

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР**

**КУЙБЫШЕВСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА**

# **КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ОСНОВАМ ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ В АВИАСТРОЕНИИ**

**Утверждено  
редакционно-издательским  
советом института  
в качестве  
методических указаний  
для студентов ЦИПС**

Авторы-составители: *Е. В. Бурмистров, И. Г. Попов*

УДК 629.7.002(075)

*Курсовое проектирование по основам взаимозаменяемости в авиастроении: Метод. указания / Сост. Е. В. Бурмистров, И. Г. Попов; Куйб. авиац. ин-т. Куйбышев, 1989. 16 с.*

В работе изложена методика выполнения курсовой работы по взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям. Даны рекомендации по назначению и расчету посадок для различных видов сопряжений, по расчету предельных калибров и размерных цепей. Указаны требования по оформлению курсовой работы.

Методические указания предназначены для студентов ЦИПС. Они могут также использоваться студентами дневного и вечернего отделений при выполнении курсовой работы или домашнего задания по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения».

## *1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ*

Курс «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» является одной из общетехнических дисциплин, знание которой необходимо для изучения курсов «Детали машин», «Конструкция самолетов», «Конструкция авиационных двигателей», «Технология производства самолетов», «Технология производства авиадвигателей», выполнения курсовых и дипломных проектов.

Целью настоящей курсовой работы является расширение, углубление и закрепление теоретических знаний, полученных студентами на лекциях.

При выполнении курсовой работы студенты изучают основные положения ЕСДП СЭВ для гладких цилиндрических сопряжений, системы допусков и посадок типовых сопряжений деталей машин, приобретают навыки по назначению и расчету посадок для различных соединений, обозначению на чертежах предельных отклонений размеров, посадок, отклонений формы и расположения поверхностей, параметров шероховатости.

В ходе курсового проектирования студенты широко знакомятся со справочной литературой, стандартами различных категорий и другими нормативными документами.

## *2. ТЕМАТИКА И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ*

Темой курсовой работы является расчет и назначение посадок для типовых сопряжений, используемых в агрегатах авиационной техники, а также техники других отраслей.

Курсовая работа состоит из следующих разделов:

1. Назначение, обоснование и расчет посадок для гладких цилиндрических сопряжений.

2. Назначение и обоснование посадок для подшипников качения.

3. Назначение и обоснование посадок для шпоночных или шлицевых соединений.

4. Назначение и обоснование посадок резьбового сопряжения.
5. Расчет предельных калибров для контроля гладких цилиндрических деталей.
6. Расчет размерных цепей.
7. Выполнение рабочих чертежей деталей.
8. Оформление расчетно-пояснительной записки и графической части курсовой работы.

### *3. ВЫДАЧА ЗАДАНИЯ*

Задание на курсовую работу выдается каждому студенту в виде сборочного чертежа узла, на котором указаны 6...7 сопряжений и приведены исходные данные для расчетов.

### *4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ*

#### *4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ СОПРЯЖЕНИЙ*

Номинальные размеры сопряжений находятся путем их изменения на сборочном чертеже узла с учетом масштаба. Найденные таким образом размеры при необходимости округляются и приводятся в соответствие с нормальными линейными размерами по ГОСТ 6636-69, извлечения из которого приведены в [1, прил. П2].

Номинальные размеры сопряжений деталей с кольцами подшипников ( $D$  и  $d$ ) следует выбирать с учетом размеров колец подшипников, указанных в каталогах [2].

Размеры призматических шпонок и сечений пазов для них регламентируются стандартом СТ СЭВ 189—75 и выбираются в зависимости от диаметра вала [1, табл. 3].

Число зубьев и номинальные размеры шлицевых соединений с прямобочным профилем устанавливаются стандартом СТ СЭВ 188-75 и приведены в [1, табл. 5]. Основные параметры и размеры шлицевых эвольвентных соединений нормируются стандартами СТ СЭВ 268-76 и СТ СЭВ 269-76. Размерный ряд эвольвентных шлицевых соединений для предпочтительного применения приведен в [1, табл. 6].

Номинальные значения основных элементов резьб, наиболее распространенных в общем машиностроении, в соответствии с ГОСТ 24705-81 (СТ СЭВ 182-75) приведены в [1, табл. 11].

#### *4.2. НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК. ВЫБОР КАВАЛИТЕТОВ*

Выбор квалитетов и посадок осуществляется исходя из назначения узла, заданных эксплуатационных показателей, конструк-

тивных особенностей и характера его работы. При этом, в первую очередь, учитываются характер сопряжения и требования, предъявляемые к точности.

По своему характеру сопряжения могут быть неподвижными неразъемными, неподвижными разъемными и подвижными.

Неподвижными разъемными считаются соединения, в которых детали не разбираются в течение всего времени эксплуатации или разбираются в исключительных случаях, например, при капитальном ремонте. Примерами таких соединений могут быть соединения венцов червячных или зубчатых колес со ступицами. Для обеспечения неподвижности таких соединений используются посадки с натягом. Выбор посадок с натягом производится, как правило, на основе расчетов. Методика расчета и необходимые справочные данные приведены в [1].

Неподвижными разъемными считаются соединения, в которых при работе механизма детали остаются неподвижными друг относительно друга, но возможность их относительного перемещения необходимо предусмотреть для разборки-сборки соединения при текущем ремонте или регулировке. Примерами таких соединений могут служить соединения зубчатых колес с валами, когда крутящий момент передается с помощью шпонки, соединения распорных втулок или колец с валами, соединения крышек подшипников с корпусами и др.

Для этих соединений необходимо назначать либо переходные посадки, если к точности центрирования деталей предъявляются повышенные требования, например, в соединении зубчатого колеса с валом, либо посадки с зазором, если требования к точности центрирования невысокие, а соединение подлежит частой разборке, например в соединении крышки подшипника с корпусом.

Подвижные соединения — это соединения, в которых при работе механизма детали должны перемещаться друг относительно друга. Примерами таких соединений могут быть различные подшипники скольжения, плунжерные пары, соединения выходных ступеней валов с отверстиями в крышках подшипников и др. Необходимая степень подвижности деталей в таких соединениях достигается применением посадок с зазором.

При выборе посадок предпочтение следует отдавать посадкам в системе отверстия как более технологичным и экономичным.

Систему вала применяют в тех случаях, когда по конструктивным соображениям нельзя применить систему отверстия, например, когда монтируются стандартные детали или узлы (соединение наружного кольца подшипника качения с корпусом, рис. 1), когда детали типа тяг, осей, валков могут быть изготовлены из точных холоднотянутых прутков без механической обработки их наружных поверхностей, когда требуется получить соединения не-

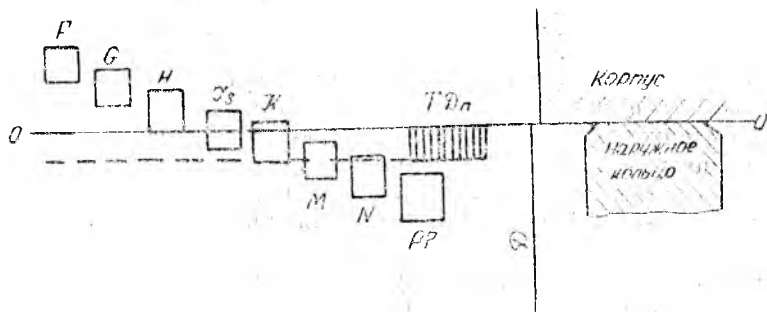


Рис. 1. Соединение наружного кольца подшипника качения с корпусом

скольких отверстий с валом одинакового номинального размера с различными посадками (рис. 2).

Если гладкий вал под наиболее ответственное сопряжение изготавливается в системе отверстия, то посадки других деталей на этом валу могут быть и внесистемными (комбинированными).

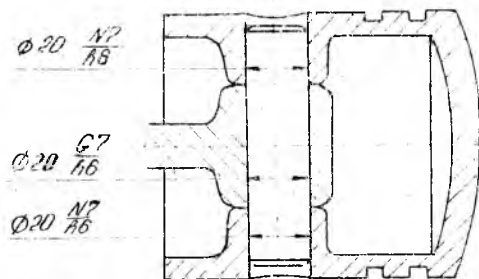


Рис. 2. Сопряжения поршневого пальца с отверстиями поршня и шатуна

При наличии нескольких сопряжений одинакового номинального размера (несколько деталей с отверстиями на общем гладком валу или нескольких валов в общем гладком отверстии) поле допуска общей детали устанавливается по наиболее ответственному сопряжению, для которого посадка назначается в первую очередь. Посадки остальных сопряжений следует получать сочетанием поля допуска общей детали с такими полями допусков ответных деталей, которые обеспечивали бы требуемый характер сопряжений.

При выборе посадок необходимо ориентироваться прежде всего на посадки предпочтительного применения, рекомендуемые стандартом [1, табл. П5, П6].

При выборе квалитетов можно руководствоваться следующими соображениями: для размеров отверстий ответственных соединений чаще всего назначают 7 квалитет, для размеров валов соответственно 6 квалитет. Размеры отверстий и валов неответственных сопряжений могут выполняться по 9...12 квалитетам.

Посадки колец подшипника качения в корпус и на вал определяются схемой работы подшипника (вращается ли внутреннее кольцо с валом или наружное кольцо с корпусом, или оба кольца с валом и корпусом), видом нагружения колец и режимом работы.

Выбор посадок колец подшипников осуществляется согласно ГОСТ 3325-55 или СТ СЭВ 773-77. Рекомендации по выбору посадок для подшипников качения изложены в [1, разд. 4].

Посадки шпоночных соединений назначают в системе вала, что связано с различным характером сопряжений шпонки с валом и ступицей зубчатого колеса или шкива. В зависимости от характера работы, воспринимаемой нагрузки и условий сборки применяют три вида шпоночных соединений:

свободное соединение, применяемое при действии нереверсивных равномерных нагрузок, для получения подвижных соединений при легких режимах работы и при затрудненных условиях сборки;

нормальное соединение — неподвижное, не требующее частых разборок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки;

плотное соединение, применяемое при редких разборках и реверсивных нагрузках.

Рекомендации по выбору посадок для каждого вида шпоночного сопряжения приведены в [1, разд. 5].

При назначении посадок шлицевого соединения необходимо тщательно изучить [1, разд. 6] и руководствоваться его положениями.

Назначение посадок метрической резьбы следует производить в соответствии с рекомендациями [1, разд. 7].

По всем выбранным посадкам для соединений, указанных в задании, необходимо дать обоснование, построить схемы расположения полей допусков с указанием номинального размера сопряжения, предельных отклонений и допусков отверстия и вала, предельных значений зазоров (натягов).

Пример назначения посадок. На главном участке ( $\varnothing 50$  мм) выходного вала двухступенчатого редуктора (рис. 3) расположены внутреннее кольцо подшипника (сопряжение 1), распорное кольцо (сопряжение 2) и зубчатое колесо (сопряжение 3).

Наиболее ответственным сопряжением из указанных трех является сопряжение 1 внутреннего кольца подшипника с валом, для которого в первую очередь и назначается посадка.

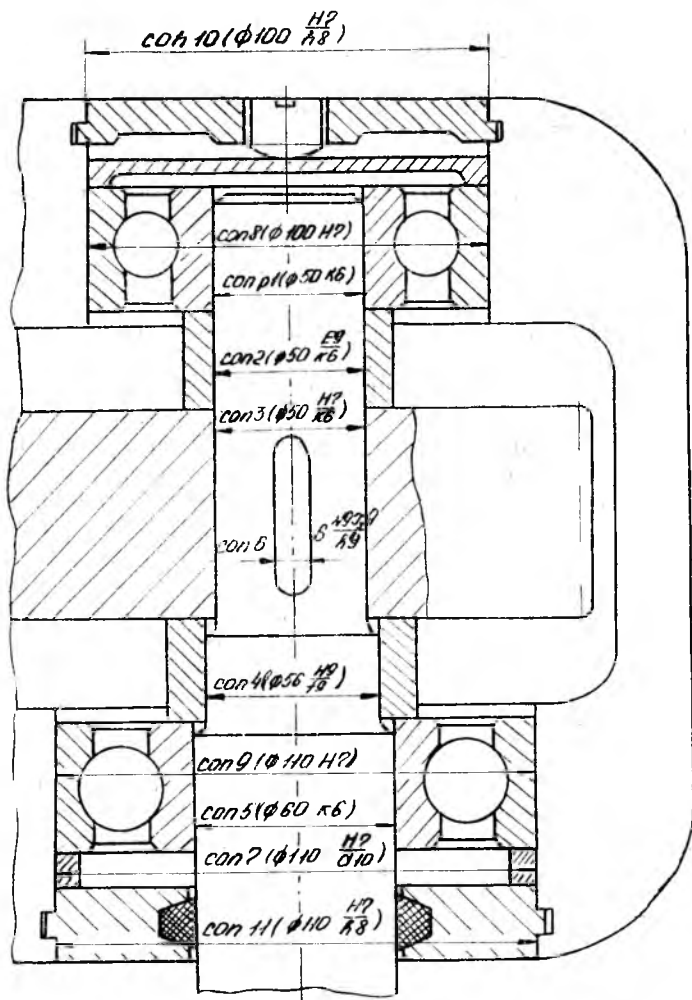


Рис. 3. Узел редуктора



Посадка внутреннего кольца подшипника на вал выбирается в системе отверстия в зависимости от схемы работы подшипника, вида нагружения кольца и режима работы. В нашем случае вращается внутреннее кольцо подшипника с валом. Следовательно, данное соединение должно быть неподвижным разъемным, чтобы исключить проскальзывание и обеспечить достаточно легкий монтаж подшипника на вал. Требуемый характер соединения достигается за счет назначения на вал поля допуска под переходную посадку, например, к6 (см. рекомендации, приведенные в [1, разд. 4]), что, благодаря специфическому расположению поля допуска на внутреннее кольцо подшипника (вниз от нулевой линии), обеспечивает в соединении небольшой гарантированный натяг  $N_{\min}$  (рис. 4). Применение в данном случае стандартных посадок с натягом недопустимо, так как большая величина натяга может привести к заклиниванию тел качения подшипника и существенно затруднит его монтаж.

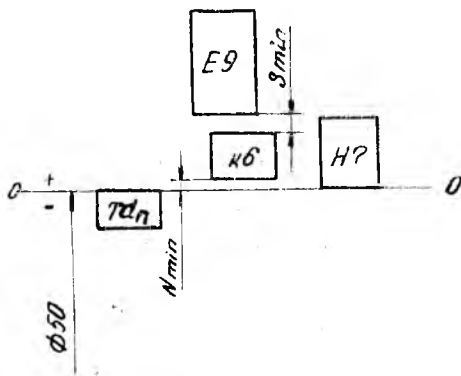


Рис. 4. Посадки деталей на гладком валу  $\text{Ø} 50$

Гладкий вал  $\text{Ø} 50$  для всех трех сопряжений целесообразно изготавливать за один установ с одинаковыми предельными размерами, соответствующими полю допуска к6. Посадки для сопряжений 2 и 3 следует назначать с учетом этого обстоятельства.

Сопряжение 2 (распорного кольца с валом) в радиальном направлении нагрузок не передает, является малоответственным. Для простоты сборки и большей экономичности целесообразно применить посадку с зазором при пониженной точности изготовления отверстия. Это достигается за счет назначения комбинированной посадки  $\text{Ø} 50 \text{ E9-k6}$ .

Сопряжение 3 (зубчатого колеса с валом) является высокоответственным, должно обеспечивать хорошее центрирование со-

единяемых деталей. Одновременно желательна простая и легкая сборка. Этим требованиям удовлетворяет переходная посадка  $\varnothing 50 \text{ H7-k6}$ , рекомендуемая для предпочтительного применения [1, табл. П5].

Функциональное назначение и требования, предъявляемые к сопряжению 4 (посадка распорной втулки на ступень вала  $\varnothing 56 \text{ мм}$ ), аналогичны сопряжению 2. Необходимо, как и для сопряжения 2, назначить посадку с зазором невысокой точности. Но так как на участке вала  $\varnothing 56$  монтируется только одна деталь — распорная втулка, для сопряжения 4 нет необходимости назначать комбинированную посадку и ужесточать требования к точности одной из сопрягаемых деталей. Поэтому для сопряжения 4 назначаем посадку в системе отверстия с зазором невысокой точности, например,  $\varnothing 56 \text{ H9/f9}$ .

Посадка внутреннего кольца подшипника на ступень вала  $\varnothing 60$  (сопряжение 5) аналогична сопряжению 1. Для сопряжения 5 назначаем посадку  $\varnothing 60 \text{ k6}$ .

Посадка призматической шпонки в паз вала и паз втулки (сопряжение 6) определяется характером работы, воспринимаемой нагрузкой и условиями сборки. Для нашего случая (действие непереворсивных нагрузок, благоприятные условия сборки, отсутствие частых разборок) принимаем нормальное соединение, для которого рекомендуются посадки: шпонки в паз вала —  $6 \text{ N9/h9}$ , шпонки в паз втулки —  $6 \text{ Js/h9}$ , см. [1, разд. 5]. В случаях, когда наружные кольца подшипников в отверстиях корпуса редуктора (сопряжения 8 и 9) не вращаются, рекомендуется применять посадки с небольшим зазором для облегчения сборки и периодического проворачивания наружных колец относительно корпуса, за счет чего обеспечивается более равномерный износ их беговых дорожек. При этом посадки должны выбираться в системе вала. В соответствии с рекомендациями [1, разд. 4] для сопряжений 8 и 9 соответственно назначаем посадки  $\varnothing 100 \text{ H7}$  и  $\varnothing 110 \text{ H7}$  (см. рис. 3), при этом отверстия в корпусе редуктора под наружные кольца подшипников, а заодно и под закладные крышки подшипников будут изготовлены с полем допуска H7.

Закладные крышки подшипников рекомендуется выполнять с полем допуска h8, что в сочетании с полем допуска отверстия H7 обеспечивает в соединении нулевой гарантированный зазор и достаточную герметичность. Таким образом, посадки сопряжений 10 и 11 будут соответственно  $\varnothing 100 \text{ H7/h8}$  и  $\varnothing 110 \text{ H7/h8}$ .

В случае, если крышки подшипников крепятся к корпусу редуктора винтами, а утечка смазки предотвращается установкой прокладок, величину зазоров для облегчения сборки-разборки соединения целесообразно увеличивать. Это может быть достигнуто применением посадок типа  $\text{H7/d10}$  или  $\text{H7/d11}$ .

#### 4.3. РАСЧЕТ ПОСАДКИ ГЛАДКОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО СОПРЯЖЕНИЯ

Для сопряжения, обозначенного в задании индексом «Р», необходимо рассчитать посадку. Методики расчета посадок различных видов приведены в [1, разд 3]. Расчет посадок с натягом рекомендуется выполнять с применением ЭВМ.

По таблицам стандартов СТ СЭВ 145-75 или ГОСТ 25346-82, выдержки из которых приведены в [1, табл. П2, П3, П4], определить основные отклонения и величину допуска отверстия и вала, подсчитать их вторые предельные отклонения, указать предельные отклонения на схемах полей допусков. Рассчитать предельные и исполнительные размеры соединяемых деталей, а также наибольший, наименьший и средний зазоры (натяги), получаемые в соединении, и допуск посадки.

Поясним выполнение пункта 4.3 на примере сопряжения отверстия зубчатого колеса с валом, рассмотренном в разделе 4.2. Для сопряжения зубчатого колеса с валом была назначена переходная посадка в системе отверстия  $\varnothing 50 \text{ H7/k6}$ , в которой отверстие  $\varnothing 50 \text{ H7}$  является основным, вал  $\varnothing 50 \text{ k6}$  также выполнен в системе отверстия. По [1, табл. П3] в зависимости от номинального размера  $\varnothing 50$  и вида основного отклонения Н определяем величину и знак отклонения отверстия. В нашем случае основным отклонением отверстия будет нижнее отклонение  $EI=0$ . По [1, табл. П4] в соответствии с номинальным размером  $\varnothing 50$  и 7 квалитетом определяем величину допуска отверстия  $T_D = IT7 = 25 \text{ мкм}$ .

Тогда верхнее отклонение отверстия составит

$$ES = EI + T_D = 0 + 25 = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}.$$

Предельные размеры отверстия будут равны

$$D_{\max} = D + ES = 50 + 0,025 = 50,025 \text{ мм},$$

$$D_{\min} = D + EI = 50 + 0 = 50,0 \text{ мм}.$$

Исполнительный размер отверстия  $D_{\text{исп}} = \varnothing 50^{+0,025} \text{ мм}$ .

По [1, табл. П2] в зависимости от номинального размера  $\varnothing 50$ , основного отклонения «к» и квалитета 6 определяем величину и знак основного отклонения вала. В нашем случае основным отклонением вала будет нижнее отклонение  $ei = +2 \text{ мкм}$ .

По [1, табл. П4] в зависимости от номинального размера ( $\varnothing 50$ ) и номера квалитета (6) определяем величину допуска вала  $T_d = IT6 = 16 \text{ мкм}$ .

Тогда верхнее отклонение вала составит

$$es = ei + T_d = +2 + 16 = 18 \text{ мкм}.$$

Предельные размеры вала:

$$d_{\max} = d + es = 50 + 0,018 = 50,018 \text{ мм},$$

$$d_{\min} = d + ei = 50 + 0,002 = 50,002 \text{ мм}.$$

Исполнительный размер вала:

$$d_{\text{исп}} = \varnothing 50 \begin{matrix} + 0,018 \\ + 0,002 \end{matrix} \text{ мм.}$$

Предельные и средние зазоры и натяги:

$$S_{\text{max}} = D_{\text{max}} - d_{\text{min}} = 50,025 - 50,002 = 0,023 \text{ мм} = 23 \text{ мкм,}$$

$$S_{\text{max}} = ES - ei = +25 - 2 = 23 \text{ мкм,}$$

$$N_{\text{max}} = d_{\text{max}} - D_{\text{min}} = 50,018 - 50,0 = 0,018 \text{ мм} = 18 \text{ мкм,}$$

$$N_{\text{max}} = es - EI = +18 - 0 = 18 \text{ мкм,}$$

$$S_{\text{cp}} = \frac{S_{\text{max}} - N_{\text{max}}}{2} = \frac{23 - 18}{2} = 2,5 \text{ мкм.}$$

Схема расположения полей допусков сопряжения  $\varnothing 50 \text{ H7/k6}$  приведена на рис. 4.

При выполнении пункта 4.3 для сопряжений колец подшипника с валом и корпусом предельные отклонения наружного и внутреннего колец подшипника необходимо находить по таблицам стандарта на допуски подшипников качения (ГОСТ 520-71), извлечения из которого представлены в [1, табл. П10]. Пример выполнения схемы расположения полей допусков для сопряжений колец подшипника с корпусом и валом представлен на рис. 4.

#### 4.4. РАСЧЕТ ПОСАДОК ШПОНОЧНОГО СОПРЯЖЕНИЯ

Для шпоночного сопряжения, указанного в задании, выполнить следующее:

по таблицам стандартов СТ СЭВ 145-75 или ГОСТ 25346-82 определить основные отклонения и величины допусков шпонки, паза вала и паза втулки по размеру «в» -- ширине шпоночного сопряжения;

построить схему расположения полей допусков с указанием номинального размера «в» шпоночного сопряжения, предельных отклонений и допусков шпонки, паза вала и паза втулки, предельных значений зазоров (натягов) в сопряжении шпонки с пазом вала и в сопряжении шпонки с пазом втулки;

подсчитать предельные и наиболее вероятные (средние) зазоры (натяги). Подсчитать допуски посадок.

Пример выполнения схемы расположения полей допусков шпоночного сопряжения, рассмотренного в разделе 4.2, представлен в [1, рис. 19].

#### 4.5. НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Назначение и обоснование посадок шлицевого соединения производить в соответствии с рекомендациями [1, разд. 6] в следующей последовательности.

Исходя из назначения шлицевого соединения и условий его изготовления и эксплуатации установить тип соединения по форме шлицев (прямобочные или эвольвентные) и вид центрирования. При этом нужно учитывать, что шлицевые соединения с эвольвентным профилем обеспечивают лучшее центрирование втулки и вала, более технологичны, но экономически не выгодны, если вал и втулка подвергаются закалке.

Руководствуясь рекомендациями стандартов СТ СЭВ 187-75, СТ 188-75, для прямобочных шлицевых соединений назначить и обосновать выбор квалитетов и посадок для наружного и внутреннего диаметров и ширины шлицев, а по таблицам стандартов СТ СЭВ 145-75 или ГОСТ 25346-82 определить значения их предельных отклонений и допусков.

Для эвольвентных шлицевых соединений посадки по боковым поверхностям зубьев и наружному диаметру следует назначать в соответствии с требованиями стандарта СТ СЭВ 259-76, при этом числовые значения предельных отклонений и допуски ширины «*e*» впадины втулки и толщины «*s*» зуба вала следует определять по стандарту СТ СЭВ 259-76, а для нахождения отклонений диаметральных размеров использовать стандарты СТ СЭВ 145-75 или ГОСТ 25346-82.

Рассчитать предельные и средние зазоры (натяги) и допуски посадок. Построить схему расположения полей допусков шлицевого сопряжения с указанием номинальных размеров сопряжений, предельных отклонений шлицевой втулки и шлицевого вала по всем параметрам, предельных значений зазоров (натягов). Пример выполнения схемы расположения полей допусков шлицевого соединения представлен на рис. 5.

#### *4.6. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ПОСАДОК РЕЗЬБОВОГО СОПРЯЖЕНИЯ*

При выполнении данного раздела рекомендуется использовать основные положения стандартов на метрические резьбы, их допуски и посадки, представленные в [1, разд. 7].

Исходя из условий работы резьбового соединения назначить и обосновать выбор допусков и степеней точности для параметров болта и гайки, при этом предпочтение следует отдавать применению рекомендуемых полей допусков, представленных в [1, табл. 10]. По установленным (или назначенным преподавателем) наружному диаметру и шагу резьбы с помощью табл. П11 [1] определить номинальные значения среднего и внутреннего диаметра резьбы.

По табл. П12 [1] определить предельные отклонения наружного, среднего и внутреннего диаметров резьбы болта и гайки.

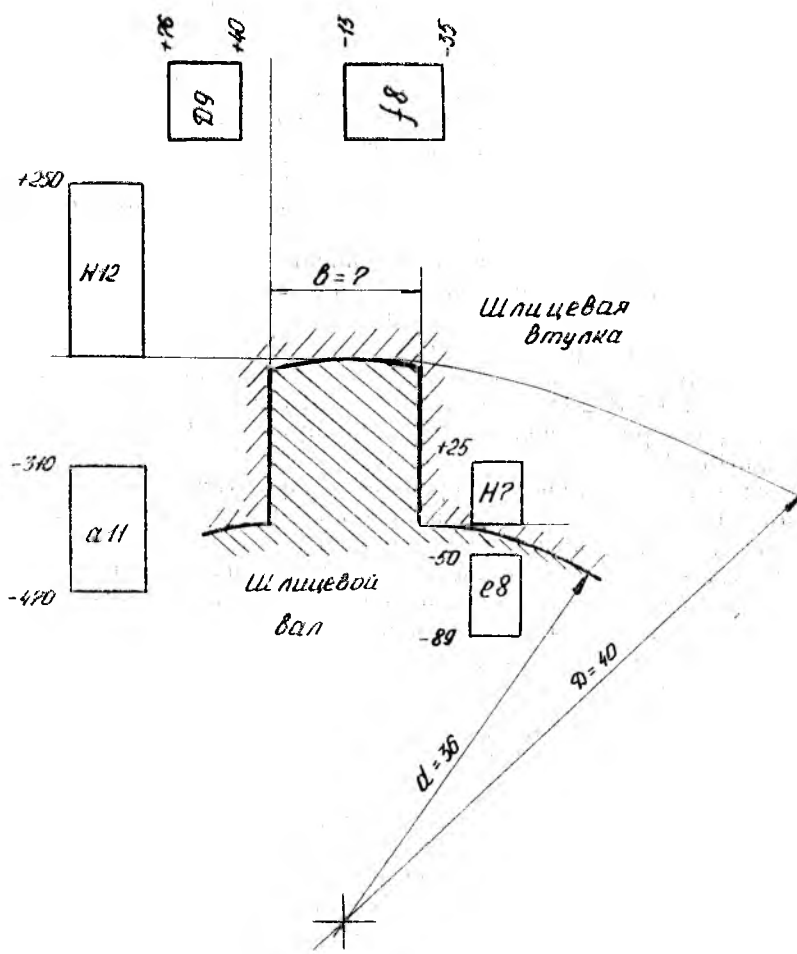


Рис. 5. Схема расположения полей допусков шлицевого сопряжения

$$d - 8 \cdot 36 \frac{7}{e8} \cdot 40 \frac{H12}{a11} \cdot 7 \frac{D9}{f8}$$

Подсчитать предельные значения диаметров болта и гайки, их допуски, величины предельных зазоров. Результаты представить в виде таблицы, см. [1, с. 55].

Вычертить схему расположения полей допусков резьбового соединения, проставить на ней номинальные значения всех диаметров и их предельные отклонения. В качестве примера пользоваться схемой полей допусков резьбового сопряжения, представленной в [1, рис. 27].

#### 4.7. РАСЧЕТ ПРЕДЕЛЬНЫХ КАЛИБРОВ

При выполнении расчета калибров для контроля гладкого цилиндрического сопряжения необходимо руководствоваться методическими указаниями к лабораторной работе «Контроль гладких калибров на миниметре и оптиметре» [3].

Для обозначенного в задании индексом «к» сопряжения прежде всего необходимо выбрать посадку и построить схему расположения полей допусков сопрягаемых деталей, определить по таблицам ГОСТ 25346-82 числовые значения предельных отклонений и допусков отверстия и вала.

По таблицам стандарта СТ СЭВ 157-75 определить числовые значения допусков рабочих и контрольных калибров  $H$ ,  $H_1$ ,  $H_p$ , параметров  $z$ ,  $z_1$ ,  $y$ ,  $y_1$ ,  $\alpha$ ,  $\alpha_1$  и построить схему расположения полей допусков рабочих и контрольных калибров, см. [3, с. 4...7].

С учетом предельных размеров контролируемых деталей и представленных на схеме предельных отклонений размеров калибров рассчитать их предельные и исполнительные размеры.

В пояснительной записке дать эскиз рабочей пробки или скобы с простановкой на нем исполнительных размеров проходной и непроходной сторон.

Пример выполнения схемы расположения полей допусков калибров для контроля сопряжения  $\varnothing 40 H7/g6$  представлен на рис. 6.

#### 4.8. РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Методика расчета размерных цепей приведена в [4]. На основе эскиза - задания вычертить схему размерной цепи, проставить на ней размеры составляющих звеньев и их отклонения.

Рассчитать размерную цепь методами полной взаимозаменяемости и теоретико-вероятностным: по номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номинальный размер, предельные отклонения и допуск замыкающего звена. Дать сравнительный анализ точности изготовления замыкающего звена при расчете по обоим методам.

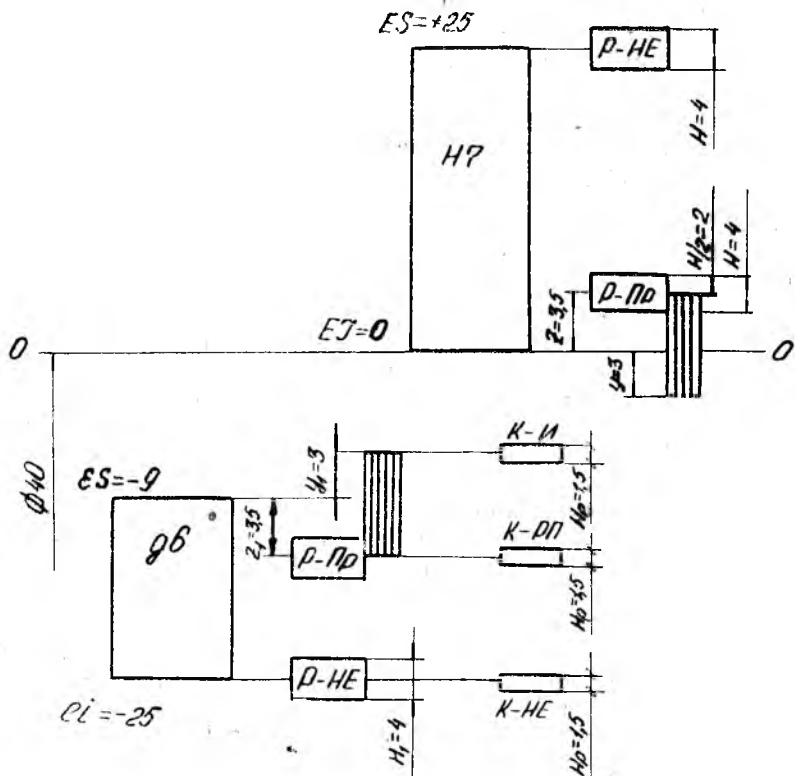


Рис. 6. Схема расположения полей допусков калибров для контроля деталей сопряжения  $\phi 40$  H7 — g 6

## 5. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Оформление отчета по курсовой работе необходимо производить в соответствии с руководящим нормативным документом РД КуАИ 144-1-87 «Требования к оформлению учебных текстовых документов». Отчет по курсовой работе включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

Расчетно-пояснительная записка состоит из следующих элементов: титульного листа; задания; содержания; основной части, в которой даются характеристика сопряжений, обоснование выбранных посадок, приводятся схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей, схемы полей допусков калибров, необходимые расчеты; списка использованных источников.



Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах писчей бумаги формата А4, без рамки, на одной стороне листа, рукописным способом, разборчивым почерком, перьевой или шариковой авторучкой, черным или фиолетовым цветом. Расстояние между строками 6—8 мм. Размер левого поля 35 мм, правого 10 мм, верхнего и нижнего по 20 мм. Выравнивание текста справа не требуется. Допускаются аккуратные исправления текста подчисткой, закрашкой или заклеиванием.

Содержание титульного листа:

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

кафедра резания;

название работы;

фамилия, и. о., номер группы студента;

фамилия, и. о. преподавателя;

год составления документа.

Графическая часть курсовой работы выполняется на ватмане и включает сборочный чертеж узла и рабочие чертежи двух сопрягающихся деталей. На сборочном чертеже узла должны быть проставлены посадки. Рабочие чертежи оформляются в соответствии с ГОСТ 2.109-73 ЕСКД «Основные требования к чертежам». Примеры выполнения рабочих чертежей деталей приведены в [5].

## *6. ЗАЩИТА КУРСОВОЙ РАБОТЫ*

Выполненная в полном объеме курсовая работа принимается к защите. При этом листы графических работ и расчетно-пояснительная записка должны быть подписаны преподавателем.

Защита курсовой работы происходит перед комиссией из двух преподавателей, назначаемых заведующим кафедрой. Перед началом защиты члены комиссии просматривают выполненную работу, затем в течение 5—6 минут студенты докладывают о проделанной работе. После доклада студенту задаются вопросы по всему объему курсовой работы. Оценка проставляется по четырехбалльной системе, при этом учитываются глубина изучения разделов работы, степень самостоятельности, качество доклада и ответов на вопросы, полнота и аккуратность оформления пояснительной записки, качество выполнения графической части.

## *7. УСЛОВИЯ КОНКУРСА КУРСОВЫХ РАБОТ*

Кафедра организует конкурс курсовых работ, который проводится следующим образом. Преподаватели — руководители работ вместе с треугольником группы отбирают лучшие курсовые рабо-

ты и представляют их на кафедральный конкурс. Конкурсная комиссия кафедры рассматривает представленные от всех групп работы и дает заключение о победителях конкурса, которые награждаются грамотами.

#### *БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК*

1. *Урывский Ф. П.* и др. Основы взаимозаменяемости в авиастроении: Учебное пособие / КуАИ. — Куйбышев, 1985. — 67 с.
2. *Иванов М. Н., Иванов В. Н.* Детали машин. Курсовое проектирование. — М.: Высшая школа, 1975. — 551 с.
3. *Урывский Ф. П.* Контроль гладких калибров на миниметре и оптиметре: Метод. указания / КуАИ. — Куйбышев, 1983. — 15 с.
4. *Якушев А. И., Воронцов Л. Н., Федотов Н. М.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1986. — 352 с.
5. *Трусов В. Н., Уланов Б. Н.* Выполнение рабочих чертежей деталей: Метод. указания / КуАИ. — Куйбышев, 1989.

## СОДЕРЖАНИЕ

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ . . . . .	1
2. ТЕМАТИКА И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ . . . . .	1
3. ВЫДАЧА ЗАДАНИЯ . . . . .	2
4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ . . . . .	2
4.1. Определение номинальных размеров сопряжений . . . . .	2
4.2. Назначение посадок. Выбор качеств . . . . .	2
4.3. Расчет посадки гладкого цилиндрического сопряжения . . . . .	9
4.4. Расчет посадок шпоночного сопряжения . . . . .	10
4.5. Назначение посадок шлицевого соединения . . . . .	10
4.6. Назначение и обоснование посадок резьбового сопряжения . . . . .	11
4.7. Расчет предельных калибров . . . . .	13
4.8. Расчет размерных цепей . . . . .	13
5. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ . . . . .	14
6. ЗАЩИТА КУРСОВОЙ РАБОТЫ . . . . .	15
7. УСЛОВИЯ КОНКУРСА КУРСОВЫХ РАБОТ . . . . .	15
Библиографический список . . . . .	16

Авторы-составители: *Евгений Васильевич Бурмистров,*  
*Иван Григорьевич Попов*

## КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ОСНОВАМ ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ В АВИАСТРОЕНИИ

Техн. редактор Н. М. Каленюк  
Корректор Н. С. Куприянова

Сдано в набор 2.06.89 г. Подписано в печать 28.07.89 г.  
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.  
Гарнитура литературная. Печать высокая.  
Усл. п. л. 1,0. Уч.-изд. л. 0,9. Т. 1500 экз. Заказ 543.  
Бесплатно.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени  
авиационный институт имени академика С. П. Королева.  
443086, Куйбышев, Московское шоссе, 34.

---

Тип. ЭОЗ Куйбышевского авиационного института.  
443001, Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.