Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования   
«Омский государственный технический университет»

**Ломов С.М., Шалай В.В., Белицкий В.Д.,**

**Елецкая С.Ф.,Цымбаленко А.П.**

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СОЕДИНЕНИЙ**

**С УЧЕТОМ НОРМ ТОЧНОСТИ**

Учебное пособие

Омск

Издательство ОмГТУ

2011

ББК 34.41ц

УДК 621.713:006 (075)

Л 75

Рецензенты:

*В.Я.Волков,* д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Начертательная геометрия и компьютерная графика ГОУ «СИБАДИ»;

*П.М.Курбатский,* главный инженер ООО «Омскгидропривод»

Ломов С.М., Шалай В.В., Белицкий В.Д., Елецкая С.Ф.,

Цымбаленко А.П.

Л 75 **Выбор параметров соединений с учетом норм точности:** учебное пособие /С.М.Ломов, Шалай В.В., Белицкий В.Д., С.Ф. Елецкая, А.П.Цымбаленко – Омск: Изд-во ОГТУ, 2011. – 84с.

Представленные материалы предназначены для углубленного изучения теоретических положений в области метрологии и стандартизации точности геометрических размеров изделий на базе взаимозаменяемого производства с использованием основных нормативных документов. Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по направлениям 210201.62 «Проектирование и технология электронных средств», 200500.62 «Метрология, стандартизация и сертификация» и специальности 200503 «Стандартизация и сертификация» и могут быть использованы при выполнении курсового и дипломного проекта.

*Печатается по решению редакционно-издательского совета*

*Омского государственного технического университета*

**ББК 34.41ц**

**УДК621.713:006 (075)**

© Омский государственный

технический университет, 2011

**ОГЛАВЛЕНИЕ**

Введение……………………………………………………………….. 4

1 Расчет и выбор посадок с натягом …………….…………………… 5

2 Расчет и выбор переходных посадок ………………………..…….. 9

3 Расчет и выбор посадок с зазором …………………..……………. 11

4 Расчет калибров для контроля гладких цилиндрических и резьбовых

поверхностей ………….......................................................................... 14

4.1 Расчет калибров для контроля гладких цилиндрических поверхностей …………………………………………………………………. 14

4.2 Расчет калибров для контроля метрической резьбы ……...... 21

5 Расчет и выбор посадок для подшипников качения ……………... 23

6 Расчет допусков размеров сборочных размерных цепей ………... 33

6.1 Решение размерных цепей методом полной

взаимозаменяемости………………………………………........................ 34

6.2 Решение размерных цепей вероятностным методом ……... 40

7 Варианты заданий …………….…………………………………….. 45

П.1Приложение …………….………………………………………… 75

П.2 Приложение …………….………………………………………… 76

П.3Приложение …………….………………………………………… 77

П.4Приложение …………….………………………………………… 78

П.5Приложение …………….……………………………………….. 80

Библиографический список……………………………………………. 83

**Введение**

Научно-технический прогресс тесно связан с ростом требований к объему и качеству измерительной информации. Информация, полученная в процессе измерений, является не только средством проверки научных гипотез, но и используется непосредственно для управления технологическими процессами. Роль важнейшего звена в системе управления техническим уровнем и качеством продукции на всех этапах научных разработок первостепенное значение имеет стандартизация основных норм взаимозаменяемости. Проверка конструкции изделия на технологичность включает и расчет требуемой точности изготовления деталей по геометрическим параметрам. Исходными данными для расчета точности изготовления механизмов являются требования к точности функционирования машин и механизмов и условия их эксплуатации.

Выбор и расчет параметров соединений с учетом норм точности выполняется для закрепления теоретических знаний и приобретения навыков в выборе допусков и посадок типовых соединений деталей машин, а также в использовании нормативно-технической документации при расчете допусков размеров типовых соединений. Предлагаемые для выполнения варианты заданий содержат следующие задачи:

– расчет и выбор посадок с натягом;

–расчет и выбор переходных посадок;

–расчет и выбор посадок с зазором;

–расчет калибров для контроля гладких цилиндрических и резьбовых поверхностей;

–расчет и выбор посадок для подшипников качения;

**–** расчет допусков размеров сборочных размерных цепей.

Объем работы конкретизируется при выдаче задания.

Работа должна быть выполнена на стандартных листах формата А4 на одной стороне. Текст, расчеты, таблицы и прочие записи должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 2.105 – 95. Все расчеты должны быть проведены в одной системе единиц измерений. Смешение систем единиц в работе не допускается. Страницы работы необходимо пронумеровать. На титульном листе указываются университет, кафедра, наименование работы, факультет, группа, фамилия и инициалы студента, фамилия и инициалы преподавателя (руководителя), год выполнения работы. Список литературы должен быть составлен в соответствии с правилами библиографии.

**1 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ**

Величина натяга в неподвижном соединении определяется расчетом и должна обеспечивать прочность неподвижного соединения, т.е. отсутствие смещений сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, и прочность деталей, образующих соединение.

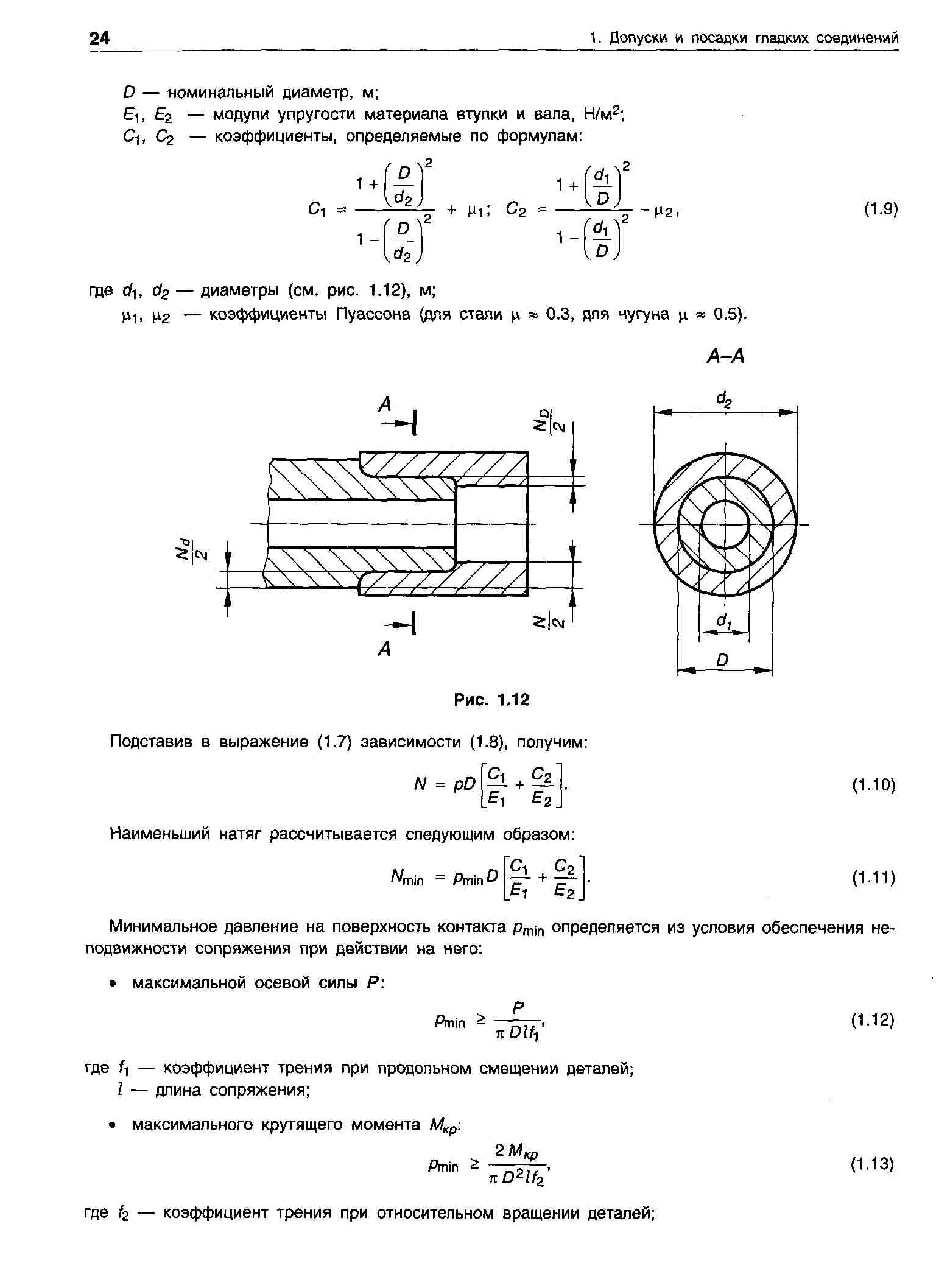


Рисунок 1.1 – Схема неподвижного соединения

Исходя из условия обеспечения предотвращения смещений сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, расчет и выбор посадок для неподвижных соединений производится следующим образом.

**1.** Минимальное удельное давление р (рис.1.1), возникающее на сопрягаемых поверхностях неподвижного соединения при запрессовке, определяется в зависимости от вида внешней нагрузки по формулам:

– при действии осевой силы Р0:

– при действии крутящего момента М:

– при действии крутящего момента М и осевой силы Р0:

где d – номинальный размер соединения, м;

– длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

Р0 – продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, Н;

М – крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой, Н·м;

– коэффициент трения при запрессовке деталей выбирается из таблицы 1.1.

*Таблица 1.1*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Материалы  сопрягаемых  деталей | Коэффициент  трения | Материалы  сопрягаемых  деталей | Коэффициент  трения |
| Сталь – сталь  Сталь – чугун  Сталь – латунь | 0,06 – 0,13  0,07 – 0,12  0,05 – 0,10 | Сталь – легкие сплавы (магниево-алюминиевые)  Сталь – пластмассы | 0,03 – 0,05  0,15 – 0,25 |

**2.** Наименьший натяг, при котором может быть передано усилие, действующее на неподвижное соединение, определяется на основании зависимостей известных из решения задачи Ляме (определение напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах):

N = р · d ·(Cd/Ed + CD/ED),

где р – удельное давление, Па;

Ed  и ED  – модули упругости материала вала и отверстия, Па (табл.2);

Cd и CD – коэффициенты Ляме для вала и отверстия.

*Таблица 1.2*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Материал | Модуль упругости Е, Па | Коэффициент Пуассона μ |
| Сталь  Чугун  Бронза  Латунь | (1,96 … 2,1) · 1011  (0,74 … 1,05) · 1011  0,84 · 1011  0,78 · 1011 | 0,30  0,25  0,35  0,38 |

Коэффициенты Ляме (Cd и CD), определяются по формулам:

– для вала:

– для отверстия:

где d1, d2 ,и D – размеры подвижного соединения, м (рис.1);

μd  и μD – коэффициенты Пуассона для материала охватываемой и охватывающей деталей приведены в таблице 2.

Для сплошного вала Cd = 1 – μd , для массивного корпуса CD = 1+ μD .

**3.** Расчетный натяг, по которому производится выбор неподвижной посадки, определяется по формуле:

Nрасч = N +1,2(Rzd + RzD),

где Rzd , RzD – неровности поверхности вала и отверстия, мкм.

**4.** При выборе стандартной посадки необходимо выдержать условие относительной неподвижности сопрягаемых деталей:

Nmin Nрасч .

**5.** Предварительно выбранную посадку необходимо проверить расчетом на прочность деталей при наибольшем натяге. Удельное давление, возникающее при наибольшем натяге выбранной посадки, определяется по формуле:

Возникающие при этом напряжения в охватывающей и охватываемой детали будут равны:

– для вала:

– для отверстия:

Если эти напряжения окажутся меньше предела текучести материала деталей сопряжения, т. е. будут удовлетворять неравенствам σd  < σTd и σD < σTD , то посадка выбрана правильно.

П р и м е р. Рассчитать и выбрать из ЕСДП неподвижную посадку при следующих исходных данных:

d = 100 мм = 0,1 м;

d1 = 0

= 150 мм = 0,15 м;

М = 6000 Н·м

Р е ш е н и е.

1. Определение величины минимального удельного давления, необходимого для передачи заданного крутящего момента:

2. Определение величины наименьшего натяга.

Определение коэффициентов Ляме:

При модуле упругости для стали Е = 2,1·1011 Па, наименьший натяг будет равен:

N = р · d ·(Cd/Ed + CD/ED) = · 0,1 ·(0,7/2,1·1011  +2,17 /2,1·1011) =

= 40,8·10-6 = 40,8 мкм 41 мкм.

3. Определение расчетного натяга соединения, при значении шероховатости поверхностей вала и отверстия Rzd = RzD = 10 мкм:

Nрасч = N +1,2(Rzd + RzD) = 41 +1,2(10 + 10) = 65 мкм.

4. Выбор неподвижной посадки производится по условию Nmin Nрасч. Условию выбора удовлетворяет несколько посадок. Из экономических соображений выбираем посадку Ø100 Н8/u8 (рис.1.2), у которой Nmin = 70 мкм, Nmах =178 мкм.

5. Для проверки выбранной посадки на прочность определяется удельное давление при наибольшем натяге выбранной посадки:

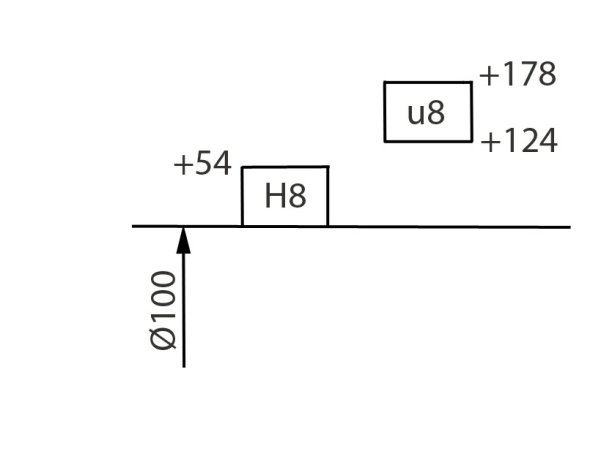


Рисунок 1.2 – Схема расположения полей допусков

посадки Ø100 Н8/ u8

6. Определяем напряжение в охватывающей детали:

При сплошном вале прочность охватываемой детали не проверяется.

7. Напряжение в охватывающей детали не выходит за пределы текучести σTD = 3,4, т.е. < 3,4 (σD < σTD).

Следовательно, посадка выбрана правильно.

**2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК**

При выборе переходных посадок необходимо учитывать, что для них характерна возможность получения в соединении как натягов, так и зазоров. Система допусков и посадок предусматривает несколько типов переходных посадок, различающихся вероятностью получения зазоров или натягов. Отверстие в переходных посадках, как правило, принимают на один квалитет грубее вала. Основной ряд переходных посадок образуется валами 6-го квалитета и отверстиями 7-го квалитета. В этих квалитетах установлены предпочтительные поля допусков для переходных посадок.

Точность центрирования деталей в соединении определяет наибольший допустимый зазор, который определяется величиной радиального биения втулки на валу и выбранным коэффициентом точности = 1÷5 , то есть . Чем больше коэффициент запаса точности, тем выше должна быть точность выбранной посадки.

Трудоемкость сборки и разборки соединений с переходными посадками определяется вероятностью получения в них зазоров и натягов. При расчете вероятностных зазоров и натягов обычно исходят из закона нормального распределения размеров деталей при изготовлении. Распределение зазоров и натягов в этом случае также будет подчиняться закону нормального распределения:

РS(N) = 0,5 ± Ф0(zm),

где РS(N) – вероятность зазоров (натягов);

Ф0(zm) – интегральная функция вероятности (функция Лапласа).

Предел интегрирования (аргумент функции Лапласа zm) равен

zm = Sm(Nm)/σS(σN),

где Sm(Nm) – среднее значение зазоров (натягов) в соединении, мкм;

σS(σN) – среднее квадратическое отклонение зазора (натяга), мкм.

Среднее квадратическое отклонение зазора (натяга) определяется по формуле:

σS(σN) =,

где – ТD и Тd – допуск отверстия и допуск вала, мкм.

П р и м е р. Для соединения с номинальным размером dн.с. = 60 мм подобрать переходную посадку, если Е0 =52 мкм, КТ = 2.

Р е ш е н и е.

**1.** Определение максимального зазора:

= = 52/2 = 26 мкм.

**2.** Выбор системы посадок либо из принципа предпочтительности, либо из конструктивных особенностей сборочного узла: выбираем систему вала.

**3.** Требуемая посадка выбирается из сравнения характеристик двух или нескольких переходных посадок, взятых из основного ряда по ГОСТ 25347–89.

Грубая оценка квалитета точности производится по величине в посадках типа К/h или Н/к: ITn. Для анализа определим характеристик двух посадок:

Ø60 Js7(±0,015)/h6(-0,019) и Ø60К7)/ h6(-0,019) .

**4.** Определение характеристик выбранных посадок.

–для посадки Ø60 Js7/h6:

Smax = ES – ei =15 – (-19) = 34 мкм;

Nmax = es – EI =0 – (-15) = 15 мкм ;

Sm = (Smax + Nmax)/2 = (34 – 15)/2 = 9,5 мкм ;

ТD = 30 мкм; Тd = 19 мкм.

– для посадки Ø60 К7/h6:

Smax = ES – ei =9 – (-19) = 28 мкм;

Nmax = es – EI =0 – (-21) = 21 мкм;

Sm =(Smax – Nmax)/2 = (28 – 21)/2 = 3,5 мкм;

ТD = 30 мкм; Тd = 19 мкм.

**5.** Определение вероятностного допуска посадки и среднего квадратического отклонения посадки σS(σN):

= = 35,5 мкм;

σN = σS(σN) = = · 35,5 = 5,92 мкм.

**6.** Определение вероятностных характеристик посадки.

– для посадки Ø60 Js7/h6:

= Sm  +/2 = 9,5 +35,5/2 = 27,25 мкм;

= Sm  – /2 = 9,5 -35,5/2 = 8,25 мкм.

– для посадки Ø60 К7/h6:

= Sm  +/2 = 3,5 + 35,5/2 = 21,25 мкм;

= Sm  – /2 = 3,5 – 35,5/2 = 14,25 мкм.

**7.** Из сравнения характеристик двух посадок выбирается посадка, обеспечивающая наибольшую легкость сборки-разборки при соблюдении условия, т.е. Ø60 Js7/h6:

+15% φSmax -25% ; φSmax = = · 100% =4,8% .

**8.** Определяется аргумент zm функции Лапласа для выбранной посадки :

zm = 9,5/5,92 = 1,6.

**9.** По таблице функции Лапласа находится:

Ф0(zm) = Ф0(1,6) = 0,4452 .

**10.** Определяется относительная величина зазоров и натягов в выбранной посадке:

P(S) = 0,5 +0,4452 =0,9452 или 94,52%

P(N) = 0,5 -0,4452 =0,0548 или 5,48% .

Следовательно, при сборке примерно 94,52 % всех соединений будут с зазорами и 5,48% – с натягами.

**3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ**

Расчет посадок с зазором чаще всего осуществляется для подшипников скольжения, работающих в условиях жидкостного трения, когда смазка полностью отделяет цапфу вала от вкладыша подшипника, а трение между их металлическими поверхностями заменяется внутренним трением в смазочном масле. Расчеты производятся на основе гидродинамической теории смазки, основоположником которой является русский ученый профессор Н.П.Петров.

При вращении цапфа вала увлекает за собой масло (рис.3) и вдавливает его в постепенно суживающийся (клиновой) зазор между цапфой и вкладышем подшипника. В зависимости от скорости вала, вязкости масла и нагрузки на подшипник ось цапфы поднимается и смещается в сторону вращения. Диаметральный зазор S = D – d при этом делится на две неравные части: h – масляный зазор (толщина масляного слоя) в месте наибольшего сближения поверхности цапфы вала и вкладыша и вторую часть (S – h) на противоположной стороне.

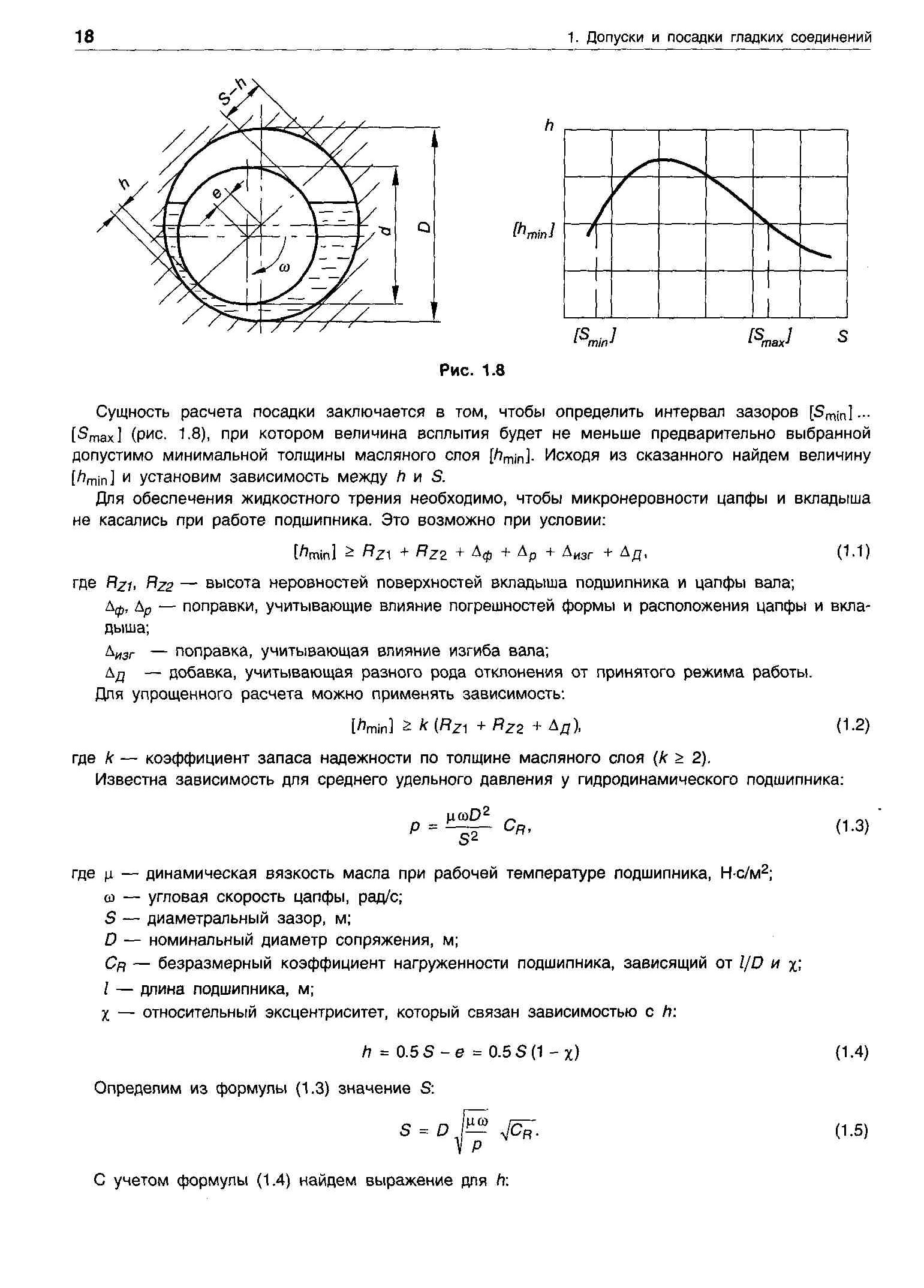


Рисунок 3.1 –Положение цапфы вала в работающем подшипнике скольжения

Для подшипников конечной длины расчет ведется приближенно в случае вращения вала в подшипниках при постоянной скорости и постоянном по величине и направлению давлении вала на опоры.

Исходными данными для расчета являются:

d – номинальный диаметр подшипника, мм

ℓ – длина опорной поверхности подшипника, м

n – число оборотов цапфы вала в минуту, об/мин

R – радиальная нагрузка на цапфу вала, Н

μ – динамический коэффициент вязкости смазочного масла при рабочей температуре 50°С, мПа·с

Расчет посадок с зазором проводится в следующем порядке:

**1.** Определение среднего удельного давления q в подшипнике:

q = R/(d · ℓ), Н/м2 .

**2.** Определение угловой скорости ω цапфы вала:

ω =(π· n)/30, рад/с .

**3.** Определение произведения значений h и S:

где h – толщина масляного слоя в месте наибольшего сближения поверхностей вала и вкладыша подшипника в рабочем состоянии;

S – зазор в соединении, мкм.

**4.** Наивыгоднейший тепловой режим работы подшипника, при котором коэффициент трения будет наименьшим, наступает при установившемся движении, когда h = 0,25S. Формула для определения значения произведения значений h и S примет вид:

После преобразования Sнаив = 2

**5.**Определяется величина расчетного зазора с учетом наличия шероховатости поверхности:

Sрасч = Sнаив – 2(Rzd + RzD),

где Rzd , RzD – параметр шероховатости поверхности вала и отверстия, мкм.

**6.** Выбирается посадка из ЕСДП с соблюдением следующего условия:

Sm  = Sрасч .

Средний зазор определяется по формуле:

Sm  = (Smax + Smin)/2,

где Smax , Smin  – наибольший и наименьший зазоры в посадке, выбранной из системы допусков и посадок.

Расхождение зазоров допускается в пределах ±10%.

**7.** Выбранную посадку из числа рекомендуемых ЕСДП следует проверить на наличие жидкостного трения в подшипнике по наименьшей толщине масляного слоя:

Для обеспечения жидкостного трения в подшипнике должно быть выполнено условие: .

П р и м е р. Рассчитать и выбрать из ЕСДП подвижную посадку в системе отверстия для подшипника скольжения при следующих данных:

d = 100 мм;

ℓ = 150 мм;

n = 300 об/мин;

R = 1000 Н;

μ = 0,03 мПа·с.

Р е ш е н и е.

1. Определение среднего удельного давления в подшипнике:

q = R/(d · ℓ) =1000 : (0,1· 0,15) = 6,6·105 Н/м2 .

2. Определение угловой скорости цапфы вала:

ω =(π· n)/30 = (3,14·300) : 30 = 31,4рад/с .

3. Определение произведения значения h и S:

4. Определение наивыгоднейшего зазора:

Sнаив = 2

5. Определение величины расчетного зазора с учетом наличия шероховатости поверхности (Rzd = 1,6 мкм, RzD  = 3,2 мкм):

Sрасч = Sнаив - 2(Rzd + RzD) = 133,4 -2(1,6 + 3,2) = 123,8 мкм

6. Выбор посадки из ЕСДП. Ближе всех к расчетному зазору Sрасч = 123,8 мкм подходит посадка Ø100 Н9/f9 (рис.4), в которой Smin = 36 мкм, Smax = 210 мкм, Sm  = 123 мкм.

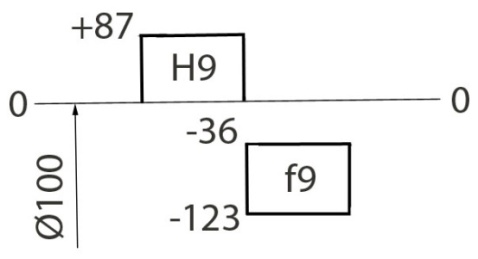


Рисунок 3.2 – Схема расположения полей допусков посадки Ø100 Н9/f9

7. Проверка выбранной посадки на наличие жидкостного трения по наименьшей толщине масляного слоя:

Условие жидкостного трения в подшипнике выполнено:

, т.е. 25,54,8.

**7. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ**

**Задание №1**

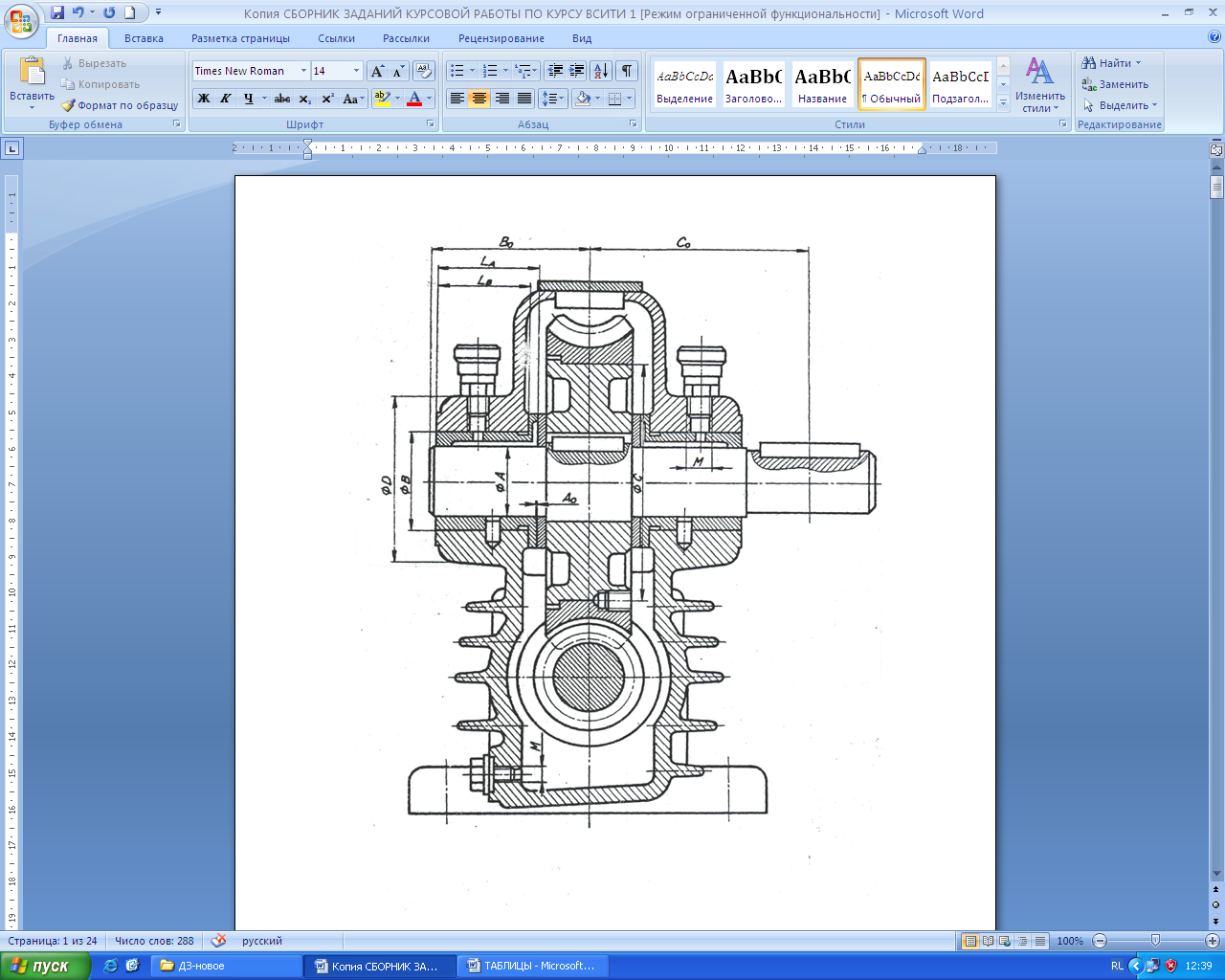
**2**

Рисунок 7-1

*Таблица 7-1*

**Задание № 1**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант  (Рис.7.1) | **Посадка с натягом** | | | | | | | | | | | | **Переходная посадка** | |
| В  мм | А  мм | D  мм | LВ  мм | Rzd  мкм | RzD  мкм | Р  кН | М  Н·м | σTd  МПа | σTD  МПа | Еd  МПа | ED  МПа | C  мм | Ео  мкм |
| **1-1** | 67 | 45 | 110 | 56 | 3,2 | 6,3 | – | 450 | 196 | 314 | 0,833·105 | 0,981·105 | 160 | 32 |
| **1-2** | 80 | 60 | 125 | 56 | 2,5 | 4,0 | – | 480 | 218 | 190 | 0,833·105 | 0,981·105 | 210 | 42 |
| **1-3** | 40 | 12 | 67 | 34 | 8,0 | 8,0 | – | 35 | 220 | 260 | 0,981·105 | 2,06·105 | 110 | 22 |
| **1-4** | 75 | 56 | 110 | 32 | 1,6 | 2,5 | 3,6 | – | 260 | 250 | 0,833·105 | 0,981·105 | 190 | 38 |
| **1-5** | 120 | 90 | 220 | 95 | 3,2 | 6,3 | 17 | – | 206 | 176 | 0,833·105 | 0,981·105 | 305 | 61 |
| **1-6** | 50 | 40 | 85 | 56 | 2,5 | 3,2 | – | 120 | 210 | 260 | 0,981·105 | 2,06·105 | 136 | 27 |
| **1-7** | 85 | 71 | 125 | 90 | 2,5 | 5,0 | 30 | – | 360 | 215 | 0,981·105 | 2,06·105 | 240 | 48 |

*Окончание табл. 7-1*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант  (Рис.7.1) | **Посадка с зазором** | | | | | | | **Калибры** | | **Посадка ПК** | | **Размерная цепь** | | |
| А  мм | LA  мм | R  кН | n  об/м | Rzd  мкм | RzD  мкм | μ  мПа·с | Ø  мм | М | Тип ПК | Р  кН | Ао  мм | Во  мм | Со  мм |
| **1-1** | 45 | 63 | 1,9 | 400 | 1,6 | 2,0 | 17 | 45 | М10×1,25-6Н/8g | 0-205 | 7,5 |  | 105±0,7 | 140±1,5 |
| **1-2** | 60 | 60 | 2,6 | 1200 | 3,2 | 4,0 | 20 | 60 | М16×1,5-6Н/6g | 0-205 | 3,5 |  |  | 133±0,5 |
| **1-3** | 32 | 38 | 1,5 | 480 | 0,40 | 0,63 | 19 | 32 | М10×1-7Н/6g | 6-205 | 8,8 | 0,4±0,3 |  |  |
| **1-4** | 56 | 36 | 1,8 | 750 | 1,25 | 4,0 | 25 | 56 | М12×1,25-6G/6h | 0-205 | 5,4 |  | 60±0,37 |  |
| **1-5** | 90 | 105 | 5,0 | 2090 | 2,5 | 3,2 | 23 | 90 | М16×1,5-7G/6h | 6-205 | 11,0 |  |  | 233±0,36 |
| **1-6** | 40 | 63 | 2,1 | 1600 | 3,2 | 4,0 | 18 | 40 | М10×1-6Н/6f | 0-205 | 6,8 | 0,6±0,2 |  |  |
| **1-7** | 71 | 95 | 1,8 | 280 | 4,0 | 6,3 | 22 | 71 | М16×1,5-7Н/6f | 0-205 | 2,7 |  | 158±0,5 |  |