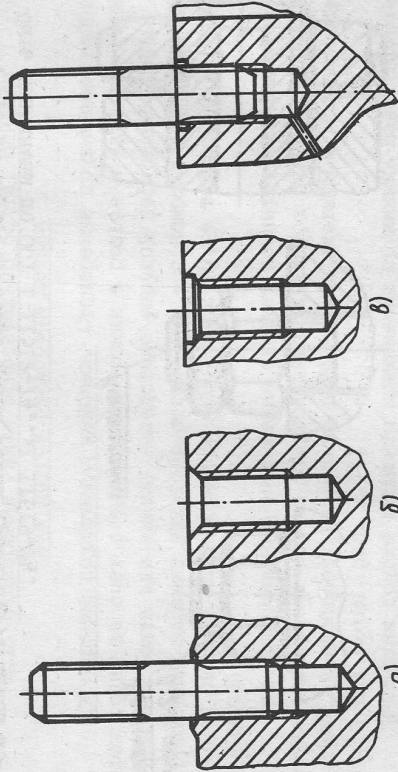


Рис. 2.6

Рис. 2.7

Кроме того, при ввинчивании шпильки по тугой резьбе в отверстие под шпилькой оказывается "запертый" под давлением объем воздуха. При нагревании это давление может еще возрасти и вызвать трещины в болтышке. Для предотвращения трещин в болтышках свариваются создается достаточный объем воздуха под шпилькой, углубив отверстие под резьбу (рис. 2.6), или обеспечить выход воздуха через специальное сверление. На рис. 2.7 показано изображение винченной по тугой резьбе шпильки в деталь из легкого сплава с учетом устранения всех перечисленных нежелательных последствий.

Стопорение гаек. 1. Стопорение гаек лапчатыми шайбами обеспечивается за счет создания жесткой связи между гайкой и стягиваемой деталью. Одну лапку шайбы отгибают на грань гайки, другую - на фланец, причем на фланце должна быть выполнена дырка или прорез, сморен уступ для создания фиксации. Примеры стопорения шайбами по ГОСТ 13464-77 показаны на рис. 2.8, а и б. Кроме того, имеется еще много разновидностей шайб с отгибными лапками.

2. Внутренние кольцевые гайки (особенно с продольными пазами под ключ) можно стопорить с помощью разрезного пружинного кольца, как показано на рис. 2.9. При этом на внутренней поверхности гайки должна быть выполнена кольцевая канавка, а на корпусной детали - радиальные отверстия для вывода усика проволочного кольца.

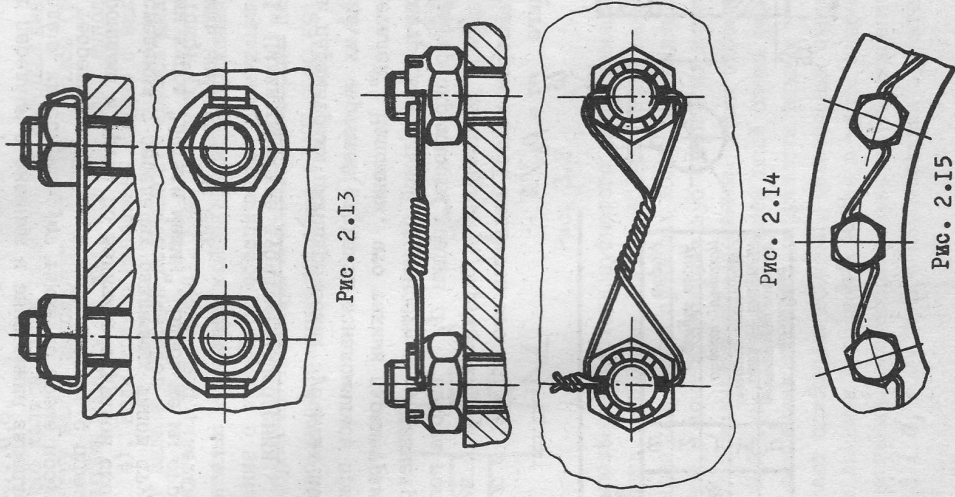
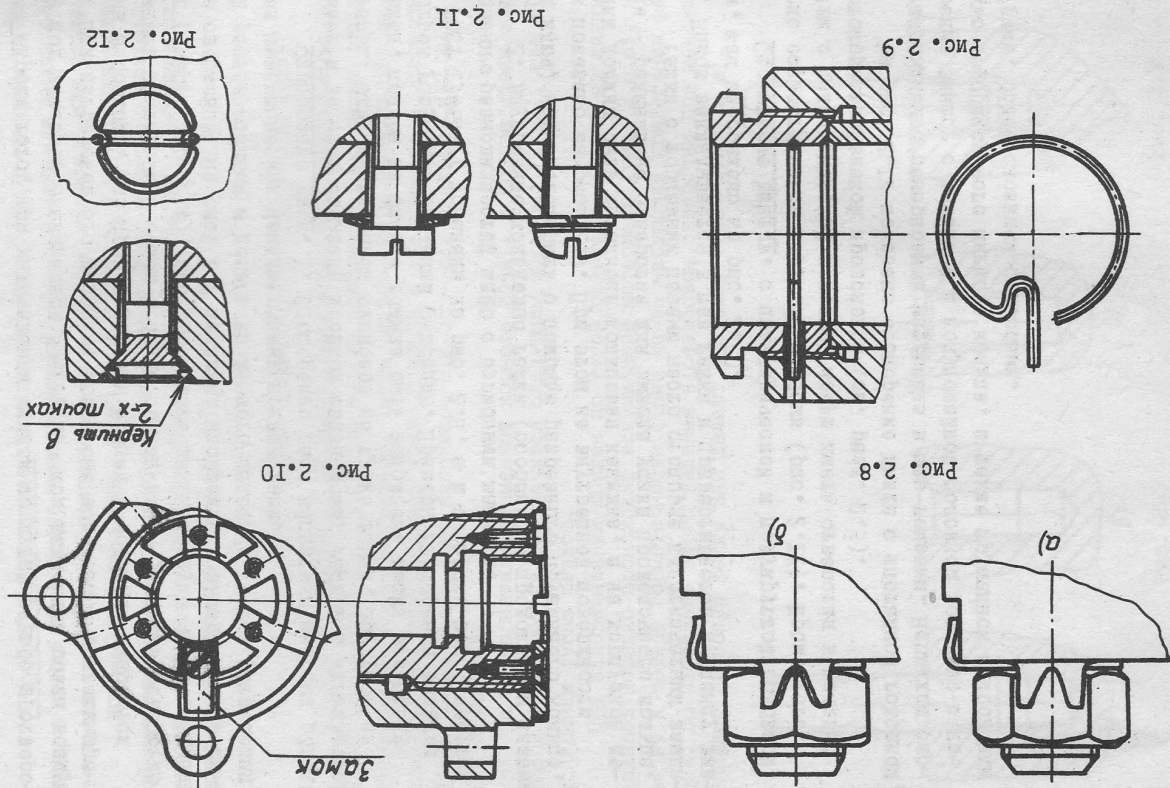
Гайки с торцевыми пазами часто стопорят пластинчатыми замками. Замок закладывается в паз гайки и привертывается к фланцу винтом, как изображено на рис. 2.10.

Стопорение винтов. с цилиндрической и полукруглой головкой легко осуществляется упругими шайбами (рис. 2.11). Кроме того, винты с цилиндрической головкой могут иметь отверстия в головке и стопориться вязкой проволокой (см. разд. 2.3).

На рис. 2.12 показано стопорение винта с плоской головкой, осуществляемое закерновкой материала в паз головки. Неглухое стопорение винтов с плоской и полукруглой головкой возможно с помощью деформируемого мягкого кольца, а также пружинной шайбой или другими, более сложными способами.

2.3. Парное или групповое стопорение

Групповое стопорение - это одновременное стопорение двух или более однотипных соединений. Так, скажем, парное стопорение гаек шайбами с отгибными ланками (рис. 2.13) или вязка проволокой болтов, винтов и гаек: марная (рис. 2.14) и групповая (рис. 2.15). При таких видах стопорения в резьбовых изделиях должны быть обеспечены отверстия для проволоки. В ответственных авиационных соединениях применяется проволока по ГОСТ 17 305-71 из сталей 40, 45 ГОСТ 1050-74 или стали 12Х18Н9Т ГОСТ 5632-72 по ГОСТ 1 8143-72.



3. ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ. КОЛЕСА ЗУБЧАТЫЕ, ЧЕРВЯКИ

В авиационных конструкциях для передачи крутящего момента, изменения направления и частоты вращения валов от двигателя к исполнительному механизму широко применяются передачи зацеплением с помощью зубчатых колес.

Между параллельными валами используются цилиндрические зубчатые колеса; между валами, оси которых пересекаются под углом, — конические; между скрещивающимися валами — червячная передача.

В зависимости от относительного вращения колес и расположения зубьев различают передачи с внешним и внутренним зацеплением. Помимо этого, передачи классифицируют также по форме профиля зуба, по расположению теоретической линии зуба (колеса с прямыми зубьями, косыми, шевронными и др.); по величине окружной скорости и т.д.

Подробные сведения о передачах различных типов студенты получают при изучении курса "Детали машин". Здесь же мы ограничимся рассмотрением лишь некоторых из них.

3.1. Цилиндрические зубчатые зацепления

С основными параметрами цилиндрических зубчатых колес и видами выполнения их чертёж студенты ознакомились при изучении темы "Чертёж деталей". Напомним, что такими параметрами являются (рис. 3.1): диаметр делительной окружности d , диаметр вершин зубьев d_a , диаметр делительности впадин d_f , высота головки и ножки h_a и h_f , шаг по делительной к окружности p_t , число зубьев z . Важным параметром колеса является его модуль, в \mathcal{L} раз меньший окружного шага $m = p_t / \pi$.

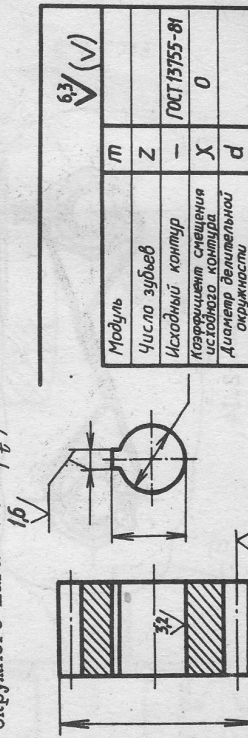


Рис. 3.1

На рис. 3.1 приведен пример указания параметров зубчатого венца на чертеже прямозубого цилиндрического колеса.

Чистота обработки поверхностей зубчатого колеса существенно зависит от его назначения. Обычно поверхность зуба может обрабатываться с шероховатостью поверхности $R_a = 1,25 \dots 3,2$ (0,4...1,25 — для зубчатого колеса шестеренчатого насоса); торцевые поверхности колеса, а также поверхности впадин и выступов 2,5...6,3 (0,63...1,125); поверхность отверстия под вал 0,8...3,2; шпоночный паз — 1,6...2,5; опорная поверхность вала, выполняемого совместно с колесом — 0,4...0,8.

Зубчатые колеса малых размеров, у которых диаметр впадин близок к диаметру вала, выполняются заодно с валом (рис. 3.2). Колеса, допускающие посадку на вал, как правило, выполняются насадными (см. гл. 4). Если колесо выполнено заодно с валом, то в месте перехода от вала к торцевой поверхности колеса делают либо плавный переход (галтель, рис. 3.2, а), либо проточку (рис. 3.2, б). Исполнение с галтелью уменьшает концентрацию напряжений в месте перехода, исполнение с проточкой обеспечивает размещение шлицевого торца при обработке цилиндра и плоскости торца. Канавки для выхода шлицевого круга стандартизованы (ГОСТ 8820-69).

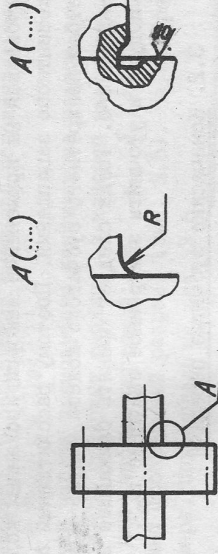


Рис. 3.2

При выполнении чертежа зубчатого зацепления в разрезе необходимо учитывать требования ГОСТ 2.402-68: если секущая плоскость проходит через оси обоих зубчатых колес, находящихся в зацеплении, то на разрезе в зоне зацепления зуб одного из колес (предпочтительно ведущего) показывают расположенным перед зубом сопрягаемого колеса (рис. 3.3). На соответствующем виде слева окружности выступов изображают основными линиями, окружности впадин — не изображают или показывают сплошными тонкими, делительные окружности — штрихпунктирными линиями с точкой касания в месте зацепления. При изображении зацепления целесообразно указывать межцентровое расстояние $L = 0,5 (d_1 + d_2)$. При изготовлении зубчатых колес с эволь-

вентным профилем, особенно при малых числах зубьев, у ножки зуба возникает излишняя его подрезка, что приводит к ухудшению прочностных характеристик колеса (рис. 3.4).

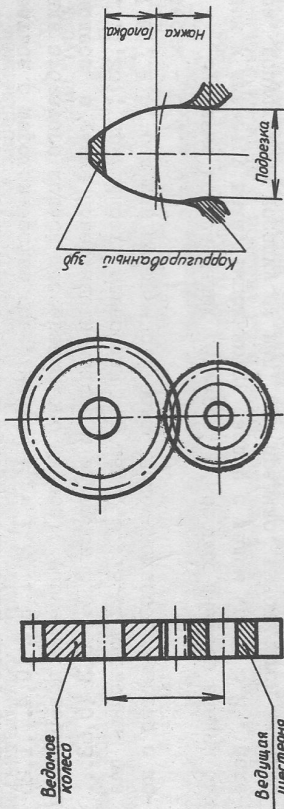


Рис. 3.3

Для повышения прочности и износостойкости зубья подвергаются корригированию (исправлению). Высота головки зуба в этом случае получается больше модуля, высота ножки уменьшается, и приведенные ранее соотношения для параметров зубчатого колеса изменяются. В учебных целях при выполнении эскизов или чертежей зубчатых колес будем ориентироваться на применение некорригированных колес нормального эвольвентного зацепления. Поэтому рассчитанный по измененным параметрам конкретного зубчатого колеса модуль может отличаться от стандартного. Тогда следует принять ближайшее значение стандартного модуля и уточнить замеренное значение d_{ac} .

3.2. Конические зубчатые передачи

Коническая передача служит для передачи вращения между валами, оси которых пересекаются под прямым углом или под углом, отличным от прямого. Здесь будет рассмотрен только первый случай.

Как для делительного цилиндра ранее изученного цилиндрического колеса, для конических колес введено понятие делительного конуса - воображаемой конической колес поверхности, которая "перекатывается" без проскальзывания по аналогичной поверхности сопрягаемого колеса. Угол между образующей этого конуса и его ось называется углом делительного конуса. Остальные параметры ясны из рис. 3.5.

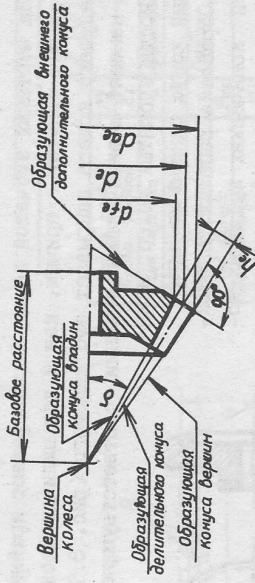


Рис. 3.5

Геометрия конических колес значительно сложнее геометрии цилиндрических. Окружной шаг, высота зуба, диаметр делительной окружности в них переменные. В связи с этим введено понятие "внешний делительный конус", образующие которого перпендикулярны образующим делительного.

За основную делительную окружность принимается d_e , т.е. окружность общего основания делительного и внешнего дополнительно-го конусов. Величина m_e , называемая внешним окружным модулем, связана с делительным диаметром: $d_e = m_e z$. Значение m_e , как и для цилиндрических колес, выбирается по ГОСТ 9563-60. Все параметры зуба измеряют по образующей внешнего делительного конуса. Тогда $d_{ac} = m_e (z + 2 \cos \delta)$.

Рабочий чертеж прямозубого конического колеса по ГОСТ 2.405-75 (СТ СЭВ 859-78) содержит таблицу, в которой указывают необходимые параметры для учебных чертежей: m_e , z , δ , r_e и изображение колеса (обычно фронтальный разрез) (рис. 3.6). На изображении даны размеры, показанные на рис. 3.6.

Внешний окружной модуль	m_e
Число зубьев	Z
Тип зуба	- Прямой
Исходный контур	ГОСТ 13754-61
Поправки на смещение исходного контура	χ_e 0
Угол делительного конуса	δ
Угол конуса впадин	δ_f
Степень точности по ГОСТ 1758-61	- Ст. 6-7-х

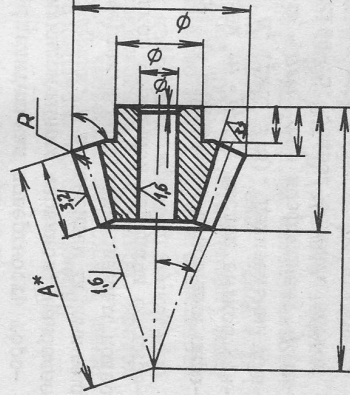


Рис. 3.6

На чертежах зубчатой передачи изображают крайние образующие делительных конусов, причем, как и для цилиндрической передачи, зуб ведущего колеса закраивает зуб ведомого (рис. 3.7). На входе слева наносят штрихпунктирные линии, соответствующие делительной окружности зубчатых колес, и начальный конус одного из них.

Обработка рабочих поверхностей конических зубчатых колес аналогична цилиндрическим.

Основным материалом для изготовления зубчатых колес служат термически обрабатываемые стали и - реже - чугуны и пластмассы. Наибольшее распространение получили качественные стали 40, 50Г (ГОСТ 1050-74) и легированные стали 40Х, 45ХН (ГОСТ 4543-71) и др.

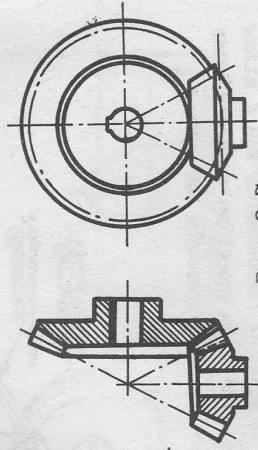


Рис. 3.7

3.3. Червячные передачи

Червячная передача нашла широкое распространение в машиностроении благодаря возможности получения больших передаточных чисел при компактной конструкции, возможности осуществления самозмозлей передачи, небольшому весу на единицу передаваемой мощности и др. Эта передача состоит из червяка-винта, насаженного на вал или изготовленного заодно с валом, и червячного колеса. Ведущим звеном передачи является червяк - винт с несколькими витками (заходами). Червячные передачи делятся на передачи с цилиндрическим червяком (делительные поверхности червяка и колеса цилиндрические) и с глобоидным червяком (делительная поверхность торовая). Различают несколько типов цилиндрических червяков, наиболее распространенный из них архимедов червяк. В дальнейшем ограничимся рассмотрением выполнения рабочих чертжей некоррегированных колес и цилиндрических архимедовых червяков червячной передачи со скреивающимися под углом 90° осями.

Геометрия червяка характеризуется следующими основными параметрами: шагом p ; расчетным модулем $m = p/\pi$; числом витков (заходов) z , делительным диаметром d_f (рис. 3.8). Делительный диаметр d_f связан с его модулем m - $d_f = qm$, где коэффициент q выбирается согласно модулю по ГОСТ 2144-76. Осевое сечение витков червяка - равнобочная трапеция с углом 40° .

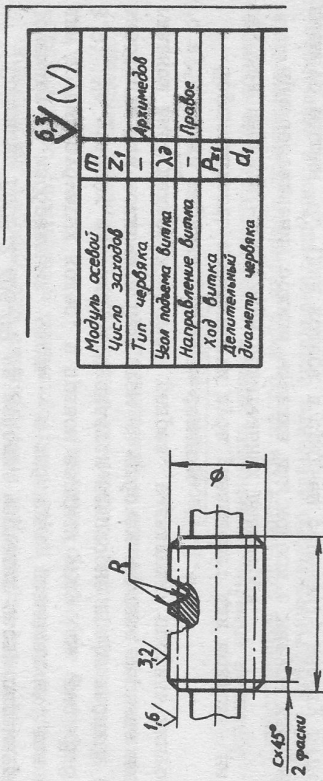


Рис. 3.8

Модуль осевой	m
Число заходов	Z_1
Тип червяка	- Архимедов
Угол подъема витка	λ
Направление витка	- Правое
Код витка	P_{z1}
Делительный диаметр червяка	d_f

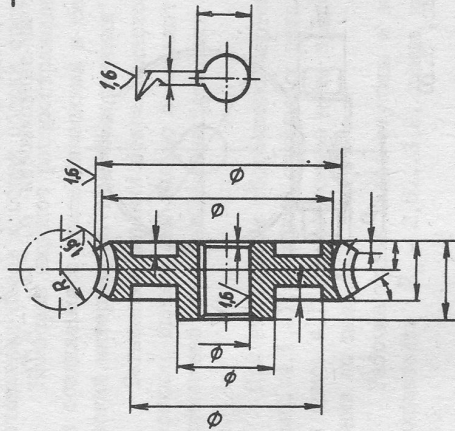


Рис. 3.9

Модуль осевой	m
Число зубьев	Z_2
Направление линии зуба	- Правое
Исходный производящий червяк	ГОСТ 20184-81
Межосевое расстояние	a_w
Делительный диаметр червячного колеса	d_2
Вид сопряженного червяка	- ZA
Число витков сопряженного червяка	Z_1
Обозначение червяка сопряженного червяка	

Параметры зуба червячного колеса (рис. 3.9) определяются в сечении плоскостью симметрии зубчатого венца, перпендикулярной оси колеса. Модуль m , относящийся к этому сечению (окружной модуль), определяет размеры параметров колеса. Для червячной пары модуль червячного колеса равен расчетному модулю червяка, который выбирается (уточняется) по ГОСТ 9563-60. Делительный диаметр колеса $d_2 = m z_2$, где z_2 - число зубьев. Высота головки зуба и витка червяка равна m , ножек - $1,2m$. Диаметр вершин зубьев колеса (витков червяка) $d_{a2} = d_2 + 2m$; впадин колеса $d_{f2} = m(z_2 - 2,4)$ и червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4m$. Межцентровое расстояние червячной пары $a_w = 0,5(d_1 + d_2)$.

Согласно ГОСТ 2.406-79 на рабочих чертежах часть параметров помещают на изображении, часть - в таблицах, размещаемых, как и для других зубчатых колес, в правом верхнем углу (см. рис. 3.8, 3.9). На учебных чертежах допускается некоторые графы таблицы не заполнять или исключать. При этом на рабочем чертеже червяка на главном виде делается местный разрез, выявляющий профиль винтового зуба червяка в осевом сечении.

Шероховатость поверхности зуба указывают: для колеса - на дуге, для червяка - на линии делительных диаметров.

При составлении эскиза червяка или колеса с натурой измеряют диаметр вершин d_a (для колеса в среднем сечении), высоту витка или зуба h_a и определяют $m = h_a / z, z$. Полученное значение уточняют по стандарту. Измеряют ρ , подсчитывают λ_1 и λ_2 . Делительный диаметр червяка определяют из зависимости $d_f = d_a - 2m$.

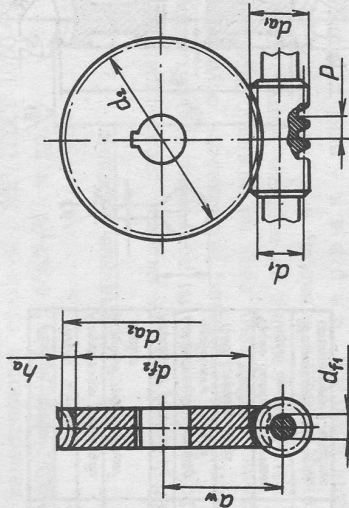


Рис. 3.10

На рис. 3.10 приведен чертеж зацепления.

Чистота обработки поверхности зубьев колеса и червяка такая же, как у других зубчатых зацеплений. Колеса и червяки изготавливают из стали (например, сталь 45, 40Х ГОСТ 1050-74), бронзы (Бр 0Ц05-35 ГОСТ 5017-74) и других материалов.

4. СОЕДИНЕНИЯ ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Передача крутящего момента от энергетического источника к потребителю - одна из основных задач при конструировании машин. Для авиационной техники и особенно для двигателей ЛА характерен широкий диапазон изменения передаваемого крутящего момента при мини-

мальных весовых параметрах конструкции. Это требует применения различных способов и видов конструктивных элементов, обеспечивающих передачу крутящего момента.

К основным видам соединений относятся: шпоночные, шлицевые, призматические, штифтовые и фланцевые.

4.1. Шпоночные соединения

Основная область применения шпонок - малонагруженные соединения. Существенным достоинством этого вида является стандартизация основного конструктивного элемента соединения - шпонки и относительная простота конструкции, недостатком - ослабление валов шпоночными пазами, высокая концентрация напряжений, нетехнологичность изготовления пазов и общей сборки соединения.

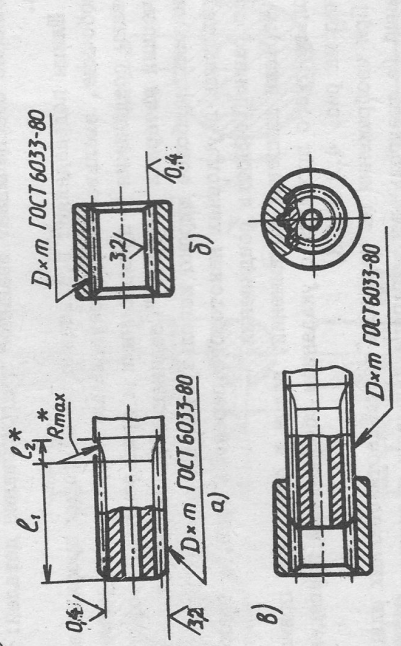
Наиболее широкое распространение в авиационной технике получили соединения с призматическими и сегментными шпонками (см. методический материал по теме "Соединения").

Сегментные шпонки более технологичны по сравнению с призматическими, однако они сильно ослабляют валы и поэтому их применение ограничено областями малонагруженных соединений со сплошными валами.

При выполнении сборочного чертежа со шпоночным соединением (рис. 4.1, а), а также отдельных деталей - вала (рис. 4.1, б) и втулки (рис. 4.1, в) необходимо дать продольный разрез и поперечное сечение по пазу.

Рабочие грани пазов ступицы и вала обычно обрабатывают до шероховатости $R_a = 2,5 \dots 3,2$, дна паза - $R_a = 6,3$.

Параметры шероховатости R_a для центрирующих поверхностей (либо по делительному диаметру для эвольвентных шлицев) выбирают в пределах 0,32...0,63, для других поверхностей соединения $R_a = 2,5...3,2$. Рекомендуется применять предпочтительные значения параметра R_a : соответственно 0,4 и 3,2.



* Допускается указывать на чертежах

Рис. 4.3

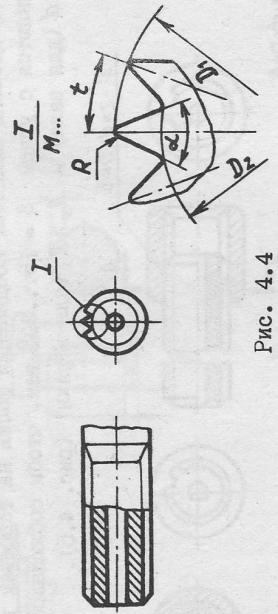


Рис. 4.4

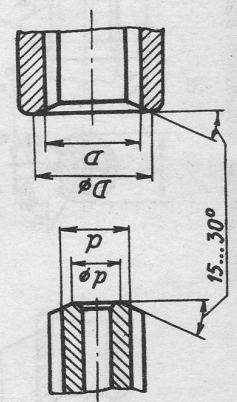


Рис. 4.5

4.3. Призматические соединения

Призматические соединения (рис. 4.6) применяются в основном на концах валов привода агрегатов малонагруженных соединений.

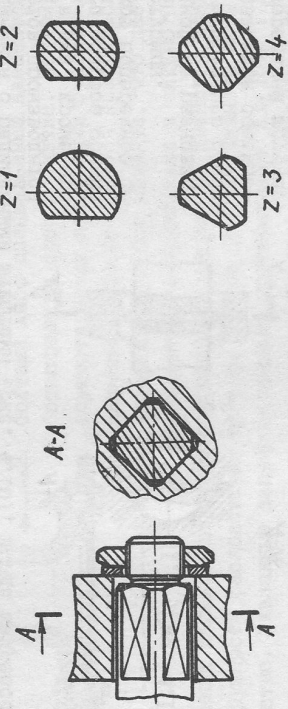


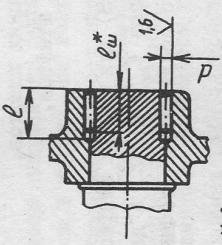
Рис. 4.6

Крутящий момент в этих соединениях передается напряжением смятия на плоских поверхностях вала (лысках). Соединение отличается малой концентрацией напряжений. Центрирование осуществляется по цилиндрическим участкам соединения. Формы призматических валов определяются количеством плоскостей (лысок) $z = 1...8$ (рис. 4.6, 4.7). Наиболее часто применяется соединение с $z = 3...4$.

Рис. 4.7

4.4. Штифтовые соединения

В этом виде соединений крутящий момент передается цилиндрическими либо коническими штифтами, работающими на срез или смятие. Штифты применяются в основном в неразъемных концевых установках малонагруженных соединений. В зависимости от расположения в соединениях различают осевой (рис. 4.8) и радиальный (рис. 4.9) виды штифтов.



* $l_{ш} \sim 40d$; на сборочных чертежах не задается

Рис. 4.8

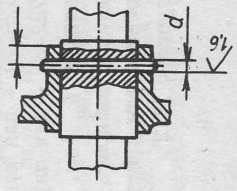


Рис. 4.9

4.5. Фланцевые соединения

Фланцевые соединения применяют в основном при соединении валов или для крепления на валах деталей дискового типа (рис. 4.12).

Крутящий момент передается призматическими болтами либо специальными элементами, работающими на срез и смятие. Центрирование осуществляется кольцевыми буртиками. Соединением обеспечивается практически беззазорная передача момента, что дает возможность его применения в сильно нагруженных парах. Основными параметрами соединения являются диаметр окружности расположения центров болтов D , их диаметр d и количество. Указанные величины связаны соотношением $\chi \approx D/d$. На чертежах соединения выполняют продольный разрез по болтам и указывают необходимые размеры. Стяжковые поверхности фланцев и отверстий под болты обрабатывают до шероховатости $R_z = 0,32 \dots 1,25$.

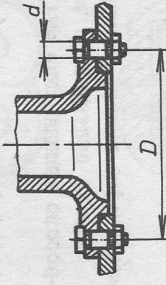


Рис. 4.12

5. ПОДШИПНИКИ

Для уменьшения трения в опорах вращающихся деталей агрегатов ДДА ставят подшипники скольжения и подшипники качения (шарики, роликовые, игольчатые). Выбор того или иного подшипника обусловлен рабочей температурой, возможностью передавать радиальные или осевые усилия и частотой вращения.

5.1. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения применяют при $t^{\circ} 150 - 200^{\circ}C$, частотах вращения 6000 - 10000 мин⁻¹ для передачи осевых и радиальных усилий.

Неразъемные подшипники выполняют в виде втулок, которые запрессовываются в корпус. Во всех случаях втулки необходимо стопорить от проворачивания и осевого сдвига.

На рис. 5.1 показаны примеры чертежей с различными способами фиксации подшипников скольжения:

- фиксация осевым штифтом или винтом (рис. 5.1,а);
- завальцовка (или закерновка) материала корпуса (рис. 5.1,б);
- фиксация наклонным штифтом (рис. 5.1,в);
- парная фиксация втулок (рис. 5.1,г).

При изображении штифтового соединения на чертежах выполняют продольный разрез с указанием диаметра отверстия под штифт d и его глубины l для осевых штифтов, т.к. сверление отверстий под запрессовку штифтов производят совместно при сборке. Для разъемного соединения с радиальными штифтами (рис. 4.10), когда запрессовка штифтов производится только в вал, кроме продольного разреза обычно выполняют поперечное сечение ступицы.

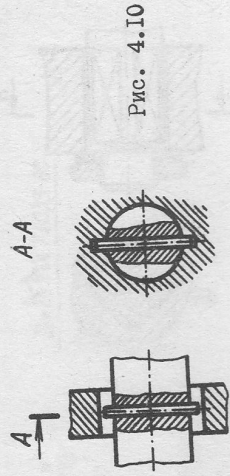


Рис. 4.10

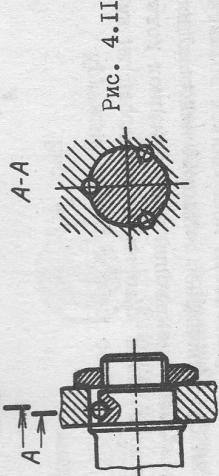


Рис. 4.11

Одной из разновидностей штифтового соединения является соединение с передачей крутящего момента шариками, применяемое в основном в авиационных агрегатах и приборах при очень малых нагрузках. Шарик устанавливается в сферическую лунку на валу; продольноположной стороной шарик входит в полукруглый паз на ступице. При выполнении чертежей соединения и его деталей дают поперечный и продольный разрезы по шарикам, показав их количество и форму паза в ступице и на валу (рис. 4.11).

Диаметры рабочих элементов соединений (штифтов или шариков), а также их количество определяются прочностными расчетами и уточняются по следующим стандартам:

ГОСТ 3128-70 - для цилиндрических штифтов,

ГОСТ 3129-70 - для конических штифтов,

ГОСТ 3722-81 - для шариков.

Длину штифта $l_{ш}$ (см. рис. 4.8) для осевых штифтовых соединений рекомендуются выбирать из условия $l_{ш} \sim 4,0d$, а для радиальных - по особенностям конструкции с последующим уточнением из ряда, рекомендуемого ГОСТ.

В насосах проблемы трения-скольжения могут быть решены одним из следующих способов:

- в шестеренчатых маслонасосах стальные валики работают непосредственно по расточенным поверхностям отверстий в корпусах, изготовленных из алюминиевых сплавов;

- в топливных шестеренчатых насосах (где смазывающая способность недостаточна), устанавливаются в корпусе специальные втулки из бронзы или других антифрикционных материалов, иногда впрессовывают втулки из дуралюмина (см. рис. 5.1);

- на ведомых зубчатых колесах впрессовывают бронзовые втулки, уменьшающие трение между валом и колесом по примеру рис. 5.1, или покрывают антифрикционным материалом внутреннюю поверхность.

Упорными (фиксирующими) поверхностями в подшипниках скольжения, предназначенных для восприятия осевых сил, могут быть буртики валиков, уплотняющие диски, прижатые к торцам рабочих зубчатых колес. Валики ведомых зубчатых колес могут фиксироваться в осевом направлении собственными торцами, упирающимися в бронзовые подпятники, залитые в крышку или корпус (рис. 5.2).

Обязательным условием нормальной работы подшипника является непрерывная и обильная подача масла. Чаще всего масло вводят в подшипник через сверления в корпусе (рис. 5.3, а) или вале (рис. 5.3, б).

Смазочные канавки, выполняемые во втулках и на валах, служат для распределения масла, одновременно уменьшая и тепловыделение в подшипнике. Кроме того, в быстрходных подшипниках могут быть выполнены различные выборки и канавки для разгрузки, снижения температуры и придания виброустойчивости.

Из материалов, применяемых для подшипников агрегатов авиационных двигателей, наибольшее распространение получили сплавы на основе бронзы БРАЖ-4, БРАЖЦ-10-3-1,5 по ГОСТ 18175-72. В качестве дешевых заменителей бронзы применяют антифрикционные чугуны, например, АЧС, АЧК или АЧВ по ГОСТ 1535-79; из легких сплавов - деформируемые алюминиевые сплавы типа АК 4 ГОСТ 4784-74 и магниевые - МЛЗ, МА1, МА2 ГОСТ 2656-79.

5.2. Подшипники качения

Подшипники качения применяют при t^0 до 500 0 C, частотах вращения до 8000 мин $^{-1}$, при необходимости более точного центрирования вала, малых осевых размерах, для передачи повышенных радиальных и осевых усилий.

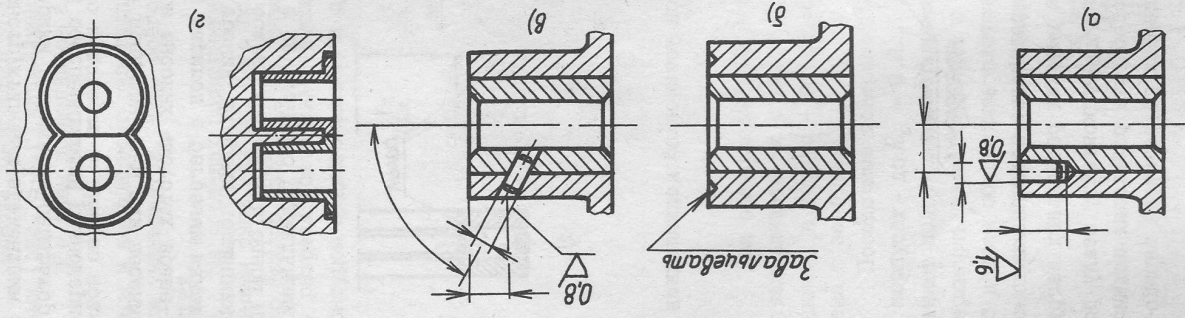


Рис. 5.1

Рис. 5.2

Рис. 5.3

Шариковые подшипники. Основными конструктивными элементами являются внутренняя и наружная обоймы, шарики (ролики) и сепаратор, предупреждающий трение между шариками и обеспечивающий равномерное расстояние между ними.

Радиальные подшипники (рис. 5.4, а) предназначены для несения преимущественно радиальных нагрузок, при высоких частотах вращения, т.к., благодаря точечному контакту шариков с беговыми канавками, они имеют наименьший коэффициент трения. Упорные подшипники (рис. 5.4, б) предназначены для несения осевых нагрузок в одном направлении, поэтому их применяют только в сочелании с радиальными подшипниками.

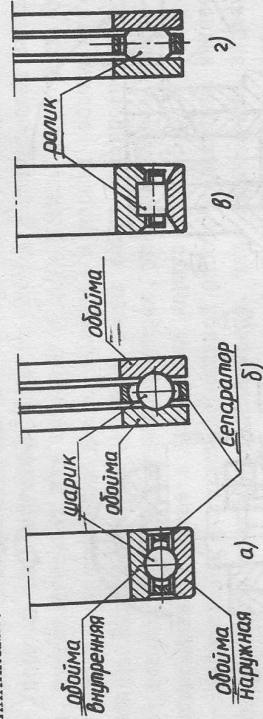


Рис. 5.4

Пример сборочного чертежа с парной установкой подшипников на рис. 5.5.

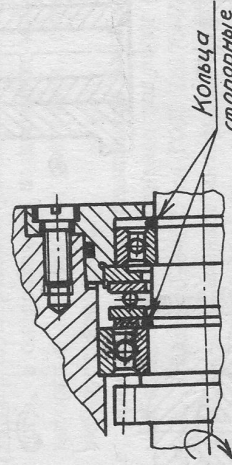


Рис. 5.5

Роликовые подшипники. Радиальные роликовые подшипники (рис. 5.4, а) предназначены для несения высоких радиальных нагрузок при отсутствии осевых. Благодаря линейному контакту между роликами и боковыми дорожками несущая способность роликовых подшипников в 1,5 - 2 раза больше, чем у одинарных по размерам шариковых подшипников.

Область применения упорных подшипников с цилиндрическими роликами (рис. 5.4, г) ограничена из-за малой частоты вращения.

Все типы подшипников качения выпускают легкой, средней и тяжелой серий. С переходом от легких серий к тяжелым возрастают размеры и коэффициент работоспособности подшипников, а частота вращения уменьшается. Чаще всего применяют подшипники легких и средних серий.

На чертежах подшипники изображают упрощенно или условно с указанием типа или без него по СТ СЭВ 1796-79. На рис. 5.6, а дан пример такого изображения, отмечена толщина линий. Допускается полужонку разреза (сечения) относительно оси вращения показывать условно - контуром с диагоналями, а другую половину - упрощенно (рис. 5.6, б).

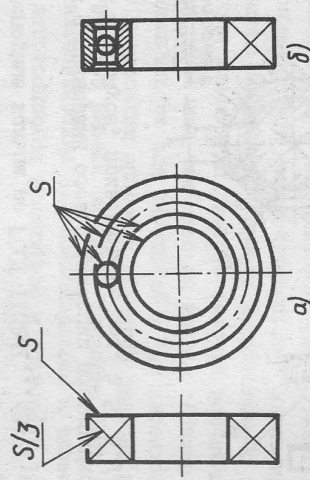


Рис. 5.6

Для облегчения монтажа и демонтажа подшипников рекомендуется устанавливать их с натягом только по одной обойме: на вал - по внутренней, в корпус - по наружной. Другая обойма должна быть установлена с зазором.

Посадочные поверхности на валах обрабатывают до $R_a = 0,1 \dots 0,4$; в корпусах - до $R_a = 0,2 \dots 0,8$. Для выхода шлифовального круга при монтаже поднутряющие канавки по ГОСТ 8820-69 (рис. 5.7, а) или поверхность вала соединяют с бутником галтелью (рис. 5.7, б). Ее радиус должен обеспечить плотное прилегание торца обоймы к буртику.

Основным способом крепления подшипников на валу является заляжка

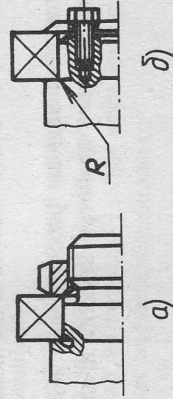


Рис. 5.7

внутренней обоймы круглой гайкой (рис. 5.7, а) или шайбой, притянутой болтом (винтом) (рис. 5.7, б).

Способы установки подшипников в корпусах показаны на рис. 5.8.

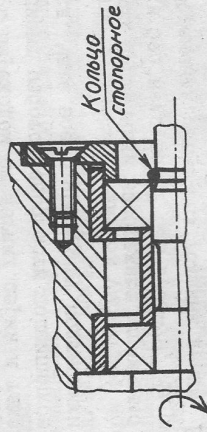


Рис. 5.8

Для осевой фиксации деталей на валах и в отверстиях широко применяют стопорные кольца по ГОСТ 110241...43-71 или ОСТ 1 10790-72.

Чертежи с примерами осевой фиксации подшипников, установленных на вал и в корпусе, приведены на рис. 5.5, 5.8 и 5.9.

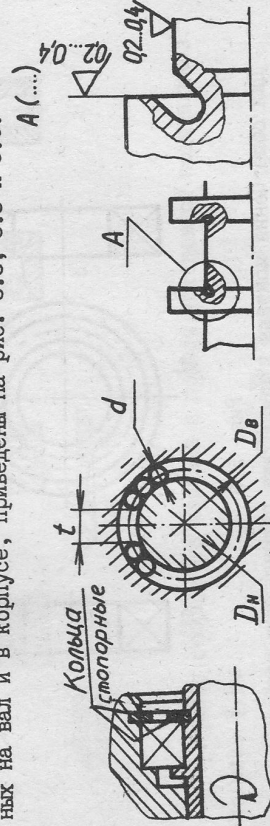


Рис. 5.9

Игольчатые подшипники. Для уменьшения радиальных размеров принимают подшипники с роликами малого диаметра и большой относительной длины (иглолками). Иголки собирают на вязкой смазке (тавоге).

Поскольку игольчатые подшипники не несут осевой нагрузки, при их установке необходимо фиксировать наружную обойму в корпусе и внутреннюю - на валу.

Часто применяют установку игольчатых подшипников только с наружной обоймой, заставляя иголки катиться по поверхности вала (рис. 5.10).

Диаметр иголок d в задании рассчитывают исходя из наружного диаметра вала и внутреннего диаметра втулки. Иголки подбирают по ГОСТ 6870-81.

Количество иголок легко вычислить по формуле

$$z = \frac{\pi(L_n + L_e)}{2d} - q,$$

$$q = 0,4 \dots 0,8.$$

Чистота поверхностей, сопрягаемых с иголками, должна иметь шероховатость $R_a = 0,2 \dots 0,4$ (рис. 5.11).

Поскольку в игольчатых подшипниках отсутствуют сепараторы, возможен перекус иголок и трение их одна о другую. Поэтому, если позволяют габариты, их заменяют шариковыми или роликовыми подшипниками.

6. ГЕРМЕТИЗАЦИЯ СТЫКОВ И УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Герметичность агрегатов и соединений трубопроводов во многом определяет надежность и работоспособность гидравлических систем и всего ЛА в целом. Так, например, внешние утечки рабочей жидкости из гидравлической системы приводят к потере жидкости и загрязнению наружной поверхности ЛА, к ухудшению его аэродинамических качеств или даже к пожару. Утечки же внутрь двигателя могут вызвать нарушение его нормальной работы: скажем, разжижение масла и ухудшение его свойств при попадании топлива в масляную систему, засорение форсунок двигателя, нагарообразование при проникновении масла в топливную систему; крайне нежелательны и внутренние утечки в самих агрегатах.

Все это вынуждает конструкторов предусматривать установку высконадежных и долговечных уплотнений для различного характера и нагрузки соединений: как неподвижных, герметизация которых не представляет непреодолимых затруднений, так и подвижных, связанных с поступательным и вращательным перемещениями деталей, уплотнение которых сопряжено с определенными трудностями.

6.1. Уплотнение неподвижных соединений

Уплотнение торцевых поверхностей корпуса и крышки агрегата, различных частей корпусов между собой может осуществляться следующими характерными приемами:

- тонкой плоскостной обработкой (шлифованием и притиркой безабразивной пастой) поверхностей торцов до $R_a = 0,1$ и выше (разъемные стыки типа "металл по металлу"). При этом должно обеспечиваться значительное усилие заделки соединения;

- герметизирующими покрытиями, в виде лаков, паст (для неразборных или редко разбираемых соединений, т.к. обработанные таким способом поверхности обладают свойством "прилипать" друг к другу);

- листовыми прокладками из пластичных или эластичных материалов, например, из прокладочной или кабельной бумаги, прокладочного картона, фибры, паронита (для высокотемпературных соединений), из пластичных металлов: листового свинца, алюминиевой или медной фольги (рис. 6.1, а и б).

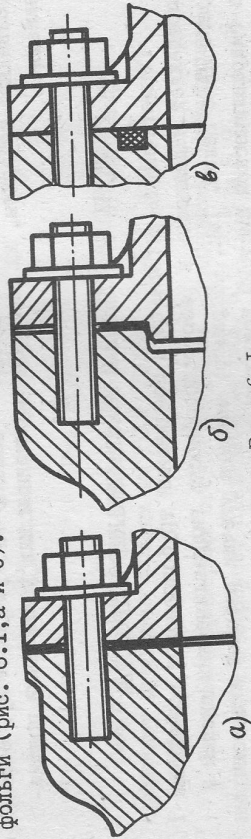


Рис. 6.1

Прокладки должны быть достаточно плотными, не пропитываться рабочей жидкостью и сохранять свои уплотняющие свойства в среде этой жидкости в условиях рабочих температур и давлений;

- резиновыми кольцами или шнурами, закладываемыми в замкнутые канавки. В месте стыка концы резинового шнура вулканизуются. При вычерчивании соединения, уплотненного таким образом, зазор не допускается (рис. 6.1, в).

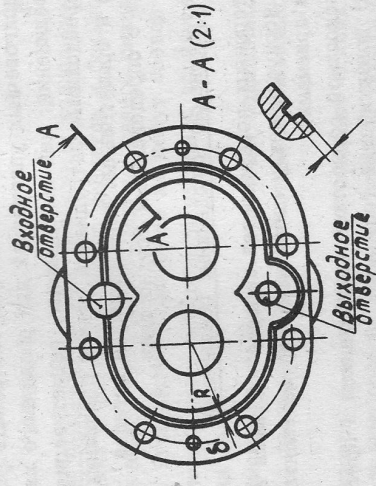


Рис. 6.2

При уплотнении стыка типа "металл по металлу" в шестеренчатых насосах для большей герметизации иногда на плоскости стыка делается вводный канавка. Из этой канавки выдавленная в межторцевой зазор жидкость стекает во входное отверстие (область пониженного давления) (рис. 6.2).

Шероховатость поверхностей торцов R_a для герметизации стыков, собираемых на прокладках, должна составлять 1,6...0,4.

Уплотнение неподвижных втулок и свертных соединений может быть осуществлено с помощью резиновых или металлических колец. На рис. 6.3 приведены три варианта уплотнения резьбовой втулки резинным кольцом круглого сечения. Зазор δ не изображается на сборочных чертежах вследствие его малости. Кольцо устанавливается в канавку с растяжением по внутреннему диаметру, как в первых двух случаях, или с натягом по наружному диаметру, как в третьем случае. При сборке происходит дальнейшая деформация кольца, в результате чего и создается герметичность (рис. 6.4).

Данные о фасках для захода уплотнительных колец приведены на рис. 6.5, формы канавок под кольца - на рис. 6.6. На рис. 6.7, а показан способ уплотнения стандартных штуцеров, пробок и заглушек резиновым кольцом круглого сечения (по ГОСТ 9833-73); на рис. 6.7, б и в - фрагменты чертежей свертного конца резьбовой детали и гнезда под него (в соответствии с ГОСТ 19 529-74).

Коническая резьба не требует уплотнительных устройств - она самоуплотняющаяся.

На рис. 6.8 изображены способы уплотнения металлических плоскими кольцами, медными или алюминиевыми, выполненными по ГОСТ 2358-78. Они наиболее просты и надежны в условиях увеличенного диапазона рабочих давлений и температур.

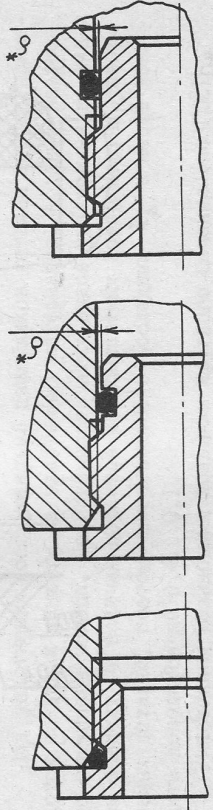


Рис. 6.3

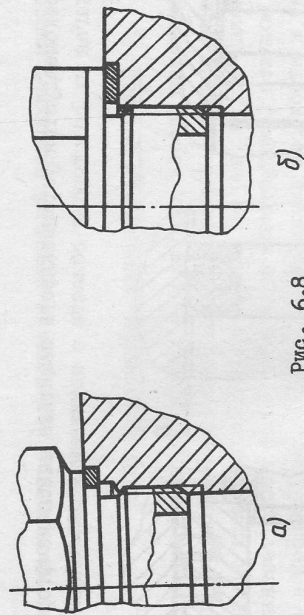


Рис. 6.8

Гибкие разделители. Мембранные и сильфонные уплотнения, называемые иногда гибкими разделителями, предназначены для разделения сред и одновременно для обеспечения некоторого перемещения границы сред в зависимости от перепада давлений. Форма мембран может быть самой разнообразной: плоской, тарельчатой, конической, гофрированной и т.д. Пример чертежа клапанов пластинчатого насоса с плоской мембраной показан на рис. 6.9. Материалами мембран обычно служат резина и резиноткань (ГОСТ 7338-77).

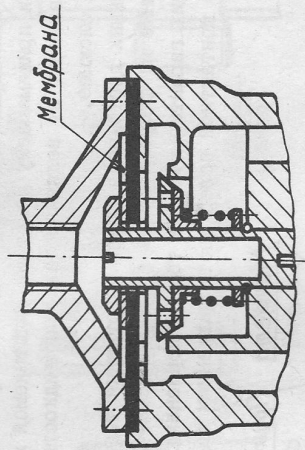


Рис. 6.9

6.2. Уплотнение поступательно движущихся деталей

Для уплотнения поступательно движущихся деталей широко применяются кольца и манжеты из эластичных материалов, а также разрезные пружинные кольца. Долговечность этих видов уплотнений во многом зависит от наличия дефектов на контактных поверхностях уплотняемых деталей, поэтому шероховатость последних R_a в месте контакта доводится до 0,4...0,1.

Уплотнения резиновыми кольцами круглого сечения (по ГОСТ 9833-73) просты и компактны (рис. 6.10), однако они могут терять герметичность из-за склонности к скручиванию. При высоких давлениях возможно выдавливание кольца в зазор. Чтобы предотвратить это

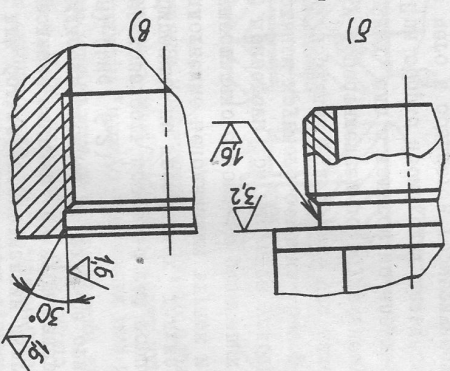


Рис. 6.7

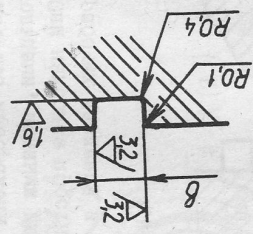
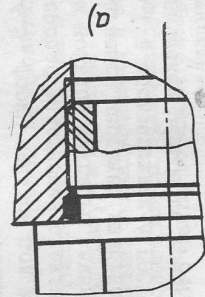


Рис. 6.6

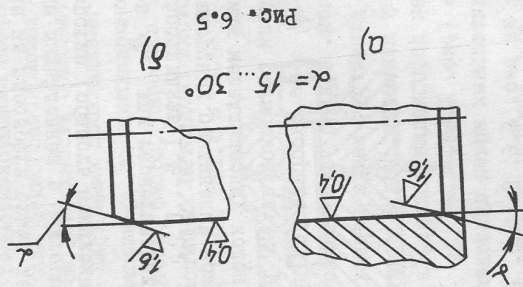


Рис. 6.5

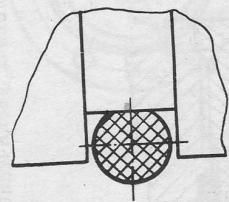
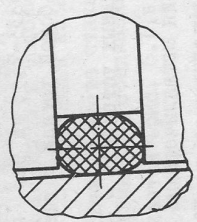


Рис. 6.4

явление, рекомендуется устанавливать защитные шайбы из фторопласта, располагая их со стороны области с пониженным давлением (рис. 6.11).

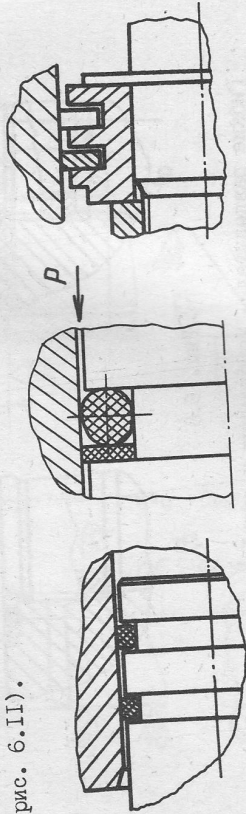


Рис. 6.10

Большой жесткостью и надежностью обладают разрезные пружинные кольца (поршневые кольца), выполненные из чугуна, бронзы, а также графита или углеграфита. Они работают в большом диапазоне температур и давлений, к тому же нечувствительны к агрессивным средам.

Кольца размещаются в специальных канавках на поршне и уплотняют зазор между ним и цилиндром (схема приведена на рис. 6.12) за счет упругости кольца и прижимающему действию уплотняемой жидкости. Форма прорези кольца зависит от величины давления жидкости: чем выше давление, тем она сложнее.

Ряд существующих достоинств имеют уплотнения типа "манжетных", особенно выполненные из фторопласта-4 и фторопласта-40. Герметичность манжеты в них гарантируется не только первоначальным натягом, но и прижатием ее контактной поверхности давлением жидкости (рис. 6.13).

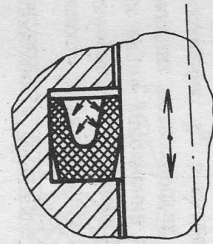


Рис. 6.13

В настоящее время применяют манжеты с пружинным силовым элементом (рис. 6.14), где наличие браслетной пружины позволяет стабильно поддерживать контактное давление во времени и во всем диапазоне

рабочих температур. Для высоких давлений применяют многорядную установку манжет.

6.3. Уплотнение вращающихся деталей

При умеренных скоростях и давлениях хорошо зарекомендовали себя в агрегатостроении манжетные уплотнения. Вариант манжеты для уплотнения вращающихся пар изображен на рис. 6.15. Такая манжета представляет собой самостоятельную конструкцию, целиком устанавливаемую в корпус (рис. 6.16). Для придания жесткости в тело манжеты вводится каркас из листовой стали (арматура), за что манжета получила название "армированная". Гарантированный натяг с уплотняемой поверхностью создается предварительным натягом и браслетной пружиной. Контактная поверхность вала должна быть очень гладкой ($R_a = 0,4 \dots 0,1$). Так, например, ухудшение шероховатости поверхности на два класса вызывает увеличение износа манжеты в десять раз.

Дренажный
итыесо

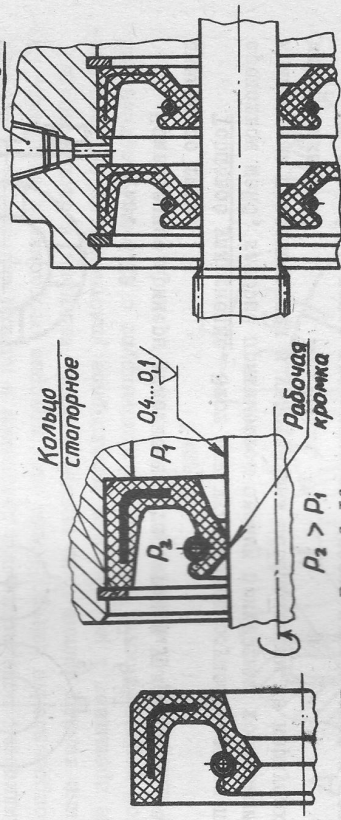


Рис. 6.15

Рис. 6.16

Рис. 6.17

При высоких давлениях для большей герметичности размещают последовательно несколько манжет (рис. 6.17), однако подобная конструкция способна создать уплотнение в одном направлении. Если же по условиям работы необходимо осуществить уплотнение в двух направлениях, предусматривают две или более манжеты, расположенные навстречу друг другу, как показано на рис. 6.18. В случае установки подряд двух манжет между ними располагают дистанционное кольцо (рис. 6.18, 6.19). Для вывода жидкости, скапливающейся между манжетами, делают выводную (дренажную) канавку.

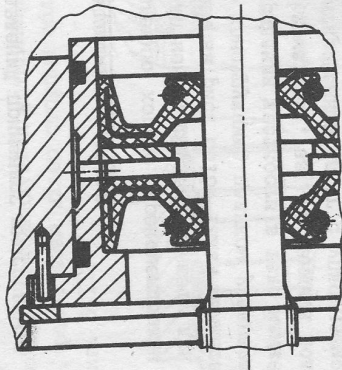


Рис. 6.18

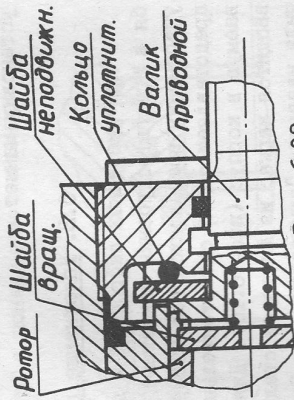
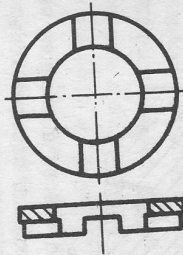
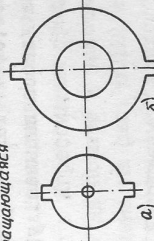


Рис. 6.20



Шайба вращающаяся



Шайба неподвижная

Рис. 6.21

Рис. 6.19

Приведенные примеры уплотнения относятся к уплотнениям радиального типа.

Торцевое уплотнение. Этот вид уплотнения осуществляется посредством шайб, которые прижимаются своими притертими торцевыми кольцевыми поверхностями к уплотняемым поверхностям на корпусах или валиках.

На рис. 6.20 ротор пластинчатого насоса прижимается к неподвижной шайбе усилием пружины и давлением жидкости. Вращающаяся шайба служит опорой пружины, прижимающей валик к неподвижной шайбе, и вращается вместе с валиком (ротором). Неподвижная шайба удерживается от вращения двумя выступами, входящими в пазы резьбовой втулки. Конструкция шайб пояснена на рис. 6.21.

На рис. 6.22 показан похожий механизм уплотнения торцевого зазора: первоначальное прижатие неподвижных уплотняющих втулок к рабочим зубчатым колесам

Рис. 6.22

осуществляется небольшими пружинами, расположенными по периметру втулок для более равномерного прижатия, с последующим участием давления рабочей жидкости. Прижатие втулок может происходить и только за счет давления рабочей жидкости (в полости нагнетания).

Импеллерное уплотнение. Все перечисленные выше виды уплотнения относятся к классу контактных уплотнений. Они сводят зазор между уплотняемыми парами к минимуму или устраняют его вовсе, поэтому могут создавать высокую герметичность, однако быстро изнашиваются и требуют дополнительных затрат на трение.

Бесконтактные уплотнения работают без непосредственного трения и только уменьшают зазор, а не устраняют его, следовательно, и не изнашиваются. Бесконтактные уплотнения часто ставят в паре с контактными.

Один из видов бесконтактных уплотнений — импеллерное уплотнение. Такого вида уплотнения встречаются в конструкциях центробежных насосов, центробежных суфлеров и др.

Схема работы импеллерного уплотнения показана на рис. 6.23. Жидкость, попадающая под давлением в каналы импеллера, встречает сопротивление центробежных сил, которые отбрасывают ее назад. Глубина канала должна быть меньше зазора, который, в свою очередь, не превышает 1 мм. Так как импеллерное уплотнение не создает полной герметичности, его обычно комбинируют с другими уплотнениями, в частности, с магнетными.

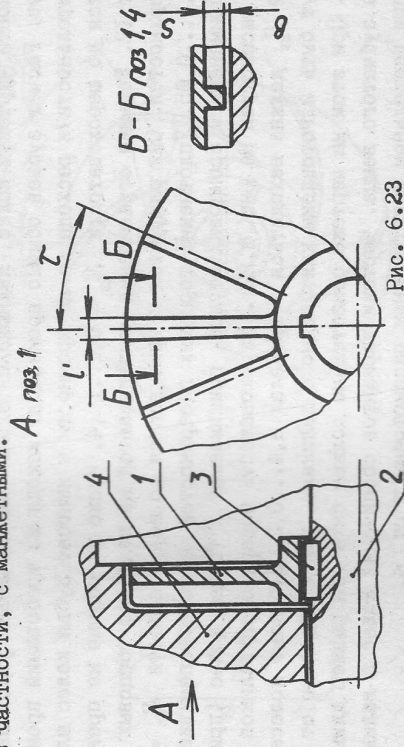


Рис. 6.23

Все рассмотренные примеры уплотнений и их отображение на чертеже лишь частично охватывают возможные конструктивные решения данного вопроса. Так, вне поля зрения авторов остались сальниковые уплотнения, большое разнообразие мембранных, сифонных, а также разновидности бесконтактных уплотнений. Детально и гораздо более

углубленно эта тема изучается в специальном курсе конструирования.

7. НАГНЕТАШИЕ ЭЛЕМЕНТЫ НАСОСОВ

Одна из составляющих широкой номенклатуры агрегатов двигателей - насосы, преобразующие механическую энергию двигателя в расход и давление перекачиваемой рабочей жидкости (топлива, масла) и обеспечивающие этой жидкостью соответствующие системы ДДА. Не вдаваясь в объяснения принципа работы и специфики различных видов насосов, обратим внимание лишь на примеры конструктивных решений качающих элементов в некоторых из них.

7.1. Шестеренчатые насосы

Так называемый нагнетающий узел шестеренчатого насоса состоит из двух (реже более) находящихся в зацеплении зубчатых колес, расположенных в специальных полостях корпуса, называемых колодцами, которые сообщены с полостями входа и выхода.

Достаточно подробно материал, связанный с разновидностями, формами, параметрами и составлением конструкторской документации зубчатых колес, изложен в гл. 3. Отметим здесь лишь некоторые особенности чертежей колес, являющихся элементами качающих узлов насосов. Расчет зубьев обычно производится исходя из требований производительности и расхода, а не прочности и износа. Зубья колес шлифуются до шероховатости $R_a = 0,8 \dots 0,4$. Число их обычно не превышает 12. Большие ограничения накладываются на качество торцевых поверхностей. Они шлифуются и притираются до шероховатости $R_a = 0,1 \dots 0,05$. Уплотнение торцевых поверхностей часто обеспечивается применением бронзовых втулок, прижимаемых к торцам колес (пример рассмотрен на рис. 6.22). Шероховатость поверхности валиков и осей R_a должна находиться в пределах $0,4 \dots 0,2$. Зубчатые колеса могут быть изготовлены как заодно с валиками, так и отдельно от них. При этом на чертеже обязательно должен быть дан размер длины зуба зубчатого венца. Чертежи вариантов соединения колес с валиками при раздельном изготовлении рассмотрены в гл. 4.

Материалами для зубчатых колес и валиков служат легированные стали 12ХНЗА, 20Х13, 16ХН8А, 38ХМФА ГОСТ 4543-71, а также стали 95Х16 ТУ 14-1-595-73 и 45Х14Н14Б2М ТУ 14-1-1671-76 (стандарты предпочтительны), имеющие коэффициенты линейного расширения, близкие к легким сплавам.

7.2. Центробежные крыльчатки

Центробежные крыльчатки широко применяются в агрегатах авиационных двигателей (центробежных насосах, суфлерах, импеллерах и т.д.). Кроме того, крыльчатки используются в качестве преднасосов для создания предварительного давления перед другим насосом (шестеренчатый, центробежный).

Крыльчатки в общем случае представляют собой диск, на одной стороне (либо на обеих сторонах) которого расположены лопатки произвольной кривизны. При большом конструктивном разнообразии крыльчаток выполнение их чертежей в принципе однотипно. На чертеже изображают продольный разрез и проекцию, показывающую форму, расположение и количество лопаток. На продольном разрезе лопатки с двух сторон от оси изображают условно нерасеченными. Форма боковой поверхности лопаток очерчивается двумя радиусами R (в частном случае $R_1 = R_2$), центры которых скользят по некоторой условной окружности. Начальное положение центров задается углом β , их шаг определяется количеством лопаток (рис. 7.1).

Однако все шире стали применяться крыльчатки не с загнутыми по радиусам, а с прямыми лопатками (угол наклона лопаток 90°), что объясняется необходимостью обеспечивать постоянный напор при больших диапазонах расходов.

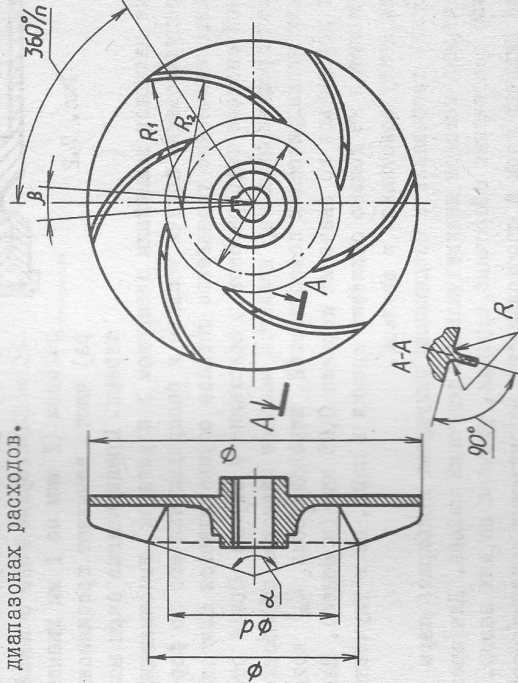


Рис. 7.1

Основными материалами для изготовления центробежных крыльчаток сейчас являются титановые сплавы ВТ3-1 ОСТ 1 92020-82 и ВТ6

ОСТ 1 90173-75. Сложная форма крыльчаткам придает ковкой с последующим частичным фрезерованием. Алюминиевые сплавы не выдерживают скоростей 25000 - 32000 об/мин, на которых работают современные центробежные насосы.

7.3 Плунжерные пары

В авиационных агрегатах (насосах, регуляторах и т.д.) нередко используются элементы, называемые плунжерными парами. Каждая такая пара состоит из плунжера и цилиндрической полости, в которой размещается плунжер. Плунжер представляет собой поршень, наружная поверхность которого выполнена либо в виде гладкого цилиндра, либо в виде цилиндра с кольцевыми проточками. Уплотнение между плунжером и поверхностью цилиндрической полости осуществляется за счет малого зазора, эффективность которого тем больше, чем больше отношение длины цилиндрического участка к его диаметру.

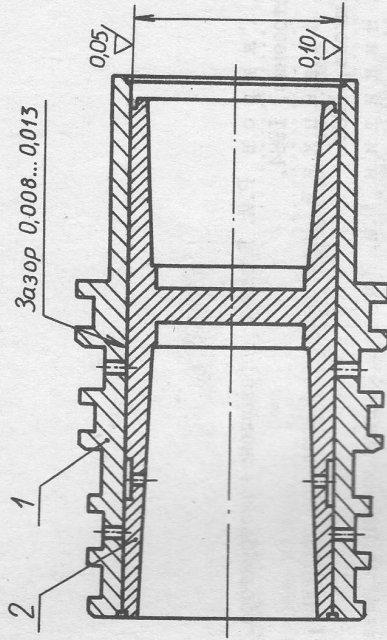
Конструктивное выполнение плунжеров довольно разнообразно.

Один из вариантов плунжера с шарниром, выполненного в виде сборочной единицы с головкой-пяткой, приведен на рис. 7.2.

Плунжерные пары с малым зазором (1 мкм на 1 мм диаметра) часто называют прецизионными парами. Прецизионные пары золотник-втулка являются важнейшим элементом в агрегатах, выполняющих функции регулирования подачи топлива и распределения его по форсункам. Автоматическое управление потоком осуществляется благодаря специальной системе подбора окон в золотнике и втулке. Общей особенностью всех прецизионных пар является высокое качество обработки сопрягаемых цилиндрических поверхностей, шероховатость R_a которых может доводиться до значений порядка 0,05 мкм (и менее). Таким путем добиваются не только снижения трения в паре, но и улучшения уплотнения между золотником и втулкой.

Высокие требования к соединению вынуждают подбирать пары золотник-втулка методом индивидуальной подгонки зазора. Для прецизионных пар составляют сборочные чертежи, уточняя на них зазор, посадочный диаметр пары и шероховатость сопрягаемых поверхностей (рис. 7.3). Укомплектованные пары упаковывают и отправляют на сборку изделия.

48



Установленный зазор не должен меняться в процессе работы прецизионной пары и неизбежном нагреве. Поэтому, составляя пару, обе ее детали выполняют из одного материала, например, из стали 12ХЗА ГОСТ 4543-71, 95Х18 ПУ-1-595-73 (стандарт предприятия) или же подбирают сочетание материалов с близкими коэффициентами расширения, например, сталь 45Х14Н14У2М ПУ14-1-1671-76 в паре с бронзой БрАЖН10-4-4 или БрБ2 ГОСТ 18175-78.

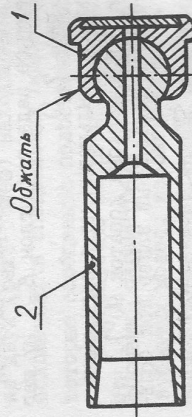


Рис. 7.2

ЛИТЕРАТУРА

1. Г ж и р о в Р.И. Краткий справочник конструктора. - Л.: Машиностроение, 1984.
2. Л е в и ц к и й В.С. Машиностроительное черчение. - М.: Высшая школа, 1988.
3. Н и к и т и н Ю.М. Конструирование элементов деталей и узлов авиационных двигателей. - М.: Оборонгиз, 1961.
4. О р л о в П.И. Основы конструирования. - М.: Машиностроение, 1988, тт. 1 и 2.
5. Р а з д о л и н М.В., С у р к о в Д.И. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. - М.: Машиностроение, 1973.
6. Справочное руководство по черчению. - М.: Машиностроение, 1989.
7. Соединения трубопроводов: Справочник. - М.: Изд-во стандартов, 1988. Г. 1.
8. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. - М.: Машиностроение, 1986.
9. З а х а р ч е н к о Ф.П., У л ь я н о в И.Е. Конструкция и проектирование элементов автоматики двигателей летательных аппаратов. - М.: МАИ, 1987.
10. С п е к т о р Д.И. Некоторые сведения к выполнению сборочных и рабочих чертежей. - М.: МАИ, 1971.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Корпусные детали	5
1.1. Особенности изображения и выполнения наружных поверхностей	5
1.2. Поверхности для размещения крепежных деталей ..	7
1.3. Взаимное центрирование	9
1.4. Некоторые особые случаи конструктивных решений	10
2. Резьбовые соединения и методы их стопорения	12
2.1. Стопорение гайки относительно болта, шпильки или другой резьбовой детали	12
2.2. Стопорение резьбового изделия относительно фланца	14
2.3. Парное или групповое стопорение	17
3. Передачи зацеплением. Колеса зубчатые, червяки	18
3.1. Цилиндрические зубчатые зацепления	18
3.2. Конические зубчатые передачи	20
3.3. Червячные зубчатые передачи	22
4. Соединения для передачи крутящего момента	24
4.1. Шпоночные соединения	25
4.2. Шлицевые соединения	27
4.3. Призматические соединения	29
4.4. Штифтовые соединения	29
4.5. Фланцевые соединения	31
5. Подшипники	31
5.1. Подшипники скольжения	31
5.2. Подшипники качения	32
6. Герметизация стыков и уплотнительные устройства	37
6.1. Уплотнение неподвижных соединений	37
6.2. Уплотнение поступательно движущихся деталей ..	41
6.3. Уплотнение вращающихся деталей	43
7. Нагнетающие элементы насосов	46

7.1. Шестеренчатые насосы	46
7.2. Центробежные крыльчатки	47
7.3. Плунжерные пары	48
Литература	50

Тем. план 1991, поз. 140

Вахнеев Сергей Николаевич
Князев Игорь Валентинович
Лутай Ольга Николаевна
Пшеничнова Наталья Вадимовна

**ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ АГРЕГАТОВ ДВИГАТЕЛЕМ ЛА
В ИЗОБРАЖЕНИИ НА ЧЕРТЕЖАХ**

Редактор М.С. Винниченко
Техн. редактор Н.Б. Карякина
Корректор Т.М. Лиманова

Подписано в печать 18.04.91

Бум. офсетная. Формат 60x84 1/16. Печать офсетная

Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 3,13. Тираж 1000

Зак. 2343/103. Цена 10 к.

Типография издательства МАИ

125871, Москва, Волоколамское шоссе, 4