

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

В 4 частях

Часть 3. Проектирование несущих и опорных конструкций
механических передач

Учебное пособие

для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам
«Детали машин», «Детали машин и основы конструирования»,
«Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения»
для студентов всех форм обучения

Севастополь
СевГУ
2023

УДК 621.83.061.1(076.5)
ББК 34.445я73
О-753

Рецензент:

А.О. Харченко – профессор кафедры «Технология машиностроения»

Составители: Пахалюк В.И., Поляков А.М., Неменко А.В.

О-753 Основы конструирования механических передач. В 4 частях. Часть 3. Проектирование несущих и опорных конструкций механических передач: Учебное пособие для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов всех форм обучения / В.И. Пахалюк, А.М. Поляков, А.В. Неменко. – Севастополь: СевГУ, 2023. – 60 с. – Текст : непосредственный.

Представлено учебное пособие для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов всех форм обучения.

УДК 621.83.061.1(076.5)
ББК 34.445я73

Рассмотрено и рекомендовано на заседании кафедры «Цифровое проектирование», протокол заседания кафедры № 4 от 14 декабря 2022 г.

В авторской редакции

Подписано к печати 03.03.23. Изд. № 6/2023. Зак. № 8/2023. Тираж 55 экз.

Объем 3,75 п. л. Усл. печ. л. 3,49. Уч.-изд. л. 3,675.

РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»
299015 г. Севастополь, ул. Курчатова, 7

© Пахалюк В.И., Поляков А.М.,
Неменко А.В., 2023

© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Расчет валов редукторов.....	4
2. Расчеты подшипников качения.....	27
Библиографический список.....	42
ПРИЛОЖЕНИЕ А1	43
ПРИЛОЖЕНИЕ А2	50
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	52
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	54
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.	56
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	58

Введение

Целью учебного пособия является представление необходимых для самостоятельной работы студентов (СРС) материалов, обеспечивающих максимальную эффективность данного вида работы студентов при изучении учебных дисциплин «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения».

Учебное пособие перекрывает все виды учебных занятий студентов, предусмотренных соответствующими программами и учебными планами по указанным дисциплинам. В нем излагаются в адаптированной форме современные научные и технические достижения и рекомендации последних стандартов в области расчета валов. Представлены примеры расчета валов ряда конструкций современных широко используемых редукторов в законченном числовом виде, даны рекомендации по конструированию валов.

Также представлен расчет (подбор) подшипников качения, основанных на рекомендациях отечественных стандартов ГОСТ 18854-82 и ГОСТ 18855-82, данных справочника - каталога "Подшипники качения" под редакцией Нарышкина В.Н. и Коросташевского Р.В. 1984 года издания и разработках кафедры "Детали машин" МГТУ им. Н.Э. Баумана [1,2,3,4]. Рекомендации используются при выборе подшипников качения для узлов машин и оборудования общего назначения и дополнены примерами расчетов. В целях расширения возможности применения ЭВМ для табличных значений расчетных коэффициентов даны формулы для их вычисления. В приложениях представлены характеристики основных типов подшипников. Наличие необходимого справочного материала позволяет практически без привлечения дополнительных источников выполнять все необходимые расчеты, и он может быть использован при подготовке исходных данных для расчета валов и расчета подшипников с помощью ЭВМ по разработанным на кафедре программам. Учебное пособие может быть использовано в изучении дальнейших дисциплин при расчете, например, коробок скоростей станков и т.п.

1. Расчет валов редукторов

Валы предназначены для передачи крутящего момента, а также для поддержания вращающихся деталей машин: зубчатых, червячных колес, шкивов ременных передач, звездочек цепных передач и т.п.

Валы работают: на изгиб и кручение (несущие на себе детали, через которые передается крутящий момент); дополнительно на растяжение или сжатие (при действии на установленные детали осевых нагрузок).

Так как валы передают крутящие моменты, то в их поперечных сечениях возникают касательные напряжения. Кроме того, от усилий в зацеплениях, силы натяжения ремней и цепей, веса деталей и собственного веса в валах возникают нормальные напряжения.

По конструкции валы могут быть гладкими (одного диаметра), ступенчатыми, сплошными и полыми, коленчатыми и гибкими.

В настоящих методических указаниях приводятся рекомендации по расчету валов цилиндрических, конических и червячных редукторов с представленными конкретными примерами. При расчете учитывается воздействие на быстроходный либо тихоходный вал консольных кривошипных сил муфт или сил от гибких передач (ременных, цепных).

1.1. Расчет валов на прочность

Расчет на прочность представлен с учетом рекомендаций стандарта [1]. Так как невозможно учесть все виды нагружений в одном расчете, то расчет на прочность проводят в три этапа.

1.1.1. Ориентировочный – с условием, что вал работает только на кручение.

1.1.2. Проверочный (расчет вала на статическую прочность) – с условием, что вал работает совместно на изгиб и кручение.

1.1.3. Уточненный (расчет на сопротивление усталости) – с условием, что вал испытывает переменные напряжения.

1.2. Расчет валов на жесткость

Необходимая жесткость валов при изгибе в основном определяется условиями правильной работы передач и подшипников. Этот расчет выполняется вместе с расчетом валов на прочность только при использовании ЭВМ по программам, разработанным на кафедре согласно рекомендациям [2, 3].

1.1. Расчет вала на прочность

1.1.1. Ориентировочный расчет вала

Расчет вала выполняется как проектный на стадии разработки компоновочного чертежа из условия работы вала на кручение и служит для определения минимального диаметра вала. Действие изгиба и прочих факторов учитывается пониженными допускаемыми напряжениями кручения (касательными).

Диаметр вала определяется по формуле:

$$d \leq 17\sqrt[3]{T/[\tau]}, \quad (1.1)$$

где T – крутящий момент, передаваемый валом, Нм;
 $[\tau] = (0,025 \dots 0,030) \sigma_B$, МПа – допускаемые касательные напряжения;
 σ_B – временное сопротивление разрыву материала вала, МПа.

Здесь меньшие значения $[\tau]$ относятся к входным валам, а бóльшие – к выходным [5]. Механические характеристики вала берем из таблицы А1.2. Полученные значения диаметра d следует округлять до значений согласно ГОСТ 6639–69 на нормальные линейные размеры, предпочтительнее по ряду $R_d 40$ (таблица А1.1).

По диаметру вала ориентировочно определяются подшипники, расстояние между ними и составляется эскиз вала, что дает возможность выполнить проверочный расчет.

1.1.2. Расчет вала на статическую прочность в рассматриваемом сечении

Проверку статической прочности производят в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске).

Этим расчетом определяются коэффициенты запаса прочности по текучести в опасных сечениях вала и сравниваются с допускаемым коэффициентом запаса.

Последовательность расчета [1].

1. По чертежу вала, полученному из эскизной компоновки редуктора, составляют расчетную схему, на которой наносят в аксонометрии все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной XOZ и вертикальной YOZ).

2. Затем определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскости. В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов M_X , M_Y и крутящего момента T .

Примечание – В случае наличия муфты строят отдельную эпюру изгибающего момента M_K от возникающей кривошипной силы муфты F_K (таблица А1.15), нагружающей вал консольно. Консольная кривошипная сила от муфты вращается вместе с валом, и такая схема расчета обеспечивает ее учет при самом опасном случае воздействия.

3. Предположительно устанавливают опасные сечения, исходя из эпюр моментов, размеров сечения и концентратора напряжений.

4. Определяют суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях по формуле

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}, \quad (1.2)$$

а при наличии муфты

$$M = M_K + \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}. \quad (1.3)$$

Консольную силу от действия гибкой передачи (ременной или цепной) раскладывают на две составляющие по указанным плоскостям.

5. Определяют нормальные и касательные напряжения в рассматриваемом сечении вала по формулам

$$\sigma = (M / W_{\text{нетто}}) + (F_a / A_{\text{нетто}}), \quad (1.4)$$

$$\tau = T / W_{\rho \text{ нетто}}, \quad (1.5)$$

где F_a – осевая сила, действующая на вал (для промежуточного вала – алгебраическая сумма осевых сил, действующих на вал); $A_{\text{нетто}}$, $W_{\text{нетто}}$, $W_{\rho \text{ нетто}}$ – площадь, осевой и полярный моменты сопротивления поперечного нетто – сечения вала в опасном его сечении, учитывая тип соединения (с посадкой, шпоночное или шлицевое).

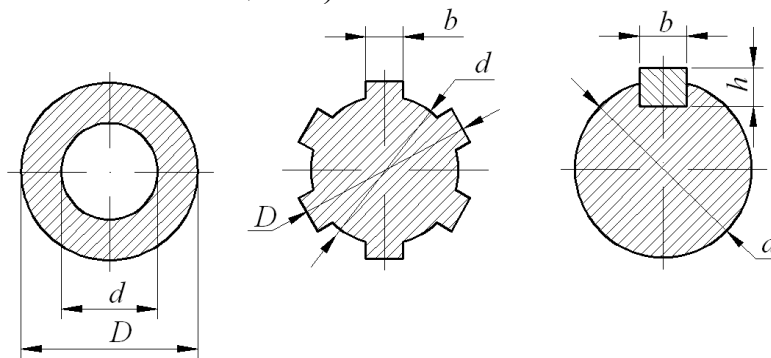


Рисунок 1.1 – Формы поперечных сечений валов

$W_{\text{нетто}} = \pi d^3 / 32$ – осевой момент сопротивления для сплошного круглого сечения диаметром d .

$W_{\text{нетто}} = \xi_w \pi d^3 / 32$ – осевой момент сопротивления для полого круглого сечения,

где $\xi_w = 1 - (d / D)^4$ – коэффициент пересчета (таблица А1.3).

$W_{\text{нетто}} = \pi d^3 / 32 - bh(2d - h)^2 / (16d)$ – осевой момент сопротивления для вала с одной призматической шпонкой.

Примечание – Значения моментов сопротивления приведены в таблице А1.5.

$W_{\text{нетто}} = [\pi d^4 + bz(D - d)(D + d)^2] / (32D)$ – осевой момент сопротивления для шлицевого вала с прямобочными шлицами.

Примечание – Значения моментов сопротивления приведены в таблице А1.4.

$A_{\text{нетто}} = \pi d^2 / 4$ – площадь поперечного сечения для сплошного круглого сечения диаметром d .

$A_{\text{нетто}} = \pi(D^2 - d^2)/4$ – площадь поперечного сечения для полого круглого сечения.

$A_{\text{нетто}} = \pi d^2/4 - bh/2$ – площадь поперечного сечения для вала с одной призматической шпонкой.

$A_{\text{нетто}} = \pi d^2/4 - bz(D-d)/2$ – площадь поперечного сечения для шлицевого вала с прямобоочными шлицами.

$W_{\rho \text{ нетто}} = \pi d^3/16$ – полярный момент сопротивления для сплошного круглого сечения диаметром d .

$W_{\rho \text{ нетто}} = \xi_w \pi d^3/16$ – полярный момент сопротивления для полого круглого сечения.

$W_{\rho \text{ нетто}} = \pi d^3/16 - bh(2d-h)^2/(16d)$ – полярный момент сопротивления для вала с одной призматической шпонкой.

Примечание – Значения моментов сопротивления приведены в таблице А1.5.

$W_{\rho \text{ нетто}} = [\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2]/(16D)$ – полярный момент сопротивления для шлицевого вала.

Для **вала – шестерни** в сечении по зубьям геометрические характеристики поперечного сечения определяют как для сплошного сечения по начальному диаметру d_w , а для **вала червяка** – по диаметру впадин d_f .

6. Определяют частные коэффициенты запасов прочности по нормальным $S_{T\sigma}$ и касательным $S_{T\tau}$ напряжениям

$$S_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma; \quad S_{T\tau} = \tau_T / \tau, \quad (1.6)$$

σ_T, τ_T – пределы текучести материала вала по нормальным и касательным напряжениям, МПа (таблица А1.2).

7. Определяют общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести по гипотезе прочности максимальных касательных напряжений в опасных сечениях вала

$$S_T = S_{T\sigma} S_{T\tau} / (K_{II} \sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}) \geq [S_T], \quad (1.7)$$

$[S_T] = 1,3 \dots 2,0$ – допустимые значения для коэффициента запаса прочности по текучести; $K_{II} = T_{\max} / T$ – коэффициент перегрузки (из каталога на электродвигатель); $T_{\max}$ – максимальный кратковременно действующий вращающий момент (момент перегрузки).

1.1.3. Расчет вала на сопротивление усталости в рассматриваемом сечении

Уточненные расчеты на сопротивление усталости отражают влияние разновидности цикла напряжений, статических и усталостных характери-

стик материалов, размеров, формы и состояния поверхности. Расчет производят в форме проверки коэффициента запаса прочности. Для каждого из установленных предположительно опасных сечений определяют расчетный коэффициент запаса прочности S и сравнивают его с допускаемым значением, принимаемым обычно $[S] = 1,5 \dots 2,5$ (однако с учетом требуемой жесткости принимают $[S] = 2,5 \dots 3,0$).

Порядок расчета.

1. Найти амплитуды нормальных σ_a и касательных τ_a напряжений цикла

$$\sigma_a = \sigma = M / W_{\text{нетто}},$$

$$\tau_a = \tau / 2 = T / (2W_{\rho_{\text{нетто}}}) \text{ – при непрерывном вращении,}$$

$$\tau_a = \tau = T / W_{\rho_{\text{нетто}}} \text{ – при реверсивном вращении.}$$

2. Определить средние нормальные σ_m и касательные τ_m напряжения цикла

$$\sigma_m = F_a / A_{\text{нетто}},$$

$$\tau_m = \tau / 2 = T / (2W_{\rho_{\text{нетто}}}) \text{ – при непрерывном вращении,}$$

$$\tau_m = 0 \text{ – при реверсивном вращении.}$$

3. Найти эффективные коэффициенты концентрации при изгибе K_σ и кручении K_τ , учитывая тип соединения (с посадкой, шпоночное или шлицевое) (таблицы А1.9, А1.10, А1.11) или концентратор напряжений в рассматриваемом сечении (для нарезки витков червяка – таблица А1.12, для эвольвентных зубьев вала-шестерни – таблица А1.11 как для эвольвентных шлицев).

4. Найти коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения при изгибе $K_{d\sigma}$ и кручении $K_{d\tau}$ (таблица А1.6).

Примечание – При соединении с посадкой в таблице А1.14 приведены уже готовые отношения $K_\sigma / K_{d\sigma}$ и $K_\tau / K_{d\tau}$.

5. Определить коэффициенты влияния качества поверхности $K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ по таблице А1.7 либо по зависимостям [1]:

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22[\log(\sigma_B / 20) - 1]\log(4R_a) \text{ при } R_a > 0,2 \text{ мкм и } K_{F\sigma} = 1 \text{ при } R_a \leq 0,2 \text{ мкм,}$$

$$K_{F\tau} = 0,575K_{F\sigma} + 0,425.$$

Примечание – Шероховатость поверхностей ряда деталей редукторов представлена в таблице А1.16.

6. Определить коэффициент влияния поверхностного упрочнения K_V (таблица А1.8).

7. Найти суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе $K_{\sigma D}$ и кручении $K_{\tau D}$ по зависимостям:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V, \quad (1.8)$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V. \quad (1.9)$$

В случае одновременного воздействия нескольких факторов в соединении, например, посадки и шпоночного паза, в (1.8) и (1.9) подставляют отношения

$K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$, имеющие большие значения, что соответствует наиболее опасному случаю.

8. Найти коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений [1].

Для сталей

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B,$$

$$\psi_{\tau} = 0,5\psi_{\sigma}.$$

Для цементованных образцов $\psi_{\sigma} = 0,5 \dots 0,6$.

9. Определить частные коэффициенты запаса прочности по нормальным S_{σ} и касательным S_{τ} напряжениям

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / [K_{\sigma D}(\sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m)],$$

$$S_{\tau} = \tau_{-1} / [K_{\tau D}(\tau_a + \psi_{\tau} \tau_m)],$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости, соответственно при изгибе и кручении (таблица А1.2) или, в случае отсутствия указанных характеристик материала, найти по эмпирическим зависимостям

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B,$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}.$$

10. Определить общий коэффициент запаса прочности

$$S = S_{\sigma} S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \geq [S]. \quad (1.10)$$

Примечание – Выбор параметров по таблицам приложения А1, а также в других указанных источниках, осуществляется методом линейной интерполяции.

2. Кинематические схемы редукторов

На рисунках 1.2, 1.3 и 1.4 представлены в аксонометрии кинематические схемы ряда широко распространенных двухступенчатых редукторов различной конструкции, имеющих также различный тип быстроходной передачи, звенья которой обозначены индексом «Б» (размещены ближе к электродвигателю), и тихоходную цилиндрическую косозубую передачу с индексом «Т». В качестве быстроходной ступени выступают следующие передачи: цилиндрическая косозубая, червячная и коническая (схема редуктора с ней не показана). В передачах индекс «1» относится к ведущему звену, а индекс «2» – к ведомому. На быстроходном валу на рисунке 1.3 установлен ведомый шкив гибкой (ременной) передачи, обозначенный индексом «2Р», а на тихоходном валу на рисунке 1.4 установлена ведущая звездочка гибкой (цепной) передачи с индексом «1Ц». В точке зацепления передач указаны относящиеся к соответствующим звеньям передачи силы, обозначенные совпадающими со звеньями индексами, а также силы на звеньях от действия гибких передач (F_P и F_{ψ}). На рисунке 1.4 силы на промежуточном валу соответствуют кинематической схеме вала, представленной на странице 177 источника [4]. На рисунках 1.2 и 1.3 за счет выбора направления зубьев и вращения звеньев

осевые силы на быстроходных $F_{a1Б}$ и тихоходных $F_{a2Т}$ валах направлены в сторону консоли, что соответствует худшему случаю эксплуатации входного подшипника.

3. Примеры расчета валов

3.1. Ведущий вал одноступенчатого червячного редуктора либо двухступенчатого с быстроходной червячной ступенью (рисунок 1.5)

3.1.1. Исходные данные

Крутящий момент на ведущем валу $T_1 = 77,68$ Нм; передаточное число передачи $u = 8$; коэффициент диаметра червяка $q = 12,5$; модуль зацепления $m = 6,3$ мм; число витков червяка $z_1 = 4$; число зубьев колеса $z_2 = 32$; коэффициент смещения червячного колеса $x = -0,03$; угол трения между червяком и колесом $\rho = 1^\circ 47' 43''$; кпд передачи $\eta_{пер} = 0,902$; кпд пары подшипников качения $\eta_{под} = 0,99$.

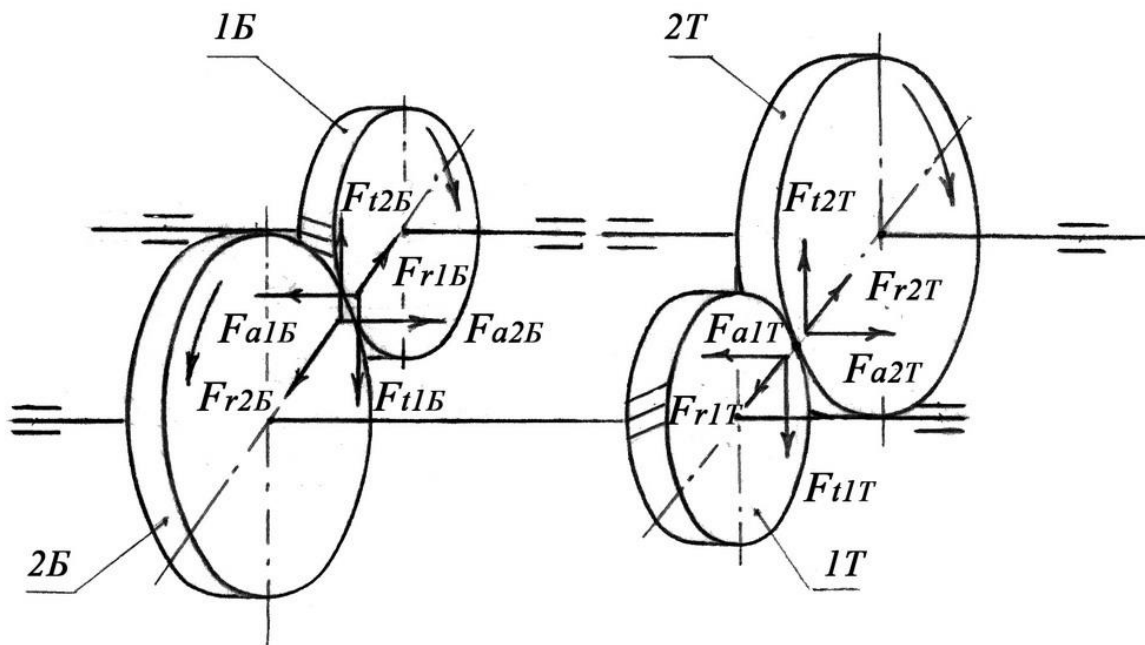


Рисунок 1.2 – Кинематическая схема цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора (входной 1Б и выходной 2Т валы находятся на одной оси) с силами в зацеплениях быстроходной (Б) и тихоходной (Т) передач на ведущих (1) и ведомых (2) звеньях

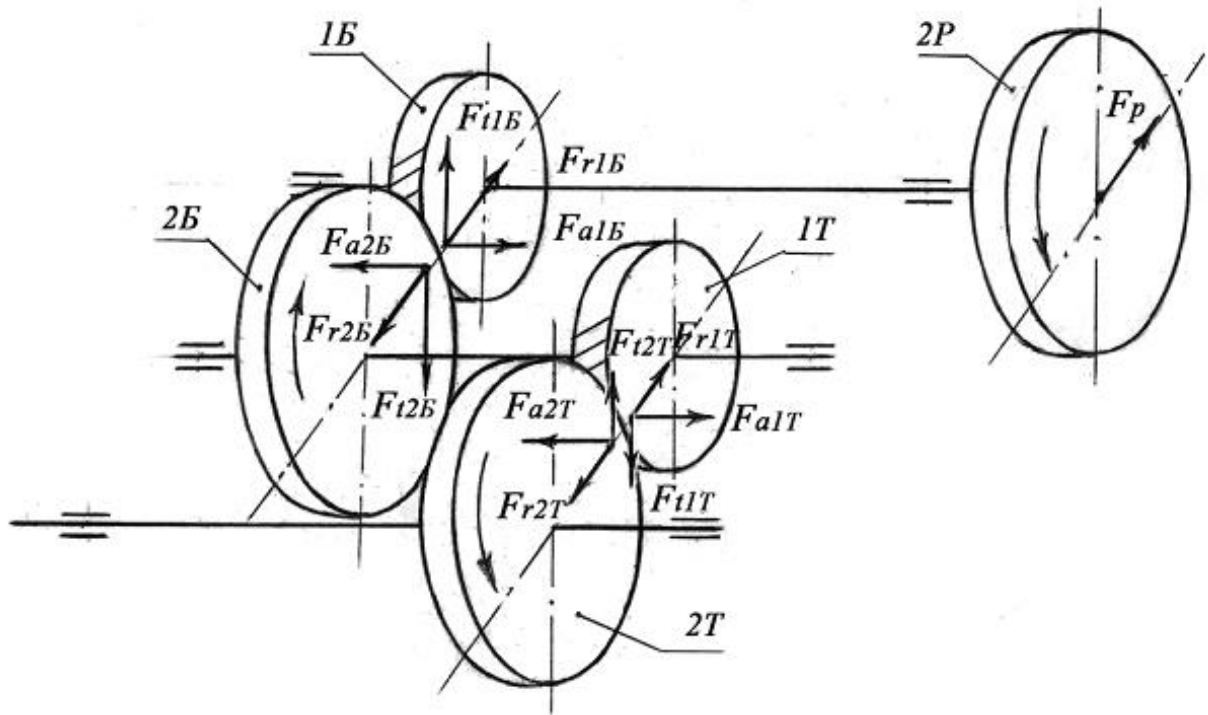


Рисунок 1.3 – Кинематическая схема цилиндрического двухступенчатого редуктора по развернутой схеме с силами в зацеплениях быстроходной (Б) и тихоходной (Т) передач на ведущих (1) и ведомых (2) звеньях, а также на ведомом шкиве (2Р) от действия ременной передачи

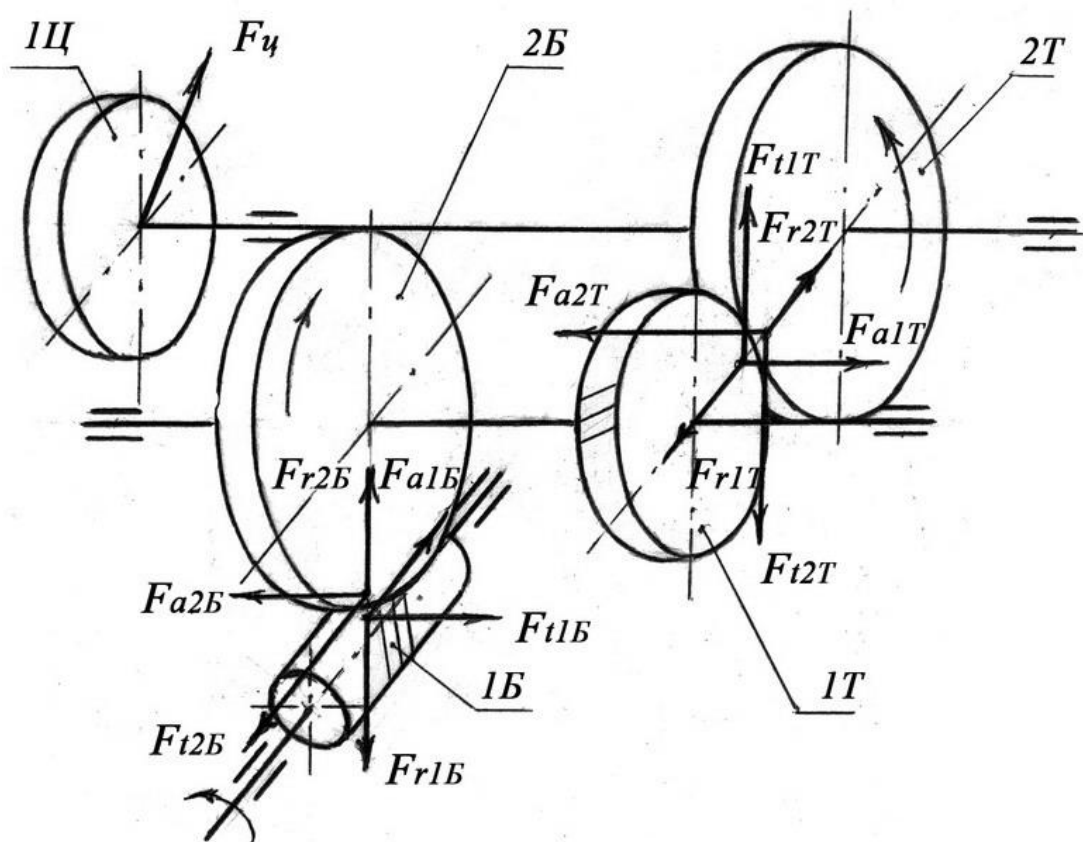


Рисунок 1.4 – Кинематическая схема червячно-цилиндрического редуктора с силами в зацеплениях быстроходной (Б) и тихоходной (Т) передач на ведущих (1) и ведомых (2) звеньях, а также на ведущей звездочке (1Ц) от действия цепной передачи

Определим начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 6,3[12,5 + 2(-0,03)] = 78,37 \text{ мм}$$

и начальный диаметр колеса

$$d_{w2} = d_2 = mz_2 = 6,3 \cdot 32 = 201,6 \text{ мм.}$$

Определим силы в зацеплении:

а) окружная сила на червяке (равная осевой силе на колесе F_{a2})

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1\eta_{nod}/d_{w1} = 2 \cdot 77,68 \cdot 0,9 \cdot 10^3 / 78,37 = 1961 \text{ Н};$$

б) осевая сила на червяке (равная окружной силе на колесе F_{t2})

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2/d_{w2} = 2uT_1\eta_{nep}\eta_{nod}/d_{w2} = 2 \cdot 8 \cdot 77,68 \cdot 0,902 \cdot 0,9910^3 / 201,6 = 5506 \text{ Н};$$

в) радиальная сила на червяке (равная радиальной силе на колесе F_{r2})

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2}\operatorname{tg}\alpha = 5506\operatorname{tg}20^\circ = 2004 \text{ Н},$$

T_2 – крутящий момент на колесе; α – угол исходного контура.

Примечание – При выполнении расчета червячной передачи на прочность с применением пакета программ для ЭВМ, разработанным на кафедре, геометрические характеристики и усилия в зацеплении находятся в результате расчета передачи, и вычислять их по приведенным выше формулам не требуется.

$F_p = 1036 \text{ Н}$ – консольная сила от действия гибкой передачи (ременной), которая также получается в результате расчета гибкой передачи.

Направление силы F_{a1} принято в сторону консоли, что соответствует худшему случаю эксплуатации входного подшипника. Этот случай произойдет, если направление вращения ведущего звена 1Б (червяка) на рисунке 1.4 изменить на противоположное, при этом силы $F_{t1Б}$ и $F_{a1Б}$ также поменяют направление. Если теперь на это же звено поместить ведомый шкив ременной передачи аналогично рисунку 1.3 с соответствующим направлением силы F_p , то получим расчетную схему вала на рисунке 1.5.

Материал червяка – сталь 45 по ГОСТ 1950–88 улучшенная с механическими характеристиками (таблица А1.2):

$$\sigma_B = 800 \text{ МПа}; \sigma_T = 550 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}; \tau_T = 300 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 210 \text{ МПа.}$$

3.1.2. Ориентировочный расчет вала

Диаметр входного конца вала

$$d_1 \geq 17\sqrt[3]{T_1/[\tau]} = 17\sqrt[3]{77,68/20} = 26,7 \text{ мм};$$

$$[\tau] = 0,025 \cdot \sigma_B = 0,025 \cdot 800 = 20 \text{ МПа.}$$

Учитывая повышенные требования к жесткости редукторных валов, принимаем диаметр входного конца вала $d_k = 30 \text{ мм}$ согласно ГОСТ 6639–69 на нормальные линейные размеры, предпочтительнее по ряду $R_a 40$ (таблица А1.1).

Остальные размеры вала, исходя из схемы компоновки, приведены на рисунке 1.5.

3.1.3. Расчет на статическую прочность

Опорные реакции в плоскости YOZ от сил F_{r1} и F_{a1} :

$$\sum M_A = R_{BY}l_3 - F_{r1}l_2 - F_{a1}d_{w1}/2 = 0,$$

$$R_{BY} = (F_{r1}l_2 + F_{a1}d_{w1}/2)/l_3 = (2004 \cdot 0,13 + 5506 \cdot 0,0784/2)/0,275 = 1732 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = -R_{AY}l_3 + F_{r1}(l_3 - l_2) - F_{a1}d_{w1}/2 = 0,$$

$$R_{AY} = (F_{r1}(l_3 - l_2) - F_{a1}d_{w1}/2)/l_3 = [2004 \cdot (0,275 - 0,13) + 5506 \cdot 0,0784/2]/0,275 = 272 \text{ Н}.$$

Опорные реакции в плоскости XOZ от сил F_{t1} и F_p :

$$\sum M_A = F_p l_4 - R_{BX} l_3 + F_{t1} l_2 = 0,$$

$$R_{BX} = (F_p l_4 + F_{t1} l_2)/l_3 = (1036 \cdot 0,369 + 1961 \cdot 0,13)/0,275 = 2317 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = R_{AX} l_3 - F_{t1}(l_3 - l_2) + F_p(l_4 - l_3) = 0,$$

$$R_{AX} = [F_{t1}(l_3 - l_2) - F_p(l_4 - l_3)]/l_3 = [1961 \cdot (0,275 - 0,13) - 1036 \cdot (0,369 - 0,275)]/0,275 = 680 \text{ Н}.$$

Опасными расчетными сечениями данной схемы вала являются сечения 2, 3 и, например, сечение 5 как имеющее ступенчатый переход с галтелью около подшипника.

Рассмотрим сечение 2.

Изгибающий момент в плоскости YOZ от сил F_{r1} и F_{a1} в этом сечении (индекс указывает на номер сечения)

$$M_{Y2} = R_{BY}(l_3 - l_2) = 1732 \cdot (0,275 - 0,13) = 251,1 \text{ Нм},$$

в плоскости XOZ от сил F_{t1} и F_p

$$M_{X2} = -R_{AX} l_2 = -680 \cdot 0,13 = -88,4 \text{ Нм}.$$

Результирующий (суммарный) изгибающий момент

$$M_2 = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{(-88,4)^2 + 251,1^2} = 266,2 \text{ Нм}.$$

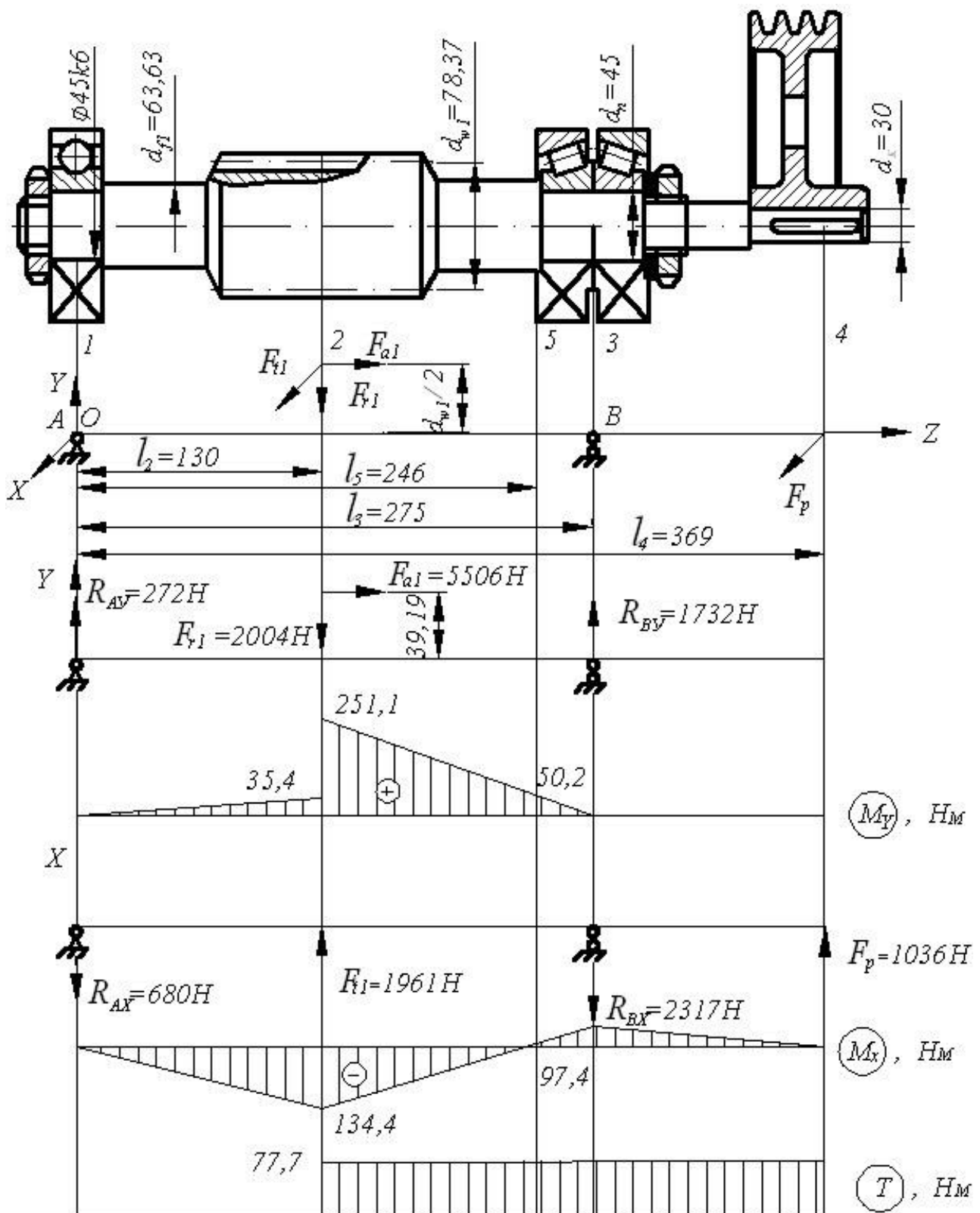


Рисунок 1.5 – Схема к расчету вала червяка

Нормальные и касательные напряжения

$$\sigma_2 = M_2 / W_{\text{нетто}2} + F_{a1} / A_{\text{нетто}2} = 266,2 \cdot 10^6 / 25292 \cdot 10^9 + 5506 \cdot 10^6 / 3180 \cdot 10^6 = 12,3 \text{ МПа},$$

$$\tau_2 = T / W_{\rho \text{ нетто}2} = T / (2 \cdot W_{\text{нетто}2}) = 76,9 \cdot 10^6 / (2 \cdot 25292 \cdot 10^9) = 1,5 \text{ МПа},$$

$$W_{\text{нетто}2} = \pi d_{f1}^3 / 32 = \pi \cdot 63,63^3 / 32 = 25292 \text{ мм}^3 [8],$$

$$A_{\text{нетто}2} = \pi d_{f1}^2 / 4 = \pi \cdot 63,63^2 / 4 = 3180 \text{ мм}^2.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{T\sigma 2} = \sigma_T / \sigma_2 = 550 / 12,3 = 44,9,$$

$$S_{T\tau 2} = \tau_T / \tau_2 = 300 / 1,5 = 200.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_{T2} = S_{T\sigma 2} S_{T\tau 2} / (K_{II} \sqrt{S_{T\sigma 2}^2 + S_{T\tau 2}^2}) = 44,9 \cdot 200 / (2,2 \sqrt{44,9^2 + 200^2}) = 19,9 > 1,3 \dots 2,0,$$

$K_{II} = 2,2$ – коэффициент перегрузки из каталога на электродвигатели ($T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$).

3.1.4. Расчет на усталостную прочность (на выносливость)

Амплитудные напряжения цикла

$$\sigma_{a2} = M_2 / W_{\text{нетто}2} = 266,2 \cdot 10^6 / (25292 \cdot 10^9) = 10,5 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a2} = \tau_2 / 2 = T_2 / (2W_{\rho \text{ нетто}2}) = T_2 / (2 \cdot 2W_{\text{нетто}2}) = 76,9 \cdot 10^6 / (4 \cdot 25292 \cdot 10^9) = 0,8 \text{ МПа}$$

при нереверсивном вращении.

Средние напряжения цикла

$$\sigma_{m2} = F_{a1} / A_{\text{нетто}2} = 4F_{a1} / (\pi d_{f1}^2) = 4 \cdot 5506 \cdot 10^6 / (\pi \cdot 63,63^2 \cdot 10^6) = 1,7 \text{ МПа},$$

$$\tau_{m2} = \tau_2 / 2 = 0,8 \text{ МПа} \text{ – при нереверсивном вращении.}$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для нарезки витков червяка (таблица А1.12)

$$K_{\sigma 2} = 2,37; \quad K_{\tau 2} = 1,77.$$

Коэффициенты, учитывающие масштабный фактор (влияние абсолютных размеров поперечного сечения) (таблица А1.6)

$$K_{d\sigma 2} = 0,77; \quad K_{d\tau 2} = 0,68.$$

Коэффициенты влияния качества обработки поверхности при $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$ по таблице А.7 при $R_a = 0,63 \dots 0,8 \text{ мкм}$ (таблица А1.16) или по формулам [1]

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22[\log(\sigma_B / 20) - 1]\log(4R_a) = 1 - 0,22[\log(800 / 20) - 1]\log(4 \cdot 0,8) = 0,933,$$

$$K_{F\tau} = 0,575K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,933 + 0,425 = 0,961.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения $K_{V2} = 1$ (поверхность без упрочнения – таблица А1.8).

Значения коэффициентов $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$

$$K_{\sigma D2} = (K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} + 1 / K_{F\sigma 2} - 1) / K_{V2} = (2,37 / 0,77 + 1 / 0,933 - 1) / 1 = 3,15,$$

$$K_{\tau D2} = (K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} + 1 / K_{F\tau 2} - 1) / K_{V2} = (1,77 / 0,68 + 1 / 0,961 - 1) / 1 = 2,642.$$

Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800 = 0,18,$$

$$\psi_{\tau} = 0,5\psi_{\sigma} = 0,5 \cdot 0,18 = 0,09.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{\sigma 2} = \sigma_{-1} / [K_{\sigma D 2} (\sigma_{a 2} + \psi_{\sigma} \sigma_{m 2})] = 350 / [3,15(13,1 + 0,18 \cdot 1,7)] = 8,29,$$

$$S_{\tau 2} = \tau_{-1} / [K_{\tau D 2} (\tau_{a 2} + \psi_{\tau} \tau_{m 2})] = 210 / [2,642(0,8 + 0,09 \cdot 0,8)] = 91,15.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_2 = S_{\sigma 2} S_{\tau 2} / \sqrt{S_{\sigma 2}^2 + S_{\tau 2}^2} = 8,29 \cdot 91,15 / \sqrt{8,29^2 + 91,15^2} = 8,26 > 1,5 \dots 2,5.$$

Коэффициенты S_{T2} и S_2 значительно превышают значения допускаемых коэффициентов запаса.

Остальные опасные сечения 3 и 5 проверяются аналогичным образом.

При этом **сечение 3** проверяется по аналогии с сечением 1 примера 3.3 с учетом посадки с натягом подшипника на вал. В **сечении 5** в отличие от сечения 3 фактором, влияющим на сопротивление усталости, является ступенчатый переход с галтелью около подшипника, влияние которого учитывается эффективными коэффициентами концентрации напряжений (таблица А1.9). Расчетным диаметром является диаметр под подшипником d_{II} .

3.2. Промежуточный вал двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме (рисунок 1.6)

3.2.1. Исходные данные

Крутящий момент на валу $T_2 = 318,0$ Нм; число зубьев колеса быстроходной ступени $z_{2B} = 110$; число зубьев шестерни тихоходной ступени $z_{1T} = 43$; модули зубьев ступеней $m_B = m_T = 2$ мм; угол наклона зубьев быстроходной ступени $\beta_B = 9^\circ 41' 47''$; то же тихоходной ступени $\beta_T = 8^\circ 32' 57''$. Расчетная схема вала на рисунке 1.6 соответствует промежуточному валу редуктора по схеме на рисунке 1.3.

Определим начальный диаметр колеса быстроходной передачи

$$d_{w2B} = m_B z_{2B} / \cos \beta_B = 2 \cdot 110 / \cos 9^\circ 41' 47'' = 223,19 \text{ мм}$$

и начальный диаметр шестерни тихоходной передачи

$$d_{w1T} = m_T z_{1T} / \cos \beta_T = 2 \cdot 43 / \cos 8^\circ 32' 57'' = 86,97 \text{ мм}.$$

Определим силы в зацеплениях:

а) окружная сила на колесе

$$F_{t2B} = 2T_2 / d_{w2B} = 2 \cdot 318,0 / 0,22319 = 2850 \text{ Н};$$

б) радиальная сила на колесе

$$F_{r2B} = F_{t2B} \tan \alpha_w / \cos \beta_B = 2850 \cdot \tan 20^\circ / \cos 9^\circ 41' 47'' = 1052 \text{ Н};$$

в) осевая сила на колесе

$$F_{a2B} = F_{t2B} \tan \beta_B = 2850 \cdot \tan 9^\circ 41' 47'' = 487 \text{ Н};$$

г) окружная сила на шестерне

$$F_{t1T} = 2T_2 / d_{w1T} = 2 \cdot 318,0 / 0,08697 = 6979 \text{ Н};$$

д) радиальная сила на шестерне

$$F_{r1T} = F_{t1T} \tan \alpha_w / \cos \beta_T = 6979 \cdot \tan 20^\circ / \cos 8^\circ 32' 57'' = 2569 \text{ Н};$$

е) осевая сила на шестерне

$$F_{a1T} = F_{t1T} \tan \beta_T = 6979 \cdot \tan 8^\circ 32' 57'' = 1049 \text{ Н}.$$

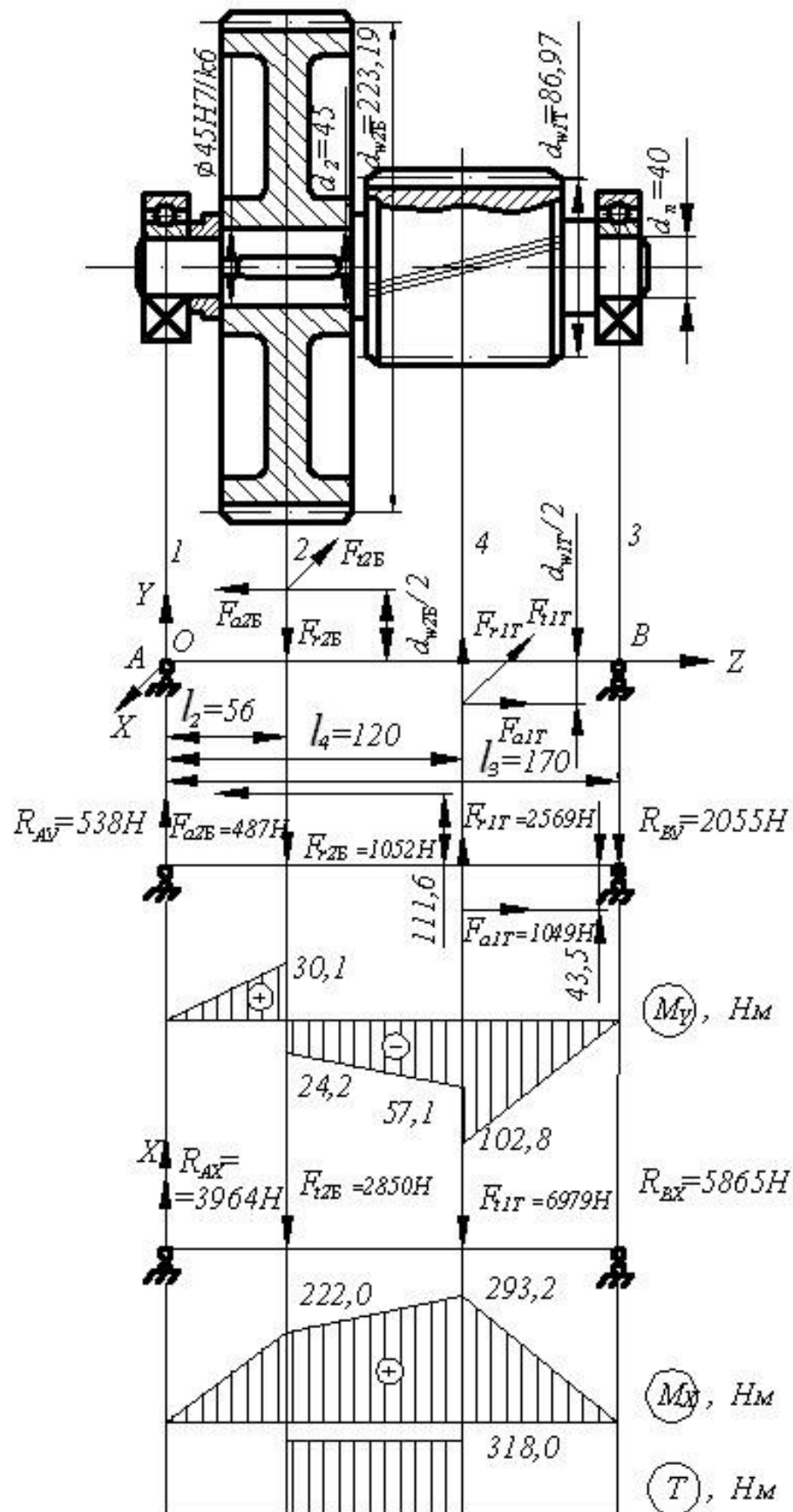


Рисунок 1.6 – Схема к расчету промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора по развернутой схеме

Примечание – При выполнении расчетов цилиндрических передач на прочность с применением пакета программ для ЭВМ, разработанным на кафедре, геометрические характеристики и силы в зацеплении находятся в результате расчета передачи, и вычислять их по приведенным выше формулам не требуется.

Материал вала–шестерни сталь 40Х по ГОСТ 4543–71 улучшенная с механическими характеристиками (таблица А1.2):

$$\sigma_B = 900 \text{ МПа}; \sigma_T = 750 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}; \tau_T = 450 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 240 \text{ МПа}.$$

3.2.2. Ориентировочный расчет вала

Диаметр вала под колесом

$$d_2 \geq 17 \sqrt[3]{T_2 / [\tau]} = 17 \sqrt[3]{318,0 / 24,3} = 40,1 \text{ мм};$$

$$[\tau] = 0,027 \cdot \sigma_B = 0,027 \cdot 900 = 24,3 \text{ МПа}.$$

С учетом внутреннего диаметра под подшипник, равного 40 мм, и для повышения жесткости вала принимаем диаметр под колесом $d_2 = 45 \text{ мм}$ согласно ГОСТ 6639–69 на нормальные линейные размеры, предпочтительнее по ряду R_{40} (таблица А1.1).

Остальные размеры вала, исходя из схемы компоновки, приведены на рисунке 1.6.

3.2.3. Расчет на статическую прочность

Опорные реакции в плоскости YOZ от сил F_{a2B} , F_{r2B} , F_{a1T} , F_{r1T} :

$$\sum M_A = -F_{r2B} l_2 + F_{a2B} d_{w2B} / 2 + F_{r1T} l_4 + F_{a1T} d_{w1T} / 2 - R_{BY} l_3 = 0,$$

$$R_{BY} = (-F_{r2B} l_2 + F_{a2B} d_{w2B} / 2 + F_{r1T} l_4 + F_{a1T} d_{w1T} / 2) / l_3 = (-1052 \cdot 0,056 + 487 \cdot 0,22319 / 2 + 2569 \cdot 0,12 + 1049 \cdot 0,08697 / 2) / 0,17 = 2055 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = F_{r2B} (l_3 - l_2) + F_{a2B} d_{w2B} / 2 - F_{r1T} (l_3 - l_4) + F_{a1T} d_{w1T} / 2 - R_{AY} l_3 = 0,$$

$$R_{AY} = (F_{r2B} (l_3 - l_2) + F_{a2B} d_{w2B} / 2 - F_{r1T} (l_3 - l_4) + F_{a1T} d_{w1T} / 2) / l_3 = (1052 \cdot (0,17 - 0,056) + 487 \cdot 0,22319 / 2 - 2569 \cdot (0,17 - 0,12) + 1049 \cdot 0,08697 / 2) / 0,17 = 538 \text{ Н}.$$

Опорные реакции в плоскости XOZ от сил F_{t2B} и F_{t1T} :

$$\sum M_A = R_{BX} l_3 - F_{t2B} l_2 - F_{t1T} l_4 = 0,$$

$$R_{BX} = (F_{t2B} l_2 + F_{t1T} l_4) / l_3 = (2850 \cdot 0,056 + 6979 \cdot 0,12) / 0,17 = 5865 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = (-R_{AX} l_3 + F_{t2B} (l_3 - l_2) + F_{t1T} (l_3 - l_4)) = 0,$$

$$R_{AX} = [F_{t2B} (l_3 - l_2) + F_{t1T} (l_3 - l_4)] / l_3 = [2850 \cdot (0,17 - 0,056) + 6979 \cdot (0,17 - 0,12)] / 0,17 = 3964 \text{ Н}.$$

Опасными сечениями данной схемы вала являются сечения 2 и 4.

Рассмотрим сечение 2, имеющее существенно меньший диаметр по сравнению с валом–шестерней в сечении 4.

Результирующий суммарный изгибающий момент (индекс указывает на номер сечения)

$$M_2 = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{222,0^2 + 30,1^2} = 224,0 \text{ Нм}.$$

Нормальные напряжения

$$\sigma_2 = M_2 / W_{\text{нетто}2} + |F_{a2B} - F_{a1T}| / A_{\text{нетто}2} = 224,0 \cdot 10^6 / (7798,0 \cdot 10^{-9}) + |487 - 1049| \cdot 10^6 / (1527,4 \cdot 10^{-6}) = 29,1 \text{ МПа},$$

$$W_{\text{нетто}2} = \pi d_2^3 / 32 - bh(2d_2 - h)^2 / (16d_2) = \pi \cdot 45^3 / 32 - 14 \cdot 9(2 \cdot 45 - 9)^2 / (16 \cdot 45) = 7798,0 \text{ мм}^3,$$

$$A_{\text{нетто}2} = \pi d_2^2 / 4 - bh / 2 = \pi \cdot 45^2 / 4 - 14 \cdot 9 / 2 = 1527,4 \text{ мм}^2,$$

для диаметра вала $d_2 = 45 \text{ мм}$ выбираем (таблица А1.10) шпонку с сечением $b \times h = 14 \times 9$, глубиной паза вала $t_1 = 5,5 \text{ мм}$.

$W_{\text{нетто}2}$ и $W_{\rho \text{ нетто}2}$ можно определить также из таблицы А1.5.

Касательные напряжения

$$\tau_2 = T_2 / W_{\rho \text{ нетто}2} = 318,0 \cdot 10^6 / (16774,2 \cdot 10^{-9}) = 19,0 \text{ МПа},$$

$$W_{\rho \text{ нетто}2} = \pi d_2^3 / 16 - bh(2d_2 - h)^2 / (16d_2) = \pi \cdot 45^3 / 16 - 14 \cdot 9(2 \cdot 45 - 9)^2 / (16 \cdot 45) = 16744,2 \text{ мм}^3.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{T\sigma 2} = \sigma_T / \sigma_2 = 750 / 29,1 = 25,77,$$

$$S_{T\tau 2} = \tau_T / \tau_2 = 450 / 19,0 = 23,68.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_{T2} = S_{T\sigma 2} S_{T\tau 2} / (K_{II} \sqrt{S_{T\sigma 2}^2 + S_{T\tau 2}^2}) = 25,77 \cdot 23,68 / (2,2 \cdot \sqrt{25,77^2 + 23,68^2}) = 7,92 > 1,3 \dots 2,0,$$

$K_{II} = 2,2$ – коэффициент перегрузки из каталога на электродвигатели.

3.2.4. Расчет на усталостную прочность (на выносливость)

Амплитудные напряжения цикла

$$\sigma_{a2} = M_2 / W_{\text{нетто}2} = 224,0 \cdot 10^6 / (7798,0 \cdot 10^{-9}) = 28,7 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a2} = \tau_2 / 2 = 19,0 / 2 = 9,5 \text{ МПа при непрерывном вращении (нереверсивном).}$$

Средние напряжения цикла

$$\sigma_{m2} = |F_{a2B} - F_{a1T}| / A_{\text{нетто}2} = |487 - 1049| \cdot 10^6 / (1527,4 \cdot 10^{-6}) = 0,37 \text{ МПа},$$

$$\tau_{m2} = \tau_{a2} = 9,5 \text{ МПа при нереверсивном вращении.}$$

В сечении 2 одновременно действуют два фактора, создающие концентрацию напряжений: шпоночный паз и посадка колеса на вал. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой, (таблица А1.10)

$$K_{\sigma 2} = 2,2; \quad K_{\tau 2} = 2,05.$$

Коэффициенты, учитывающие масштабный фактор, т.е. влияние абсолютных размеров поперечного сечения (таблица А1.6) для легированной стали

$$K_{d\sigma 2} = 0,715; \quad K_{d\tau 2} = 0,715.$$

Коэффициенты влияния качества обработки поверхности при $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$

по таблице А.7 при $R_a = 1,25 \dots 1,6$ мкм (таблица А1.16) или по формулам [1]:

$$K_{F\sigma 2} = 1 - 0,22[\log(\sigma_B / 20) - 1]\log(4R_a) = 1 - 0,22[\log(900/20) - 1]\log(4 \cdot 1,6) = 0,884,$$

$$K_{F\tau 2} = 0,575K_{F\sigma 2} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,884 + 0,425 = 0,933.$$

Для шпоночного паза определим отношения коэффициентов

$$K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 2,2 / 0,715 = 3,077,$$

$$K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 2,05 / 0,715 = 2,867.$$

Кроме соединения колеса с валом при помощи шпонки колесо устанавливается на вал также по посадке, например, переходной Н7/к6 или с натягом Н7/г6. Для посадки Н7/к6 по таблице А1.14 линейной интерполяцией находим уже готовые отношения коэффициентов $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 3,05$, $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 2,375$, а для посадки Н7/г6 – $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 4,1$, $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 2,95$. В дальнейшем в расчете производим учет одновременного воздействия двух факторов в соединении (посадки и шпоночного паза) путем выбора отношений $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2}$ и $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2}$, имеющих бóльшие значения. В случае наличия посадки с натягом Н7/г6, посадка оказывается более опасным фактором, так как значения отношений коэффициентов являются бóльшими и именно их следует принять в дальнейшем расчете, т.е. $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 4,1$, $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 2,95$.

В техническом задании для данного вала указана посадка Н7/к6, поэтому из двух опасных воздействий (посадки и шпоночного паза) максимальные значения для обоих отношений дает наличие шпоночного паза, что и учтем в дальнейшем.

Значения коэффициентов $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$

$$K_{\sigma D 2} = (K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} + 1 / K_{F\sigma 2} - 1) / K_{V2} = (3,077 + 1 / 0,884 - 1) / 1 = 3,21,$$

$$K_{\tau D 2} = (K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} + 1 / K_{F\tau 2} - 1) / K_{V2} = (2,867 + 1 / 0,933 - 1) / 1 = 2,94.$$

Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений

$$\psi_{\sigma 2} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 900 = 0,20,$$

$$\psi_{\tau 2} = 0,5\psi_{\sigma 2} = 0,5 \cdot 0,20 = 0,1.$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным S_{σ} и касательным S_{τ} напряжениям

$$S_{\sigma 2} = \sigma_{-1} / [K_{\sigma D 2} (\sigma_{a2} + \psi_{\sigma 2} \sigma_{m2})] = 410 / [3,21(28,7 + 0,2 \cdot 0,37)] = 4,44,$$

$$S_{\tau 2} = \tau_{-1} / [K_{\tau D 2} (\tau_{a2} + \psi_{\tau 2} \tau_{m2})] = 240 / [2,94(9,5 + 0,1 \cdot 9,5)] = 7,81.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_2 = S_{\sigma 2} S_{\tau 2} / \sqrt{S_{\sigma 2}^2 + S_{\tau 2}^2} = 4,44 \cdot 7,81 / \sqrt{4,44^2 + 7,81^2} = 3,86 > 1,5 \dots 2,5.$$

При полученном коэффициенте запаса прочность вала несколько завышена, но благодаря этому он обладает достаточной жесткостью ($S_2 > [S] = 2,5 \dots 3,0$).

Опасное сечение 4 проверяется аналогичным образом. Но здесь шпоночный паз отсутствует, так как это вал–шестерня, расчетный диаметр $d_4 = d_{w1T}$ как для сплошного сечения вала, а эффективные коэффициенты концентрации напряжений определяются как для эвольвентных шлицев по таблице А1.11.

3.3. Ведущий вал одноступенчатого конического редуктора или двухступенчатого с быстроходной конической передачей с круговым зубом (рисунок 1.7)

3.3.1. Исходные данные

Крутящий момент на валу $T_1 = 323,6$ Нм; $z_1 = 26$ – число зубьев шестерни; $m_{te} = 3,59$ мм – внешний окружной модуль; $\delta_1 = 18^\circ 26' 06''$ – угол делительного конуса шестерни; $\beta_m = 35^\circ$ – угол наклона линии зуба на среднем делительном диаметре.

Определим средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = 0,857m_{te}z_1 = 0,857 \cdot 3,59 \cdot 26 = 79,99 \text{ мм.}$$

Если на рисунке 1.3 быстроходную цилиндрическую передачу заменить соответствующей конической, то получим коническо–цилиндрический редуктор, у которого расчетная схема вала представлена на рисунке 1.7. При этом вместо ведомого шкива ременной передачи на консоли вала установлена муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) по ГОСТ 21424–75.

В передаче с круговым зубом во избежание заклинивания зубьев при значительных зазорах в подшипниках необходимо обеспечить направление осевой силы F_{a1} на ведущей шестерне к основанию делительного конуса. Для этого направление вращения ведущей шестерни (**если смотреть со стороны вершины делительного конуса**) и направление наклона зубьев должны совпадать. В задании на данный вал направление вращения указано влево, т.е. против хода часовой стрелки, и зуб шестерни левый.

При соблюдении этого условия определим силы в зацеплении на среднем делительном диаметре:

а) окружная сила на шестерне

$$F_{t1} = 2T_1 / d_{m1} = 2 \cdot 323,6 \cdot 10^3 / 79,99 = 8090 \text{ Н,}$$

б) радиальная сила на шестерне (равная осевой силе на колесе F_{a2})

$$F_{r1} = F_{t1}(tg \alpha_w \cos \delta_1 - \sin \beta_m \sin \delta_1) / \cos \beta_m = 8090(tg 20^\circ \cdot \cos 18^\circ 26' 06'' - \sin 35^\circ \sin 18^\circ 26' 06'') / \cos 35^\circ = 1586 \text{ Н,}$$

в) осевая сила на шестерне (равная радиальной силе на колесе F_{r2})

$$F_{a1} = F_{t1}(tg \alpha_w \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1) / \cos \beta_m = 8090(tg 20^\circ \cdot \sin 18^\circ 26' 06'' + \sin 35^\circ \cos 18^\circ 26' 06'') / \cos 35^\circ = 6498 \text{ Н.}$$

Примечание – При выполнении расчета конической передачи на прочность с применением пакета программ для ЭВМ, разработанным на кафедре, геометрические характеристики и силы в зацеплении находятся в результате расчета передачи, и вычислять их по приведенным выше формулам не требуется.

Материал конического вала–шестерни сталь 18ХН3А по ГОСТ 4543–71 цементованная с механическими характеристиками (таблица А1.2):

$$\sigma_B = 950 \text{ МПа; } \sigma_T = 700 \text{ МПа; } \sigma_{-1} = 490 \text{ МПа; } \tau_T = 420 \text{ МПа; } \tau_{-1} = 210 \text{ МПа.}$$

3.3.2. Ориентировочный расчет вала

Диаметр входного конца вала

$$d_K \geq 17 \sqrt[3]{T_1 / [\tau]} = 17 \sqrt[3]{323,6 / 23,75} = 40,6 \text{ мм},$$
$$[\tau] = 0,025 \cdot \sigma_B = 0,025 \cdot 950 = 23,75 \text{ МПа}.$$

Этот вал при помощи муфты соединяется с электродвигателем. Диаметр входного конца вала d_K согласовывают с диаметром вала электродвигателя и с внутренним диаметром применяемой муфты МУВП по ГОСТ 21424–75.

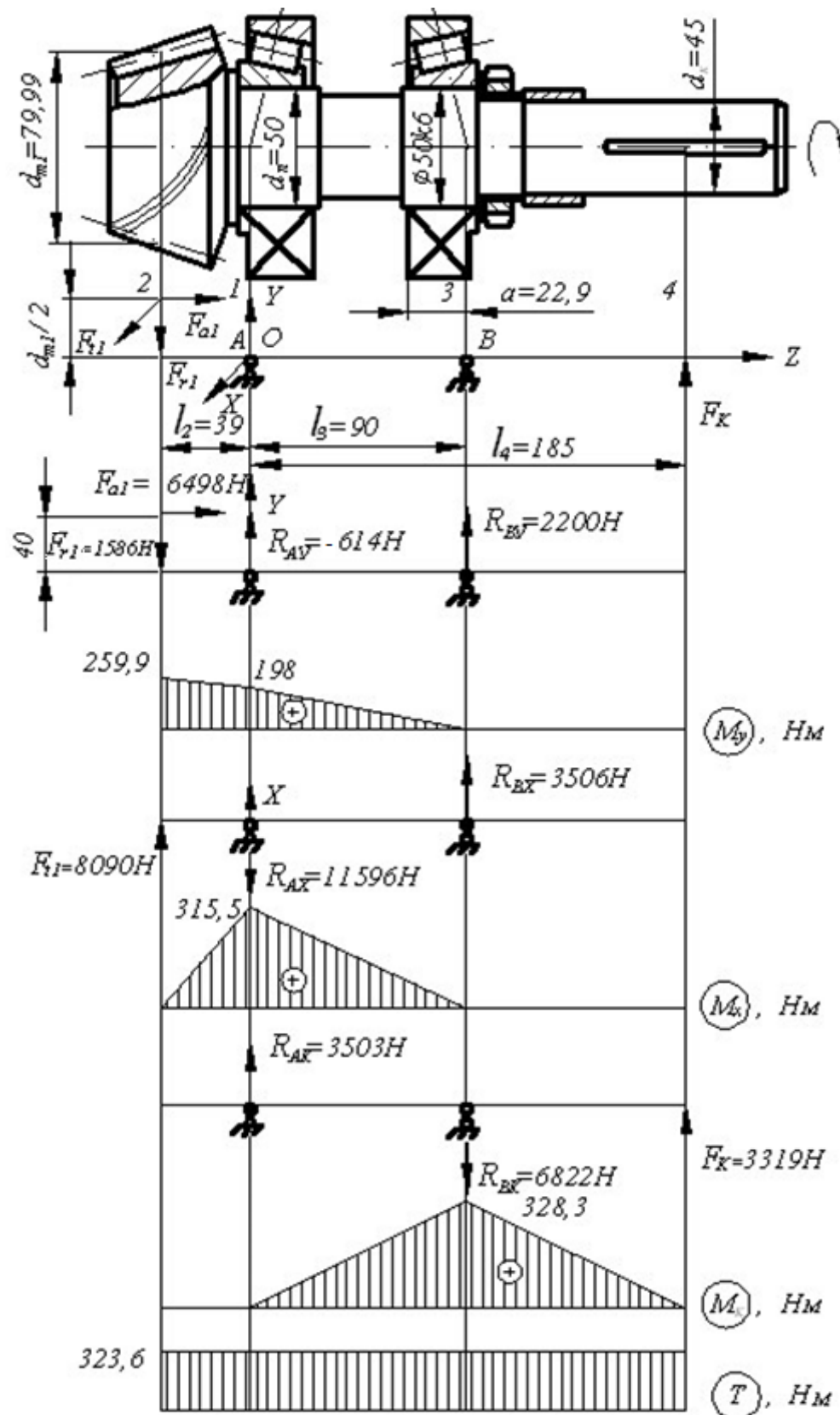


Рисунок 1.7 – Схема к расчету вала конической шестерни

Исходя из этого, а также для повышения жесткости вала принимаем $d_K = 45$ мм согласно ГОСТ 6639–69 на нормальные линейные размеры, предпочтительнее по ряду $R_4 40$ (таблица A1.1), а резьбу под корончатую гайку для закрепления подшипникового узла М 48×1,5.

Консольная сила F_K (неуравновешенная составляющая окружной силы муфты) вращается вместе с валом и определяется по формуле (таблица А1.15)

$$F_K = F_{nt} = 2/3 \cdot (2T_1 \cdot 10^3) / d_m = 2 \cdot 2 \cdot 323,6 \cdot 10^3 / (3 \cdot 130) = 3319 \text{ Н},$$

$d_m = 130 \text{ мм}$ – диаметр начальной окружности муфты (на котором расположены пальцы) [4, 5, 8].

Остальные размеры вала, исходя из схемы компоновки, приведены на рисунке 1.7.

На валу установлены подшипники качения радиально–упорные роликовые 7310 по ГОСТ 8338–85. Технические данные подшипника из каталога [6 или 12] следующие: внутренний $d_{II} = 50 \text{ мм}$ и наружный $D = 110 \text{ мм}$ диаметры, ширина подшипника $T = 29,25 \text{ мм}$, коэффициент осевой нагрузки $e = 0,31$.

Расстояние между торцом подшипника и расчетной точкой опоры эквивалентной схемы вала А или В

$$a = 0,5[T + 0,5(d + D)\text{tg}\alpha] = 0,5[29,25 + 0,5(50 + 110) \cdot 0,207] = 22,9 \text{ мм},$$

$$\text{tg}\alpha = e/1,5 = 0,31/1,5 = 0,207 \text{ – тангенс угла наклона контактной линии.}$$

3.3.3. Расчет на статическую прочность

Опорные реакции в плоскости YOZ от сил F_{r1} и F_{a1}

$$\sum M_A = F_{r1}l_2 - F_{a1}d_{m1}/2 + R_{AY}l_3 = 0,$$

$$R_{BY} = (F_{a1}d_{m1}/2 - F_{r1}l_2)/l_3 = (6498 \cdot 0,07999/2 - 1586 \cdot 0,039)/0,09 = 2200 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = F_{r1}(l_2 + l_3) - F_{a1}d_{m1}/2 - R_{AY}l_3 = 0,$$

$$R_{AY} = [-F_{a1}d_{m1}/2 + F_{r1}(l_2 + l_3)]/l_3 = [-6498 \cdot 0,07999/2 + 1586 \cdot (0,039 + 0,09)]/0,09 = -614 \text{ Н}.$$

Опорные реакции в плоскости XOZ от силы F_{t1}

$$\sum M_A = -F_{t1}l_2 + R_{BX}l_3 = 0,$$

$$R_{BX} = F_{t1}l_2/l_3 = 8090 \cdot 0,039/0,09 = 3506 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -F_{t1}(l_2 + l_3) + R_{AX}l_3 = 0,$$

$$R_{AX} = F_{t1}(l_2 + l_3)/l_3 = 8090 \cdot (0,039 + 0,09)/0,09 = 11596 \text{ Н}.$$

Опорные реакции от консольной силы муфты определяем отдельно, так как она вращается вместе с валом

$$\sum M_A = -R_{BK}l_3 + F_Kl_4 = 0,$$

$$R_{BK} = F_Kl_4/l_3 = 3319 \cdot 0,185/0,09 = 6822 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -R_{AK}l_3 + F_K(l_4 - l_3) = 0,$$

$$R_{AK} = F_K(l_4 - l_3)/l_3 = 3319 \cdot (0,185 - 0,09)/0,09 = 3503 \text{ Н}.$$

Опасными расчетными сечениями данной схемы вала являются сечения 1 и 3.

Рассмотрим самое опасное по возникающим внутренним усилиям сечение 1.

Результирующий (суммарный) изгибающий момент (индекс указывает на номер сечения)

$$M_1 = M_{K1} + \sqrt{M_{X1}^2 + M_{Y1}^2} = 0 + \sqrt{315,5^2 + 198,0^2} = 372,5 \text{ Нм.}$$

Нормальные напряжения

$$\sigma_1 = M_1 / W_{\text{нетто}1} + F_{a1} / A_{\text{нетто}1} = 372,5 \cdot 10^6 / (12272,0 \cdot 10^9) + 6498 \cdot 10^6 / (1963,5 \cdot 10^6) = 33,7 \text{ МПа},$$

$$W_{\text{нетто}1} = \pi d_{\text{II}}^3 / 32 = \pi \cdot 50^3 / 32 = 12272,0 \text{ мм}^3,$$

$$A_{\text{нетто}1} = \pi d_{\text{II}}^2 / 4 = \pi \cdot 50^2 / 4 = 1963,5 \text{ мм}^2.$$

Касательные напряжения

$$\tau_1 = T_1 / W_{\rho \text{ нетто}1} = 323,6 \cdot 10^6 / (24543,7 \cdot 10^9) = 13,2 \text{ МПа},$$

$$W_{\rho \text{ нетто}1} = \pi d_{\text{II}}^3 / 16 = \pi \cdot 50^3 / 16 = 24543,7 \text{ мм}^3.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{T\sigma 1} = \sigma_T / \sigma_1 = 700 / 33,7 = 20,77,$$

$$S_{T\tau 1} = \tau_T / \tau_1 = 490 / 13,2 = 37,16.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_{T1} = S_{T\sigma 1} S_{T\tau 1} / (K_{\text{II}} \sqrt{S_{T\sigma 1}^2 + S_{T\tau 1}^2}) = 20,77 \cdot 37,16 / (2,2 \cdot \sqrt{20,77^2 + 37,16^2}) = 8,24 > 1,3 \dots 2,0,$$

$K_{\text{II}} = 2,2$ – коэффициент перегрузки из каталога на электродвигатели.

3.3.4. Расчет на усталостную прочность (на выносливость)

Амплитудные напряжения цикла

$$\sigma_{a1} = M_1 / W_{\text{нетто}1} = 372,5 \cdot 10^6 / (12272,0 \cdot 10^9) = 30,4 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a1} = \tau_1 / 2 = T_1 / (2W_{\rho \text{ нетто}1}) = 323,6 \cdot 10^6 / (2 \cdot 24543,7 \cdot 10^9) = 6,6 \text{ МПа} \quad \text{– при}$$

нереверсивном вращении.

Средние напряжения цикла

$$\sigma_{m1} = F_{a1} / A_{\text{нетто}1} = 6498 \cdot 10^6 / 1963,5 \cdot 10^6 = 3,3 \text{ МПа},$$

$$\tau_{m1} = \tau_1 / 2 = 6,6 \text{ МПа} \quad \text{– при нереверсивном вращении.}$$

Отношения коэффициентов $K_{\sigma 1} / K_{d\sigma 1} = 4,45$ и $K_{\tau 1} / K_{d\tau 1} = 3,18$ определим для посадки под подшипником $H7/r6$ (таблица А1.14 с **примечанием**), создаваемой полями допусков внутреннего кольца подшипника $L0$ и вала $k6$.

Коэффициенты влияния качества обработки поверхности при $\sigma_B = 950 \text{ МПа}$ по таблице А1.7 при $R_a = 1,25 \dots 1,6 \text{ мкм}$ (таблица А1.16) или по формулам [1]:

$$K_{F\sigma 1} = 1 - 0,22[\log(\sigma_B / 20) - 1]\log(4R_a) = 1 - 0,22[\log(950 / 20) - 1]\log(4 \cdot 1,6) = 0,880,$$

$$K_{F\tau 1} = 0,575K_{F\sigma 1} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,88 + 0,425 = 0,931.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения $K_{V1} = 1$ (поверхность без упрочнения – таблица А1.8).

Значения коэффициентов $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$

$$K_{\sigma D1} = (K_{\sigma 1} / K_{d\sigma 1} + 1 / K_{F\sigma 1} - 1) / K_{V1} = (4,45 + 1 / 0,880 - 1) / 1 = 4,59,$$

$$K_{\tau D1} = (K_{\tau 1} / K_{d\tau 1} + 1 / K_{F\tau 1} - 1) / K_{V1} = (3,18 + 1 / 0,931 - 1) / 1 = 3,25.$$

Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений

$$\psi_{\sigma 1} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 950 = 0,21,$$

$$\psi_{\tau 1} = 0,5 \psi_{\sigma 1} = 0,5 \cdot 0,21 = 0,105.$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным S_{σ} и касательным S_{τ} напряжениям

$$S_{\sigma 1} = \sigma_{-1} / [K_{\sigma D1} (\sigma_{a1} + \psi_{\sigma 1} \sigma_{m1})] = 420 / [4,59(30,4 + 0,21 \cdot 3,3)] = 2,94,$$

$$S_{\tau 1} = \tau_{-1} / [K_{\tau D1} (\tau_{a1} + \psi_{\tau 1} \tau_{m1})] = 210 / [3,25(6,6 + 0,105 \cdot 6,6)] = 8,86.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_1 = S_{\sigma 1} S_{\tau 1} / \sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2} = 2,94 \cdot 8,86 / \sqrt{2,94^2 + 8,86^2} = 2,79 > 1,5 \dots 2,5.$$

Прочность вала достаточна при обеспечении также минимально необходимой жесткости ($S_1 > [S] = 2,5$).

Опасное сечение 3, где опасным фактором является посадка с натягом подшипника на вал, проверяется аналогичным образом.

2. Расчеты подшипников качения

Современный расчет подшипников качения базируют только на двух критериях: расчет на статическую грузоподъемность по остаточным деформациям и расчет на ресурс (долговечность) по усталостному выкрашиванию. Расчеты по другим критериям не разработаны, так как эти критерии связаны с целым рядом случайных факторов, трудно поддающихся учёту.

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по условным формулам [10,11].

Если частота вращения вала $n \leq 1 \text{ мин}^{-1}$, то подшипник подбирается по статической грузоподъемности, если $n > 1 \text{ мин}^{-1}$, то подшипник подбирается по динамической грузоподъемности. Расчетом определяется долговечность подшипника в часах.

При $1 < n < 10 \text{ мин}^{-1}$ принимаем $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ и расчет проводим по принятому n .

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипники шариковый и роликовый радиально - упорные определяется по зависимости

$$P_r = (XVF_r + YF_a) \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (1)$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузки на опору (реакции), Н;

$V = 1$ – если внутреннее кольцо вращается;

$V = 1,2$ – если вращается наружное кольцо;

X, Y – коэффициенты приведения радиальной и осевой нагрузок, определяются по таблице 2.1 в зависимости от типа подшипника и соотношения величин радиальной и осевой нагрузок [12];

K_δ – коэффициент безопасности, зависит от типа машины и характера нагрузки, определяется по таблице 2.2 [12];

K_T – температурный коэффициент, определяется по формуле:

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)}, \quad (2)$$

где t – температура на рабочем кольце подшипника.

Таблица 2.1 – Значения X и Y для подшипников

Радиальные однорядные подшипники

$\frac{F_a}{C_{or}}$	$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
0,028				1,99	0,22
0,056				1,71	0,26
0,084				1,55	0,28
0,11				1,45	0,30
0,17				1,31	0,34

0,28						1,15	0,38			
0,42						1,04	0,42			
0,56						1,00	0,44			
Самоустанавливающиеся радиально-сферические шарикоподшипники										
Однорядные				Двухрядные				e		
$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$				
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
1	0,42ctg α	0,4 0	0,4ctg α	1	0,42ctg α	0,65	0,65ctg α	1,5tg α		
Радиально-упорные конические и радиальные самоустанавливающиеся роликоподшипники										
Однорядные				Двухрядные				e		
$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$				
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
1	0	0,4	0,4ctg α	1	0,45ctg α	0,67	0,67ctg α	1,5tg α		
Радиально-упорные шарикоподшипники										
α°	$\frac{iF_a}{C_{or}}$	Однорядные				Двухрядные				e
		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057				1,46		1,60		2,37	0,37
	0,086				1,34		1,52		2,18	0,41
	0,11				1,22		1,39		1,98	0,45
	0,17				1,13		1,30		1,84	0,48
	0,29				1,04		1,20		1,69	0,52
	0,43				1,01		1,16		1,64	0,54
	0,57				1,00		1,16		1,62	0,54
15	0,015	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
	0,029				1,40		1,57		2,28	0,40
	0,058				1,30		1,46		2,11	0,43
	0,087				1,23		1,38		2,00	0,46
	0,12				1,19		1,34		1,93	0,47
	0,17				1,12		1,26		1,82	0,50
	0,29				1,02		1,14		1,66	0,55
	0,44				1,00		1,12		1,63	0,56
	0,58				1,00		1,12		1,63	0,56
18,19,20				0,43	1,00		1,09	0,70	1,63	0,57
24,25,26				0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68

30		1	0	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80
35,36				0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40				0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14

Таблица 2.2 – Значение коэффициента безопасности K_6 в зависимости от вида нагружения и области применения подшипников

Вид нагружения	K_6	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Ролики ленточных конвейеров. Механизмы ручных кранов и блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления.
Легкие толчки; кратковременные перегрузки: до 125% номинальной (расчетной) нагрузки	1,0–1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели средней и малой мощности. Легкие вентиляторы и воздуходувки.
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки: до 150% номинальной (расчетной) нагрузки	1,3–1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек. Механизмы поворота кранов. Механизмы изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели.
То же, в условиях повышенной надежности	1,5–1,8	Центрифуги и сепараторы. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Механизмы передвижения кранов. Ходовые колеса тележек и опоры механизмов поворота кранов и экскаваторов. Мощные электрические машины. Энергетическое оборудование. Ходовые колеса механизмов передвижения кранов и дорожных машин.
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные нагрузки: до 200% номинальной (расчетной) нагрузки	1,8–2,5	Зубчатые колеса. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки и адьюстаж прокатных станов. Мощные вентиляторы и эксгаустеры

Нагрузки с сильными ударами и кратковременные перегрузки: до 300% номинальной (расчетной) нагрузки	2,5–3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Холодильное оборудование. Рабочие роликовые конвейеры крупносортовых станов, блюмингов и слэбингов.
--	---------	--

Обычно подшипники предназначены для работы при температуре до 100°C. Для этих условий $K_T > 1$ применяется в основном для подшипников из сталей типа ШХ15 с высоким отпуском (200°C и выше). Эти подшипники отличаются пониженной твердостью и маркируются специальным знаком в цельном обозначении Т, Т1, Т2, Т3 при отпуске соответственно 200 °С, 225 °С, 250 °С, 300 °С. Рекомендуется применять подшипники с температурой отпуска, превышающей на 50...60 °С рабочую температуру (t), измеряемую на рабочем кольце.

Скорректированный расчетный ресурс подшипника в млн. оборотов при вероятности безотказной работы (надежности) 90 % или вероятности разрушений 10 %

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (3)$$

где

$$C = \begin{cases} C_r - \text{базовая динамическая грузоподъемность} \\ \text{подшипника радиальная, Н;} \\ C_a - \text{то же - осевая (для упорного подшипника), Н;} \end{cases}$$

$$P = \begin{cases} P_r - \text{эквивалентная динамическая нагрузка радиальная, Н;} \\ P_a - \text{то же - осевая (для упорного подшипника), Н;} \end{cases}$$

$m = 3$ – для шариковых подшипников;

$m = 10/3$ – для роликовых подшипников.

По рекомендации ISO в ГОСТ 18855-94 были введены коэффициенты и скорректирована долговечность

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^m, \quad (4)$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий повышенную надежность (см. таблицу 2.1):

$$a_1 = \left(\frac{\lg S}{\lg 0,9} \right)^{\frac{1}{K}} \text{ или } \left(\frac{\lg(100 - n)}{\lg 90} \right)^{\frac{1}{K}}, \quad (5)$$

где n – вероятность разрушения в %;

S – потребная надежность;

$K = 1,5$ – параметр формы кривой распределения Вейбулла (чисто экспериментальная величина).

Таблица 2.3 – Значения коэффициента a_1

Потребная надежность	0.9 (90 %)	0.95 (95 %)	0.96 (96 %)	0.97 (97 %)	0.98 (98 %)	0.99 (99 %)
L_{na}	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

В 1984 году в каталоге значения C_r и C_a повышены на 30% за счет идеальных условий испытаний. В реальных условиях эксплуатации возможны отклонения от этих условий и поэтому сейчас обязательно расчет нужно вести по скорректированному ресурсу с коэффициентами a_1 , a_2 , a_3 . Если пользуемся старым каталогом, то эти коэффициенты не вводятся.

Значения коэффициентов между собой связаны, поэтому шведская фирма SKF предложила объединить: $a_{23} = a_2 \cdot a_3$. Тогда

$$L_{na} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^m, \quad (6)$$

Коэффициент a_{23} меняет значения в зависимости от смазки и условий эксплуатации.

В каталоге [12] приводятся значения a_{23} при следующих условиях эксплуатации:

1 – обычные условия;

2 – условия, характеризующиеся наличием гидродинамической пленки масла ($\Lambda \geq 2,5$) и отсутствием повышенных перекосов в узле;

3 – то же, что и 2, но подшипники изготовлены из стали электрошлакового переплава (ЭШП) или вакуумной стали.

Таблица 2.4 – Значения коэффициента a_{23}

Тип подшипников	Значения коэффициента a_{23} для условий эксплуатации		
	1	2	3
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликоподшипники с цилиндрическими роликами, шарикоподшипники сферические двухрядные	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликоподшипники конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликоподшипники сферические	0,3...0,6	0,6	0,8...1,0

Базовые динамические грузоподъемности C_r и C_a пересчитаны для нового каталога при условии третьего вида эксплуатации.

Скорректированный расчетный ресурс подшипников в часах

$$L_{nah} = \frac{10^6 L_{na}}{60n}, \quad (7)$$

Причем зависимость $L_{10a} = a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^m$ действительна, пока $P_r \leq 0,5C_r$ или $P_a \leq 0,5C_a$.

Эквивалентная нагрузка для роликового радиального подшипника (с короткими цилиндрическими роликами):

$$P_r = VF_r \cdot K_\phi \cdot K_T; \quad (8)$$

для упорного подшипника

$$P_a = F_a \cdot K_\phi \cdot K_T. \quad (9)$$

Если $n \leq 1 \text{ мин}^{-1}$, то эквивалентная статическая радиальная нагрузка

$$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a \leq C_{or}, \quad (10)$$

где X_o , Y_o – коэффициенты приведения, определяемые по таблице 2.5 [12]. Если нагружение подшипника задано циклограммой нагрузок (та же, что и при расчете передач), то эквивалентная динамическая нагрузка при переменном режиме работы для шарико- и роликоподшипников

$$P_{\varepsilon r} = P_r \sqrt[3]{\left(\frac{P_{r1}}{P_r} \right)^3 \cdot \frac{L_{10ah1}}{L_{10ah}} + \left(\frac{P_{r2}}{P_r} \right)^3 \cdot \frac{L_{10ah2}}{L_{10ah}} + \dots + \left(\frac{P_{rn}}{P_r} \right)^3 \cdot \frac{L_{10ahn}}{L_{10ah}}}, \quad (11)$$

где

$\frac{L_{10ah1}}{L_{10ah}}$ – длина 1-й ступени циклограммы нагрузки в относительных единицах ресурса;

$\frac{P_{r1}}{P_r}$ – высота 1-й ступени циклограммы нагрузки в относительных единицах нагрузки.

Для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения, расчеты удобно вести с помощью коэффициента эквивалентности K_E [6]:

Режим работы ...	0	I	II	III	IV	V
K_E	1,0	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

Переменные режимы обозначены: I – тяжелый (работа большую часть времени с нагрузками близкими к номинальной); II – средний равновероятностный (одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки); III – средний нормальный (работа большую часть времени со средними нагрузками); IV – легкий (работа большую часть времени с нагрузками ниже средних); V – особо легкий (работа большую часть времени с малыми нагрузками). 0 – постоянный режим.

При этом по известным максимальным длительно действующим силам F_{r1max} , F_{r2max} , F_{Amax} (соответствующим максимальному из длительно действующих моменту $T = T_{max}$) находят эквивалентные нагрузки:

$$F_{r1} = K_E F_{r1max}, \quad F_{r2} = K_E F_{r2max}, \quad F_A = K_E F_{Amax},$$

по которым в соответствии с формулой (1) ведут расчет подшипников как при постоянной нагрузке.

Таблица 2.5 – Значения коэффициентов радиальной X_o и осевой Y_o нагрузок

Тип подшипника	Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники	
	X_o	Y_o	X_o	Y_o
Шарикоподшипники радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шарикоподшипники радиально – упорные с α , град.: 18	0,5	0,43	1	0,86
19		0,43		0,86
20		0,42		0,84
25		0,38		0,76
26		0,37		0,74
30		0,33		0,66
35		0,29		0,58
36		0,28		0,56
40		0,26		0,52
Шарикоподшипники самоустанавливающиеся	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$
Роликоподшипники самоустанавливающиеся и конические	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$
Примечание: Для пары одинаковых однорядных радиально-упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами колец друг к другу, следует принимать те же значения коэффициентов X_o и Y_o, что и для одного двухрядного. Для двух и более одинаковых однорядных радиально-упорных шарикоподшипников, установленных последовательно (по схеме «тандем»), следует принимать те же значения коэффициентов X_o, Y_o, что и для одного такого же подшипника.				

Надежность выбранного подшипника в % определяется из формулы (5)

$$S = 0,9^{a_1^k} \cdot 100, \quad (12)$$

коэффициент a_1 – с использованием (6) и (7)

$$a_1 = \left(\frac{P_{\Sigma r}}{C_r} \right) \cdot L_{10a} = \left(\frac{P_{\Sigma r}}{C_r} \right)^m \cdot \frac{60n}{10^6 \cdot a_{23}} \cdot L_{10ah}, \quad (13)$$

L_{10ah} , L_{10a} – требуемая долговечность (ресурс) службы подшипника при 90% надежности в часах и млн. оборотов соответственно.

Рекомендуется при подборе подшипники с вероятностью безотказной работы $S < 0,9$ не принимать.

При расчете базовой динамической радиальной грузоподъемности узла, состоящего из сдвоенных радиальных или радиально-упорных однорядных подшипников, пара одинаковых подшипников рассматривается как один двухрядный. Суммарная базовая динамическая радиальная грузоподъемность комплекта из двух шарикоподшипников [6]

$$C_{r \text{ сум}} = C_r \cdot i^{0,7}, \quad (14)$$

для двух роликоподшипников

$$C_{r\text{ сум}} = C_r \cdot i^{7/9}, \quad (15)$$

где i – количество рядов тел качения.

2.1. Примеры расчета подшипников

Пример 1. Подобрать радиальный шарикоподшипник для вала редуктора диаметром $d = 30$ мм.

Дано: $F_r = 1500$ Н; $n = 1000$ мин⁻¹; потребный ресурс $L_{10ah} = 10000$ ч; рабочая температура $t \leq 95^\circ\text{C}$; $K_T = 1$; $V = 1$; $K_\delta = 1,3$. Циклограмма нагрузки состоит из четырех ступеней, имеющих отношение радиальных нагрузок:

$$\frac{P_{r1}}{P_r} = 1,0; \quad \frac{P_{r2}}{P_r} = 0,5; \quad \frac{P_{r3}}{P_r} = 0,195; \quad \frac{P_{r4}}{P_r} = 0,005;$$

при соответствующем отношении ресурса:

$$\frac{L_{10ah1}}{L_{10ah}} = 0,1; \quad \frac{L_{10ah2}}{L_{10ah}} = 0,5; \quad \frac{L_{10ah3}}{L_{10ah}} = 0,1; \quad \frac{L_{10ah4}}{L_{10ah}} = 0,3.$$

Осевые нагрузки случайные (малые по величине), т.е. можно принять $F_a = 0$.

Расчет.1. Определяем эквивалентную нагрузку

$$P_r = (XVF_r + YF_a) \cdot K_\delta \cdot K_T,$$

где $X = 1$, $Y = 0$, так как $F_a/(VF_r) = 0 < e$, см. таблицу 2. 1, тогда

$$P_r = (1 \cdot 1 \cdot 15000) \cdot 1,3 \cdot 1 = 1950 \text{ Н.}$$

2. Эквивалентная динамическая нагрузка при переменном режиме работы

$$\begin{aligned} P_{эр} &= P_r \sqrt[3]{\left(\frac{P_{r1}}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{L_{10ah1}}{L_{10ah}} + \left(\frac{P_{r2}}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{L_{10ah2}}{L_{10ah}} + \left(\frac{P_{r3}}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{L_{10ah3}}{L_{10ah}} + \left(\frac{P_{r4}}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{L_{10ah4}}{L_{10ah}}} = \\ &= 1950 \sqrt[3]{1,0^3 \cdot 0,1 + 0,5^3 \cdot 0,5 + 0,195^3 \cdot 0,1 + 0,005^3 \cdot 0,3} = 1066 \text{ Н.} \end{aligned}$$

3. Определяем необходимый ресурс в миллионах оборотов

$$L_{10a} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10ah}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 10000}{10^6} = 600.$$

4. Определяем необходимую базовую динамическую радиальную грузоподъемность

$$C_r = \sqrt[3]{\frac{L_{10a}}{a_{23}}} \cdot P_{эр} = \sqrt[3]{\frac{600}{0,7 \dots 0,8}} \cdot 1066 = (9685 \dots 10126) \text{ Н},$$

где $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ для обычных условий эксплуатации (таблица 2.4).

5. Выбираем по каталогу шарикоподшипник особо легкой серии 106 по ГОСТ 8338-75 со следующими характеристиками $C_r = 13300$ Н, $C_{or} = 6800$ Н,

$n_{пред} = 15000 \text{ мин}^{-1}$ при жидкой смазке, $d = 30 \text{ мм}$, $D = 55 \text{ мм}$, $B = 13 \text{ мм}$ [12 или приложение А2]. Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе определяется по формуле (12):

$$S = 0,9^{a_1^k} \cdot 100 = 0,9^{(0,441...0,386)^{1,5}} \cdot 100 = (97...97,5)\%,$$

$$a_1 = \left(\frac{P_{\text{эр}}}{C_r} \right)^m \cdot \frac{60 \cdot n}{10^6 a_{23}} \cdot L_{10a} = \left(\frac{1066}{13300} \right)^3 \cdot \frac{60 \cdot 1000}{10^6 \cdot (0,7...0,8)} \cdot 10000 = 0,441...0,386.$$

Пример 2. Подобрать радиальный шарикоподшипник для вала диаметром $d = 60 \text{ мм}$.

Дано: $F_r = 7000 \text{ Н}$; $F_a = 2500 \text{ Н}$; $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; потребный ресурс $L_{10ah} = 20000 \text{ ч}$;
 $K_T = 1$; $V = 1$; $K_\sigma = 1,3$.

Расчет. 1. Так как на подшипник действуют радиальная и осевая силы, расчет необходимо выполнять методом последовательных приближений. Выбираем предварительно подшипник легкой серии 212. Характеристики этого подшипника: $C_r = 52000 \text{ Н}$, $C_{or} = 31000 \text{ Н}$, $n_{пред} = 7000 \text{ мин}^{-1}$ при жидком смазочном материале [12 или приложение А2]. Циклограмма нагрузки та же, что и в примере 1.

2. Определяем эквивалентную нагрузку

$$P_r = (XVF_r + YF_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T.$$

По таблице 1 для соотношения $F_a / C_{or} = 2500 / 31000 = 0,086$ находим для типа подшипника 0000 $e = 0,287$ $F_a / (V \cdot F_r) = 2500 / (1 \cdot 7000) = 0,357 > e$, следовательно

$$X = 0,56; Y = 1,53,$$

$$P_r = (0,56 \cdot 1 \cdot 7000 + 1,53 \cdot 2500) \cdot 1,3 \cdot 1 = 10069 \text{ Н}.$$

3. Эквивалентная динамическая нагрузка при переменном режиме работы (см. пример 1)

$$P_{\text{эр}} = P_r \sqrt[3]{\sum_{i=1}^K \left(\frac{P_{ri}}{P_r} \right)^3 \cdot \frac{L_{10ahi}}{L_{10ah}}} = 10069 \cdot 0,547 = 5507 \text{ Н}.$$

4. Определяем скорректированный расчетный ресурс принятого подшипника в миллионах оборотов

$$L_{10a} = a_{23} \left(\frac{C_r}{P_{\text{эр}}} \right)^3 = (0,7...0,8) \left(\frac{52000}{5507} \right)^3 = 589,3...673,5,$$

где $a_{23} = 0,7...0,8$ для обычных условий эксплуатации (таблица 2.2).

5. Определяем скорректированный ресурс принятого подшипника в часах

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10a} = \frac{10^6}{60 \cdot 600} (589,3...673,5) = (16369...18708) \text{ ч},$$

что меньше необходимого.

6. Принимаем подшипник средней серии 312 со следующими характеристиками [12 или приложение А2]: $C_r = 81900$ Н, $C_{or} = 48000$ Н, $n_{пред} = 6000$ мин⁻¹ при жидком смазочном материале.

7. Определяем эквивалентную нагрузку. Для соотношения $F_a/C_{or} = 2500/48000 = 0,052$ находим линейной интерполяцией $e = 0.255$.

$$F_a/(V \cdot F_r) = 0,357 > e,$$

следовательно, $X = 0,56$, $Y = 1,77$;

$$P_r = (0,56 \cdot 1 \cdot 7000 + 1,73 \cdot 2500) \cdot 1,3 \cdot 1 = 10719 \text{ Н}.$$

8. Эквивалентная динамическая нагрузка при переменном режиме работы

$$P_{\text{эр}} = 10719 \cdot 0,547 = 5863 \text{ Н}.$$

9. Определяем скорректированный расчетный ресурс принятого подшипника в миллионах оборотов

$$L_{10a} = (0,7 \dots 0,8) \left(\frac{81900}{5863} \right)^3 = 1908,0 \dots 2180,6.$$

10. Определяем скорректированный расчетный ресурс принятого подшипника в часах

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{60 \cdot 600} (1908,6 \dots 2180,6) = (53000 \dots 60572),$$

что более чем в 2 раза превышает необходимый ресурс.

Коэффициенты e и Y можно было также определить аналитически по таблице 6 для $\alpha = 0^\circ$, не используя таблицу 2.1.

Подшипник пригоден, его габариты: $d = 60$ мм, $D = 130$ мм, $B = 31$ мм. При заданном ресурсе надежность подшипника определяется по формуле (12):

$$S = 0,9^{a_1^k} \cdot 100 = 0,9^{(0,377 \dots 0,33)^{1,5}} \cdot 100 = (97,5 \dots 98)\%,$$

$$a_1 = \left(\frac{P_{\text{эр}}}{C_r} \right)^m \cdot \frac{60 \cdot n}{10^6 \cdot a_{23}} \cdot [L_{10ah}] = \left(\frac{5863}{81900} \right)^3 \cdot \frac{60 \cdot 600}{10^6 (0,7 \dots 0,8)} \cdot 20000 = 0,377 \dots 0,33.$$

Пример 3. Подобрать подшипники для вала червяка, нагруженного консольной силой F_k , суммарной радиальной силой в зацеплении $F_{r\Sigma} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$ и осевой силой F_A .

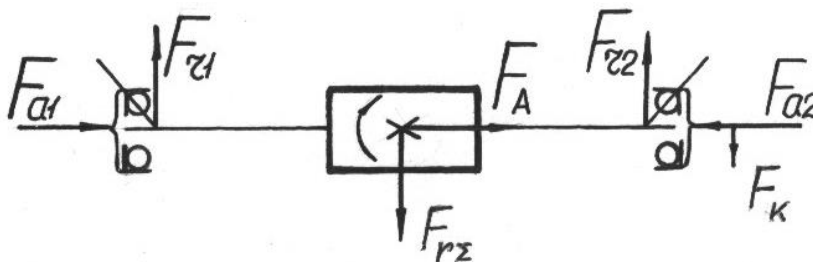


Рисунок 2.1 – К подбору подшипников вала червяка

Дано: Диаметр вала $d = 35$ мм, система внешних сил $F_{r\Sigma}$, F_k и F_A вызывает радиальные реакции в опорах $F_{r1} = 1000$ Н, $F_{r2} = 1100$ Н, $n = 630$ мин⁻¹, $K_6 = 1,3$, $K_T = 1$, $V = 1$, необходимый ресурс $L_{10ah} = 10000$ часов. Циклограмма нагрузки та же, что и в примере 1.

Расчет. 1. Задаемся подшипником 36207: $d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $B = 17$ мм, $C_r = 30800$ Н, $C_{or} = 17800$ Н, $n_{пред} = 12000$ мин⁻¹ при жидком смазочном материале, $\alpha = 12^\circ$ [12 или приложение Б].

2. Определяем минимальные осевые силы для 1-го и 2-го подшипников.

В радиально-упорных подшипниках за счет наклона к вертикали беговых дорожек тел качения под углом α и воздействия радиальных реакций F_r возникают дополнительные осевые реакции в опорах подшипников. Эти реакции являются минимальными силами, необходимыми для осевого удержания свободно установленного подшипника, зависят от величины F_r и определяются зависимостью $F_{amin} = e'F_r$, где $e' = 0,83 \cdot e$ для конических роликоподшипников, а для радиально-упорных шарикоподшипников e определяется по таблице 2.6.

При нахождении осевых реакций следует исходить из условия равновесия всех осевых сил, действующих на вал, и условия ограничения минимального уровня осевых нагрузок на радиально-упорные подшипники, которое обеспечивается правильной регулировкой подшипников при сборке узла вала.

Так, для заданной схемы составляются три уравнения:

$$\begin{aligned} F_A + F_{a1} - F_{a2} &= 0, \\ F_{a1} &\geq F_{amin1} = e'F_{r1}, \\ F_{a2} &\geq F_{amin2} = e'F_{r2}. \end{aligned}$$

Для нахождения решения в одной из опор осевая сила принимается равной минимальной $F_a = e'F_r$. Задаем $F_{a1} = e'F_{r1}$, тогда $F_{a2} = F_a + F_{a1} = F_A + e'F_{a1}$. Если при этом $F_{a2} \geq e'F_{r2}$, то следует принять $F_{a2} = e'F_{r2}$ и тогда $F_{a1} = F_{a2} - F_A = e'F_{r2} - F_A$, причем условие $F_{a1} \geq e'F_{r1}$ будет обязательно выполнено.

Таблица 2.6 – Коэффициенты для расчета радиально-упорных шарикоподшипников (и радиальных при $\alpha = 0^\circ$)

α , град.	0	12	15
X	0,56	0,45	0,44
Y	$\frac{1-X}{e}$	$\frac{1-X}{e}$	$\frac{1-X}{e}$
e	$0,518 \left(\frac{F_a}{C_{or}} \right)^{0,24}$	$0,618 \left(\frac{F_a}{C_{or}} \right)^{0,163}$	$0,618 \left(\frac{F_a}{C_{or}} \right)^{0,12}$
e'	—	$0,563 \left(\frac{F_r}{C_{or}} \right)^{0,195}$	$0,579 \left(\frac{F_r}{C_{or}} \right)^{0,136}$

Для 1-й опоры заданной схемы по данным таблицы 6 или по рисунку 12.60 [13, с.363]

$$e' = 0,563 \left(\frac{F_{r1}}{C_{or}} \right)^{0,195} = 0,563 \left(\frac{1000}{285} \right)^{0,195} = 0,32,$$

$$F_{amin1} = e' F_{r1} = 0,32 \cdot 1000 = 320 \text{ Н.}$$

Для второй опоры

$$e' = 0,563 \left(\frac{F_{r2}}{C_{or}} \right)^{0,195} = 0,563 \left(\frac{1100}{285} \right)^{0,195} = 0,327,$$

$$F_{amin2} = e' F_{r2} = 0,327 \cdot 1100 = 360 \text{ Н.}$$

3. Определяем осевые реакции в опорах. Принимаем, что $F_{a1} = F_{amin1} = 320 \text{ Н}$, тогда $F_{a2} = F_{a1} + F_A = 320 + 4000 = 4320 \text{ Н}$, что больше F_{amin2} , следовательно, осевые реакции в опорах найдены правильно.

4. Определяем эквивалентную нагрузку. Расчет ведем по более нагруженной опоре.

По данным таблицы 2.6 или по таблице 2.1:

$$e = 0,618 \left(\frac{F_{a2}}{C_{or}} \right)^{0,163} = 0,618 \left(\frac{4320}{17800} \right)^{0,163} = 0,49,$$

$$F_{a2} / (V F_{r2}) = 4320 / (1 \cdot 1100) = 3,92 > e;$$

$$\text{следовательно, } X = 0,45, Y = \frac{1-X}{e} = \frac{1-0,45}{0,49} = 1,12;$$

эквивалентная нагрузка:

$$P_{r2} = (X V F_{r2} + Y F_{a2}) \cdot K_o \cdot K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 1100 + 1,12 \cdot 4320) \cdot 1,3 \cdot 1 = 6933 \text{ Н.}$$

5. Эквивалентная динамическая нагрузка при переменном режиме работы (см. пример 1)

$$P_{\text{эр2}} = P_{r2} \sqrt[3]{\sum_{i=1}^K \left(\frac{P_{ri}}{P_{r2}} \right)^3 \cdot \frac{L_{10ahi}}{L_{10ah}}} = 6933 \cdot 0,547 = 3792 \text{ Н.}$$

6. Определяем скорректированный ресурс подшипника в миллионах оборотов

$$L_{10a} = a_{23} \left(\frac{C_r}{P_{\text{эр2}}} \right)^3 = (0,7 \dots 0,8) \left(\frac{30800}{3792} \right)^3 = 375,1 \dots 428,7,$$

где $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ для обычных условий эксплуатации (таблица 2.4).

7. Определяем скорректированный расчетный ресурс подшипника в часах

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10a} = \frac{10^6}{60 \cdot 630} (375,1 \dots 428,7) = (9923 \dots 11341).$$

Подшипник пригоден. Вероятность безотказной работы составляет по формуле (12):

$$S = 0,9^{a_1^k} \cdot 100 = 0,9^{(1,008...0,882)^{1,5}} \cdot 100 = (89,9...91,7)\%,$$

$$a_1 = \left(\frac{P_{\Sigma r}}{C_r} \right)^m \cdot \frac{60 \cdot n}{10^6 \cdot a_{23}} \cdot [L_{10ah}] = \left(\frac{3792}{30800} \right)^3 \cdot \frac{60 \cdot 630}{10^6 (0,7...0,8)} \cdot 10000 = 1,008...0,882.$$

Пример 4. Подобрать подшипник для вала конической шестерни по рисунку 2.2, нагруженного консольной силой F_k , суммарной радиальной силой в зацеплении $F_{r\Sigma} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$ и осевой силой F_A .

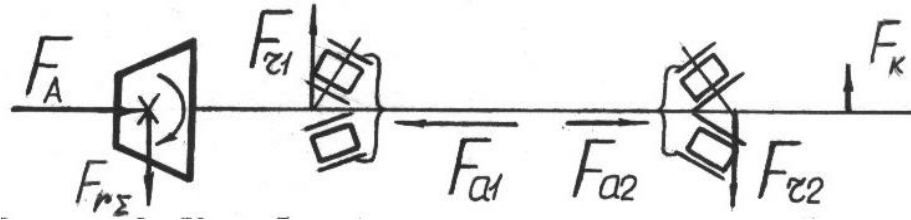


Рисунок 2.2 – К подбору подшипника вала конической шестерни

Дано: $d = 35$ мм, система внешних сил $F_{r\Sigma}$, F_k и F_A вызывают радиальные реакции в опорах $F_{r1} = 5400$ Н, $F_{r2} = 2000$ Н, $F_A = 500$ Н, $n = 1250$ мин⁻¹, потребный ресурс $L_{10ah} = 30000$ часов, $V = 1$, $K_\sigma = 1,3$, $K_T = 1$. Циклограмма нагрузки та же, что и в примере 1.

Расчет. 1. Примем подшипник 7507, у которого $d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $T = 24,25$ мм, $B = 23$ мм, $c = 20$ мм, $C_r = 53000$ Н, $C_{or} = 4000$ Н, $e = 0,35$, $Y = 1,73$ при $F_a / (VF_r) > e$, $n_{пред} = 7000$ мин⁻¹ при жидком смазочном материале [12 или приложение Д].

2. Определяем минимальные осевые нагрузки для подшипников

$$e' = 0,83 \cdot e = 0,83 \cdot 0,35 = 0,29,$$

$$F_{amin1} = e' F_{r1} = 0,29 \cdot 5400 = 1566 \text{ Н},$$

$$F_{amin2} = e' F_{r2} = 0,29 \cdot 2000 = 580 \text{ Н}.$$

3. Определяем осевые реакции в опорах. Принимаем, что $F_{a1} = F_{amin1} = 1566$ Н, тогда из условия равновесия $F_{a2} = F_{a1} - F_A = 1566 - 500 = 1066$ Н, что больше, чем F_{amin2} , следовательно, реакции найдены правильно (в противном случае см. пример 3).

4. Определяем эквивалентные нагрузки

$$\text{для 1-й опоры } \frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{1566}{1 \cdot 5400} = 0,29 < e, \text{ следовательно, } X = 1, Y = 0.$$

$$\text{Отсюда } P_{r1} = (XVF_{r1} + YF_{a1}) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 5400 + 0 \cdot 500) \cdot 1,3 \cdot 1 = 7020 \text{ Н};$$

$$\text{для 2-й опоры } \frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{1066}{1 \cdot 2000} = 0,53 > e, \text{ следовательно, } X = 0,4, Y = 1,73$$

(таблица 2.1).

$$\text{Отсюда } P_{r2} = (0,4 \cdot 1 \cdot 2000 + 1,73 \cdot 1066) \cdot 1,3 \cdot 1 = 3437 \text{ Н}.$$

5. Эквивалентная динамическая нагрузка при переменном режиме работы (см. пример 1) для 1-й более нагруженной опоры

$$P_{\text{э}r1} = P_{r1} \sqrt[3]{\sum_{i=1}^K \left(\frac{P_{ri}}{P_r} \right)^3} \cdot \frac{L_{10ahi}}{L_{10ah}} = 7020 \cdot 0,547 = 3840 \text{ Н.}$$

6. Определяем скорректированный расчетный ресурс принятого подшипника в миллионах оборотов

$$L_{10a} = a_{23} \left(\frac{C_r}{P_{\text{э}r1}} \right)^{\frac{10}{3}} = (0,6...0,7) \left(\frac{53000}{3840} \right)^{\frac{10}{3}} = 3784,1...4414,8,$$

принимаем $a_{23} = 0,6...0,7$ для обычных условий эксплуатации (таблица 2.2).

7. Определяем скорректированный расчетный ресурс подшипника в часах:

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10a} = \frac{10^6}{60 \cdot 1250} (3784,1...4414,8) = (50454...58864) \text{ .}$$

Подшипник пригоден. При заданном ресурсе его надежность определяется по формуле (12):

$$S = 0,9^{a_1^k} \cdot 100 = 0,9^{(0,594...0,51)^{1,5}} \cdot 100 = (95,3...96,2)\%,$$

$$a_1 = \left(\frac{P_{\text{э}r1}}{C_r} \right)^m \cdot \frac{60 \cdot n}{10^6 \cdot a_{23}} \cdot [L_{10ah}] = \left(\frac{3840}{53000} \right)^{10/3} \cdot \frac{60 \cdot 1250}{10^6 (0,6...0,7)} \cdot 30000 = 0,594...0,51 \text{ .}$$

Пример 5. Определить скорректированный расчетный ресурс конических подшипников 27310 вала червяка, изображенного на рисунке 2.3, нагруженного консольной силой F_k , суммарной радиальной

силой в зацеплении $F_{r\Sigma} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$ и осевой силой F_A .

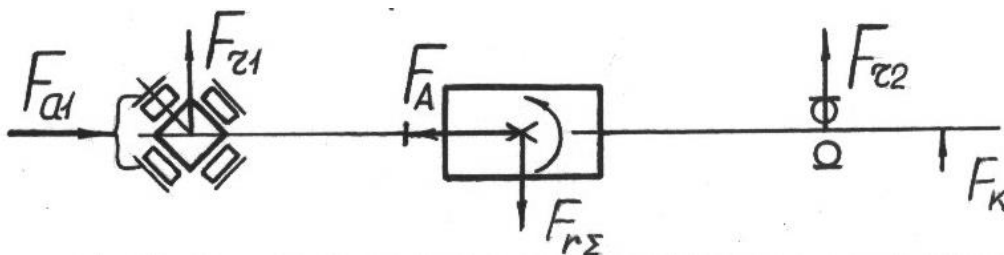


Рисунок 2.3 – К определению ресурса конических подшипников вала червяка

Дано: Система внешних сил $F_{r\Sigma}$, F_k и F_A вызывают радиальные реакции в опоре 1, $F_{r1} = 6860 \text{ Н}$, $F_{a1} = F_a = 14000 \text{ Н}$, $n = 950 \text{ мин}^{-1}$, $V = 1$, $K_\phi = 1,3$, $K_T = 1$. Циклограмма нагрузки та же, что и в примере 1.

Расчет. 1. Определяем характеристики подшипников 27310 по данным каталога [12 или приложение Д]: $C_r = 80000 \text{ Н}$, $C_{or} = 53000 \text{ Н}$, $e = 0,80$, $Y = 0,75$ при

$F_a/(VF_r) > e$, $n_{пред} = 4300 \text{ мин}^{-1}$ при жидком смазочном материале.

2. Рассматриваем два подшипника левой опоры как один двухрядный и определяем суммарную базовую динамическую грузоподъемность подшипников по формуле (15)

$$C_r = C_r \cdot i^{7/9} = 80000 \cdot 2^{7/9} = 137160 \text{ Н},$$

где $i = 2$ – количество рядов тел качения.

3. Определяем эквивалентную нагрузку для двухрядного подшипника левой опоры

$$\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{14000}{1 \cdot 6860} = 2,04 > e,$$

следовательно, по данным таблицы 2.1, $X = 0,67$, $Y = 0,67$ $\text{ctg} \alpha = 0,67 \cdot \text{ctg} 28,07 = 1,256$.

Угол α в каталоге не указан, но так как $e = 1,5 \text{ tg} \alpha$, то

$$\alpha = \arctg \frac{e}{1,5} = \arctg \frac{0,80}{1,5} = 28,07^\circ.$$

$$P_{r1} = (XVF_{r1} + YF_{a1}) \cdot K_\delta \cdot K_T = (0,57 \cdot 1 \cdot 6860 + 1,256 \cdot 14000) \cdot 1,3 \cdot 1 = 28839 \text{ Н}.$$

4. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку при переменном режиме работы (см. пример 1)

$$P_{\text{эр1}} = P_{r1} \sqrt[3]{\sum_{i=1}^K \left(\frac{P_{ri}}{P_r} \right)^3} \cdot \frac{L_{10ahi}}{L_{10ah}} = 28839 \cdot 0,547 = 15775 \text{ Н}.$$

5. Определяем скорректированный расчетный ресурс подшипников в миллионах оборотов

$$L_{10a} = a_{23} \left(\frac{C_r}{P_{\text{эр1}}} \right)^{\frac{10}{3}} = (0,6 \dots 0,7) \left(\frac{137160}{15775} \right)^{\frac{10}{3}} = 811,0 \dots 946,2,$$

если $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$ для обычных условий эксплуатации (таблица 2.2).

6. Определяем скорректированный расчетный ресурс подшипников в часах

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{60n} L_{10a} = \frac{10^6}{60 \cdot 950} (811,0 \dots 946,2) = 14228 \dots 16600.$$

Сравнивая полученный ресурс с заданным ресурсом, производится оценка пригодности данного подшипника.

Библиографический список

1. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчет на прочность валов и осей. Р 50–83–68. – М.: Госкомитет СССР по стандартам, 1989. – 71с.
2. Пакет учебных программ для ЭВМ: методические указания к разделам курсовых проектов по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования» и «Прикладная механика» для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения / Сост. В.И. Пахалюк, Л.В. Зуева, А.М. Поляков. – Севастополь: Изд-во СевГУ, 2015. – 48 с.
3. Расчет деталей машин на ЭВМ: учеб. пособие для машиностр. вузов / Д.Н. Решетов, С.А. Шувалов, В.Д. Дудко и др.; Под ред. Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова. – М.: Высш. шк., 1985. – 368 с.
4. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. – Харьков: Основа, 1991. – 276с.
5. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400с.
6. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высш. шк., 2000. – 447с.
7. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.
8. Курсовое проектирование деталей машин: Справочное пособие. Часть 2 / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Выш. шк., 1982. – 334с.
9. Цехнович Л.И. Атлас конструкций редукторов: Учеб. пособие / Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко. – К.: Вища шк., 1990. – 151с.
10. ГОСТ 18854-94. Подшипники качения. Расчет статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки. Введ. 01.01.95. – М.: Изд. стандартов, 1994. – 29 с.
11. ГОСТ 18855-94. Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности и долговечности. Введ. 01.01.95. – М.: Изд. стандартов, 1994. – 38 с.
12. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. А.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
13. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А1

(справочное)

Таблица А1.1 – Нормальные линейные размеры (диаметры, длины, высоты и др.) по ГОСТ 6636–69, мм (с сокращениями) [9]

Ряды				Дополн. разм.	Ряды				До- полн. разм.
$R_a 5$	$R_a 10$	$R_a 20$	$R_a 40$		$R_a 5$	$R_a 10$	$R_a 20$	$R_a 40$	
			5,3	5,5			36	36	37
		5,6	5,6	5,8				38	39
			6,0	6,2	40	40	40	40	41
6,3	6,3	6,3	6,3	6,5				42	44
			6,7	7,0			45	45	46
		7,1	7,1	7,3				48	49
			7,5	7,8		50	50	50	52
	8,0	8,0	8,0	8,2				53	55
			8,5	8,8			56	56	58
		9,0	9,0	9,2				60	62
			9,5	9,8	63	63	63	63	65
10	10	10	10	10,2				67	70
			10,5	10,8			71	71	73
		11	11	11,2				75	78
			11,5	11,8		80	80	80	82
	12	12	12	12,5				85	88
			13	13,5			90	90	92
		14	14	14,5				95	98
			15	15,5	100	100	100	100	102
16	16	16	16	16,5				105	108
			17	17,5			110	110	112
		18	18	18,5				120	115
			19	19,5		125	125	125	118
	20	20	20	20,5				130	135
			21	21,5			140	140	145
		22	22	23				150	155
			24		160	160	160	160	165
25	25	25	25					170	175
			26	27			180	180	185
		28	28	29				190	195
			30	31		200	200	200	205
	32	32	32	33				210	215
			34	35			220	220	230

Таблица А1.2 – Механические характеристики материалов [6]

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ, (не менее)	Механические характеристики, МПа				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	≤ 120	240	800	550	300	350	210
	≤ 80	270	900	650	390	380	230
40X	≤ 200	240	800	650	390	360	210
	≤ 120	270	900	750	450	410	240
40XH	≤ 200	270	920	750	450	420	250
20X	≤ 120	197	650	400	240	300	160
12XH3A	≤ 120	260	950	700	490	420	210
18XГТ	≤ 60	330	1150	950	665	520	280

Таблица А1.3 – Коэффициент пересчета для полого вала [6]

d/D	0,4	0,4	0,45	0,48	0,5	0,53	0,56	0,6	0,63	0,67	0,71
ξ_w	0,974	0,969	0,959	0,947	0,938	0,921	0,901	0,87	0,842	0,8	0,747

Таблица А1.4 – Значения моментов сопротивления для сечений с прямобочными шлицами по ГОСТ 1139–80 [6]

d , мм	Серия											
	легкая				средняя				тяжелая			
	D , мм	b , мм	z	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	D , мм	b , мм	z	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	D , мм	b , мм	z	$W_{\text{нетто}}$, мм ³
18	—	—	—	—	22	4	6	741	23	2,5	10	790
21	—	—	—	—	25	5	6	1081	26	3	10	1131
23	26	6	6	1367	28	6	6	1502	29	4	10	1650
26	30	6	6	1966	32	6	6	2100	32	4	10	2190
28	32	7	6	2480	34	7	6	2660	35	4	10	2720
32	36	6	8	3630	38	6	8	3870	40	5	10	4190
36	40	7	8	5130	42	7	8	5660	45	5	10	5710
42	46	8	8	8000	48	8	8	8410	52	6	10	8220
46	50	9	8	10460	54	9	8	11500	56	7	10	11900
52	58	10	8	15540	60	10	8	16130	60	5	16	16120
56	62	10	8	18940	65	10	8	19900	65	5	16	19900
62	68	12	8	25800	72	12	8	27600	72	6	16	27600
72	78	12	10	40300	82	12	10	43000	82	7	16	42300
82	88	12	10	57800	92	12	10	60500	92	6	20	60560

Таблица А1.5 – Значения моментов сопротивления для сечений с пазом для призматической шпонки по ГОСТ 23360–78 [6]

d , мм	$b \times h$, мм	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	$W_{\rho \text{ нетто}}$, мм ³	d , мм	$b \times h$, мм	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	$W_{\rho \text{ нетто}}$, мм ³
20	6×6	655	1440	45	14×9	7800	16740
21		770	1680	48		9620	20500
22		897	1940	50		10916	23695
24	8×7	1192	2599	53	16×10	12869	28036
25		1275	2810	55		14510	30800
26		1453	3180	56		15290	33265
28		1854	4090	60	18×11	18760	40000
30		2320	4970				
32	10×8	2730	5940	67	20×12	26180	56820
34		3330	7190	70		30200	63800
36		4010	8590	71		31549	68012
38		4775	10366	75		37600	79000
				80	22×14	45110	97271

Таблица А1.6 – Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения [6, 7]

Напряженное состояние и материал	Значения $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) при диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали (для индекса σ)	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали (для индекса σ)	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей (для индекса τ)						

Таблица А1.7 – Коэффициенты влияния шероховатости поверхности [6]

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	>700	≤ 700	>700
Шлифование тонкое	До 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

Таблица А1.8 – Коэффициент влияния поверхностного упрочнения [5, 6]

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_V при:		
	$K_\sigma = 1$ (для гладких валов)	$K_\sigma = 1,1 \dots 1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5
Цементация	1,4...1,5	—	—
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Таблица А1.9 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью (рисунок А1.1) [6, 7, 8]

		K_{σ} при σ_B , МПа				K_{τ} при σ_B , МПа			
t / r	r / d	500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4
d , мм		10...15		15...40		40...80		80...100	
r , мм		1,0		1,5		2,0		2,5	
f (фаска), мм		1,5		2,0		3,0		4,0	
Высота заплечиков $t=(1,3...1,5)f$									

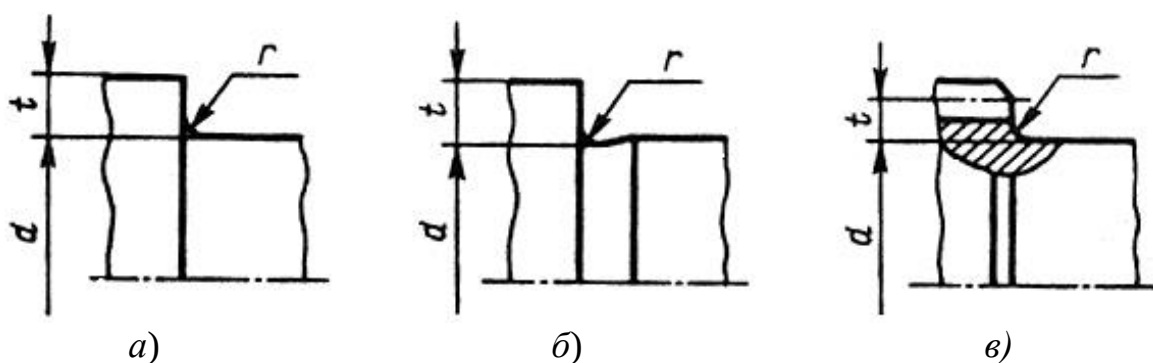


Рисунок А1.1 – Вал со ступенчатым переходом с галтелью:

а), б), в) – различные конструкции перехода

Таблица А1.10 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в месте шпоночного паза [6, 7]

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица А1.11 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых и резьбовых участков валов [6, 7]

σ_B , МПа	K_σ		K_τ		
	для шлицев	для резьбы	для шлицев		для резьбы
			прямобоочных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица А1.12 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для нарезки витков червяка [8]

Концентратор	K_σ при σ_B , МПа		K_τ при σ_B , МПа	
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
Нарезка витков червяка	2,30	2,50	1,70	1,90

Таблица А1.13 – Сечения шпонок и глубина пазов [6]

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки, мм		Фаска у шпонки	Глубина паза, мм		Длина шпонки
	b	h		вала t_1	ступицы t_3	
С 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
С 17 до 22	6	6		3,5	2,8	14...70
С 22 до 30	8	7		4	3,3	18...90
С 30 до 38	10	8	0,4...0,6	5	3,3	22...110
С 38 до 44	12					28...140
С 44 до 50	14	9		5,5	3,8	36...160
С 50 до 58	16	10		6	4,3	45...180
С 58 до 65	18	11		7	4,4	50...200
С 65 до 75	20	12		0,6...0,8	7,5	4,9
С 75 до 85	22	14	9		5,4	63...250
С 85 до 95	25					70...280

Примечание – Если диаметр вала попадает в два диапазона, то шпонку следует принимать с меньшими размерами ширины и высоты ($b \times h$).

Таблица А1.14 – Отношения коэффициентов $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$ для учета посадки [5]

Диаметр вала, мм	Посадка	$K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ при σ_B , МПа				$K_{\tau} / K_{d\tau}$ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	<i>H7/r6</i>	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
	<i>H7/k6</i>	1,9	2,25	2,6	3,2	1,55	1,75	2,0	2,3
	<i>H7/h6</i>	1,6	1,95	2,3	2,75	1,4	1,6	1,8	2,1
50	<i>H7/r6</i>	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
	<i>H7/k6</i>	2,3	2,75	3,2	3,9	1,9	2,15	2,5	2,8
	<i>H7/h6</i>	2,0	2,4	2,8	3,4	1,6	1,85	2,1	2,4
100 и более	<i>H7/r6</i>	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8
	<i>H7/k6</i>	2,45	2,95	3,45	4,2	1,9	2,2	2,5	2,9
	<i>H7/h6</i>	2,15	2,55	3,0	3,6	1,7	1,95	2,2	2,6
Примечание – Для посадки колец подшипников качения следует принимать $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$ по графе, соответствующей прессовой посадке <i>H7/r6</i> .									

Таблица А1.15 – Консольная сила F_K (неуравновешенная составляющая $F_{нт}$ окружной силы F_t^M на рабочих элементах муфт) [1]

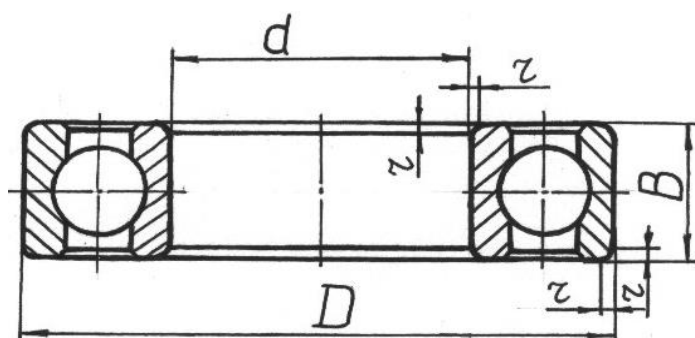
Тип муфты	Сила $F_{нт}$	Диаметр начальной окружности муфты d_m , мм
Кулачковая	$F_{нт} = F_t^M$	Средний диаметр расположения кулачков [8]
Пальцевая (МУВП)	$F_{нт} = 2/3 F_t^M$	Диаметр окружности расположения пальцев [4, 5, 8]
Цепная	$F_{нт} = 1/3 F_t^M$	$z_m p_{\psi} / \pi$, z_m – число зубьев звездочки; p_{ψ} – шаг цепи, мм [5]
Зубчатая	$F_{нт} = 0,2 F_t^M$	$m_m z_m$, m_m – модуль, мм; z_m – число зубьев муфты [4, 5, 8]
$F_t^M = 2T_n \cdot 10^3 / d_m$, где T_n – номинальный передаваемый валом момент, Нм.		

Таблица А1.16 – Шероховатость поверхностей ряда деталей редукторов [9]

Деталь, поверхность	R_a , мкм не более	
	1	2
Поверхность шестерни эвольвентного зуба боковая ¹⁾ :		
при модуле до 5 мм	1,25	1,6
свыше 5 мм	2,5	3,2
Поверхность витка цилиндрического червяка боковая	0,63	0,8
Поверхности посадочные под внутреннее кольцо подшипника, под зубчатое колесо, под муфту:		
при диаметре до 80 мм	1,25	1,6
свыше 80 мм	2,5	3,2
Переход галтельный, торец заплечика	2,5	3,2
Шейка, трущаяся по резиновой манжете:		
при скорости скольжения до 1 м/с	0,63	0,8
до 10 м/с	0,32	0,4
Резьба крепежная на валу	5,0	6,3
¹⁾ Для зубьев шестерен допускается увеличение шероховатости в два раза, если диаметр впадин меньше диаметра шеек, расположенных рядом. Примечание – Графа 1 соответствует стандартам на отдельные виды изделий и практике работы многих организаций. В графе 2 произведена замена на предпочтительные значения шероховатости путем увеличения значений по графе 1 в 1,25 раза, как это делается на ряде предприятий для более легкого и надежного контроля чистоты поверхности.		

ПРИЛОЖЕНИЕ А2

(справочное)



Шарикоподшипники
радиальные
однорядные
(ГОСТ 8338-75)

Таблица А2.1

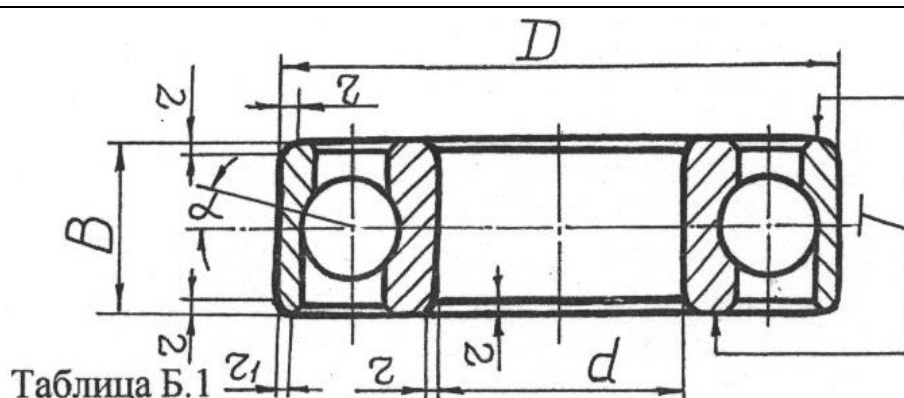
Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм				C_r , Н	C_{or} , Н	$n_{пред}$, мин ⁻¹ при смазочном материале	
		d	D	B	r			пластичном	жидком
104	Особо легкая нормальная	20	42	12	1	9360	4500	17000	20000
105		25	47	12	1	11200	5600	15000	18000
106		30	55	13	1,5	13300	6800	12000	15000
107		35	62	14	1,5	15900	8500	10000	13000
108		40	68	15	1,5	16800	9300	9500	12000
109		45	75	16	1,5	21200	12200	9000	11000
110		50	80	16	1,5	21600	13200	8500	10000
111		55	90	18	2	28100	17000	7500	9000
112		60	95	18	2	29600	18300	6700	8000
113		65	100	18	2	30700	19600	6300	7500
114		70	110	20	2	37700	24500	6000	7000
115		75	115	20	2	39700	26000	5600	6700
202	Легкая	15	35	11	1	7800	3550	19000	24000
203		17	40	12	1	9560	4500	17000	20000
204		20	47	14	1,5	12700	6200	15000	18000
205		25	52	15	1,5	14000	6950	12000	15000
206		30	62	16	1,5	19500	10000	10000	13000
207		35	72	17	2	25500	13700	9000	11000
208		40	80	18	2	32000	17800	8500	10000
209		45	85	19	2	33200	18600	7500	9000
210		50	90	20	2	35100	19800	7000	8500
211		55	100	21	2,5	43600	25000	6300	7500
212		60	110	22	2,5	52000	31000	6000	7000
213		65	120	23	2,5	56000	34000	5300	6300
214		70	125	24	2,5	61800	37500	5000	6000
215		75	130	25	2,5	66300	41000	4800	5600

Продолжение таблицы А2.1

302	Средняя	15	42	13	1,5	11400	5400	17000	20000
303		17	47	14	1,5	13500	6650	16000	19000
304		20	52	15	2	15900	7800	13000	16000
305		25	62	17	2	22500	11400	11000	14000
306		30	72	19	2	28100	14600	9000	11000
307		35	80	21	2,5	33200	18000	8500	10000
308		40	90	23	2,5	41000	22400	7500	9000
309		45	100	25	2,5	52700	30000	6700	8000
310		50	110	27	3	61800	36000	6300	7500
311		55	120	29	3	71500	41500	5600	6700
312		60	130	31	3,5	81900	48000	5000	6000
313		65	140	33	3,5	92300	56000	4800	5600
314		70	150	35	3,5	104000	63000	4500	5300
315		75	160	37	3,5	112000	72500	4300	5000
316		80	170	39	3,5	124000	80000	3800	4500

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(справочное)



Шарикоподшипники
радиально-упорные
однорядные
(ГОСТ 831-75)

Таблица Б.1

Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм					C_r , Н	C_{or} , Н	$n_{пред}$, мин ⁻¹ при смазочном материале	
		d	D	B	r	r_1			пластичном	жидком
36104	Особо легкая нормальная $\alpha = 12^\circ$	20	42	12	1	0,5	10600	5320	22000	30000
36105		25	47	12	1	0,5	11800	6290	19000	24000
36106		30	55	13	1,5	0,5	13300	8570	17000	22000
36107		35	62	14	1,5	0,5	15900	11300	16000	20000
36202	Легкая узкая $\alpha = 12^\circ$	15	35	11	1	0,3	8150	3830	24000	32000
36203		17	40	12	1	0,3	12000	6120	18000	24000
36204		20	47	14	1,5	0,5	15700	8310	16000	20000
36205		25	52	15	1,5	0,5	16700	9100	13000	17000
36206		30	62	16	1,5	0,5	22000	12000	11000	16000
36207		35	72	17	2	1	30800	17800	10000	12000
36208		40	80	18	2	1	38900	23200	9500	13000
36209		45	85	19	2	1	41200	25100	9000	12000
36210		50	90	20	2	1	43200	27000	8000	11000
36211		55	100	21	2,5	1,2	58400	34200	7000	9500
36212		60	110	22	2,5	1,2	61500	39300	6300	8500
36214		70	125	24	2,5	1,2	80200	54800	6000	8000
36302	Средняя узкая $\alpha = 12^\circ$	15	42	13	1,5	0,5	13600	6800	16000	20000
36303		17	47	14	1,5	0,5	17200	8700	13000	17000
36308		40	90	23	2,5	1,2	53900	32800	7000	9500
36318		90	190	43	4	2	189000	145000	2800	3600
46204	Легкая узкая $\alpha = 26^\circ$	20	47	14	1,5	0,5	14800	7640	15000	20000
46205		25	52	15	1,5	0,5	15700	8340	11000	15000
46206		30	62	16	1,5	0,5	21900	12000	10000	13000
46207		35	72	17	2	1	29000	16400	9000	11000
46208		40	80	18	2	1	36800	21300	8000	9000

Продолжение таблицы Б.1

46209	Легкая узкая $\alpha = 26^\circ$	45	85	19	2	1	38700	23100	7000	8500
46210		50	90	20	2	1	40600	24900	6300	8000
46211		55	100	21	2,5	1,2	50300	31500	6300	8000
46212		60	110	22	2,5	1,2	60800	38800	5600	7500
46213		65	120	23	2,5	1,2	69400	45900	5300	7000
46215		75	130	25	2,5	1,2	78400	53800	5000	6300
46216		80	140	26	3	1,5	87900	60000	4300	5600
46217		85	150	28	3	1,5	94400	65100	4000	5300
46218		90	160	30	3	1,5	111000	76200	3600	4800
46220		100	180	34	3,5	2	148000	107000	3200	4300
46222		110	200	38	3,5	2	174000	135000	2600	3600
46303	Средняя узкая $\alpha = 26^\circ$	17	47	14	1,5	0,5	16100	8000	13000	18000
46304		20	52	15	2	1	17800	9000	12000	16000
46305		25	62	17	2	1	26900	14600	9000	12000
46306		30	72	19	2	1	32600	18300	8000	10000
46307		35	80	21	2,5	1,2	42600	24700	7000	9500
46308		40	90	23	2,5	1,2	50800	30100	6300	8500
46309		45	100	25	2,5	1,2	61400	37000	5600	7500
46310		50	110	27	3	1,5	71800	44000	5000	6700
46312		60	130	31	3,5	2	100000	65300	4300	5600
46313		65	140	33	3,5	2	113000	75000	4000	5000
46314		70	150	35	3,5	2	127000	85300	3600	4800
46316	Средняя узкая $\alpha = 12^\circ$	80	170	39	3,5	2	136000	99000	3200	4300
46318		90	190	43	4	2	165000	122000	2800	3800
46320		100	215	47	4	2	213000	177000	2400	3400
46330		150	320	65	5	2,5	357000	370000	1600	2200

Продолжение таблицы В.1

1304	Средняя узкая	20	52	15	2	12500	3660	12000	15000	0,29	0,1			2,17	0,65			3,35	2,27
1305		25	62	17	2	17800	6000	9500	13000	0,28				2,26				3,49	2,36
1306		30	72	19	2	21200	7700	9000	11000	0,26				2,46				3,80	2,58
1307		35	80	21	2,5	25100	9800	7500	9000	0,25				2,57				3,98	2,69
1308		40	90	23	2,5	29600	12200	6700	8000	0,24	0,1			2,61				4,05	2,74
1309		45	100	25	2,5	37700	13900	6300	7500	0,25				2,54				3,93	2,66
1310		50	110	27	3	43600	17500	5600	6700	0,24				2,69				4,14	2,80
1311		55	120	29	3	50700	22500	5000	6000	0,23				2,70				4,17	2,82
1312		60	130	31	3,5	57200	26500	4500	5300	0,23	0,1			2,80				4,33	2,93
1313		65	140	33	3,5	61800	29500	4300	5000	0,23				2,79				4,31	2,92
1314		70	150	35	3,5	74100	35500	4000	4800	0,22				2,81				4,35	2,95
1315		75	160	37	3,5	79300	38500	3800	4500	0,22				2,84				4,34	2,97
1316		80	170	39	3,5	88400	42000	3600	4300	0,22				2,92				4,52	3,06

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(справочное)

Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75)

Таблица Г.1

Условное обозначение подшипника типов		Серия	Размеры, мм	C_r , Н	C_{or} , Н	$n_{пред}$, мин ⁻¹ при смазочном материале					
			d	D	B	r	r_1	Пласти	Жидко		
										чноМ	М
2000	32000	42000	20	47	14	1,5	1	14700	7350	15000	18000
2204	32204	42204	25	52	15	1,5	1	16800	8800	12000	15000
-	32205	42205	30	62	16	1,5	1	22400	12000	10000	13000
2206	32206	42206	35	72	17	2	1	31900	17600	9000	11000
2207	32207	42207	40	80	18	2	2	41800	24000	8500	10000
2208	32208	42208	45	85	19	2	2	44000	25500	7500	9000
2209	32209	42209	50	90	20	2	2	45700	275000	7000	8500
2210	32210	42210	55	100	21	2,5	2	56100	34000	6300	7500
2211	32211	42211	60	110	22	2,5	2,5	64400	43000	5600	6700
2212	32212	42212	65	120	23	2,5	2,5	76500	51000	5300	6300
2213	32213	42213	70	125	24	2,5	2,5	79200	51000	5000	6000
2214	32214	-	75	130	25	2,5	2,5	91300	63000	4800	5600
2215	32215	42215									

Продолжение таблицы Г.1

2305	-	42305	Средняя узкая	25	52	17	2	2	28600	15000	9500	12000
2306	32306	42306		30	72	19	2	2	36900	20000	8500	10000
2307	-	42307		35	80	21	2,5	2	44600	27000	8000	9500
2308	32308	42308		40	90	23	2,5	2,5	56100	32500	6700	8000
2309	32309	42309		45	100	25	2,5	2,5	72100	41500	6300	7500
2310	32310	42310		50	110	27	3	3	88000	52000	5600	6700
2311	32311	42311		55	120	29	3	3	102000	67000	5000	6000
2312	32312	42312		60	130	31	3,5	3,5	123000	76500	4800	5600
2313	32313	42313		65	140	33	3,5	3,5	138000	85000	4500	5300
2314	32314	42314		70	150	35	3,5	3,5	151000	102000	4000	4800

ПРИЛОЖЕНИЕ Д
(справочное)

Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 333-79)															
Таблица Д.1															
Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм							C _r , Н	C _{or} , Н	Числовые значения коэффициентов			n _{пред} , мин ⁻¹ при смазочном материале	
		d	D	T	B	C	r	r ₁			e	Y	Y _o	Пласт ично м	Жидк ом
2007106	Особо легкая широкая α = 11...15°	30	55	17	16	14	1,5	0,5	27000	19900	0,24	2,50	1,38	6700	9000
2007107		35	62	18	17	15	1,5	0,5	32000	23000	0,27	2,12	1,22	6000	8000
2007108		40	68	19	18	16	1,5	0,5	40000	28400	0,33	1,84	1,01	5300	7000
2007109		45	75	20	19	16	1,5	0,5	44000	34900	0,30	1,99	1,10	4800	6300
2007111		55	90	23	22	19	2	0,8	57000	45200	0,33	1,80	0,99	4000	5300
2007113		65	100	23	22	19	2	0,8	61000	64500	0,38	1,59	0,88	3400	4500
2007114		70	110	25	24	20	2	0,8	77000	71600	0,28	2,11	1,16	3200	4300
2007115		75	115	25	24	20	2	0,8	78000	75000	0,30	1,99	1,10	3000	4000
7205	Легкая узкая α = 12...18°	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24000	17500	0,36	1,67	0,92	7500	10000
7206		30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31000	22000	0,36	1,64	0,90	6300	8500
7207		35	72	18,25	17	15	2	0,8	38500	26000	0,37	1,62	0,89	5300	7000
7208		40	80	19,75	20	16	2	0,8	46500	32500	0,38	1,56	0,86	4800	6300
7209		45	85	20,75	19	16	2	0,8	50000	33000	0,41	1,45	0,80	4500	6000
7210		50	90	21,75	21	17	2,5	0,8	56000	40000	0,37	1,60	0,88	4300	5600

Продолжение таблицы Д.1

7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65000	46000	0,41	1,46	0,80	3800	5000
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78000	58000	0,35	1,71	0,94	3400	4500
7214	70	125	26,25	26	21	2,5	0,8	96000	82000	0,37	1,62	0,89	3000	4000
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107000	84000	0,39	1,55	0,85	2800	3800
7216	80	140	28,25	26	22	3	1	112000	95200	0,42	1,43	0,78	2400	3400
7506	30	62	21,25	20,5	17	1,5	0,5	36000	27000	0,36	1,64	0,90	6300	8500
7507	35	72	24,25	23	20	2	0,8	53000	40000	0,35	1,73	0,95	5300	7000
7508	40	80	24,75	23,5	20	2	0,8	56000	44000	0,38	1,57	0,87	4800	6300
7509	45	85	24,75	23,5	20	2	0,8	60000	46000	0,42	1,44	0,79	4500	6000
7510	50	90	24,75	25	20	2	0,8	62000	54000	0,42	1,43	0,78	4300	5600
7511	55	100	26,75	28	21	2,5	0,8	80000	61000	0,36	1,67	0,92	3800	5000
7512	60	110	29,75	31	24	2,5	0,8	94000	75000	0,39	1,53	0,84	3400	4500
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	119000	98000	0,37	1,62	0,89	3000	4000
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	125000	101000	0,39	1,55	0,85	2800	3800
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130000	108000	0,41	1,48	0,81	2600	3600
7305	25	62	18,25	17	15	2	0,8	33000	23200	0,36	1,61	0,92	6700	9000
7306	30	72	20,75	19	17	2	0,8	43000	29500	0,34	1,78	0,98	5600	7500
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54000	38000	0,32	1,38	1,03	5000	6700
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66000	47500	0,28	2,16	1,18	4500	6000
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83000	60000	0,28	2,16	1,19	4000	5300
7310	50	110	29,25	29	23	3	1	100000	75500	0,31	1,94	1,06	3600	4800
7311	55	120	31,50	31	25	3	1	107000	81500	0,33	1,80	0,99	3200	4300
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128000	96500	0,30	1,97	1,08	3000	4000
7313	65	140	36,00	33	28	3,5	1,2	146000	112000	0,30	1,97	1,08	2600	3600
7314	70	150	38,00	37	30	3,5	1,2	170000	137000	0,31	1,94	1,06	2400	3400
7315	75	160	40,00	37	31	3,5	1,2	180000	148000	0,33	1,83	1,01	2200	3200
7606	30	72	28,75	29	23	2	0,8	63000	51000	0,32	1,88	1,03	5300	7000
7607	35	80	32,75	31	27	2,5	0,8	76000	61000	0,30	2,03	1,11	4800	6300
7608	40	90	35,25	33	28,5	2,5	0,8	90000	67500	0,30	2,03	1,11	4000	5300

Продолжение таблицы Д.1

7609		45	100	38,25	36	31	2,5	0,8	114000	90500	0,29	2,06	1,13	3600	4800
7611		55	120	45,50	44,5	36,5	3	1	160000	140000	0,32	1,85	1,02	3000	4000
7612		60	130	48,50	47,5	39	3,5	1,2	186000	157000	0,30	1,97	1,08	2600	3600
7613		65	140	51,00	48	41	3,5	1,2	210000	168000	0,33	1,83	1,01	2400	3400
7614		70	150	54,00	51	43	3,5	1,2	240000	186000	0,35	1,71	0,94	2200	3200
7615		75	160	58,00	55	46,5	3,5	1,2	280000	235000	0,30	1,99	1,20	2000	3000
Роликоподшипники конические однорядные с большим углом конуса (ГОСТ 7260-81)															
27307	Средняя узкая $\alpha=20...30^\circ$	35	80	22,75	21	15	2,5	0,8	45000	29000	0,79	0,76	0,42	4500	5600
27308		40	90	25,25	23	17	2,5	0,8	56000	37000	0,79	0,75	0,42	4000	5000
27310		50	110	29,25	27	19	3	1	80000	53000	0,80	0,75	0,41	3200	43000
27311		55	120	31,50	29	21	3	1	92000	58000	0,81	0,79	0,50	2800	38000
27312		60	130	33,50	31	22	3,5	1,2	105000	61000	0,70	0,86	0,47	2600	36000
27313		65	140	36,00	33	23	3,5	1,2	120000	70000	0,75	0,80	0,44	2200	3200
27315		75	160	40,00	37	37	3,5	1,2	150000	93500	0,83	0,73	0,40	1800	2600