

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра технологии машиностроения,
металлообрабатывающих станков и комплексов

А.В. Этманов

СТАНДАРТИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ НОРМ ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ (РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК)

Методические указания к выполнению
расчетно-графической работы

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»
в качестве методических указаний для студентов, обучающихся по программам
высшего профессионального образования
специальностей 151001.65 технология машиностроения,
151002.65 Металлообрабатывающие станки и комплексы, по направлению
подготовки 1151900.62 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств.

Оренбург

2012

УДК 621.713 (076)

ББК 34.41 я7

Э 30

Рецензент - кандидат технических наук, доцент А.В. Пыхтин

Этманов, А.В.

Э 30

Стандартизация основных норм взаимозаменяемости: методические указания для выполнения расчетно-графической работы / А.В. Этманов; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2012. – 54 с

Методические указания рекомендуется использовать при выполнении расчетно-графической работы по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация» для студентов специальностей 151001.65 – Технология машиностроения, 151002.65 – Металлообрабатывающие станки и комплексы, направления 151900.62 - Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств профилей подготовки «Технология машиностроения» и «Металлообрабатывающие станки и комплексы», а также других специальностей изучающих данную дисциплину.

УДК 621.713 (076)

ББК 34.41 я7

© Этманов А.В., 2012

© ФГБОУ ОГУ, 2012

Содержание

Введение.....	4
1 Содержание работы.....	5
2 Расчет и выбор посадок с натягом.....	6
2.1 Назначение посадок с натягом.....	6
2.2 Расчет посадки с гарантированным натягом.....	9
2.3 Применение посадок с натягом.....	17
2.4 Пример выполнения расчета.....	18
3 Расчет и выбор посадок с зазором.....	21
3.1 Назначение посадок с зазором	21
3.2 Расчет посадки с зазором.....	22
3.3 Применение посадок с зазором.....	33
3.4 Пример выполнения расчета.....	34
4. Расчет и выбор переходных посадок.....	37
4.1 Назначение переходных посадок.....	37
4.2 Расчет переходной посадки на вероятность получения натягов и зазоров	39
4.3 Применение переходных посадок.....	43
4.4 Пример выполнения расчета.....	43
Список использованных источников.....	45
Приложение А Пример оформления титульного листа расчетно - графиче- ской работы.....	47
Приложение Б Таблицы справочных данных.....	48

Введение

Дальнейшее ускорение научно-технического прогресса и всесторонняя интенсификация производства связаны с повышением эффективности использования, качества изделий машиностроения, базирующихся на обеспечении взаимозаменяемости. Обеспечение взаимозаменяемости становится неотъемлемой частью автоматизированного совместного проектирования конструкции и технологии с использованием электронной связи на компьютерной технике.

Для обеспечения взаимозаменяемости деталей, узлов, механизмов необходимо сначала установить (нормировать), а затем и обеспечить параметры, определяющие нормальное функционирование этих деталей в узле, узла – в механизме, механизма – в технической системе.

Данные методические указания предназначены для оказания помощи студентам при выполнении расчетно-графического задания по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация». В данных методических указаниях приводится последовательность и методика выполнения каждого этапа работы.

Целью выполнения расчетно-графического задания является закрепление практических навыков самостоятельного решения инженерных задач, развитие творческих способностей и умение пользоваться технической, нормативной и справочной литературой, а также выработке навыков нормирования основных точностных параметров типовых поверхностей деталей машин и механизмов.

1 Содержание работы

Расчетно-графическая работа (РГР) обобщает и систематизирует теоретические знания, полученные при изучении курса, учит студентов применять эти знания для решения конкретных задач, возникающих перед специалистом в условиях производства.

РГР должна состоять из расчетно-пояснительной записки (ПЗ) в объеме – 40 – 45 страниц и графической части в объеме 8 листов формата А3.

ПЗ содержит следующие структурные элементы:

- титульный лист (приложение А);
- задание на РГР;
- аннотацию;
- содержание;
- введение;
- расчет и выбор посадки с натягом;
- расчет и выбор посадки с зазором;
- расчет и выбор переходной посадки;
- нормирование шпоночных и шлицевых соединений;
- расчет и выбор соединений с подшипниками качения;
- расчет и выбор резьбового соединения;
- расчет и выбор гладких калибров;
- заключение;
- список использованных источников.

Перечень графического материала:

- 1) соединение по посадке с натягом;
- 2) соединение по посадке с зазором;
- 3) соединение по переходной посадке;
- 4) соединение шпоночное;
- 5) соединение шлицевое;

- 6) соединение с подшипниками качения;
- 7) резьбовое соединение;
- 8) гладкие калибры.

Изложение материала в ПЗ должно быть кратким, четким и носить конкретный характер. Все принимаемые решения должны быть обоснованными. Оформление ПЗ должно соответствовать требованиям СТО 02069024.101 – 2010.

2 Расчет и выбор посадок с натягом

2.1 Назначение посадок с натягом

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных (или разбираемых лишь в отдельных случаях при ремонте) соединений деталей, как правило, без дополнительного крепления винтами, штифтами, шпонками и т. п. Относительная неподвижность деталей при этих посадках достигается за счет напряжений, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие действия деформаций их контактных поверхностей. При прочих равных условиях напряжения пропорциональны натягу. В большинстве случаев посадки с натягом вызывают упругие деформации контактных поверхностей, но в ряде посадок с натягом, особенно при относительно больших натягах или в соединениях деталей, изготовленных из легких сплавов и пластмасс, возникают упруго-пластические деформации (пластические деформации в одной или обеих деталях распространяются не на всю толщину материала) или пластические деформации, распространяющиеся на всю толщину материала. Применение таких посадок во многих случаях возможно и целесообразно.

В отличие от других способов обеспечения неподвижности деталей в соединении при передаче нагрузок, посадки с натягом позволяют упростить конструк-

цию и сборку деталей и обеспечивают высокую степень их центрирования. В сравнительно редких случаях, при передаче очень больших крутящих моментов или при наличии весьма больших сдвигающих сил, в соединениях с натягом дополнительно применяются крепежные детали.

При одном и том же натяге прочность соединения зависит от материала и размеров деталей, шероховатости сопрягаемых поверхностей, способа соединения деталей, формы и размеров центрирующих фасок, смазки и скорости запрессовки, условий нагрева или охлаждения и т. д. Ввиду такого многообразия исходных факторов выбор посадки следует производить не только по аналогии с известными соединениями, но и на основе предварительных расчетов натягов и возникающих напряжений, особенно при применении посадок с относительно большими натягами. Для изделий серийного и массового производства рекомендуется провести предварительную опытную проверку выбранных посадок с натягом.

Различают следующие основные способы сборки деталей при посадках с натягом:

- 1) сборка под прессом за счет его осевого усилия при нормальной температуре, так называемая продольная запрессовка;
- 2) сборка с предварительным разогревом охватывающей детали (отверстия) или охлаждением охватываемой детали (вала) до определенной температуры (способ термических деформаций, или поперечная запрессовка).

В каждом конкретном случае выбор способа сборки определяется конструктивными соображениями (форма и размеры сопрягаемых деталей, значения натягов, наличие соответствующего оборудования для сборки и т. д.).

Сборка под прессом — наиболее известный и несложный процесс, применяемый преимущественно при относительно небольших натягах (до $0,001 d_{н-с}$). Однако к его недостаткам следует отнести: неравномерность деформации тонкостенных деталей, возможность повреждения сопрягаемых деталей, потребность в мощных прессах, более высокие требования к шероховатости сопрягаемых поверхностей.

Сборка способом термических деформаций применяется как при относительно больших, так и при небольших натягах и дает более высокое качество соединения за счет меньших повреждений сопрягаемых деталей и уменьшения влияния шероховатости поверхности.

В случае сборки с нагревом охватывающей детали температура t_D , °С, до которой она должна быть нагрета, определяется по формуле

$$t_D \approx \frac{N_{max} + S_{сб}}{\alpha \cdot D} + t_{сб} \quad (2.1)$$

При сборке с охлаждением охватываемой детали температура t_d , °С, до которой она должна быть охлаждена, определяется по формуле

$$t_d \approx t_{сб} - \frac{N_{max} + S_{сб}}{\alpha \cdot d} \quad (2.2)$$

где $t_{сб}$ — температура помещения сборки, °С;

N_{max} — максимальный натяг в соединении, мм.

$S_{ср}$ — минимально необходимый зазор (мм) при сборке, зависящий от массы, размеров деталей и применяемых приспособлений (часто $S_{сб}$ принимают равным S_{min} в посадках Н/г), мм;

α — коэффициент линейного расширения (сжатия) при нагреве (охлаждении);

D, d — диаметры охватывающей и охватываемой детали соответственно, мм.

В отдельных случаях при индивидуальной сборке, особенно в крупном машиностроении, в формулы (2.1) и (2.2) вместо N_{max} можно подставлять действительный натяг N_0 , мм. Дополнительно следует учитывать некоторые потери теплоты (холода) за время переноса детали из нагревающего (охлаждающего) устройства на сборочную позицию.

Средства, применяемые для нагрева охватывающих деталей: кипящая вода ($t_D < 100$ °С), масляная ванна ($t_D = 110 - 130$ °С), газовые горелки, нагревательные шкафы или печи, установки т. в. ч. для нагревания методом индукции.

Рекомендуется, чтобы температура нагрева не превышала 400 °С. К недостаткам сборки методом нагрева относятся: возможность изменения структуры материала (при перегревах), появление окалины, из-за которой соединение становится трудноразъемным, и коробление.

При охлаждении охватываемой детали таких недостатков не наблюдается. Однако способ охлаждения уступает способу нагрева, так как при нем возможна реализация посадок с относительно меньшими натягами, поскольку деталь можно охладить до меньших температурных перепадов. Средства охлаждения: сухой лед (твердая двуокись углерода, температура испарения — 79 °С), твердая двуокись углерода и спирт (температура испарения около —100 °С), жидкий азот или кислород (температура испарения — 196 °С).

Преимущественное применение способов охлаждения имеет при осуществлении посадок с натягом для относительно небольших тонкостенных деталей (типа втулок), соединяемых с массивными корпусами.

Возможны также соединения, осуществляемые путем нагревания охватываемой детали и охлаждения охватываемой детали (комбинированный способ). Этот способ применяют в тех случаях, когда температурные перепады от одного нагревания или охлаждения оказываются недостаточными

2.2 Расчет посадок с натягом

Расчет посадок с натягом (посадок с упругой связью) выполняется с целью обеспечить прочность соединения, т. е. отсутствие смещений сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, и прочность сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия, определяется минимальный допустимый натяг $[N_{min}]$, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок. Исходя из второго условия, определяется максимальный допустимый натяг $[N_{max}]$, при котором, как правило, отсутствуют пластические деформации. В некоторых случаях прессовые соединения могут надежно работать и при наличии пластических деформаций в наиболее напряженной зоне.

При расчетах используются выводы задачи Ляме (определение напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах).

Расчет посадок с натягом можно вести в следующем порядке:

1) по известным значениям внешних нагрузок (R_{oc} , M_k) и размерам соединения ($d_{н.с}$ и l) определяется требуемое минимальное давление (Па) на контактных поверхностях соединения (рисунок 2.1).

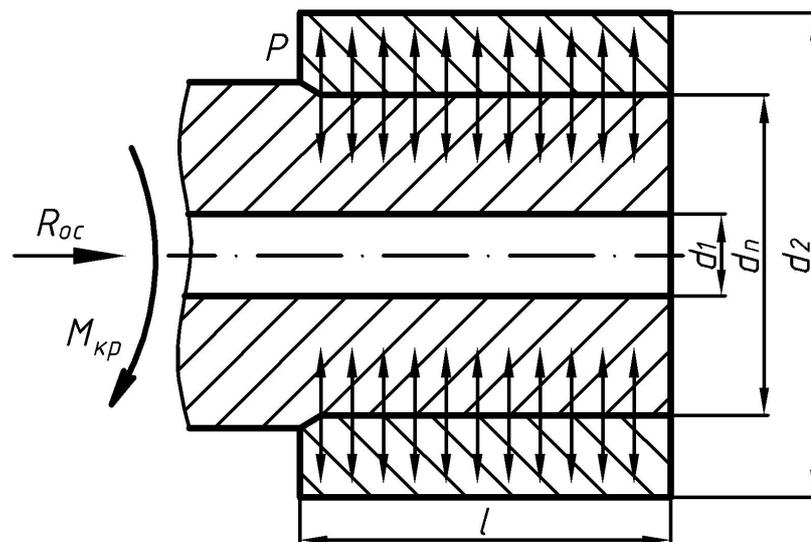


Рисунок 2.1 – Схема реализации посадки с натягом

При действии M_k

$$\sigma_{\text{н.с}} = \frac{c M_k}{\pi d_{н.с}^2 l f} \quad (2.3)$$

при действии R_{oc}

$$\sigma_{\text{н.с}} = \frac{R_{oc}}{\pi d_{н.с} l f} \quad (2.4)$$

при одновременном действии R_{oc} и M_k

$$\sigma_{\text{н.с}} = \frac{\sqrt{R_{oc}^2 + \left(\frac{c M_k}{d_{н.с}}\right)^2}}{\pi d_{н.с} l f}$$

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

$d_{н.с}$ – номинальный диаметр соединения, м;

l – длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

f – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания.

Коэффициент трения f колеблется в широких пределах, что объясняется многообразием факторов, влияющих на прочность соединения.

Значения f приведены в таблицах 2.1 и 2.2;

2) по полученным значениям p определяется необходимая величина наименьшего расчетного натяга N'_{min} , м

$$N'_{min} = \frac{M_k}{f \cdot d_{н.с} \cdot l} \cdot \left(\frac{E_1}{E_1 + E_2} + \frac{E_2}{E_1 + E_2} \right) \quad (2.6)$$

где p_{min} – минимально допустимое удельное давление, Па;

E_1 и E_2 – модули упругости материалов соответственно охватываемой (вала) и охватывающей (отверстия) деталей в Н/м²;

c_1 и c_2 – коэффициенты Ляме.

Коэффициенты Ляме определяются по формулам

$$c = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad \text{м}^{-1}$$

Таблица 2.1 –Значения коэффициентов трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания /7,8/

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения
Сталь – сталь	0,06 – 0,13
Сталь – чугун	0,07 – 0,12
Сталь – магниево-алюминиевые сплавы	0,03 – 0,05
Сталь – латунь	0,05 – 0,1
Сталь - пластмассы	0,15 – 0,25
Примечание – При образовании соединений с использованием температурных деформаций (нагрев охватывающей, охлаждение охватываемой детали) значения f в 1,5 – 1,6 раза выше приведенных. При стальных и чугунных деталях часто принимают, $f = 0,14$	

Таблица 2.2 - Значения коэффициентов трения при применении гальванических покрытий /9/

Вид покрытия	Удельное давление $p \cdot 10^{-7}$ Н/м ²	Коэффициент трения	
		при осевом давлении	при скручивании
Хромирование	3,5	0,55 – 1,11	0,67
Никелирование	3,074 – 5,6	0,37 – 0,85	0,6 – 0,68
Меднение	3	0,55 – 0,61	0,48
Цинкование	3	0,51 – 0,6	0,45
Олово	3	0,48 – 0,63	0,42

Значения E и μ приведены в таблице 2.3. Значения c_1 и c_2 в зависимости от отношения диаметров даны в таблице 2.4.

Таблица 2.3 – Значения E и μ для некоторых материалов /10, 11/

Материал	E , Н/м ²	μ
Сталь и стальное литье	$(1,96 - 2) \cdot 10^{11}$	0,3
Чугунное литье	$(0,74 - 1,05) \cdot 10^{11}$	0,25
Бронза оловянистая	$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
Латунь	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,38
Пластмассы	$(0,005 - 0,35) \cdot 10^{11}$	0,38

Таблица 2.4 - Значения величин c_1 и c_2 /6/

d_1/d_n или d_H/d_2	$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$		$\mu_1 = \mu_2 = 0,25$	
	c_1	c_2	c_1	c_2
1	2	3	4	5
0,00	0,70	~1,3	0,75	~1,25
0,1	0,72	1,32	0,77	1,27
0,2	0,78	1,38	0,83	1,33
0,3	0,89	1,49	0,95	1,45
0,4	1,08	1,68	1,13	1,63
0,5	1,37	1,97	1,42	1,92
0,6	1,83	2,43	1,88	2,37
0,7	2,62	3,22	2,67	3,17
0,8	4,25	4,85	4,30	4,80
0,9	9,23	9,83	9,28	9,78

3) величина предельно допустимого минимального натяга $[N_{min}]$, м, определяется по формуле

$$[N_{min}] = N'_{min} + \gamma_R + \gamma_t + \gamma_u + \gamma_n, \quad (2.9)$$

где N'_{min} – минимальный расчетный натяг, мкм;

γ_R – поправка, учитывающая смятие неровностей контактных поверхностей деталей при образовании соединения, мкм;

γ_t – поправка, учитывающая различие температуры среды при сборке и рабочей температуры деталей, различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей (α_D и α_d),

$\gamma_t = -\Delta_t^N$ положительная поправка γ_t учитывается, если при рабочей температуре натяг ослабляется;

γ_u – поправка, учитывающая ослабление натяга под действием центробежных сил; для сплошного вала и одинаковых материалов соединяемых деталей, $\gamma_u = 2$ мкм;

γ_n – поправка, компенсирующая уменьшение натяга при повторных запрессовках (определяется опытным путем).

Поправка γ_R , мкм, определяется по формуле

$$\gamma_R = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \Delta R$$

$$N'_{\max} = [p_{\max}] \cdot d_{н.с.} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right); \quad (2.14)$$

б) величина максимального допустимого натяга с учетом поправок к $[N'_{\max}]$ определяется по формуле

$$[N_{\max}] = N_{\max} \cdot \gamma_{уд} + \gamma_R - \gamma_t, \quad (2.15)$$

где $\gamma_{уд}$ – коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления у торцов охватываемой детали. Принимается по графику (рисунок 2.2) в зависимости от отношений $l/d_{н.с.}$ и $d_1/d_{н.с.}$.

Поправку γ_t следует учитывать, если при рабочей температуре натяг увеличивается;

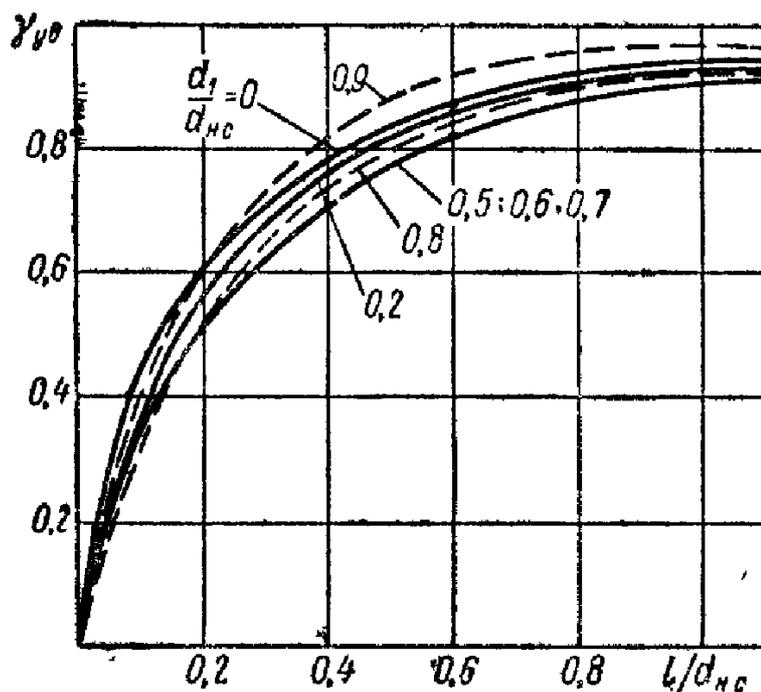


Рисунок 2.2 – Экспериментальные значения коэффициента $\gamma_{уд}$

7) выбор посадки

Задавшись системой отверстия и соответствующими квалитетами (6...8) по ГОСТ 25347 – 82 выбирается стандартная посадка удовлетворяющая следующим условиям:

- минимальный натяг N_{\min} в подобранной посадке с учетом возможных колебаний действующей нагрузки и других факторов должен быть

$$N_{\min} \geq [N_{\min}] ; \quad (2.16)$$

- максимальный натяг N_{\max} в подобранной посадке должен быть не больше $[N_{\max}]$

$$N_{\max} \leq [N_{\max}] ; \quad (2.17)$$

8) рассчитывается необходимое (максимальное) усилие (Н) при запрессовке собираемых деталей:

$$R_n = f_n \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot d_{н.с.} \cdot l , \quad (2.18)$$

где f_n – коэффициент трения при запрессовке, $f = (1,15 \div 1,2) \cdot f$.

p_{\max} – удельное давление при максимальном натяге в посадке, Па

Удельное давление p_{\max} при максимальном натяге N_{\max} в посадке определяется по формуле

$$p_{\max} = \frac{N_{\max} - \gamma_R}{d_{н.с.} \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)} \quad (2.19)$$

Применяя термические методы сборки, необходимую температуру нагрева охватывающей детали или охлаждения охватываемой детали, определяют по формулам (2.1) и (2.2);

9) изменение размеров d_1 и d_2 после запрессовки (λ_1 и λ_2 , м) рассчитывается (при необходимости) по формулам:

Таблица 2.5 – Рекомендуемые размеры входных фасок для деталей, собираемых под прессом /11/

В миллиметрах

Группы посадок	d'	a	A
Все посадки переходные и с натягом с отверстиями до 7-го качества включительно и валами до 6-го качества включительно	До 30	0,5	1,0
	Св. 30 до 100	1,0	1,6
	>> 100 >> 250	2,0	2,5
	>> 250 >> 500	3,0	4,0
Все посадки переходные и с натягом 7-го и 8-го качества, кроме посадок типа H/x (X/h) и H/z (Z/h)	До 30	1,0	1,6
	Св. 30 до 100	2,0	2,5
	>> 100 >> 250	3,0	4,0
	>> 250 >> 500	4,0	5,0
Посадки с натягом типа H/x , X/h	До 30	1,6	2,0
	Св. 30 до 100	2,0	2,5
	>> 100 >> 250	4,0	5,0
	>> 250 >> 500	6,0	8,0
Посадки с натягом типа H/z , Z/h	До 30	2,0	2,5
	Св. 30 до 100	3,0	4,0
	>> 100 >> 250	5,0	6,0
	>> 250 >> 500	8,0	10,0

2.3 Применение посадок с натягом

Посадки H/p , P/h характеризуются минимальным гарантированным натягом. Установлены в наиболее точных качествах (валы 4 – 6-го, отверстия 5 – 7-го). Применяются в таких случаях, когда крутящие моменты или осевые силы малы или случайное относительное смещение соединяемых деталей не существенно для их служебной роли; для соединения тонкостенных деталей не допускающих больших деформаций; для центрирования тяжело нагруженных или быстро вращающихся крупногабаритных деталей (с дополнительным креплением). Валы с полями допусков $p5$, $p6$ и отверстия с полями допусков $P6$, $P7$, применяются также для посадочных мест под подшипники качения. Посадки $H7/p6$ и $P7/h6$ являются предпочтительными для данного типа посадок.

Посадки H/p ; H/s ; H/t и аналогичные посадки в системе вала характеризуются умеренными гарантированными натягами в пределах $(0,002 \dots 0,006) d_{н.с.}$, обеспечивающими передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления. Предпочтительными в этой группе являются посадки $H7/r6$ и $R7/h6$.

Примеры: втулки подшипников скольжения в гнездах при тяжелых и ударных нагрузках, в зубчатых колесах на валах коробок скоростей токарных станков; постоянные кондукторные втулки и др.

Посадки H/u , H/x и H/z и аналогичные посадки характеризуются большими гарантированными натягами $(0,001 \dots 0,002) d_{н.с.}$ предназначены для соединений, на которые воздействуют тяжелые, в том числе и динамические нагрузки применяются, как правило, без дополнительного крепления соединяемых деталей. Примеры применения посадок с натягом в машиностроении и приборостроении приведены в соответствующих справочниках и каталогах.

2.4 Пример выполнения расчета

Выбрать стандартную посадку и определить усилие запрессовки без применения термических способов сборки.

Исходные данные: $d_n = 60$ мм, $l = 70$ мм, $d_1 = 10$ мм, $d_2 = 100$ мм, $M_{кр} = 650$ Н·м, материал деталей – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_{t1} = \sigma_{t2} = 35 \cdot 10^7$ Н/м², высота неровностей поверхностей вала $R_{Z1} = 6,3$ мкм, $R_{Z2} = 10$ мкм, рабочая температура соединения - 20 °С.

Расчет ведем в следующей последовательности:

1) минимальное удельное давление на поверхности контакта вала и втулки $[p_{min}]$, Па, возникающее под влиянием натяга, определяется по формуле (2.3)

$$[p_{min}] = \frac{2 \cdot 650}{3,14 \cdot (60 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 0,08} = 2,05 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

2) наименьший расчетный натяг N_{min} , м, определяется по формуле (2.6)

Коэффициенты Ляме вычисляемые по формулам (2.7), (2.8)

$$c_1 = \frac{(60^2 + 10^2) \cdot 10^{-6}}{(60^2 - 10^2) \cdot 10^{-6}} - 0,3 = 0,76,$$

$$c_2 = \frac{(100^2 + 60^2) \cdot 10^{-6}}{(100^2 - 60^2) \cdot 10^{-6}} + 0,3 = 2,43.$$

Тогда

$$N_{\min} = 2,05 \cdot 10^6 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,76}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,43}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

3) величина предельно допустимого минимального натяга $[N_{\min}]$ определяется по формуле (2.9), предварительно определив поправки $\gamma_t = 0$ так как температура $t_D = t_d = t_{сб} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\gamma_{\pi} = 0$, так как детали не вращаются, γ_{π} определяется опытным путем и принимаем $\gamma_{\pi} = 10 \text{ мкм}$, γ_R определяется по формуле (2.10)

$$\gamma_R = 1,2 \cdot (6,3 + 10) = 19,6 \text{ мкм},$$

тогда

$$[N_{\min}] = 20 + 19,6 + 10 = 49,6 \approx 50 \text{ мкм};$$

4) необходимо также обеспечить прочность соединяемых деталей, для этого рассчитаем наибольшее допустимое давление p , Па, на контактной поверхности, при котором отсутствуют пластические деформации определяется по формулам (2.12), (2.13)

$$p_1 = 0,58 \cdot 35 \cdot 10^7 \cdot \left(1 - \left(\frac{10 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 10^{-3}} \right)^2 \right) = 20 \cdot 10^7 \text{ Па},$$

$$p_2 = 0,58 \cdot 35 \cdot 10^7 \cdot \left(1 - \left(\frac{60 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} \right)^2 \right) = 13 \cdot 10^7 \text{ Па},$$

следовательно, для расчета принимается $[p_{\max}] = 13 \cdot 10^7 \text{ Па}$;

5) наибольший расчетный натяг N'_{\max} , м, определяется по формуле (2.14)

$$N'_{\max} = 13 \cdot 10^6 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,76}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,43}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 124 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

6) величина максимального предельно допустимого натяга, с учетом ранее найденных поправок, определяется по формуле (2.15). По графику (рисунок 2.2) в зависимости от отношений l/d_n и d_1/d_n принимаем $\gamma_{y0} = 0,93$,

тогда

$$[N_{\max}] = 124 \cdot 0,93 + 19,6 - 0 = 135 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

7) по полученным значениям расчетных натягов подбираем посадку по ГОСТ 25347 – 82, удовлетворяющую следующим условиям:

$$N_{\min}^{табл} \geq [N_{\min}],$$

$$N_{\max}^{табл} \leq [N_{\max}].$$

Данным условиям удовлетворяет посадка $\text{Ø} 60 \frac{H7}{u7} \begin{pmatrix} +0,030 \\ 0 \\ +0,117 \\ +0,087 \end{pmatrix}$;

8) запас прочности соединения и деталей для данной посадки равен

$$N_{\min} - [N_{\min}] = 57 - 50 = 7 \text{ мкм},$$

$$[N_{\max}] - N_{\max} = 135 - 117 = 18 \text{ мкм}.$$

Фактические запасы прочности выше, так как в соединении не будет натягов, больших чем вероятностный максимальный натяг N_{\max}^e и меньших, чем вероятностный минимальный натяг N_{\min}^e

$$N_{\min}^e = N_c - 0,5 \cdot \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = 87 - 0,5 \cdot \sqrt{30^2 + 30^2} \approx 65,8 \text{ мкм},$$

$$N_{\max}^e = N_c + 0,5 \cdot \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = 87 + 0,5 \cdot \sqrt{30^2 + 30^2} \approx 108,2 \text{ мкм};$$

9) усилие запрессовки R_n , Н, определяется по формуле (2.18), где $f_n = 1,2 \cdot f = 1,2 \cdot 0,08 = 0,096$; p_{max} определим по формуле (2.19)

$$p_{max} = \frac{(117 - 19,6) \cdot 10^{-6}}{60 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,76}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,43}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = 10,3 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2,$$

тогда

$$R_n = 0,096 \cdot 10,3 \cdot 10^7 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 131 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

3 Расчет и выбор посадок с зазором

3.1 Назначение посадок с зазором

Посадки с зазором предназначены для подвижных и неподвижных соединений деталей. В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения, размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, а также компенсации отклонений формы и расположения поверхностей, погрешности сборки и др. Для наиболее ответственных соединений, которые должны работать в условиях жидкостного трения, зазоры подсчитываются на основе гидродинамической теории трения. В случаях, когда допускается работа соединения в условиях полужидкостного, полусухого и сухого трения, выбор посадок чаще всего производится по аналогии с посадками известных и хорошо работающих соединений. При этом следует вносить поправки с учетом конкретных особенностей параметров и условий работы соединений.

В неподвижных соединениях посадки с зазором применяются для обеспечения беспрепятственной сборки деталей (в особенности сменных). Их относительная неподвижность обеспечивается дополнительным креплением шпонками, винтами, болтами, штифтами и т. п. Выбор посадки для неподвижного соединения производится таким образом, чтобы наименьший зазор обеспечивал компен-

сацию отклонений формы и расположения сопрягаемых поверхностей, если они не ограничиваются полями допусков размеров этих поверхностей. Кроме того, наименьший зазор должен включать, если это необходимо, запас на регулирование взаимного расположения деталей в сборе, их центрирование и т. п., а также запас на свободное вхождение одной детали в другую, что особенно важно в условиях автоматической сборки. Наибольший зазор в посадках неподвижных соединений определяется из допустимого эксцентриситета e или смещения осей (плоскостей симметрии) сопрягаемых деталей, который может быть ограничен либо требованиями к точности механизма, либо для уменьшения динамических воздействий (вибраций, ударов и т. п.). При этом должно соблюдаться условие:

$$S_{\max} \leq 2e - 1,2(R_{zD} + R_{zd}),$$

$$S_{\max} \leq 2e - 5(R_{aD} + R_{ad}),$$
(3.1)

где $R_{zD}, R_{aD}, R_{zd}, R_{ad}$ – параметры шероховатости поверхности соответственно отверстия и вала.

3.2 Расчет посадок с зазором для подшипников жидкостного трения

Для реальных подшипников задача решается приближенно с введением ряда допущений и использованием опытных данных.

Ниже рассматривается упрощенный метод расчета зазоров и выбора посадок для подшипников скольжения с гидродинамическим режимом работы.

По гидродинамической теории трения несущая способность подшипников при неразрывности слоя смазки определяется формулой

$$R = \frac{\mu\omega}{\psi^2} l \cdot d_{н.с.} \cdot C_R,$$
(3.2)

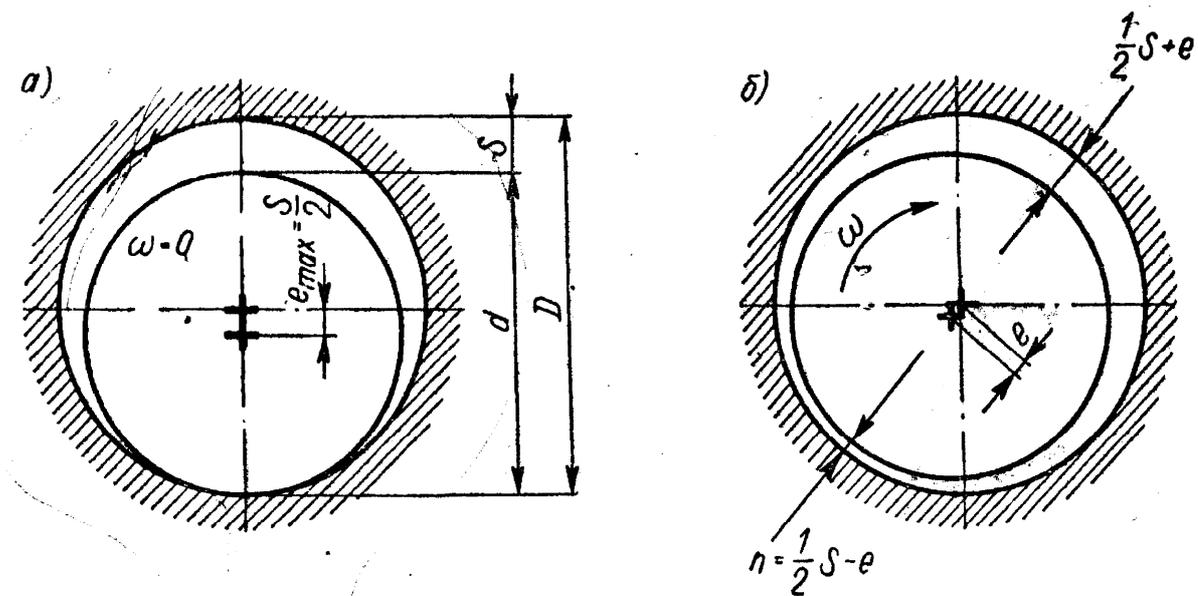


Рисунок 3.1 - Схема реализации посадки с зазором

где R — радиальная нагрузка на цапфу, Н;

μ — динамическая вязкость смазочного масла Н·с/м²;

ω — угловая скорость вала, рад/с;

l — частота вращения вала, мин⁻¹;

ψ — относительный зазор;

$d_{н.с.}$ — длина подшипника и номинальный диаметр соединения, м;

C_R — коэффициент нагруженности подшипника — безразмерная величина зависящая от положения вала в подшипнике.

В таблице Б.1 (приложение Б), приведены значения C_R в зависимости от отношения $l/d_{н.с.}$ и величины относительного эксцентриситета χ , $\chi = 2 \cdot e/S$, где e — абсолютный эксцентриситет вала в подшипнике при зазоре S (рисунок 3.1 б).

При установившемся режиме работы положение вала относительно центра отверстия вкладыша подшипника, характеризуемое абсолютным эксцентриситетом e и относительным эксцентриситетом χ , определяется величиной среднего удельного давления (Па)

$$p = \frac{R}{l \cdot d_{н.с.}}, \quad (3.3)$$

вязкостью масла μ , угловой скоростью вала ω и диаметральной зазором S .

Толщина масляного слоя h в месте наибольшего сближения поверхностей отверстия и вкладыша подшипника (рисунок 3.1 б)

$$h = \frac{S}{2} - e = \frac{S}{2} \left(1 - \frac{2e}{S}\right) = \frac{S}{2} (1 - x) \quad (3.4)$$

является при прочих равных условиях функцией расчетного (начального) зазора S . Для получения подобной зависимости используем приближенную формулу для определения C_R

$$C_R = \frac{m_1}{1 - x} - m_2, \quad (3.5)$$

где m_1 и m_2 — величины, постоянные для данного $l/d_{н.с.}$.

С учетом соотношений (3.2), (3.3), (3.5) формулу (3.4) запишем в виде

$$h = \frac{m_1 \cdot S}{2 \cdot \left(\frac{p \cdot S^2}{d^2 \cdot \mu \cdot \omega} + m_2 \right)} \quad (3.6)$$

Примерный график зависимости (3.6) толщины масляного слоя h от зазора S приведен (с учетом экспериментальных данных) на рисунке 3.2.

Из рисунка 3.2 следует:

при зазоре, называемом оптимальным,

$$S_{opt} \approx d_{н.с.} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p} \cdot m_2} \quad (m_2 \approx 1 \text{ при } l/d_{н.с.} \geq 0,7) \quad (3.7)$$

толщина масляного слоя достигает максимального при данных условиях значения h'

$$h' \approx \frac{S_{opt}}{4} \cdot \frac{m_1}{m_2} \quad ((m_1/m_2) \approx 1 \text{ при } l/d_{н.с.} \geq 0,8) \quad (3.8)$$

определенной толщине масляного слоя соответствуют два зазора. Например, толщина масляного слоя, равная $[h_{min}]$, устанавливается при зазоре $[S_{min}]$ и зазоре $[S_{max}]$; в подшипнике с первоначальным (сборочным) зазором S_i толщина масляного слоя h при эксплуатации вследствие увеличения зазора S_i из-за износа (интенсивного в периоды пуска, и остановок машины) будет вначале возрастать, а затем снижаться вплоть до разрыва масляной пленки и прекращения режима жидкостного трения (отказ машины).

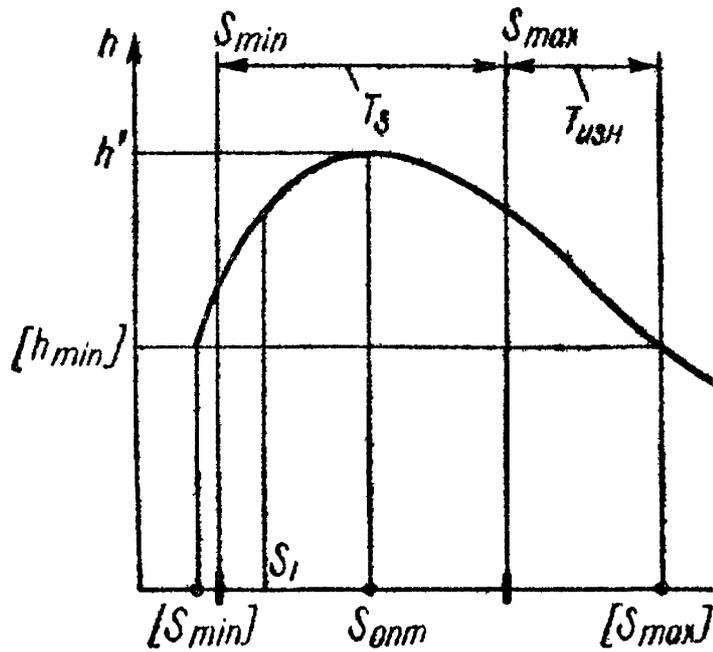


Рисунок 3.2 – Зависимость толщины масляного слоя от диаметрального зазора

Допускаемая минимальная толщина масляного слоя $[h_{min}]$, при которой еще обеспечивается жидкостное трение, принимается с учетом шероховатости поверхностей вала и вкладыша (рисунок 3.3), погрешности их изготовления и сборки, упругой деформации деталей, отклонений температуры, нагрузки и т.д.

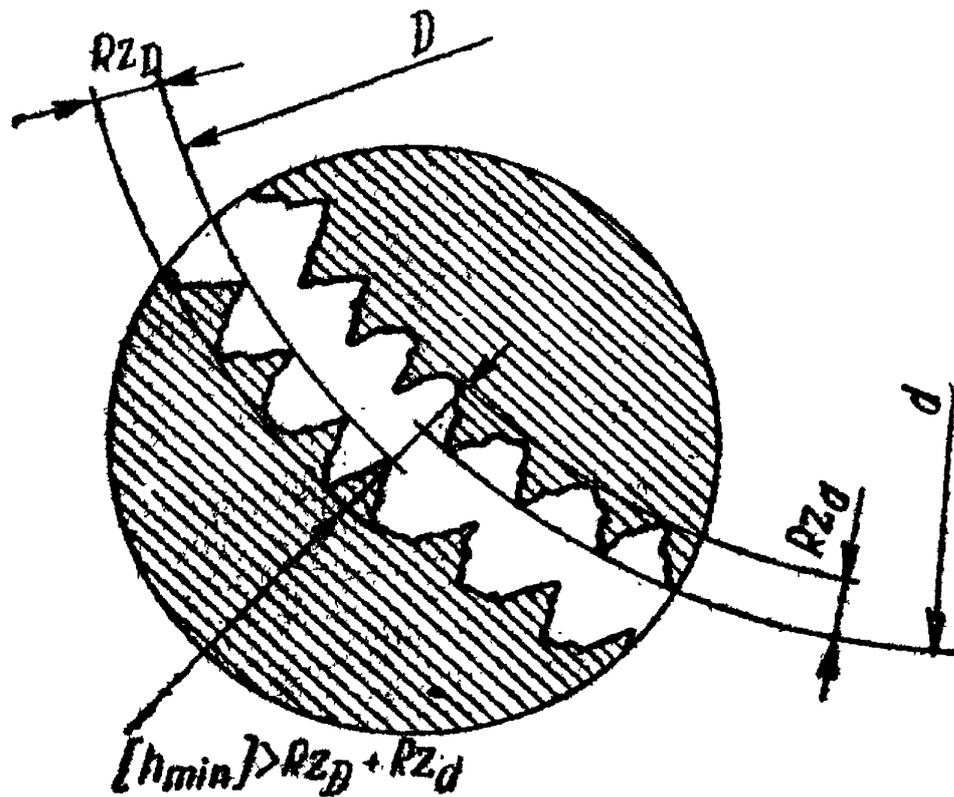


Рисунок 3.3 – Определение минимальной толщины масляного слоя

$$[h_{\min}] \geq R_{zD} + R_{zd} + \gamma_{\phi} + \gamma_p + \gamma_u + \gamma_{\text{др}}, \quad (3.9)$$

где R_{zd} , R_{zD} — средняя высота неровностей поверхностей вала и вкладыша, мкм;

γ_{ϕ} , γ_p , γ_u , $\gamma_{\text{др}}$ — добавки, учитывающие влияние соответственно погрешностей формы γ_{ϕ} и расположения γ_p поверхностей вала и вкладыша, упругого изгиба γ_u вала, отклонения скорости, нагрузки, температуры от расчетных значений $\gamma_{\text{др}}$.

При практических расчетах зависимость (3.9) заменяют упрощенной формулой

$$[h_{\min}] = k \cdot (R_{zD} + R_{zd} + \gamma_{\delta}) \approx k \cdot (4 \cdot R_{uD} + 4 \cdot R_{uD} + \gamma_{\delta}), \quad (3.10)$$

где $k \geq 2$ — коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя;

γ_{δ} — добавка на неразрывность масляного слоя, $\gamma_{\delta} = 2 \dots 3$, мкм.

Для обеспечения жидкостного трения необходимо соблюдение условия

$$h \geq [h_{\min}] . \quad (3.11)$$

Следовательно, условия подбора посадки (рисунок 3.2) должны быть следующими:

1) минимальный зазор в подобранной посадке

$$S_{\min} \geq [S_{\min}] , \quad (3.12)$$

где $[S_{\min}]$ — минимальный допускаемый зазор, при котором толщина масляного слоя равна допускаемой минимальной величине $[h_{\min}]$, мм.

При малых зазорах могут возникнуть самовозбуждающиеся колебания вала в подшипнике, если $\chi < 0,3$. Относительный эксцентриситет χ_{\min} , соответствующий зазору S_{\min} , должен быть не меньше 0,3,

$$\chi_{\min} \geq 0,3 ; \quad (3.13)$$

2) максимальный зазор в подобранной посадке с учетом износа и шероховатости поверхностей вала и вкладыша

$$S_{\max} \leq [S_{\max}] - 2 \cdot (R_{zD} + R_{zd}) \approx [S_{\max}] - 8 \cdot (R_{aD} + R_{ad}) , \quad (3.14)$$

где $[S_{\max}]$ — максимальный допускаемый зазор, при котором толщина масляного слоя равна допускаемой минимальной величине $[h_{\min}]$, мм.

Для определения $[S_{\min}]$ и $[S_{\max}]$ используем полученную из формулы (3.4) с учетом формулы (3.2) формулу

$$h = \frac{d_{н.с.}}{2} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p} [(1-x) \cdot \sqrt{C_R}]}, \quad (3.15)$$

где $[(1-x) \cdot \sqrt{C_R}] = A$ — величина, зависящая от относительного эксцентриситета χ и отношения $l/d_{н.с.}$.

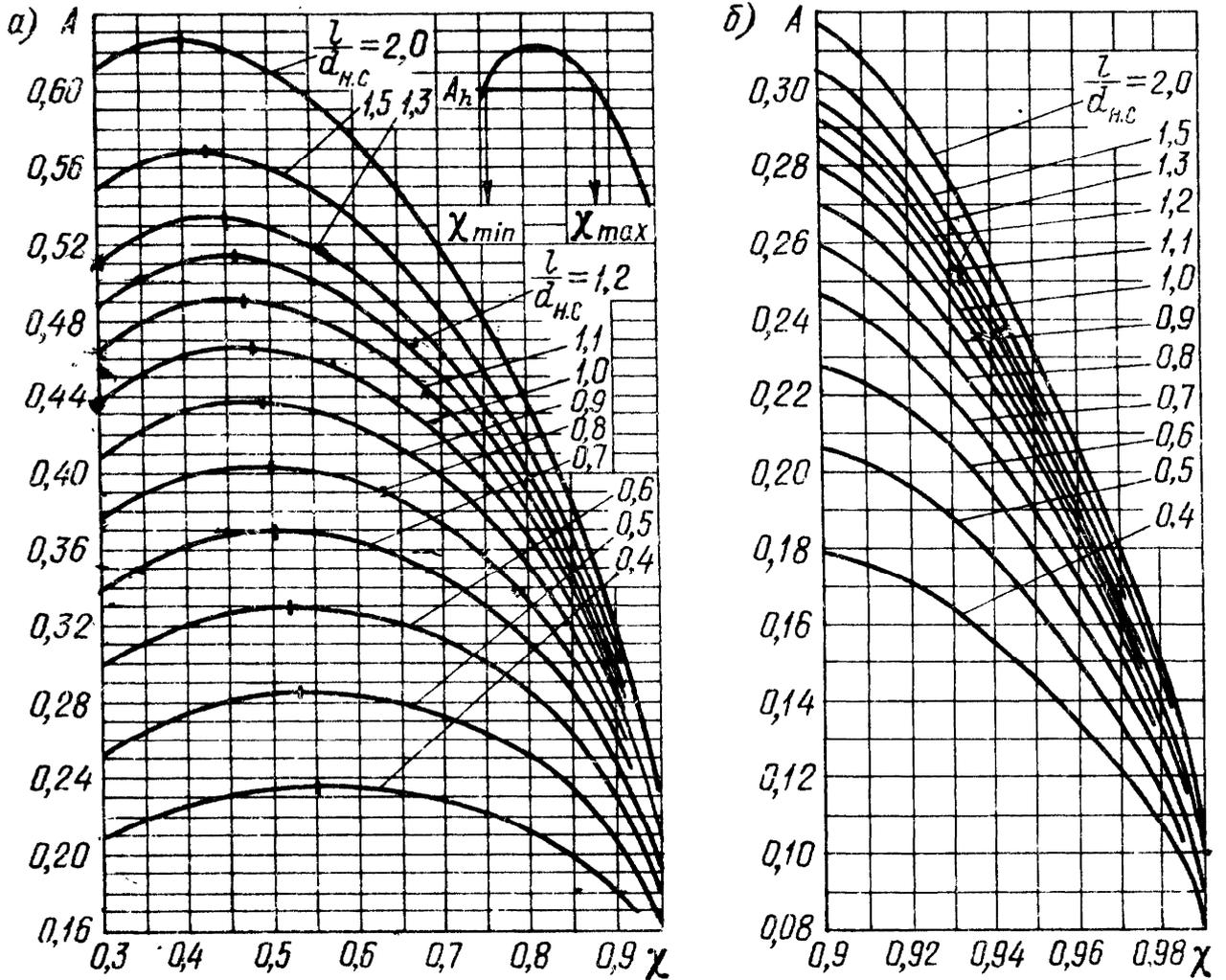


Рисунок 3.4 – Зависимость параметра A от относительного эксцентриситета χ .

Значения A приведены в таблице Б.2 (приложение Б), зависимости для половинного подшипника $A=f(\chi)$ показаны на рисунке 3.4.

Пользуясь рисунком 3.4 или данными таблицы Б.2 (приложение Б), можно определить $[S_{min}]$, $[S_{max}]$ и оптимальный зазор S_{onm} , при котором толщина масляного слоя достигает своего наибольшего значения h' (рисунок 3.2).

$$S_{onm} = d_{н.с.} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p} \cdot \frac{A_{onm}}{1 - x_{onm}}}, \quad (3.16)$$

где A_{onm} – максимальное значение A при данном $l/d_{н.с.}$;

x_{onm} – значение χ , при котором $A = A_{onm}$.

Если известно значение A при данной толщине масляного слоя h_{min}

$$A_h = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{d_{н.с.} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p}}},$$

то

$$S_{онм} = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - x_{онм}} \cdot \frac{A_{онм}}{A_h}, \quad (3.17)$$

$$h = d_{н.с.} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p}} \cdot \frac{A_{онм}}{2} = [h_{\min}] \cdot \frac{A_{онм}}{A_h}. \quad (3.18)$$

При известных d , l , R , ω , μ расчеты зазоров и выбор посадки можно вести в следующем порядке:

1) определяется среднее удельное давление p (Н/м²) в подшипнике по формуле (3.3);

2) устанавливается допускаемая минимальная толщина масляного слоя $[h_{\min}]$ по формуле (3.10);

3) задаются рабочей температурой подшипника t_n правильность назначения температуры подшипника проверяется тепловым расчетом. Рабочая температура подшипника должна быть от 60 °С до 75 °С.

Для предварительных расчетов $t_n = 50$ °С.

В соответствии с принятой температурой t_n и маркой масла определяется динамическая вязкость масла

$$\mu = \mu_{табл} \cdot \left(\frac{50}{t_n}\right)^{2,8}, \quad (3.19)$$

где $\mu_{табл}$ – динамическая вязкость при $t_n = 50$ °С по таблице Б.3 (приложение Б);

4) рассчитывается значение A_h по формуле

$$A_h = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{d_{н.с.} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p}}}; \quad (3.20)$$

5) по найденному значению A_h определяется из рисунка 3.4 или таблице Б.2 (приложение Б) (при данном $l/d_{н.с.}$) минимальный относительный эксцентриситет x_{min} , при котором толщина масляного слоя равна $[h_{min}]$.

По найденному значению x_{min} рассчитывается минимальный допускаемый зазор $[S_{min}]$

$$[S_{min}] = \frac{2 \cdot [h_{min}]}{1 - x_{min}}. \quad (3.21)$$

Если величина x_{min} оказывается меньше 0,3, то для определения $[S_{min}]$ поступают следующим образом:

а) определяется по рисунку 3.4 или таблице Б.2 (приложение Б) значение A при заданном отношении $l/d_{н.с.}$ и $x = 0,3 (A_x)$;

б) рассчитывают минимальный допускаемый зазор $[S_{min}]$

$$[S_{min}] = 2,587 \cdot [h_{min}] \cdot \frac{A_x}{A_h}; \quad (3.22)$$

б) по найденному в п.4 значению A_h определяют из рисунка 3.4 а или б (при $\chi > 0,9$) минимальный относительный эксцентриситет x_{min} , при котором толщина масляного слоя равна $[h_{min}]$; x_{max} можно также определить по таблице Б.2 (приложение Б,) применяя линейную интерполяцию. Затем по найденному значению x_{max} рассчитывается максимальный допускаемый зазор $[S_{max}]$

$$[S_{max}] = \frac{2 \cdot [h_{min}]}{1 - x_{max}}; \quad (3.23)$$

7) по таблицам системы допусков и посадок ГОСТ 25347 – 82 подбирается посадка, при которой выполняются условия формул (3.12) и (3.14). Если известен минимально допустимый запас на износ $T_{изн}$, рассчитанный по требуемой долговечности подшипника и скорости изменения зазора (износа) во времени, то условие формулы (3.14) можно конкретизировать, записав его в виде

$$S_{\max} \leq [S_{\max}] - 2 \cdot (R_{zD} + R_{zd}) - T_{\text{изн}}. \quad (3.24)$$

Далее производится упрощенный тепловой расчет подшипника скольжения с зазорами S_{\min} и S_{\max} . Поскольку наибольшее тепловыделение в подшипнике происходит при минимальном зазоре S_{\min} , то тепловой расчет ведем для S_{\min} ;

8) определяется коэффициент трения в подшипнике (при минимальном зазоре S_{\min}) по формуле

$$f = \frac{C_M}{\sqrt{C_R}} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p}}, \quad (3.25)$$

где C_M – коэффициент сопротивления, определяемый по таблице Б.4 (приложение Б) в зависимости от отношения $l/d_{\text{н.с.}}$ и χ , соответствующего зазору S_{\min} ;

C_R – коэффициент нагруженности, в зависимости от отношения $l/d_{\text{н.с.}}$ и χ , соответствующего зазору S_{\min} .

Если $S_{\min} \approx [S_{\min}]$, то χ равно χ_{\min} или 0,3 (см. п. 5).

Если S_{\min} отличается от $[S_{\min}]$, то величину χ (по которой определяется C_M и C_R) устанавливают следующим образом:

а) рассчитывают коэффициент нагруженности

$$C_R = \frac{p \cdot S_{\min}^2}{d_{\text{н.с.}}^2 \cdot \mu \cdot \omega}; \quad (3.26)$$

б) по таблице Б.1 (приложение Б) при известных C_R и $l/d_{\text{н.с.}}$ определяют χ ;

в) по таблице Б.4 (приложение Б) при известных $l/d_{\text{н.с.}}$ и χ определяют C_M .

9) определяется мощность теплообразования (Вт)

$$Q = R \cdot \omega \frac{d_{\text{н.с.}}}{2} \cdot f. \quad (3.27)$$

При большей частоте вращения и относительно малой нагрузке мощность теплообразования Q , Вт, может быть подсчитана

$$Q = 1,57 \cdot \frac{\omega^2 \cdot \mu \cdot d_{н.с.}^3 \cdot l}{S}; \quad (3.28)$$

10) определяется теплоотвод Q_1 , Вт, через корпус и выходящий из корпуса вал подшипника по формуле

$$Q_1 = k_T \cdot F \cdot (t_n - t_o), \quad (3.29)$$

где k_T – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К), можно определить по формуле

$$k_T = 6,7 + 11,7 \cdot \sqrt{v_b}, \quad (3.30)$$

где v_b – скорость омывания корпуса воздухом, зависящая от скорости вращения вала и находящихся на нем деталей, м/с.

Минимальное значение $k_T \approx 18,5$ Вт/(м² · К);

F – свободная теплоотдающая поверхность корпуса и приведенная поверхность вала, м²,

$$F \approx (12 \div 40) \cdot l \cdot d_{н.с.} \quad (3.31)$$

Если тепловыделение превышает теплоотвод через корпус ($Q > Q_1$), то принимают ряд мер для увеличения Q_1 : принудительный обдув корпуса, увеличение фактической температуры подшипника, использование оребрения и т. д.

Избыточная теплота ($Q - Q_1$) удаляется принудительной прокачкой масла через подшипник;

11) объем масла W , м³/с, прокачиваемого через подшипник, определяют по формуле

$$W = \frac{Q - Q_1}{cp(t_{вых} - t_{ex})} \quad (3.32)$$

где c – теплоемкость масла, Дж/(кг · °К), $c = 1660 - 2100$ Дж/(кг · К);

ρ - плотность масла, кг/м³; $\rho \approx 870 - 890$ кг/м³;

$t_{вых}, t_{вх}$ – температура масла соответственно на выходе из подшипника и на входе в подшипник, °С.

3.3 Применение посадок с зазором

Посадки H/h – характерны тем, что наименьший зазор в посадках равен нулю. Установлены во всем диапазоне точностей сопрягаемых размеров (4...12 квалитеты). Посадки данной группы часто применяются для неподвижных соединений с дополнительным креплением при необходимости их частой разборки. Такие посадки применяются для центрирования неподвижно соединяемых деталей, если нет необходимости в более точном центрировании.

В подвижных соединениях посадки данной группы служат: для медленных перемещений деталей обычно в продольном направлении; для точного направления при возвратно-поступательном движении; для соединений, детали которых должны легко передвигаться или проворачиваться относительно друг друга при настройке, регулировке или затяжке в рабочее положение и т.п.

Посадки $H/g; G/h$ установлены только при относительно высоких точностях изготовления деталей (для валов от 4 до 6 квалитетов, отверстия от 5 до 7 квалитетов) и в диапазоне этих точностей, характеризуются минимальными, по сравнению с другими посадками, гарантированными зазорами. Применяются в основном для особо точных и точных подвижных соединений.

Посадки $H/f; F/h$ характеризуются умеренным гарантированным зазором, достаточным для обеспечения свободного вращения в подшипниках скольжения при консистентной и жидкой смазке в легких и средних режимах работы.

Посадки $H/e; E/h$ характеризуются значительным гарантированным зазором, обеспечивающим свободное вращательное движение при повышенных режимах работы или осложненных условиями монтажа применяются в неподвижных соединениях для деталей, требующих значительных зазоров при установках и регулировках.

Посадки Н/а, Н/б, Н/с и аналогичные в системе вала характеризуются гарантированными зазорами в пределах $(0,006 - 0,02) d_{н.с.}$ при размерах до 30 мм, $(0,002 - 0,005) d_{н.с.}$ при размерах от 30 до 80 мм применяются в основном в грубых квалитетах (11,12) для конструкций малой точности, где большие зазоры необходимы для компенсаций отклонений расположения сопрягаемых поверхностей и т.п.

Примеры применения посадок с зазор в приборостроения и машиностроении приведены в соответствующих справочниках и каталогах.

3.4 Пример выполнения расчета

Определить величины зазоров и подобрать посадку для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения при следующих данных: $d_{н.с.} = 75$ мм, $l = 75$ мм, $\rho = 1,47 \cdot 10^6$ Н/м² (15 кгс/см²), $\omega = 157$ рад/с (1500 об/мин). Смазка централизованная маслом марки турбинное 22 с динамической вязкостью при $t_n = 50^\circ$ $\mu = 19 \cdot 10^{-3}$ Н·с/м². Подшипник половинный (имеются масляные канавки в плоскости разъема).

Расчет посадки выполняем в соответствии с указанной выше последовательностью:

- 1) по условию среднее удельное давление $\rho = 1,47 \cdot 10^6$ Н/м²;
- 2) задаваясь высотами неровностей трущихся поверхностей $Ra_D = Ra_d = 0,8$ мкм, по формуле (3.10) определим допускаемую толщину масляного слоя

$$[h_{\min}] = 2 \cdot (3,2 + 3,2 + 2) \cdot 10^{-6} = 16,8 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

- 3) задаемся рабочей температурой подшипника $t_n = 50$ °С, при которой $\mu = \mu_{\text{табл.}} = 19 \cdot 10^{-3}$ Н·с/м².

- 4) рассчитываем значение A_h по формуле (3.20)

$$A_h = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{75 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{19 \cdot 10^{-3} \cdot 157}{1,47 \cdot 10^6}}} \approx 0,314$$

5) по рисунку 3.4 определяем, используя найденное значение $A_h = 0,314$ и $l/d_{н.с.} = 1$, минимальный относительный эксцентриситет χ_{\min} , при котором толщина масляного слоя равна $[h_{\min}]$

$$[S_{\min}] = 2.857 [h_{\min}] \frac{A\chi}{Ah} = 2.857 \cdot 16.8 \cdot 10^{-6} \frac{0,438}{0,314} \approx 67 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 67 \text{ мкм},$$

6) по найденному ранее значению $A_h = 0,314$ из рисунка 3.4 находим максимальный относительный эксцентриситет $\chi_{\max} = 0,87$, при котором $h = [h_{\min}]$. По формуле (3.23) определяем максимально допустимый зазор

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,87} \approx 258 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 258 \text{ мкм};$$

7) для выбора посадки наряду с формулами (3.12) и (3.14) используем дополнительное условие, что средний зазор S_c в посадке должен быть примерно равен оптимальному S_{opt} .

Оптимальный зазор S_{opt} рассчитаем по формуле (3.17)

$$S_{\text{opt}} = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,48} \cdot \frac{0,464}{0,314} \approx 96 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 96 \text{ мкм},$$

где из рисунка 3.4 $\chi_{\text{opt}} = 0,48$ и $A_{\text{opt}} = 0,464$. Максимальную толщину масляного слоя h' при оптимальном зазоре определяем по формуле (3.4)

$$h = \frac{96}{2}(1 - 0,48) = 25 \text{ мкм}$$

По таблицам ГОСТ 25347 – 82 определим, что условиям подбора посадки наиболее близко соответствует предпочтительная посадка

$$\text{Ø}75 \frac{H7}{e8} \left(\begin{array}{c} +0.030 \\ -0.060 \\ -0.106 \end{array} \right),$$

для которой $S_c = 98 \text{ мкм} \approx S_{onm}$, $S_{min} = 60 \text{ мкм}$, $S_{max} = 136 \text{ мкм}$.

Условие (3.12) можно считать выполненным, так как полученное значение зазора $S_{min} = 60 \text{ мкм}$ маловероятно.

Практически при сборке зазоров, меньших, чем вероятностный минимальный зазор S_{min}^B не будет

$$S_{min}^B = S_c - 0,5\sqrt{T_D^2 + T_d^2} = 98 - 0,5\sqrt{30^2 + 46^2} = 70,5 \text{ мкм}$$

Для данной посадки минимальный запас на износ определяется как

$$T_{изн} = [S_{max}] - 2 \cdot (R_{ZD} + Rz_d) - S_{max} = 258 - 2 \cdot (3,2 + 3,2) - 136 = 109 \text{ мкм}.$$

8) по формуле (3.25) определяем коэффициент трения при минимальном зазоре S_{min}^B . Предварительно по формуле (3.26) определим коэффициент нагруженности

$$C_R = \frac{p \cdot S_{min}^B}{d_{н.с.}^2 \cdot \mu \cdot \omega} = \frac{1,47 \cdot 10^6 \cdot (70,5 \cdot 10^{-6})^2}{(75 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 19 \cdot 10^{-3} \cdot 157} \approx 0,439$$

По таблице Б.1 (приложение Б) при $l/d_{н.с.} = 1$ находим, что значению $C_R = 0,439$ соответствует $\chi = 0,34$. По таблице Б.4 (приложение Б) при $\chi = 0,34$ и $l/d_{н.с.} = 1$ находим $C_M = 3,41$.

тогда

$$S_{min}^B = S_c - 0,5\sqrt{T_D^2 + T_d^2} = 98 - 0,5\sqrt{30^2 + 46^2} = 70,5 \text{ мкм}$$

4 Расчет и выбор переходных посадок

4.1 Назначение переходных посадок

Переходные посадки предназначены для неподвижных, но разъемных соединений деталей и обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей. При выборе переходных посадок необходимо учитывать, что для них характерна возможность получения как натягов, так и зазоров. Натяги, получающиеся в переходных посадках, имеют относительно малую величину и обычно не требуют проверки деталей на прочность, за исключением отдельных тонкостенных деталей. Эти натяги недостаточны для передачи соединением значительных крутящих моментов или усилий. К тому же получение натяга в каждом из собранных соединений без предварительной сортировки деталей не гарантировано. Поэтому переходные посадки применяют с дополнительным креплением соединяемых деталей шпонками, штифтами, винтами и др. Иногда эти посадки применяют без дополнительного крепления, например, когда сдвигающие силы весьма малы, при значительной длине соединения, если относительная неподвижность деталей в соединении не является обязательным условием их качественной работы.

Зазоры, в отдельных случаях получающиеся в переходных посадках, также относительно малы, что предотвращает значительное смещение (эксцентриситет) соединяемых деталей.

Системой допусков и посадок предусматривается несколько типов переходных посадок, различающихся вероятностью получения натягов или зазоров. Чем больше вероятность получения натяга, тем более прочной является посадка. Более прочные посадки назначают для более точного центрирования деталей, при ударных и вибрационных нагрузках, при необходимости обеспечить неподвижное соединение деталей без дополнительного крепления. Однако сборка соединений с более прочными посадками усложняется и требует значительных

усилий, поэтому, если ожидается частая разборка и повторная сборка, если соединение труднодоступно для монтажных работ или необходимо избежать повреждения сопрягаемых поверхностей, применяют менее прочные переходные посадки.

Поля допусков для переходных посадок образуют довольно плотный ряд и значительно перекрывают друг друга. Это облегчает выбор посадок для соединений, чувствительных к изменению натягов и зазоров. Однако в условиях одного предприятия или отрасли число применяемых переходных посадок можно сократить.

Переходные посадки установлены в относительно точных квалитетах: валы от 4 до 7, отверстия от 5 до 8. Отверстие в переходных посадках, как правило, принимают на один квалитет грубее вала. Основным рядом переходных посадок образуются валами 6-го квалитета и отверстиями 7-го квалитета (в этих квалитетах установлены предпочтительные поля допусков для переходных посадок). Для более точных посадок характерно повышение точности сборки: абсолютные значения наибольших натягов и зазоров уменьшаются, благодаря чему возрастает точность центрирования и снижается сборочное усилие. Вероятности получения зазоров и натягов остаются теми же, что и для одноименных посадок средней точности, в отдельных случаях вероятность получения натяга увеличивается (посадки H5/n4, H6/n5; уже относятся к группе посадок с гарантированным натягом). Для менее точных посадок (сочетаний отверстий 8-го квалитета с валами 7-го квалитета) вероятность получения зазора сохраняется той же или увеличивается (соединение получается менее прочным). Абсолютные значения наибольших натягов и зазоров увеличиваются, т.е. снижается точность центрирования и увеличивается максимальное усилие сборки. В отдельных случаях возможно применение переходных посадок с другим соотношением допусков отверстия и вала (квалитет отверстия либо равен квалитету вала, либо на два квалитета грубее чем у вала).

Выбор переходных посадок чаще всего происходит по аналогии с известными и хорошо работающими соединениями. Расчеты выполняются реже и в основном как поверочные. Они могут включать:

- 1) расчет вероятности получения зазоров и натягов в соединении;
- 2) расчет наибольшего зазора по известному предельно допустимому эксцентриситету соединяемых деталей, например, для зубчатых колес необходимо ограничить биение зубчатого венца, а в реверсивных механизмах – смещение деталей для уменьшения динамических воздействий;
- 3) расчет прочности деталей (только для тонкостенных) и наибольшего усилия сборки при наибольшем натяге посадки: выполняется по формулам (2.12) – (2.15).

4.2 Расчет переходных посадок на вероятность получения натягов и зазоров

Трудоемкость сборки и разборки соединений с переходными посадками, так же как и характер этих посадок, во многом определяется вероятностью (частотой) получения в них натягов и зазоров.

При расчете вероятности натягов и зазоров обычно исходят из нормального закона распределения размеров деталей при изготовлении. Распределение натягов и зазоров в этом случае также будет подчиняться нормальному закону (рисунок 4.1), а вероятности их получения определяются с помощью интегральной функции вероятности $\Phi(z)$ (таблица 4.1).

Расчет ведется в следующей последовательности:

- 1) определяются параметры и характеристики заданной посадки N_{max} , N_{min} , N_c , TD , Td

$$\bar{X} = \frac{N_{max} + N_{min}}{2}, \quad \sigma = \frac{N_{max} - N_{min}}{6}, \quad z = \frac{N - \bar{X}}{\sigma}, \quad (4.1)$$

$$N_{max} = \bar{X} + 3\sigma, \quad N_{min} = \bar{X} - 3\sigma, \quad N_c = \bar{X} + z_c \sigma, \quad (4.2)$$

$$TD = N_{max} - N_{min}, \quad Td = N_c - N_{min}, \quad (4.3)$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

(4.4)

$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) = \frac{1}{2}$$

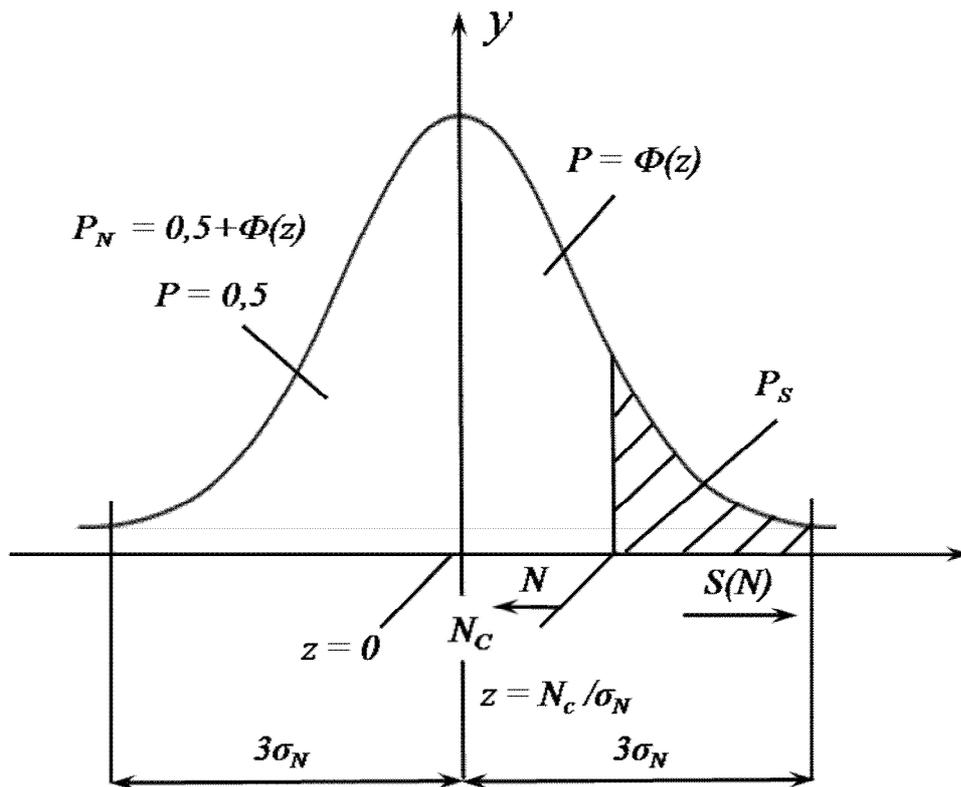


Рисунок 4.1 – Распределение натягов и зазоров при нормальном законе распределения размеров деталей при изготовлении

2) определяется среднее квадратичное отклонение натяга (зазора) по формуле

- -

4.3 Применение переходных посадок

Посадки H/j_s и аналогичные в системе вала характеризуются большей вероятностью получения зазоров. Посадки данной группы применяют в том случае, если при центрировании деталей допускаются небольшие зазоры, или требуется обеспечить легкую сборку, или когда сборка и разборка затруднена компоновкой узлов, массой и размером деталей.

Посадки H/k и аналогичные в системе вала наиболее характерный и применяемый тип переходных посадок. Вероятности получения зазоров и натягов в соединении примерно одинаковые.

Посадки H/m и аналогичные в системе вала обеспечивают преимущественно натяг. Вероятность получения зазоров относительно мала, такие посадки применяются для неподвижных соединений деталей на быстро вращающихся валах с дополнительным креплением или без него.

Посадки H/n и аналогичные в системе вала, являются наиболее прочными из переходных посадок. Зазоры при сборке практически не возникают, применяются для центрирования деталей в неподвижных соединениях, передающих большие усилия, при наличии вибраций и ударов (с дополнительным креплением). При небольших нагрузках, например в приборостроении, обеспечивают неподвижность соединения без дополнительного крепления.

Примеры применения переходных посадок в машиностроении и приборостроении приведены в соответствующих справочниках и каталогах.

4.4 Пример выполнения расчета

Рассчитать ожидаемую при сборке долю соединений с натягом (вероятность натяга) и долю соединений с зазором (вероятность зазора) для посадки

Ø65

1) для заданной посадки определяем параметры и характеристики по формулам (4.1) – (4.5):

$$- \frac{1}{2} \quad ; \quad m \sim m$$

Список использованных источников

1 СТО 02069024.101 – Работы студенческие. Общие требования и правила оформления. Введ. 2010-10-01. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2010. – 93с.

2 Радкевич, Я.М. Метрология, стандартизация и сертификация: учеб. для вузов / Я.М. Радкевич, А.Г. Схиртладзе, Б.И. Лактионов. – 2-е изд., доп. – М.: Высш. шк., 2006. – 800 с.: ил.

3 Марков, Н.Н. Нормирование точности в машиностроении: учебник / Н.Н. Марков, В.В. Осипов, М.Б. Шабалина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк.: Академия, 2001. – 335с.:ил.

4 Якушев, А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учеб. для вузов / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федотов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 352 с.: ил. – Библиогр.: с. 343-448.

5 Деревлев, П.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: метод. указ. к вып. курс.раб. / П.С. Деревлев, Д.А. Тараков, Л.Н. Третьяк. – Оренбург, 1990. – 83с.

6 Палей, М.А. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 8-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2001. – Ч. 2. – 608 с.

7 Детали машин: в 2 кн. / под ред. Н. С. Ачеркана. – М.: Машгиз. - Кн. 1. - 1953. ; кн. 2. - 1954.

8 Добровольский, В.А. Детали машин / Добровольский, В.А. Заблонский К.И. [и др.]. – Москва; Киев: Машгиз, 1962.

9 Лукашевич, Г.И. Прочность прессовых соединений с гальваническими покрытиями и методика их расчета / Г.И. Лукшевич – Киев: Укртехиздат, 1961.

10 Материалы в машиностроении: в 5 т. / под ред. И.В. Кудрявцева. – М.: Машиностроение, 1967 – 1969.

11 Мягков, В.Д. Краткий справочник конструктора / В.Д. Мягков. – 2-е изд. – М.; – Л.: Машиностроение, 1975.

12 Дунин – Барковский, И.В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике / Дунин – Барковский И.В., Смирнов Н.В.– М.: Гостехиздат, 1955.

13 Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов – М.: Машиностроение, 1975.

Приложение А

(справочное)

Пример оформления титульного листа РГР

Министерство образования и науки Российской Федерации
**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Аэрокосмический институт

Кафедра технологии машиностроения,
металлообрабатывающих станков и комплексов

ОТЧЕТ

по расчетно-графической работе

по курсу «Метрология, стандартизация и сертификация»

Расчет и выбор посадок

ОГУ 151001.65.6311.01 О

Руководитель

_____ А.В. Этманов

«__» _____ 20__ г.

Исполнитель

студент группы 09 ТМ

_____ А.Ю. Мятченко

«__» _____ 20__ г.

Оренбург 20__

Приложение Б

(обязательное)

Таблицы справочных данных

Таблица Б.1 – Коэффициент нагруженности, C_R для подшипников /13/

Относительный эксцентриситет χ	Коэффициент нагруженности C_R при $l/d_{н.с}$										
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,3	1,5	2
0,3	0,089	0,133	0,182	0,234	0,287	0,339	0,391	0,487	0,529	0,610	0,763
0,4	0,141	0,209	0,283	0,361	0,439	0,515	0,589	0,723	0,734	0,891	1,091
0,5	0,216	0,317	0,427	0,538	0,647	0,654	0,853	1,033	1,111	1,248	1,483
0,6	0,329	0,493	0,653	0,816	0,972	1,118	1,253	1,489	1,590	1,763	2,070
0,65	0,431	0,522	0,819	1,014	1,199	1,371	1,528	1,796	1,912	2,099	2,446
0,7	0,573	0,819	1,070	1,312	1,538	1,745	1,929	2,247	2,379	2,600	2,981
0,75	0,776	1,098	1,418	1,750	1,965	2,248	2,469	2,838	2,990	2,242	3,671
0,8	1,079	1,572	2,001	2,399	2,754	3,067	3,372	3,787	3,968	4,266	4,778
0,85	1,775	2,428	3,036	3,550	4,053	4,459	4,808	5,364	5,586	5,947	6,545
0,9	3,196	4,261	5,214	6,029	6,721	7,294	7,772	8,533	8,831	9,304	10,091
0,925	5,055	6,615	7,956	9,072	9,992	10,753	11,38	12,35	12,73	13,34	14,34
0,95	8,393	10,706	12,54	14,14	15,37	16,37	17,18	18,43	18,91	19,68	20,97
0,975	21,00	25,62	29,17	31,58	33,99	35,66	37,00	39,04	39,81	41,07	43,11
0,99	65,26	75,86	83,21	88,90	92,89	96,35	98,95	102,9	104,4	106,8	110,8

Таблица Б.2 – Значения коэффициента A

Относительный эксцентриситет χ	Значения A при l/d_n											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,3	0,209	0,255	0,299	0,339	0,375	0,408	0,438	0,464	0,487	0,509	0,547	0,611
0,4	0,225	0,274	0,319	0,360	0,397	0,431	0,461	0,487	0,510	0,531	0,566	0,629
0,5	0,232	0,282	0,327	0,367	0,402	0,434	0,462	0,487	0,508	0,527	0,558	0,609
0,6	0,233	0,281	0,324	0,361	0,394	0,423	0,448	0,469	0,488	0,504	0,531	0,576
0,65	0,230	0,276	0,317	0,352	0,383	0,410	0,433	0,452	0,469	0,484	0,507	0,547
0,7	0,227	0,271	0,310	0,344	0,372	0,396	0,417	0,434	0,450	0,463	0,484	0,518
0,75	0,220	0,262	0,298	0,328	0,351	0,375	0,398	0,408	0,421	0,432	0,450	0,479
0,8	0,208	0,251	0,283	0,310	0,332	0,350	0,367	0,378	0,389	0,398	0,413	0,437
0,85	0,200	0,234	0,261	0,284	0,302	0,317	0,329	0,339	0,347	0,354	0,366	0,384
0,9	0,179	0,206	0,228	0,246	0,259	0,270	0,279	0,286	0,292	0,297	0,305	0,318
0,925	0,169	0,193	0,212	0,226	0,237	0,246	0,253	0,259	0,264	0,268	0,274	0,284
0,95	0,145	0,164	0,178	0,188	0,196	0,202	0,207	0,211	0,215	0,217	0,222	0,229
0,975	0,115	0,127	0,135	0,141	0,146	0,149	0,152	0,154	0,156	0,158	0,160	0,146
0,99	0,081	0,087	0,091	0,095	0,096	0,098	0,100	0,101	0,101	0,102	0,103	0,105

Таблица Б.3 – Основные смазочные масла для машино- и приборостроения

Наименование и марка масла	ГОСТ	Вязкость		Температура, °С		Область применения
		кинемат. сСт	динам. Н·с/м ²	вспышки	застывания	
<i>Легкие промышленные</i>	Вязкость при 50 °С					
И – 5А (велосит)	20799 - 88	4,0 – 5,0	3,6 – 4,5	120	-25	Для точных механизмов, работающих при малых нагрузках со скоростью 1500 – 2000 рад/с (примерно 15000 – 20000 об/мин) или 4,5 – 6 м/с на цапфе вала: шпиндели токарных, шлифовальных и других высокоскоростных станков, подшипники маломощных электродвигателей и т.п. Используются для смазки прядильных и других подобных машин, а также контрольно-измерительных при-боров.
И – 8А (вазелиновое)	20799 - 88	6 – 8	5,4 – 7,2	130	-20	Для механизмов, работающих при малых нагрузках со скоростью 1000 – 1500 рад/с (примерно 10000 – 15000 об/мин) или 3 – 4,5 м/с на цапфе вала: шпиндели шлифовальных и других станков, подшипники электродвигателей и т.п. Используется для смазки легких трикотажных машин и контрольно-измерительных приборов.
Приборное МВП	1805 – 76	6,5 – 8,0	5,8 – 7,2	125	-60	Для контрольно-измерительных приборов, работающих на низких температурах. Заполнение масляно-пневматических амортизаторов

Продолжение таблицы Б.3

Наименование и марка масла	ГОСТ	Вязкость		Температура, °С		Область применения
		кинемат. сСт	динам. Н·с/м ²	вспышки	застывания	
<i>Средние индустриальные</i>						
И – 12К (И - 12)	20799 – 88	10 – 14	9 – 12,6	165	-30	Для механизмов, работающих со скоростью до 1000 рад/с (примерно 10000 об/мин) или до 3 м/с на цапфе вала: шпиндели шлифовальных и других станков, подшипники маломощных электродвигателей с кольцевой системой смазки и т.п. Заполнение гидросистем станков и легких механизмов.
И – 20А (И - 20)	20799 – 88	17 – 23	15,3 – 20,7	180	-15	Для малых и средних станков, работающих при повышенных скоростях; для текстильных машин, электродвигателей средней мощности с кольцевой системой смазки, пневматических устройств и т. п. Заполнение гидросистем механизмов средней мощности
И – 25А (ИС - 25)	20799 - 88	24 – 27	21,6 – 24,2	180	-15	То же, что и для марки И-20А
И – 30А (И - 30)	20799 – 88	28 – 33	25,2 – 29,7	190	-15	Широко применяется во многих отраслях промышленности металлообрабатывающей (крупные и тяжелые станки, гидравлические системы с поршневыми регулирующими насосами), металлургической, бумажной, легкой на

Продолжение таблицы Б.3

Наименование и марка масла	ГОСТ	Вязкость		Температура, °С		Область применения
		кинемат. сСт	динам. Н·с/м ²	вспышки	застывания	
						транспорте и др. Основной смазочный материал в среднем машиностроении. Используется для заполнения гидросистем средней мощности.
И – 40А (И – 45)	20799 – 88	35 – 45	31,5 – 40,5	200	-15	То же, что и для марки 30 при больших нагрузках. Для тяжелых станков, работающих с малыми скоростями.
И – 50А (И – 50)	20799 – 88	47 - 55	42,3 – 49,5	200	-20	Для ответственных сильно нагруженных механизмов, работающих со скоростью менее 1 м/с и частыми остановками.
И – 70А (ИС – 65)	20799 – 88	65 – 75	58,8 – 67,5	200	-10	-
Турбинные: Т ₂₂ (Л) Т ₃₀ (УТ) Т ₄₀ (Т) Т ₅₇ (турборедукторное)	32 – 74	20 – 23 28 – 32 44 – 48 55 – 59	18 – 20,7 25,2 – 28,8 39,6 – 43,2 49,5 – 53,1	180 180 195 195	-15 -10 -10 -	Для смазывания подшипников и вспомогательных механизмов турбоагрегатов, а также для работы в системе регулирования этих машин в качестве гидравлической жидкости.
<i>Тяжелые промышленные</i>	Вязкость при 100 °С					
Цилиндровое 38 (цилиндровое б)	6411 – 76	32 – 50	28,8 – 45	300	+17	Для тяжело нагруженных зубчатых и червячных передач, а также для смазывания паровых машин, работающих на перегретом паре, и механизмов работающих с большими нагрузками и малыми скоростями
Цилиндровое 52 (вапор)	6411 – 76	50 – 70	45 – 63	310	-5	

Продолжение таблицы Б.3

Наименование и марка масла	ГОСТ	Вязкость		Температура, °С		Область применения
		кинемат. сСт	динам. Н·с/м ²	вспышки	застывания	
Автомобильные АС – 6 АС – 8 АС – 10	10541 – 78	>6 8±0,5 10±0,5	>5,4 7,2±0,45 9±0,45	190 200 200	-30 -25 -15	Для смазывания карбюраторных двигателей, автомобилей и тракторов
Трансформаторные ТК _п ТК	982 – 80	9,0 9,6	8,1 8,6	135 135	-45 -45	Для заливки трансформаторов, масляных выключателей и другой высоковольтной аппаратуры
Компрессорные К – 12 К – 19	1861 - 73	11 – 14 17 – 21	9,9 – 12,6 15,3 – 18,9	216 245	-25 -5	Для смазки поршневых и ротационных компрессоров и воздуходувок
<p>Примечания</p> <p>1 При смазке подшипников скольжения рабочих машин применяются преимущественно индустриальные масла. При выборе смазочных масел руководствуются следующим: а) марка масла выбирается по требуемой вязкости при рабочей температуре масла ; б) при большой окружной скорости цапфы и малом удельном давлении следует применять менее вязкое масло; в) требуемая вязкость масла в подшипнике жидкостного трения определяется в соответствии с условиями гидродинамической теории трения; г) с возрастанием вязкости ухудшается подвижность масла , что затрудняет его циркуляцию и проникновение в малые зазоры подшипника.</p> <p>2 В таблице приведены наиболее употребительные масла из большого числа моторных, индустриальных, турбинных, трансмиссионных, автотракторных, авиационных, компрессорных и др., технические условия на которые приведены в соответствующих ГОСТах.</p>						

Таблица Б.4 – Коэффициент сопротивления вращению C_m для подшипников

Относительный эксцентриситет χ	Значения коэффициента C_m при $l/d_{н.с}$										
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,3	1,5	2,0
0,3	3,030	3,308	3,314	3,320	3,327	3,334	3,340	3,352	3,357	3,366	3,385
0,4	3,449	3,460	3,471	3,483	3,495	3,507	3,518	3,539	3,548	3,564	3,595
0,5	3,666	3,685	3,704	3,725	3,745	3,764	3,782	3,815	3,830	3,855	3,897
0,6	3,997	4,028	4,061	4,094	4,126	4,156	4,146	4,232	4,253	4,288	4,351
0,65	4,225	4,266	4,308	4,350	4,389	4,425	4,459	4,516	4,541	4,581	4,655
0,7	4,525	4,579	4,634	4,687	4,737	4,782	4,822	4,892	4,921	4,969	5,053
0,75	4,920	4,991	5,062	5,127	5,192	5,244	5,294	5,375	5,408	5,464	5,558
0,8	5,473	5,581	5,676	5,763	5,841	5,910	5,977	6,068	6,108	6,174	6,286
0,85	6,336	6,474	6,601	6,715	6,814	6,900	6,973	7,090	7,137	7,212	7,338
0,9	7,827	8,034	8,219	8,377	8,510	8,621	8,714	8,862	8,918	9,011	9,163
0,925	9,124	9,389	9,616	9,793	9,963	10,09	10,20	10,36	10,43	10,53	10,70
0,95	11,380	11,74	12,04	12,28	12,47	12,63	12,76	12,95	13,03	13,15	13,35
0,975	16,68	17,24	17,66	17,99	18,25	18,45	18,61	18,86	18,95	19,10	19,35
0,99	27,66	28,54	29,15	29,62	29,95	30,23	30,45	30,78	30,90	31,10	31,43