

**ОПД.Ф.02.04 ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**  
Методические указания по выполнению курсовой работы  
с заданиями

В методических указаниях приведены задания на курсовую работу, в виде 10 номеров заданий с 10 вариантами в каждом.

Приведены общие положения, указания к заданиям, основные требования к оформлению расчетно-пояснительной записки, графической части и последовательность выполнения работ.

В качестве примеров приведены 13 задач и их решения.

## СОДЕРЖАНИЕ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ
2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ЧЕРТЕЖЕЙ
3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТ
4. ПРИМЕР РАСЧЕТОВ
  - Задача 1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода
  - Задача 2. Расчет зубчатой передачи
  - Задача 3. Расчет валов
  - Задача 4. Выбор подшипников и проверка их работоспособности
  - Задача 5. Выбор и расчет шпонок
  - Задача 6. Расчет плоскоременной передачи
  - Задача 7. Расчет клиноременной передачи
  - Задача 8. Расчет открытой прямозубой передачи
  - Задача 9. Расчет конической открытой передачи
  - Задача 10. Расчет цепной передачи
  - Задача 11. Расчет реечной передачи
  - Задача 12. Расчет предохранительной муфты
  - Задача 13. Компоновка редуктора
5. ПРИЛОЖЕНИЯ:
  - Приложение I. СТП ИрГТУ 05-99
  - Приложение II. Пример оформления сборочного чертежа.
  - Приложение III. Пример оформления чертежа вал-шестерен
  - Приложение IV. Пример оформления чертежа колеса.
  - Приложение V. Пример оформления чертежа вала.
5. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

## 1. Общие положения

Прикладная механика – дисциплина, представляющая собой основу общетехнической подготовки студентов немашиностроительных специальностей очной и заочной формы обучения.

Цель изучения дисциплины – заложить основу технической подготовки студента, необходимую для последующего изучения специальных инженерных дисциплин, а также дать знания и навыки в области механики, необходимые при разработке и эксплуатации машин, приборов и аппаратов. Содержание данного курса регламентируется примерной программой дисциплины рекомендованной Минобразованием России, утвержденной Департаментом образовательных программ и стандартов профессионального образования от 20 февраля 2001 г.

Согласно программе дисциплины, на заключительном этапе ее изучения предусматривается выполнение курсовой работы.

В результате выполнения курсовой работы студенты должны иметь навыки:

- использования справочной литературы и стандартов;
- выбора аналога и прототипа конструкции при проектировании;
- проведения инженерных расчетов, проектирования и конструирования типовых элементов машин (передат, валопроводов и др.), получение оценок их мощности и жесткости;
- оформления проектной и конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД.

## 2. Основные требования к оформлению расчетно-пояснительной записки и чертежей

Объем:

- пояснительная записка – 25 ÷ 30 листов формата А1 (210 × 297).
- 2 листа чертежей: 1<sup>ый</sup> – сборочный чертеж редуктора – min А3, 2<sup>ой</sup> – рабочий чертеж детали – min А4.
- Спецификации к сборочному чертежу 1 – 2 листа А4 (см. приложение Д)

Расчетно-пояснительная записка выполняется на стандартных листах писчей бумаги формата А1(210 × 297) с рамками рекомендованными для текстовой документации (см. приложение И, Г).

Лицевая обложка оформляется как титульный лист (см. приложение Ж).

Лист задания (схема с исходными данными) оформляется по форме 2 (см. приложение Г).

Последующие листы по форме 2а (см. приложение Г).

За листом задания следует оглавление, содержащее перечень этапов расчета. Для каждого этапа работы дают четко сформулированный заголовок с указанием, какую деталь рассчитывают и на какой вид работоспособности.

В конце записки дает список литературы. [Автор(ы), название (полное), издательство, год, количество страниц].

Расчет рекомендуется писать в такой форме: сначала должна быть написана формула в буквах; затем ту же формулу без всяких алгебраических преобразований пишут в цифрах; после этого пишется результат вычисления. Например, при определении делительного диаметра зубчатого колеса  $d$  расчет следует писать так:  $d = z \cdot m = 5 \cdot 20 = 100$  мм, где  $z$  – число зубьев колеса, а  $m$  – модуль его.

Расчет следует писать с достаточно ясными заголовками, в определенном порядке, с необходимым пояснительным текстом, сопровождать эскизами рассчитываемых деталей, а также схемами сил и эпюрами моментов, действующих на эти детали. При необходимости к эскизам деталей надо давать также расчетные сечения.

Эскизы рассчитываемых деталей и расчетные сечения выполняют с соблюдением условностей ГОСТов на чертежи. На эскизах и сечениях размеры должны быть поставлены в тех буквах, какие имеются в расчетных формулах.

Расчеты деталей машин рекомендуется производить в единицах СИ – в м, мм, м<sup>2</sup>, м<sup>3</sup>, м<sup>4</sup>, мм<sup>3</sup>, мм<sup>4</sup>, Н, кН, МН, Н·м, Па, МПа.

Достаточная точность машиностроительных расчетов: для сил в десятке чисел Н, для моментов – в десятых долях чисел Н·м и для напряжений – в десятых долях чисел МПа; при этом 0,5 и больше считается за единицу, а меньшая дробь отбрасывается. Для линейных размеров в мм берут только числа из предпочтительного ряда нормальных линейных размеров (см. табл. 1).

Таблица 1 - Ряд нормальных линейных размеров. Ряд Ra40. ГОСТ 6636

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

### 3. Последовательность выполнения работ

Работу рекомендуется выполнять в следующем порядке.

1. Ознакомиться с заданием. Подбор литературы, необходимой для проектирования. Изучение аналогичных конструкций по учебным пособиям, атласам, руководствам и т.п.

2. Определение потребной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу.

Сначала определяют мощность на выходном валу привода рабочей машины, затем частные значения к.п.д. отдельных видов передач и общий к.п.д. привода, на который нужно разделить значение выходной мощности. По каталогу чаще всего приходится выбирать электродвигатель с номинальной мощностью, превышающей расчетную.

Чтобы выбрать электродвигатель по каталогу, необходимо также предварительно определить частоту вращения вала ротора, для чего вычисленная частота вращения выходного вала привода умножается на общее ориентировочное передаточное число привода. Необходимо иметь в виду, что тихоходный электродвигатель, при равной мощности, тяжелее и больше по габаритам, чем быстроходный электродвигатель.

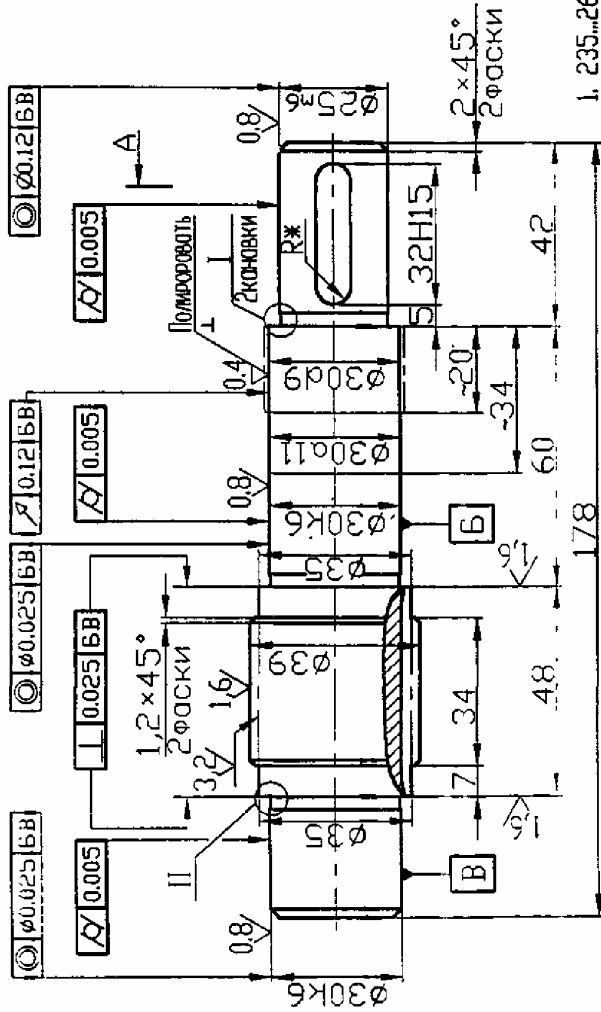
3. Определение действительного передаточного числа привода, разбивка его по ступеням передач и полный кинематический расчет привода.

4. Далее рассчитывают все передачи, входящие в кинематическую схему привода. Проектировочный расчет передач заканчивается определением основных геометрических параметров с выполнением эскизной компоновки деталей редуктора (желательно на миллиметровой бумаге и в масштабе 1 : 1). Эскизная компоновка позволит увидеть недостатки расчета и выбора геометрических параметров колес и найти пути их устранения. Изменяя материал зубчатых или червячных колес и технологию их изготовления, уточняя и изменяя значения расчетных коэффициентов и передаточных чисел соответствующих ступеней, путем повторных расчетов можно добиться лучшей конструкции рассчитываемых передач.

5. После определения всех геометрических размеров рассчитываемых передач вычисляют

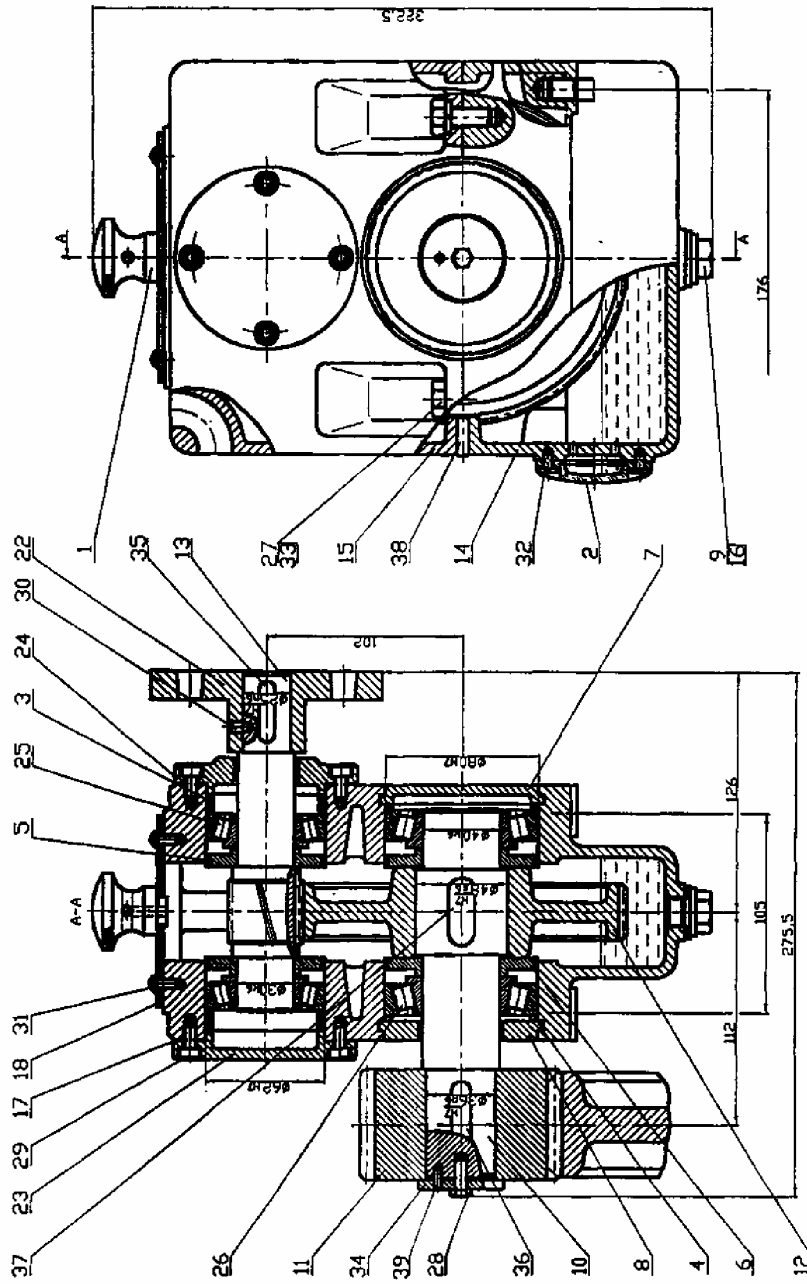
6,3/√(V)

Модуль	п	2
Число зубьев	Z <sub>1</sub>	17
Угол наклона зубьев		13°55' 50"
Направление линии зубьев		левое
Нормальный исходный контур		ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения исходного контура	X	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81		8-B
Делительный диаметр	d <sub>1</sub>	35
Обозначение чертёжа сопряжённого колеса		1.035.1.1.00.08



1. 235...262HB.
2. \* Размер обеспечивающий инструментом.
3. Неказанные радиусы скругления 0,5мм max.
4. Неказанные предельные отклонения размеров валов -t, остальных ± t/2 среднего класса точности по СТ СЭВ 302-76.

Рисунок 1



- Техническая характеристика
1. Передаточное число редуктора  $i=5$ .
  2. Вращающий момент на тихоходном валу  $T_t=169,5$  Н м.
  3. Частота вращения быстрого вала  $n_1=1445$  об/мин.

Технические требования

1. Размеры для справок.
2. Реактор залить маслом индустриального И-Г-С-68 ГОСТ17479. 4-87.
3. Допускается эксплуатировать реактор с отклонением от горизонтального положения на угол до  $5^\circ$ . При этом должен быть обеспечен залив масла, достаточный для смазки подшипников.

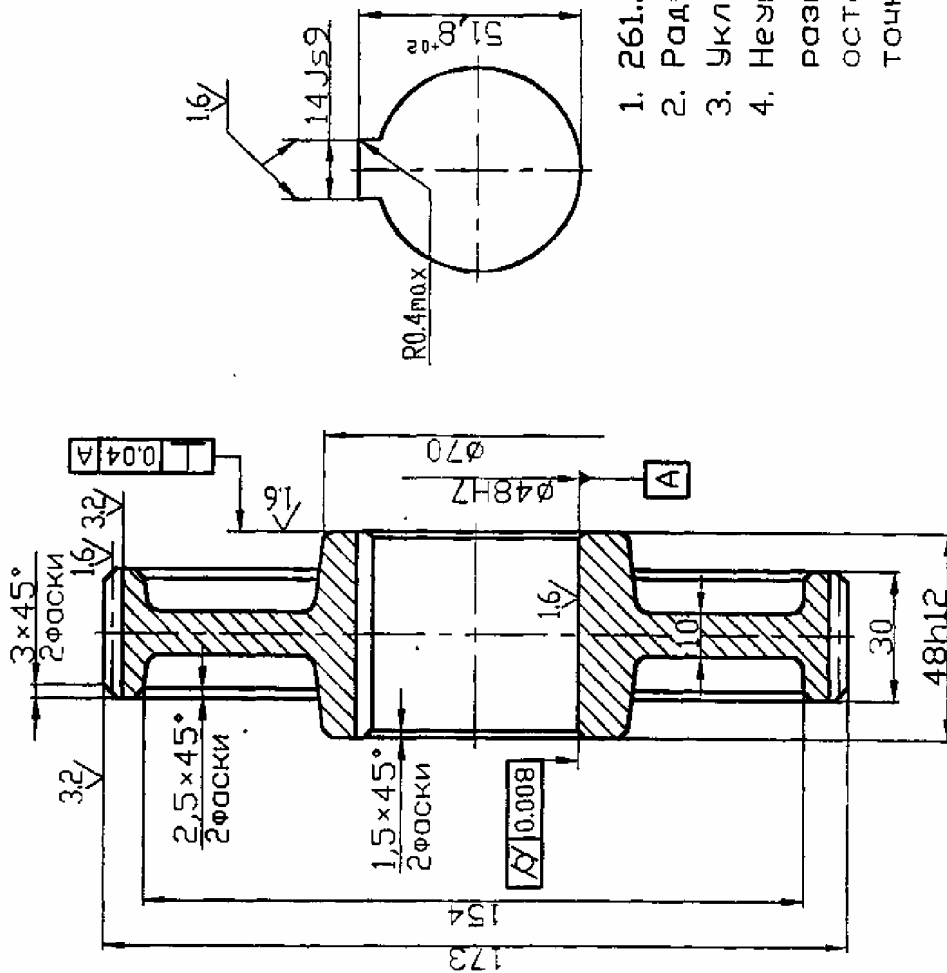
Характеристика  
защелки

Материал	Сталь	1
Масло	И-Г-С-68	2
Масло	И-Г-С-68	3
Земель	И-Г-С-68	4
Шеро	И-Г-С-68	5
Корпус	И-Г-С-68	6
Степень защиты	И-Г-С-68	7

Рисунок 2

√(√)

Модуль	m	2
Число зубьев	Z <sub>2</sub>	82
Угол наклона зубьев		13°55' 50"
Направление линии зубьев		— правое
Нормальный исходный контур		— ГОСТ13755-81
Коэффициент смещения исходного контура	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81		— 8-B
Делительный диаметр	d <sub>2</sub>	169
Обозначение чертёж сопряжённого колеса		1 035 11.00.09



1. 261...320НВ.
2. Радиусы скругления 5мм max.
3. Уклоны штамповочные 3°.
4. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстия +t, валов -t, остальных ± t/2 среднего класса точности по СТ СЭВ 302-76.

Рисунок 3

усилия, действующие в этих передачах.

6. Производится ориентировочный расчет валов с учетом только передаваемого крутящего момента, предварительный выбор подшипников, определение размеров элементов корпуса (толщина стенки и пр.).

7. Выполняют эскизную компоновку основных деталей редуктора (желательно в масштабе 1:1 и на миллиметровой бумаге.) При этом вычерчивают в зацеплении все рассчитанные передачи, валы, подшипниковые узлы, размещенные в стенках корпуса, и устанавливают по рекомендациям или по конструктивным соображениям соответствующие зазоры между торцами передач и внутренней стенкой корпуса. Эскизная компоновка позволяет определить ориентировочное (значение следует округлить) расстояние между двумя подшипниками вала (между серединами подшипников) и тем самым подготовить расчетную схему вала.

8. Составляют расчетные схемы валов, определяют суммарные реакции их опор, рассчитывают и подбирают подшипники валов. По принятым диаметрам валов производится подбор шпонок по сечению (длина их принимается по ширине зубчатых колес) и их проверка на срез и смятие.

На сборочных чертежах должны быть даны все указания, необходимые для их сборки, и размеры: 1) габаритные; 2) присоединительные (диаметры и длины выступающих концов валов и др.); 3) установочные (межосевые расстояния с предельными размерами, ширина колес и др.). Для зубчатых и червячных передач необходимо указывать числа зубьев и модули.

Основным конструкторским документом каждой сборочной единицы является спецификация. В спецификации указывается позиция, наименование и количество деталей. Для стандартных деталей наименование их надо давать в соответствии с требованиями ГОСТов на эти детали и с указанием номеров ГОСТов. В учебной курсовой работе желательно также добавить графу «Материалы» с указанием стандартного наименования и обозначения материалов деталей.

В приложении приведен пример сборочного чертежа редуктора, а в приложении (II) представлена его спецификация.

Чертежи деталей предназначены для изображения деталей машин в готовом виде. Детали машин должны быть вычерчены в необходимом количестве проекций с необходимыми размерами, полностью иллюстрирующими их устройство. На чертеже каждой детали должны быть даны: все необходимые для ее изготовления размеры; предельные отклонения размеров, формы и расположения; шероховатость поверхностей; марка материала; предельные значения твердости. На каждом чертеже детали помещают основную надпись (штамп). На рис. 3 представлен пример оформления чертежа вала и вал шестерни (см. приложение III, V).

На чертежах зубчатых колес (в правом верхнем углу) должны быть приведены таблицы основных параметров, характеризующих зацепление (см. приложение III).



#### 4. Пример расчетов

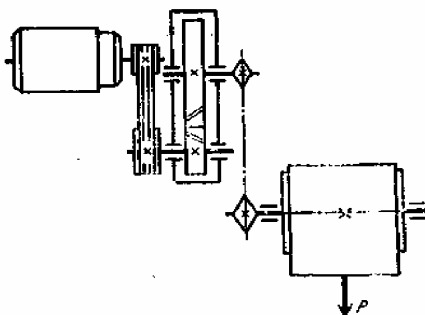


Рис. 4. Кинематическая схема привода ленточного транспортера

##### Задача 1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

Произвести кинематический расчет привода, показанного на рис. 1 по табл. 3, при следующих данных: диаметр барабана  $D = 500$  мм, тяговое усилие на ленте  $P = 4000$  Н, скорость ленты  $v = 0,8$  м/с.

**Решение.** Принимаем КПД передач, показанных на рис:

ременной передачи  $\eta_1 = 0,98$ ;

зубчатой пары  $\eta_2 = 0,98$ ;

цепной передачи  $\eta_3 = 0,96$ ;

потери в опорах трех валов  $\eta_0^3 = 0,99^3$ .

КПД всего привода

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_0^3 = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,89.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$N = \frac{Pv}{\eta} = \frac{4000 \cdot 0,8}{0,89} = 3600 \text{ Вт.}$$

Частота вращения вала барабана

$$n_p = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 0,5} \approx 30,5 \text{ об/мин.}$$

Из таблицы выбираем ближайшие по мощности электродвигатели с повышенным пусковым моментом:

АОП2-42-6, имеющий  $N = 4$  кВт и  $n = 955$  об/мин, и

АОП2-41-4, у которого  $N = 4$  кВт и  $n = 1440$  об/мин.

Определяем передаточные отношения привода:

в первом случае  $i = \frac{n}{n_p} = \frac{955}{30,5} = 31,4$ ;

во втором  $i = \frac{1440}{30,5} = 47,2$ .

Приемлемы оба типа двигателя; в первом варианте передаточное отношение может быть реализовано, например, так: по таблице выбираем для ременной передачи  $i_1 = 2$ ; для редуктора  $i_2 = 4$  и для цепной передачи  $i_3 = 4$ . Общее  $i = i_1 i_2 i_3 = 2 \cdot 4 \cdot 4 = 32$ . Отклонение

от заданного составит  $\frac{32 - 31,4}{31,4} 100 \approx 1,9\%$  (допускается отклонение до  $\pm 3\%$ ).

Таблица 2 - Мощности и скорости вращения двигателей А2, АО2, и АОЛ2

Тип электродвигателя	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Тип электродвигателя	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Тип электродвигателя	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>
АОЛ2-11-12	0,8	2830	АО2-51-2	10	2920	АО2-72-4	30	1460
АОЛ1-12-2	1,3	2830	АО2-52-2	13	2920	АО2-71-6	17	970
АОЛ2-11-4	1,6	1350	АО2-51-4	7,5	1460	АО2-72-6	22	970
АОЛ2-12-4	0,8	1350	АО2-52-4	10	1460	АО2-71-8	13	730
АОЛ2-11-6	0,4	910	АО2-51-6	5,5	970	АО2-72-8	17	730
АОЛ2-12-6	0,6	910	АО2-52-6	7,5	970	АО2-81-2	40	2940
АОЛ2-21-2	1,5	2860	АО2-51-8	4,0	730	АО2-82-2	55	2940
АОЛ2-22-2	2,2	2860	АО2-52-8	5,5	730	АО2-81-4	40	1460
АОЛ2-21-4	1,1	1400	АО2-62-2	17	2890	АО2-82-4	55	1460
АОЛ2-22-4	1,5	1420	АО2-61-4	13	1460	АО2-84-6	30	980
АОЛ2-21-6	0,8	930	АО2-62-4	17	1450	АО2-82-6	40	980
АОЛ2-22-6	1,1	930	АО2-61-6	10	970	АО2-81-8	22	735
АОЛ2-31-2	3,0	2880	АО2-62-6	13	960	АО2-82-8	30	735
АОЛ2-32-2	4,0	2880	АО2-61-8	7,5	725	АО2-81-10	17	585
АОЛ2-31-4	2,2	1430	АО2-62-8	10	725	АО2-82-10	22	585
АОЛ2-32-4	3,0	1430	А2-71-2	30	2900	АО2-91-2	75	2960
АОЛ2-31-6	1,5	950	А2-72-2	40	2900	АО2-92-2	100	2960
АОЛ2-32-6	2,2	950	А2-71-4	22	1460	АО2-91-4	75	1470
АО2-41-2	5,5	2910	А2-72-4	30	1460	АО2-92-4	100	1470
АО2-42-2	7,5	2910	А2-71-6	17	970	АО2-91-6	55	980
АО2-41-4	4,0	1450	А2-72-6	22	970	АО2-92-6	75	980
АО2-42-4	5,5	1450	А2-71-8	13	730	АО2-91-8	50	740
АО2-41-6	3,0	960	А2-72-8	17	730	АО2-92-8	55	740
АО2-42-6	4,0	960	АО2-71-2	22	2900	АО2-91-10	30	585
АО2-41-8	2,2	720	АО2-72-2	30	2900	АО2-92-10	40	585
АО2-42-8	3,0	720	АО2-71-4	22	1460			

Примечание. Число после первого тире обозначает типоразмер, в котором первая цифра – порядковый номер наружного диаметра сердечника статора, вторая цифра – порядковый номер длины двигателя; цифра после второго тире – число полюсов.

Таблица 4 – Значение КПД механических передач (без учета потерь)

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96 ... 0,97	0,93 ... 0,95
коническая	0,95 ... 0,97	0,92 ... 0,94
Цепная	0,95 ... 0,97	0,90 ... 0,93
Ременная:		
плоским ремнем	-	0,96 ... 0,98
клиновыми (поликлиновыми) ремнями	-	0,95 ... 0,97

Примечания: 1. Ориентировочные значения КПД закрытых передач в масляной ванне приведены для колес, выполненных по 8-й степени точности, а для открытых – по 9-й; при более точном выполнении колес КПД может быть повышен на 1 ... 1,5 %; при меньшей точности – соответственно понижен. 2. Для червячной передачи предварительное значение КПД принимают  $\eta_{\text{зп}}=0,75 \dots 0,85$ . После установления основных параметров передачи значение КПД следует уточнить. 3. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения  $\eta_{\text{пк}}=0,99 \dots 0,995$ ; для одной пары подшипников скольжения  $\eta_{\text{пс}} = 0,98 \dots 0,99$ . 4. Потери в муфте принимаются  $\eta_{\text{м}} \approx 0,98$ .

Номинальные значения передаточных чисел в зубчатых редукторах общего назначения, выполненных в виде самостоятельных агрегатов по:

1-й ряд: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8; 10; 12,5;

2-й ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Примечание. 1-й ряд следует предпочесть второму ряду.

## Задача 2. Расчет зубчатой передачи

Рассчитать основные параметры и размеры косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора с прирабатывающими зубьями. Мощность на ведущем валу  $P_1 = 10$  кВт, частота вращения ведущего вала  $n_1 = 1440$  мин<sup>-1</sup>, номинальное передаточное число  $u = 5$ . Передача неревверсивная, нагрузка постоянная. Технический ресурс передачи  $L_h = 1000$  ч.

**Решение.** В качестве материала для зубчатых колес выбираем сталь 40X с различной термообработкой, а именно: для шестерни – улучшение, средняя твердость  $H_1 = 325$  НВ; для колеса - улучшение, средняя твердость  $H_2 = 270$  НВ.

Определяем допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \text{ lim } b} Z_N / S_H$$

где базовый предел контактной выносливости  $\sigma_{H \text{ lim } b} = 2H_{\text{HB}} + 70$  (см. табл. 4).

Таблица 5

Способ термической и химико-термической обработки	Средняя твердость поверхности зубьев	Стали, например	$\sigma_{H \text{ lim } b}$ , МПа	$\sigma_{F \text{ lim } b}$ , МПа
Отжиг, нормализация или улучшение	$H \leq 350$ НВ	45, 50, 40X, 45X, 40XH	$2H_{\text{HB}} + 70$	$1,75 H_{\text{HB}}$
Объемная и поверхностная закалка	38 ... 50 HRC <sub>э</sub>	40X, 35XM, 35XГСА, 40XH	$17H_{\text{HRC}_э} + 200$	500 ... 700
Цементация и нитроцементация	Более 56 HRC <sub>э</sub>	20X, 12XН3А, 18XГТ, 20XH	$23H_{\text{HRC}_э}$	700 ... 950
Азотирование	350 ... 750 HV	40X, 38XMЮА	1050	580 ... 770

Предельные значения коэффициента долговечности:  $Z_{N \max} = 1,8$  для зубьев с поверхностным уплотнением;  $Z_{N \max} = 2,6$  для зубьев с однородной структурой материала (нормализация, улучшение, объемная закалка).

Для длительно работающих передач, когда  $N_k > N_{H \lim}$ , принимается  $Z_N = \sqrt[20]{N_{H \lim}/N_k} \geq 0,75$  или определяется по графику стандарта.

Коэффициенты долговечности

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{N_{H \lim}/N_k} = \sqrt[20]{31 \cdot 10^6 / (86 \cdot 10^6)} = 0,95,$$

так как для шестерни база испытаний  $N_{H \lim} = 31 \cdot 10^6$  циклов (табл. 6)

Таблица 6

Твердость, НВ	200	250	300	350	400	450	500	550	600
$N_{H \lim}$ млн. циклов	10	17	25	37	50	64	80	100	120

Заданное число циклов  $N_{k1} = 60n_1L_h = 60 \cdot 1440 \cdot 1000 = 86 \cdot 10^6$ ;

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{N_{H \lim}/N_{k2}} = \sqrt[6]{20 \cdot 10^6 / (17 \cdot 10^6)} = 1,03,$$

так как для колеса база испытаний  $N_{H \lim} = 20 \cdot 10^6$  циклов (табл. 5), а заданное число циклов

$$N_{k2} = N_{k1}/u = 86 \cdot 10^6 / 5 \approx 17 \cdot 10^6;$$

Коэффициент запаса прочности  $S_H = 1,1$  для зубчатых колес с однородной структурой материала;  $S_H = 1,2$  для колес с поверхностным упрочнением зубьев; для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значения коэффициентов следует увеличивать до  $S_H = 1,25$  и  $S_H = 1,35$  соответственно. Принимаем коэффициент запаса прочности  $S_H = 1,1$  (колеса с однородной структурой материала).

Тогда для шестерни  $[\sigma_{H1}] = (2 \cdot 325 + 70) \cdot 0,95 / 1,1 = 620$  МПа;

для колеса  $[\sigma_{H2}] = (2 \cdot 270 + 70) \cdot 1,03 / 1,1 = 570$  МПа.

Условное допускается контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(620 + 570) = 535 \text{ МПа},$$

что меньше  $1,23[\sigma_{H2}] = 1,23 \cdot 570 = 700$  МПа.

Из расчета на контактную усталость определим делительный диаметр шестерни по формуле

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} (u+1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u^2}},$$

где  $K_d = 6750 \text{ Па}^{1/3}$ ;  $K_{H\beta} = 1,06$  (по графику 1 на рис. 2);

$$T_1 = P_1/\omega_1 = 30P_1/(\pi n_1) = 30 \cdot 10 \cdot 10^3 / (\pi \cdot 1440) = 66,2 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = T_1 u = 66,2 \cdot 5 = 331 \text{ Н·м};$$

$\psi_{bd} = 1,2$  при симметричном расположении опор, см. табл. 6 (при этом  $\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u+1) = 2 \cdot 1,2 / (5+1) = 0,4$ , что соответствует стандарту).

Таблица 7

Расположение колеса относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$H_2 \leq 350 \text{ НВ}$ или $H_1$ и $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$	$H_1$ и $H_2 > 350 \text{ НВ}$
	$\psi_{bd}$	
Симметричные	0,8 ... 1,4	0,4 ... 1,0
Несимметричные	0,6 ... 1,0	0,3 ... 0,5
Консольные	0,3 ... 0,4	0,2 ... 0,25

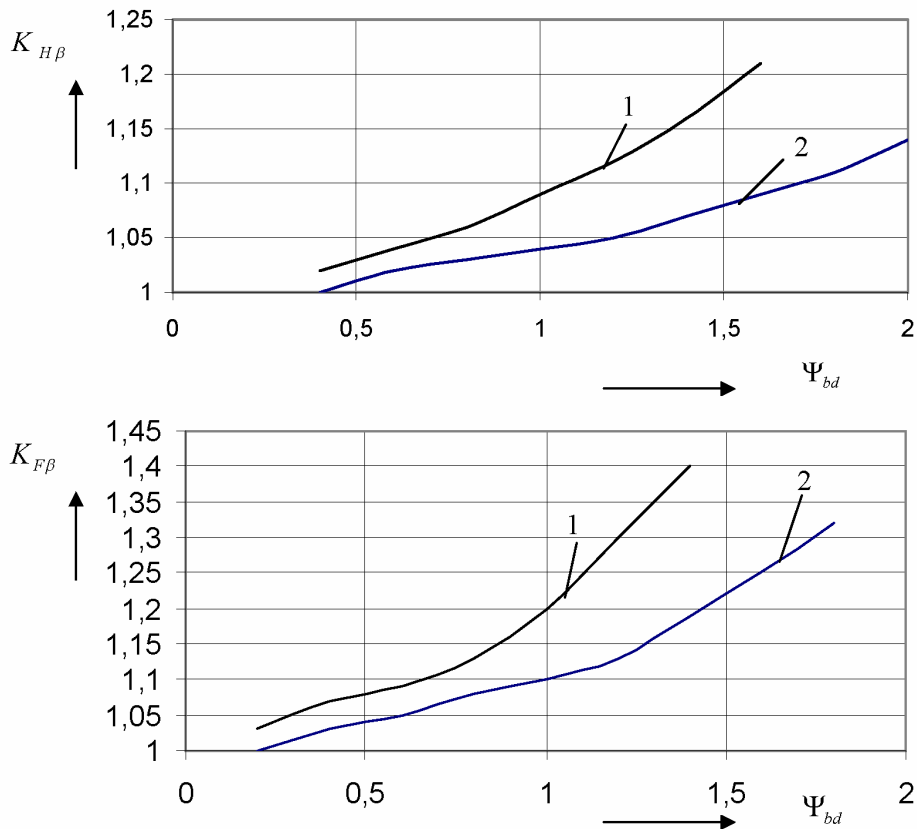


Рисунок 5. График для определения ориентировочных значений коэффициентов распределения нагрузки по ширине венца  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$  в зависимости от  $\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$  при симметричном расположении колес относительно опор (кривая 1 -  $H \leq 300 \dots 350HB$ , кривая 2 -  $H > 350HB$ ).  $\Psi_{bd}$

$$\Psi_{bd} = \Psi_{ba} \cdot \frac{(u+1)}{2}$$

Для редукторов рекомендуется ряд  $\Psi_{ba}$ :

0,100 0,125 0,16 0,20 0,25 0,315 0,40 0,50 0,63 0,80 1,00 1,25

Примечание: Значение  $b$  округляется до ближайшего целого числа из ряда  $R_a 20$  по ГОСТ 6636 – 69. При различной ширине сопряженных колес значение  $b$  относится к более узкому.

Тогда

$$d_1 = 6750 \sqrt[3]{\frac{331 \cdot 1,06(5+1)}{1,2 \cdot 535^2 \cdot 10^{12} \cdot 5^2}} = 0,042 \text{ м} = 42 \text{ мм.}$$

Принимаем предварительно  $d_1 = 42$  мм, тогда  $d_2 = u \cdot d_1 = 5 \cdot 42 = 210$  мм, а межосевое расстояние  $a = (d_1 + d_2)/2 = (42 + 210)/2 = 126$  мм.

Таблица 8. Межосевые расстояния по ГОСТ 2185-66.

Ряд	Межосевое расстояние $a_o$ , мм						
1-й	40	50	63	80	100	125	160
2-й	-	-	-	-	-	140	180
1-й	200	250	315	400	500	630	800
2-й	225	280	355	450	560	710	900
1-й	1000	1250	1600	2000	2500		
2-й	1120	1400	1800	2240			

Примечание: 1-ый ряд следует предпочитать 2-му.

Принимаем ближайшее большее стандартное значение(см. табл. 7)  $a = 125$  мм, и определяем нормальный модуль зацепления(см. табл. 8).

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм.}$$

Таблица 9. – Модули зубчатых эвольвентных передач (ГОСТ 9563-60)

Ряд	Модуль, мм								
1-й	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	
2-й	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	
1-й	6	8	10	12	16	20	25	32	
2-й	7	9	11	14	18	22	28	36	

Примечание: 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Принимаем стандартный нормальный модуль  $m_n = 2$  мм.

Ширина венца колеса будет равна  $b = \psi_{bd} d_1 = 1,2 \cdot 42 = 50,4$  мм. Принимаем  $b = 50$  мм.

Принимаем коэффициент осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m_n) = 2$ , определим предварительно угол наклона зубьев

$$\sin \beta = 2\pi m_n / b = 2\pi \cdot 2 / 50 = 0,2512; \quad \beta = 14^\circ 33'.$$

Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 + z_2 = 2a \cos \beta / m_n = 2 \cdot 125 \cdot \cos 14^\circ 33' / 2 = 120,48.$$

Принимаем  $z_1 + z_2 = 120$ , тогда числа зубьев шестерни и колеса будут равны  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 100$ .

Так как стандартное межосевое расстояние должно быть выдержано точно, то скорректируем угол наклона зубьев по принятому суммарному их числу

$$\cos \beta = (z_1 + z_2) m_n / (2a) = 120 \cdot 2 / (2 \cdot 125) = 0,96;$$

$$\beta = 16^\circ 15,8' = 16,264^\circ.$$

Определяем основные геометрические размеры шестерни и колеса:  
делительный диаметр

$$d_1 = z_1 m_n / \cos \beta = 20 \cdot 2 / 0,96 = 41,67 \text{ мм;}$$

$$d_2 = z_2 m_n / \cos \beta = 100 \cdot 2 / 0,96 = 208,33 \text{ мм,}$$

причем межосевое расстояние

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = (41,67 + 208,33) / 2 = 125 \text{ мм;}$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 41,67 + 2 \cdot 2 = 45,67 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 208,33 + 2 \cdot 2 = 212,33 \text{ мм;}$$

ширина венца колеса  $b_2 = \psi_{ba} a = 0,4 \cdot 125 = 50$  мм;

шестерни  $b_1 = 55$  мм.

Определим окружную скорость колес передачи:

$$v = \pi d_1 n_1 / 60 = \pi \cdot 41,67 \cdot 10^{-3} \cdot 1440 / 60 = 3,14 \text{ м/с.}$$

Для уменьшения динамических нагрузок и шума примем 8-ю степень точности изготовления колес.

Проверим зубья на усталость при изгибе. Прежде всего, определим эквивалентное число зубьев:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 20 / 0,96^3 \approx 22;$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 100 / 0,96^3 \approx 122.$$

По графику на рис. 3 находим коэффициенты формы зуба  $Y_{F1} = 4,01$ ,  $Y_{F2} = 3,6$ .

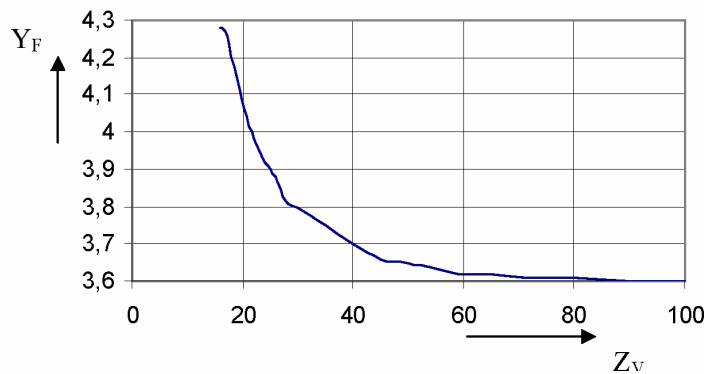


Рисунок 6. График для определения коэффициента формы зуба  $Y_F$  в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_V$

**Допускаемые напряжения на усталость при изгибе.** Расчет допускаемых напряжений изгиба ведется по формуле

$$N_{k2} = N_{k1} / u = 86 \cdot 10^6 / 5 \approx 17 \cdot 10^6,$$

где  $\sigma_{F \text{ lim } b}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базе испытаний и принимаемый по табл.9 (большие значения при большей твердости зубьев);  $Y_A$  – коэффициент реверсивности нагрузки;  $Y_N$  – коэффициент долговечности;  $S_F$  – минимальный коэффициент запаса прочности.

Коэффициент реверсивности  $Y_A = 1$  при одностороннем приложении нагрузки;  $Y_A \approx 0,7$  для реверсивных передач.

Коэффициент долговечности  $Y_N = \sqrt[q]{N_{F \text{ lim}} / N_k} \geq 1 \leq Y_{N \text{ max}}$ , где база испытаний для всех сталей  $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$  циклов; заданное число циклов  $N_k = 60nL_n$ . Для колес с однородной структурой материала  $q = 6$ ,  $Y_{N \text{ max}} = 4$ ; при поверхностном упрочнении зубьев  $q = 9$ ,  $Y_{N \text{ max}} = 2,5$ .

Для длительно работающих передач, когда  $N_k > N_{F \text{ lim}}$ , принимается  $Y_N = 1$ .

Коэффициент запаса прочности учитывает нестабильность свойств материала, его твердость, вероятность неразрушения и ответственность передачи;  $S_{F \text{ lim}} = 1,4 \dots 1,7$  в зависимости от марки стали и термообработки. Принимаем базовый предел выносливости при изгибе  $\sigma_{F \text{ lim } b} = 1,75 \text{ Н}_{\text{HB}}$  (см. табл. 10); коэффициент реверсивности нагрузки  $Y_A = 1$

(передача неререверсивная); коэффициент долговечности  $Y_N = 1$  (так как заданное число циклов  $N_k > N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$  циклов); коэффициент запаса прочности  $S_F = 1,7$ .

Тогда для шестерни

$$[\sigma_{F1}] = 1,75 \cdot 325 \cdot 1 \cdot 1/1,7 = 334 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_{F2}] = 1,75 \cdot 270 \cdot 1 \cdot 1/1,7 = 278 \text{ МПа}.$$

Сравнительная оценка прочности колес на изгиб:

для шестерни  $[\sigma_{F1}] / Y_{F1} = 334/4,01 = 83$ ;

для колеса  $[\sigma_{F2}] / Y_{F2} = 278/3,6 = 77$ .

Проверочный расчет будем вести по колесу, зубья которого менее прочные.

Проверяем напряжения изгиба колеса по условию

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta w_{Ft} / m_n \leq [\sigma_F],$$

где коэффициент формы зуба  $Y_F = 3,6$ ; коэффициент наклона зуба

$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140 = 1 - 16,264 / 140 = 0,88$ ; удельная окружная сила

$w_{Ft} = 2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} / (d_1 b) = 2 \cdot 66,2 \cdot 1,14 \cdot 1,09 / (41,67 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3}) = 79 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$  (так

как вращающий момент  $T_1 = 66,2 \text{ Н-м}$ , коэффициент неравномерности нагрузки  $K_{F\beta} = 1,14$ , (см. график 1 на рис. 2) при  $\psi_{bd} = 1,2$ ; коэффициент динамичности нагрузки  $K_{Fv} = 1,09$ , см.

табл. 10 при 8-ой степени точности и окружной скорости 3,14 м/с, интерполяция; делительный диаметр шестерни  $d_1 = 41,67 \text{ мм}$ ; ширина венца  $b = 50 \text{ мм}$ ; нормальный модуль  $m_n = 2 \text{ мм}$ . Тогда

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 0,88 \cdot 79 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^{-3}) = 125 \cdot 10^6 \text{ Па} = 125 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 278 \text{ МПа}.$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечена.

Окончательно проверим зубья на контактную усталость по формуле:

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{2T_1(u+1)}{d_1^2 b u}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H].$$

Здесь  $T_1 = 66,2 \text{ Н-м}$ ;  $K_{H\beta} = 1,06$  (по графику 1 на рис. 2);  $K_{Hv} = 1,04$  (по табл. 7.2);  $b = 50 \text{ мм}$ ;

Таблица 10.

Степень точности	Твердость поверхности зубьев		Коэффициент $K_{Fv}$ при окружной скорости, м/с					
			1	2	4	6	8	10
7	a	$\leq 350$	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,62/1,22	1,80/1,27
	б	$> 350$	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	a	$\leq 350$	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	б	$> 350$	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	a	$\leq 350$	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,72/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	б	$> 350$	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09



Таблица 3.

Степень точности	Твердость поверхности зубьев		Коэффициент $K_{H\alpha}$ при окружной скорости, м/с					
			1	2	4	6	8	10
7	a	$\leq 350$	1,04/1,01	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	б	$> 350$	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
8	a	$\leq 350$	1,04/1,01	1,08/1,03	1,16/1,05	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
	б	$> 350$	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
9	a	$\leq 350$	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	2,50/1,12
	б	$> 350$	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05

Значения  $K_{\alpha}$  в числителе – для прямозубой передачи, в знаменателе – для косозубой передачи.

Тогда

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{2 \cdot 66,2(5+1)}{41,67^2 \cdot 10^{-9} \cdot 50 \cdot 5}} 1,06 \cdot 1,04 = 532 \cdot 10^6 \text{ Па} = 532 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 535 \text{ МПа}.$$

После проверочных расчетов превышение допускаемых напряжений (перегрузка передачи) не должна превышать 5 %, а недогрузка желательна не более 10 %.

### Задача 3. Расчет валов

Рассчитать ведущий вал цилиндрического редуктора с косозубыми колесами, расчетная схема которого представлена на рис. 4. Дано: диаметр делительной окружности шестерни  $d_1 = 100$  мм,  $s = 90$  мм, радиальная сила  $F_r = 960$  Н, осевая сила  $F_a = 370$  Н, вращающий момент на валу  $T = 131$  Н·м.

**Решение.** Простые по конструкции гладкие валы выполняются одинакового номинального диаметра по всей длине; для обеспечения требуемых посадок деталей предусматриваются на участках вала соответствующие отклонения диаметра. Для удобства сборки и разборки узла вала, замены подшипников и других насаживаемых деталей вала – валы выполняются ступенчатыми.

Предварительный расчет проводим на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

### Ведущий вал

Материал ведущего вала выбираем из \_\_\_\_\_ или такой же, как уже выбранный материал шестерни, предполагая, что шестерню будем выполнять заодно с валом.

Диаметр выходного конца вала рис. \_\_\_\_\_. Определяем из расчета только на кручение по пониженным напряжениям  $[\tau_k] = 25 \text{ МПа}$  по формуле:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{65,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 23,6, \text{ мм},$$

Где –  $T_1$  – крутящий момент ведущего вала, Н·м.

Корректируем  $d_1$  по предполагаемому ряду чисел \_\_\_\_\_, при необходимости по  $d_1$  принятого электродвигателя \_\_\_\_\_, стандартным размерам муфт УВП (по ГОСТ 21424-75).

$$d_1 = 38 \text{ мм}$$

Длина ступени  $l$

$$l_l = (1 \div 1,5) d_1 \text{ - под муфту}$$

$$l_l = 1,25 d_1 = 1,25 \cdot 38 = 47,5 = 48$$

Диаметр второй ступени  $d_2$  под подшипники качения определяется  $d_2 = d_1 + 2t$   
 $t = 1,5$   
 $d_2 = 38 + 3 = 41$  мм, округляем до 40 мм.  
 Принимается  $d_2$  – по ближайшему значению внутреннего диаметра подшипников качения средней серии . Длина ступени  $l_2$  принимается с учетом уплотнения крышки с отверстием и ширины подшипника  $l_2 \cong 1,5d_2$  для вал-шестерни  
 $l_2 \cong 1,5d_2 = 60$ , мм.  
 Для вал-шестерни установившиеся размеры шестерни  $b_1 = 125$ ,  $d_a = 98$ ,  $d_f = 84$ ,  $d = 92$   
 4-ая ступень  $d_4$  – для установки второго подшипника  $d_4 = d_2 = 40$   $l_4 = 23 + 2 = 25$

*Рис7(см.макет)*

### Ведомый вал

Учитывая влияние изгиба вала от передачи, находящейся на этом валу принимаем  $[\tau_k] = 25 \text{ МПа}$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{341,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 38, \text{ мм}$$

где  $T_2$  – крутящий момент ведомого вала, Нм.

$$l_1 = 1,25d_1 = 1,25 \cdot 38 = 47,5 = 48$$

Аналогично расчету ведущего вала определяем остальные размеры вала, а именно:

Принимаем: $d_2 = 40$ мм	$l_2 = 1,5 \cdot 40 = 60$ мм
$d_3 = 40 + 6,4 = 46,4 = 47$ мм	$l_3 = b_2 = 120$ мм
$d_4 = 40$ мм	$l_4 = 23 + 2 = 25$ мм

Из проектного расчета на кручение определим диаметр  $d_v$  выходного участка вала, приняв материал сталь 45 с временным сопротивлением  $\sigma_v = 730$  МПа. Тогда допускаемое напряжение на кручение

$$[\tau_k] = (0,025 \dots 0,03) \sigma_v \approx 20 \text{ МПа},$$

а расчетный диаметр вала (учитывая, что  $M_k = T$ ) будет равен

$$d_v = \sqrt[3]{M_k / (0,2[\tau_k])} = \sqrt[3]{131 / (0,2 \cdot 20 \cdot 10^6)} = 0,032 \text{ м} = 32 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр цапф  $d = 35$  мм в соответствии со стандартом на подшипники качения (см. приложение \_\_\_\_).

Диаметр свободных участков вала примем равным 40 мм, а посадочный диаметр вала под шестерню равным 45 мм.

Далее, выбрав оси координат, построим эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, эпюру крутящих моментов и определим эквивалентный момент в месте посадки шестерни (опасное сечение), предварительно вычислив окружную силу:

$$F_1 = 2T/d_1 = 2 \cdot 131/0,1 = 2620 \text{ Н};$$

$$M_{ux} = F_r cd/l + F_a d_1 c / (2l) =$$

$$= 960 \cdot 0,09 \cdot 0,05/0,14 + 370 \cdot 0,1 \cdot 0,09 / (2 \cdot 0,14) = 42,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{uy} = F_t cd / l = 2620 \cdot 0,09 \cdot 0,05 / 0,14 = 84,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{экр} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2 + M_K^2} = \sqrt{42,7^2 + 84,4^2 + 131^2} = 162 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

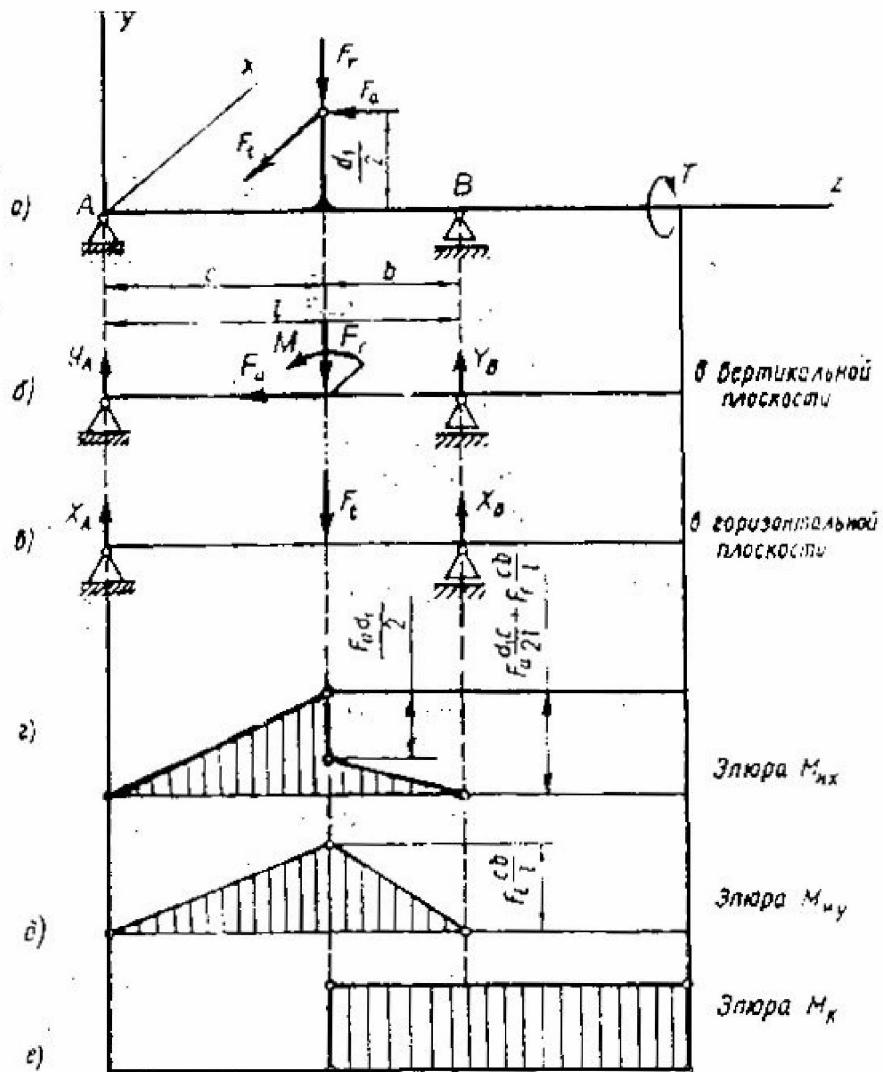


Рисунок 8. Расчетная схема ведущего вала редуктора.

Таблица 12.

Материал	Временное сопротивление $\sigma_B$ , МПа	Допускаемые напряжения, МПа	
		$[\sigma_{II}]$	$[\sigma_{-II}]$
Углеродистая сталь	400	130	40
	500	170	45
	600	200	55
	700	230	65
Легированная сталь	800	270	75
	1000	330	90

Приняв по табл. 12 допускаемое напряжение  $[\sigma_{-1H}] = 65$  МПа, определим диаметр посадочного места из упрощенного проверочного расчета на усталость:

$$d_p = \sqrt[3]{M_{экз} / (0,1[\sigma_{-1H}])} = \sqrt[3]{162 / (0,1 \cdot 65 \cdot 10^6)} = 0,0292 \text{ м} = 29,2 \text{ мм.}$$

Так как в месте посадки шестерни на валу будет шпоночный паз, то, увеличив расчетный диаметр на 10%, в результате получим  $d_p \approx 32$  мм. Сравнивая расчетный диаметр с принятым из конструктивных соображений, видим, что сопротивление усталости вала обеспечено со значительным запасом.

Еще более прочной будет конструкция, если шестерню изготовить за одно целое с валом. Конструкцию вал – шестерни, соответствующую этому примеру, см. на рис. 5.

Рисунок 9 Основные размеры ведомого вала

Рис.стр.19 сканировать

В таблице приведены основные размеры выбранных подшипников качения

Таблица 13 Выбранные подшипники качения

Условное обозначение подшипника	D	D	D	r
	Размеры			
36308	40	90	23	2.5

## Конструктивные размеры шестерни и колеса

### Шестерня

Шестерню выполняем за одно целое с валом; ее размеры:

$$d_1=92\text{мм} \quad d_{a1}=98\text{мм}; \quad b_1=125\text{мм}$$

### Размеры колеса

$$d_2=507\text{мм}; \quad d_{a2}=513\text{мм}; \quad b_2=120\text{мм}$$

Диаметр ступицы

$$d_{cm}=(1,6\div 1,9)d_g$$

$$d_g=47\text{мм}$$

$$d_{cm}=(1,6\div 1,9)47=75\dots 90=90\text{мм}$$

Длина ступицы

$$L_{cm}=b_2=120\text{мм}$$

Толщина диска

$$C=(0,2\div 0,3)b_2$$

$$b_2=120\text{мм}$$

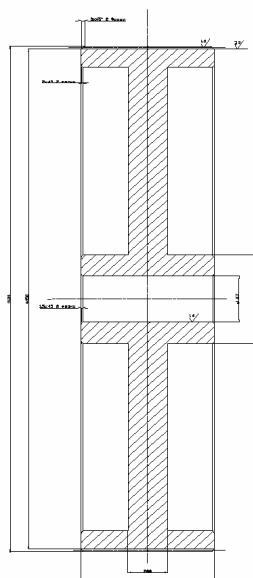
$$C=(0,2\div 0,3)\cdot 120=24\div\text{мм}, \text{принимаем } C=36\text{мм}$$

Толщина обода

$$\delta_0=(2,5\div 4)m_n$$

$$m=3\text{мм}$$

$$\delta_0=(2,5\div 4)\cdot 3=7,5\div 12\text{мм}, \text{принимаем } \delta_0=12\text{мм}.$$



(что делать рис.11 стр.20)

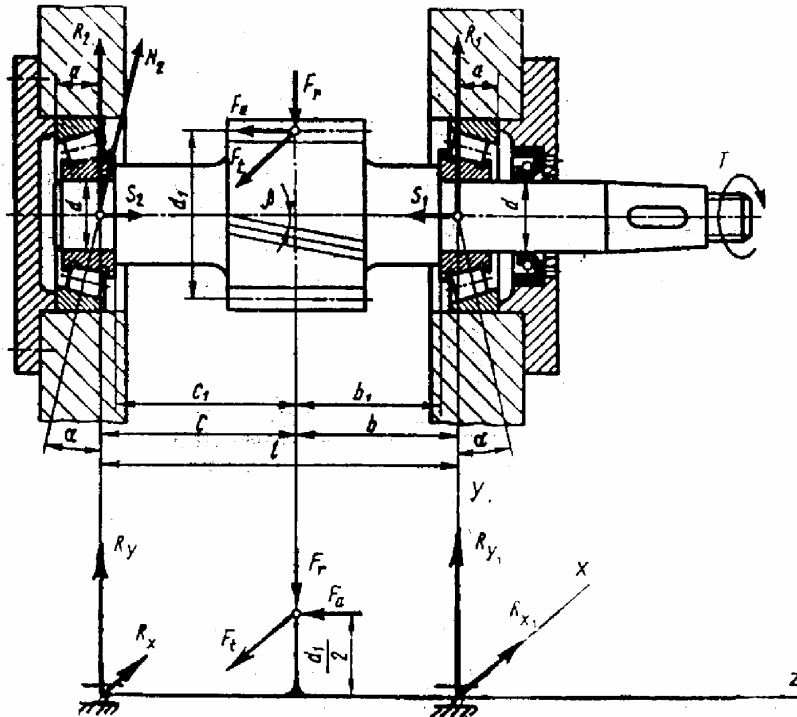


Рисунок 11. Схема вал – шестерни редуктора.

**Задача 4. Выбор подшипников и проверка их работоспособности**

Подобрать конические роликоподшипники для вала-шестерни косозубой цилиндрической передачи редуктора (рис. 7).

Дано: частота вращения вала-шестерни  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ ;

$$F_t = 2620 \text{ Н}, F_r = 960 \text{ Н}, F_a = 370 \text{ Н};$$

$$d = 35 \text{ мм}, d_1 = 100 \text{ мм}, b = 45 \text{ мм}, c_1 = 85 \text{ мм},$$

рабочая температура подшипников  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ , нагрузка с умеренными толчками, требуемая долговечность подшипников 25 000 ч.

**Решение.** Предварительно принимаем для быстроходного вала редуктора роликоподшипники конические однорядные средней серии 7307 с размерами  $d = 35 \text{ мм}$ ,  $D$

= 80 мм,  $T = 23$  мм,  $e = 0,32$  ( $\alpha = 12^\circ$ ) (см. приложение \_\_\_\_). Расстояние от торца подшипника до точки приложения радиальной реакции:

$$a = 0,5T + (d + D)e/6 = 0,5 \cdot 23 + (35 + 80) \cdot 0,32/6 \approx 18 \text{ мм}$$

Далее находим размеры  $c$  и  $b$ , определяющие положение точек приложения радиальных реакций подшипников:

$$c = c_1 + T - a = 85 + 23 - 18 = 90 \text{ мм};$$

$$b = b_1 + T - a = 45 + 23 - 18 = 50 \text{ мм}.$$

Найдем реакции опор (индексом 2 обозначен подшипник, воспринимающий осевую нагрузку  $A = F_a = 370$  Н):

в плоскости  $zOx$

$$R_{x1} = F_t c / l = 2620 \cdot 90 / 140 = 1680 \text{ Н},$$

$$R_{x2} = F_t b / l = 2620 \cdot 50 / 140 = 940 \text{ Н};$$

в плоскости  $zOy$

$$R_{y2} = (F_r b + F_a d_1 / 2) / l = (960 \cdot 50 + 370 \cdot 100 / 2) / 140 = 475 \text{ Н},$$

$$R_{y1} = F_r - R_{y2} = 960 - 475 = 485 \text{ Н}.$$

Полные радиальные реакции:

$$R_1 = F_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1680^2 + 485^2} = 1750 \text{ Н}.$$

$$R_2 = F_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{940^2 + 475^2} = 1055 \text{ Н}.$$

На рис. 5 полные радиальные реакции условно совмещены с плоскостью чертежа.

Вычислим осевые составляющие  $S_1$  и  $S_2$  реакций подшипников. Так как  $e = 0,32$  (эта величина в приложении \_\_\_\_), то

$$S_1 = 0,83eF_{r1} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1750 = 462 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,83eF_{r2} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1055 = 278 \text{ Н};$$

Осевые нагрузки  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  подшипников определяем, учитывая, что  $A + S_1 > S_2$ ;

$$F_{a1} = S_1 = 462 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = A + S_1 = 370 + 462 = 832 \text{ Н}.$$

Определяем эквивалентные динамические нагрузки  $P_1$  и  $P_2$  подшипников: для правого подшипника

$$F_{a1} / F_{r1} = 462 / 1750 = 0,264 < e = 0,32; \text{ поэтому } X_1 = 1, Y_1 = 0;$$

для левого подшипника

$$F_{a2} / F_{r2} = 832 / 1055 = 0,79 > e = 0,32,$$

поэтому  $X_2 = 0,4$ ;  $Y_2 = 1,88$  (см. приложение \_\_\_\_).

Тогда при  $K_b = 1,5$ ;  $K_T = 1$  будем иметь:

$$P_1 = (X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) K_b K_T = 1750 \cdot 1,5 = 2625 \text{ Н};$$

$$P_2 = (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) K_b K_T = (0,4 \cdot 1055 + 1,88 \cdot 832) \cdot 1,5 = 26980 \text{ Н}.$$

Требуемую динамическую грузоподъемность определяем для более нагруженного (левого) подшипника:

$$C_{TP} = P_2 (60nL_h \cdot 10^{-6})^{0,3} = 2980 \cdot (60 \cdot 1450 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 10^{-6})^{0,3} \approx 30000 \text{ Н}.$$

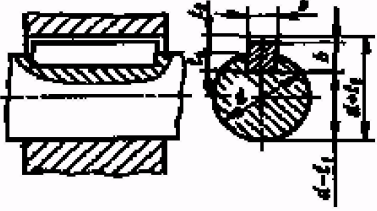
Сравнивая теоретическую долговечность подшипника 7307 с заданной, делаем вывод, что выбранный подшипник с запасом обеспечит требуемый срок службы.

### Задача 5. Расчет и выбор шпонок

Подобрать призматическую шпонку для соединения стального зубчатого колеса с валом диаметром  $d = 55$  мм, передающего вращающий момент  $T = 600$  Н·м. Длина ступицы зубчатого колеса 70 мм. Нагрузка постоянная реверсивная.

**Решение.** Согласно стандарту (см. табл. 12), на призматические шпонки по заданному диаметру вала берем шпонку с размерами:  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $t_1 = 6$  мм (исполнение А). Учитывая длину ступицы, из стандартного ряда выбираем длину шпонки  $l = 63$  мм; расчетная длина  $l_p = l - b = 63 - 16 = 47$  мм.

Таблица 14. ГОСТ 23360 – 78.



Диаметр вала $d$	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		вала $t_1$	втулки $t_2$	
Св. 10 до 12	4×4	2,5	1,8	0,08 – 0,16
от 12 до 17	5×5	3,0	2,3	0,16 – 0,25
от 17 до 22	6×6	3,5	2,8	
от 22 до 30	8×7	4,0	3,3	
от 30 до 38	10×8	5,0	3,3	0,25 – 0,40
от 38 до 44	12×8	5,0	3,3	
от 44 до 50	14×9	5,5	3,8	
от 50 до 58	16×10	6,0	4,3	
от 58 до 65	18×11	7,0	4,4	
от 65 до 75	20×12	7,5	4,9	0,40 – 0,60
от 75 до 85	22×14	9,0	5,4	
от 85 до 95	25×14	9,0	5,4	
от 95 до 110	28×16	10,0	6,4	

Примечания:

1. Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200 ... (до 500).

2. Материал шпонок – сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

Допускаемые напряжения на смятие для неподвижных шпоночных соединений принимаются в зависимости от предела текучести:

$$[\sigma_{CM}] = \sigma_T / [s],$$

где  $[s]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности  $[S] = 1,9...2,3$  при постоянной нереверсивной нагрузке;  $[S] = 2,9...3,5$  при переменной нереверсивной нагрузке; при реверсивной нагрузке значения  $[s]$  увеличиваются на 30%. При чугунных ступицах  $[\sigma_{CM}] = 70...100$  МПа. Для подвижных шпоночных соединений в целях предупреждения задира и ограничения износа допускаемые напряжения смятия уменьшают в 3 – 4 раза.

Допускаемые напряжения на срез для шпонок принимают в пределах

$$[\tau_{cp}] = 60...100 \text{ МПа}$$

(меньшие значения берут при динамических нагрузках).



Принимая материал шпонки сталь 45 с пределом текучести  $\sigma_T = 350 \text{ МПа}$ , а допустимый коэффициент запаса прочности  $[s] = 2,5$  (нагрузка постоянная реверсивная), определим допустимое напряжение

$$[\sigma_{CM}] = \sigma_T / [s] = 350 / 2,5 = 140 \text{ МПа.}$$

Проверяем соединение на смятие:

$$[\sigma_{CM}] = 2T / [d(h - t_1)l_p] = 2 \cdot 600 / [55 \cdot 10^{-3} (10 - 6) \cdot 10^{-3} \cdot 47 \cdot 10^{-3}] = 116 \cdot 10^6 \text{ Па} = 116 \text{ МПа} \leq [\sigma_{CM}] = 140 \text{ МПа.}$$

Проверяем соединение на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{d \cdot A_{cp}} \leq [\tau_{cp}] = 60 \text{ МПа,}$$

$$A_{cp} = b \cdot l_p = 16 \cdot 47 = 752 \text{ мм}^2,$$

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^9}{55 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 47 \cdot 10^{-3}} = 29 \text{ МПа}$$

$$29 \text{ МПа} < 60 \text{ МПа}$$

прочность на срез обеспечена.

**Пример 6.1.** Рассчитать основные параметры и размеры открытой плоскоремненной горизонтальной передачи от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера. Передаваемая мощность  $P_1 = 7 \text{ кВт}$ , частота вращения ведущего вала  $n_1 = 1440 \text{ мин}^{-1}$ , передаточное число  $u \approx 4$ . Нагрузка с умеренными колебаниями, работа одноосменная.

*Решение.* Выбираем плоский приводной резинотканевый ремень с прокладками из комбинированных (полиэфирных и хлопчатобумажных) нитей в основе с номинальной прочностью прокладки  $55 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$  и приведенной рабочей нагрузкой  $q = 3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$  (в стандарте она называется максимально допустимой рабочей нагрузкой).

Определяем минимальный диаметр малого шкива  $D_{\min}$  по формуле М. А. Саверина, учитывая что

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{1440\pi}{30} = 150 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Тогда

$$D_{\min} = (0,052..0,061) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}} = (0,052..0,061) \sqrt[3]{\frac{7 \cdot 10^3}{150}} = 0,187..0,22 \text{ м}.$$

Принимаем диаметр  $D_1$  равным ближайшему стандартному значению из следующего ряда (мм): 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200 и так далее до 2000. Тогда  $D_2 \approx uD_1 = 4 \cdot 200 = 800 \text{ мм}$ , что соответствует стандарту.

Определяем окружную скорость ремня

$$v = \frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{150 \cdot 0,2}{2} = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

что для резинотканевых ремней вполне приемлемо.

Определяем минимальное межосевое расстояние

$$a_{\min} = 2(D_1 + D_2) = 2(200 + 800) = 2000 \text{ мм} = 2 \text{ м}.$$

Принимаем  $a = 2000 \text{ мм}$ .

Проверяем угол обхвата на малом шкиве (для открытой плоскоремненной передачи с  $i \leq 5$  минимальный угол обхвата  $[\alpha] = 150^\circ$ )

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} * 57^\circ = 180^\circ - \frac{0,8 - 0,2}{2} * 57^\circ \approx 163^\circ > [\alpha] = 150^\circ.$$

Определяем расчётную длину ремня

$$L_p = 2a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 * 2 + \frac{\pi(0,2 + 0,8)}{2} + \frac{(0,8 - 0,2)^2}{4 * 2} = 5,615 \text{ м}.$$

В большинстве случаев резиноканевые ремни выпускают в рулонах, поэтому для сшивки концов длину ремня увеличивают против расчётной на 100-400 мм. Добавляем на сшивку ремня, например, 185 мм (этот размер будет зависеть от способа соединения концов ремня). Тогда общая длина  $L = 5,8 \text{ м}$ .

Проверяем число пробегов ремня

$$\Pi = \frac{v}{L_p} = \frac{15}{5,615} = 2,66 < [\Pi] = 5 \text{ с}^{-1}.$$

Находим окружную силу

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{7 * 10^3}{15} = 467 \text{ Н}.$$

Определяем допускаемую рабочую нагрузку на миллиметр ширины одной прокладки

$$[q] = \frac{q C_0 C_\alpha C_v}{C_p},$$

$C_0$  - коэффициент, учитывающий тип передачи и её расположение, для открытых горизонтальных передач и любых передач с автоматическим натяжением ремня  $C_0 = 1$ , при угле наклона межосевой линии к горизонту более  $60^\circ$   $C_0 = 0,9..0,8$ , так как при больших углах наклона передачи вес ремня ухудшает его сцепление с нижним шкивом;  $C_\alpha$  - коэффициент угла обхвата малого шкива:

$\alpha_1,^\circ$	180	170	160	150
$C_\alpha$	1,0	0,97	0,94	0,91

$C_v$  - коэффициент влияния центробежных сил, зависящий от скорости  $v$  ремня:

$v, \frac{M}{c}$	1	10	20	30
$C_v$	1,04	1,0	0,88	0,68

$C_p$  - коэффициент динамичности и режима работы, при односменной работе и характере нагрузки: спокойная  $C_p = 1$ , умеренные колебания  $C_p = 1,2$ , ударная  $C_p = 1,3$ ; при двухсменной работе значения повышаются на 15%, при трёхсменной – на 40%.

$C_0 = 1$  (открытая ременная горизонтальная передача),  $C_\alpha = 0,95$  (угол обхвата на малом шкива  $163^\circ$ , значение получено интерполяцией),  $C_v = 0,94$  (скорость ремня 15 м/с, значение получено интерполяцией),  $C_p = 1,2$  (нагрузка с умеренными колебаниями, работа односменная)

$$[q] = \frac{q C_0 C_\alpha C_v}{C_p} = \frac{3 * 1 * 0,95 * 0,94}{1,2} = 2,24 \frac{H}{мм}$$

По таблице 15 определяем количество прокладок в зависимости от скорости ремня и диаметра малого шкива. Количество прокладок  $i = 5$ .

Таблица 15

Количество прокладок	Диаметр шкива, мм, для скорости ремня до, м/с					
	5	10	15	20	25	30
3	80	100	112	125	140	160
4	112	125	160	180	200	225
5	160	180	200	225	250	280
6	250	280	320	360	400	450

Определяем ширину ремня

$$b = \frac{F_t}{i[q]} = \frac{467}{5 * 2,24} = 41,7 мм$$

Ширина резинотканевых ремней выбирается из стандартного ряда (мм): 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125 и так далее до 1200. Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда  $b = 50 мм$ .

Находим ширину шкива

$$B = 1,1b + 10 = 1,1 * 50 + 10 = 65 мм$$

Принимаем ближайшее значение ширины шкива из стандартного ряда  $B = 63 мм$ .

Вычислим нагрузку на валы и опоры, приняв удельную силу предварительного натяжения  $q_0 = 2,25 \frac{H}{мм}$  (при малом межосевом расстоянии  $q_0 = 2 \frac{H}{мм}$ , при большом межосевом расстоянии  $q_0 = 2,25 \frac{H}{мм}$ , при автоматическом натяжении  $q_0 = 2,25 \frac{H}{мм}$ ), тогда

$$R = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right),$$

где  $F_0$  - сила предварительного натяжения ремня, для резинотканевых ремней определяется по формуле  $F_0 = q_0 b i$ .

$$R = 2q_0 b i \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 * 2,25 * 50 * 5 * \sin\left(\frac{163^\circ}{2}\right) = 2 * 2,25 * 50 * 5 * 0,99 = 1115 H.$$

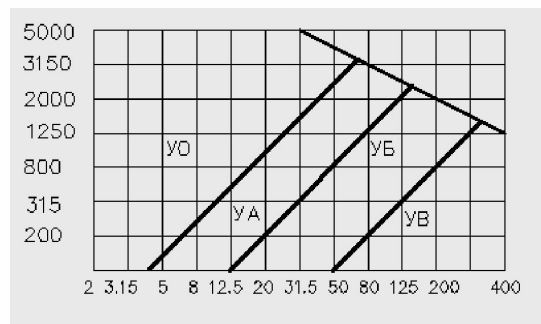
## Задача 7. Расчет клиноременной передачи

**Пример:** Рассчитать основные параметры и размеры открытой клиноременной передачи от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера. Передаваемая мощность  $P_1 = 7 \text{ кВт}$ , частота вращения ведущего вала  $n_1 = 1440 \text{ мин}^{-1}$ , передаточное отношение  $U = 4$ . Нагрузка с умеренными колебаниями, работа односменная.

**Решение.** По графику 6.10 в соответствии с заданной мощностью  $P_1 = 7 \text{ кВт}$  и частотой вращения малого шкива  $n_1 = 1440 \text{ мин}^{-1}$  выбираем клиновой ремень нормального сечения В, для которого минимальный расчетный диаметр малого шкива  $d_{\min} = 125 \text{ мм}$ .

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	УО	УА	УБ	УВ
$d_{\min}, \text{ мм}$	63	90	125	200	355	500	63	90	140	224

Ввиду отсутствия жестких требований к габаритам для увеличения тяговой способности и КПД передачи, а также долговечности ремней принимаем стандартный расчетный диаметр малого шкива  $d_1 = 140 \text{ мм}$ . Тогда  $d_2 = u d_1 = 4 \cdot 140 = 560 \text{ мм}$ , что соответствует стандарту.



Частота вращения малого шкива  $n_1$  мин<sup>-1</sup>

Передаваемая мощность  $P$ , кВт

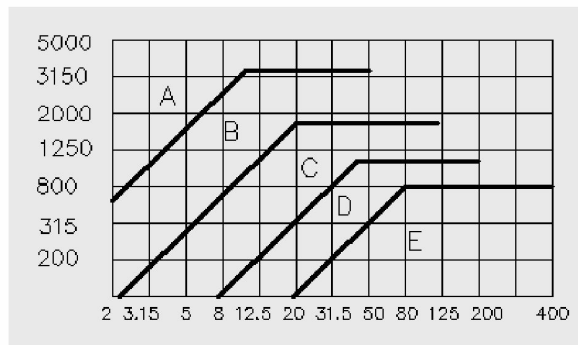


Рис. 12

1. Определяем окружную скорость ремня по формуле:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,140 \cdot 1440}{60} = 10,5 \text{ м/с}$$

где  $d_1, n_1$  - расчетный диаметр и частота вращения малого шкива.

2. Определяем минимальное межосевое расстояние, учитывая, что высота сечения выбранного ремня  $h = 10,5 \text{ мм}$  определим по формуле:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 560) + 10,5 = 395,5 \text{ мм.}$$

где  $h$  - высота сечения ремня. Следует помнить, что с увеличением межосевого расстояния долговечность ремней увеличивается.

Предварительно принимаем  $a = 400 \text{ мм}$ .

3. Находим расчетную длину ремня  $L_p$  определяем до ближайшей стандартной длины из ряда ( для сечения В ) (мм): 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 2000; 2120; 2240; и. т. д до 6300 и вычисляем по формуле:

$$L_p = 2a + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 400 + \frac{3,14(140 + 560)}{2} + \frac{(560 - 140)^2}{4 \cdot 400} = 2010 \text{ мм}$$

Принимаем ближайшее стандартное значение длины ремня  $L = 2000 \text{ мм}$ . Затем определяем окончательное межосевое расстояние  $a$  в зависимости от принятой стандартной расчетной длины ремня:

$$a = 0,25 \left[ (L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 8y} \right],$$

$$\text{где } w = \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} = \frac{3,14(140 + 560)}{2} = 1099,$$

$$y = \frac{(d_2 - d_1)^2}{4} = \frac{(560 - 140)^2}{4} = 44100,$$

$$\text{Тогда } a = 0,25 \left[ (2000 - 1099) + \sqrt{(2000 - 1099)^2 - 8 \cdot 44100} \right] = 394 \text{ мм}$$

Значение межосевого расстояния получилось несколько меньше минимального допустимого, поэтому увеличим длину ремня до  $L = 2120 \text{ мм}$ , при которой окончательное межосевое расстояние  $a = 462 \text{ мм}$ .

4. Проверяем угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{560 - 140}{462} 57^\circ = 128^\circ > [\alpha] = 90^\circ$$

$C_\alpha$  – коэффициент угла обхвата:

$\alpha_1$	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
$C_\alpha$	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

5. Проверяем число пробегов ремня:

$$n = \frac{v}{L_p} = \frac{10,5}{2,12} = 4,95 < [n] = 15 \text{ с}^{-1}$$

6. Определим расчётную мощность  $P_p$ , передаваемую одним ремнём, учитывая, что номинальная мощность для выбранного ремня  $P_0 = 3,19$  кВт (интерполяция), а исходная длина  $L_p = 2240$  мм (см. табл. 6.2):

Таблица 16 Номинальная мощность, кВт, передаваемая одним ремнём сечения В при  $L_p = 2240$  мм

$d_1$ , мм	u	Частота вращения меньшего шкива, $\text{мин}^{-1}$																	
		200	300	400	500	600	700	800	950	1000	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2900
125	1,00	0,48	0,67	0,84	1,00	1,16	1,30	1,44	1,64	1,70	1,93	2,19	2,33	2,50	2,64	2,76	2,85	2,92	2,96
	1,05	0,50	0,69	0,87	1,04	1,20	1,35	1,49	1,69	1,76	2,00	2,27	2,41	2,59	2,73	2,86	2,95	3,02	3,06
	1,20	0,52	0,72	0,90	1,07	1,24	1,39	1,54	1,75	1,82	2,07	2,35	2,50	2,67	2,83	2,95	3,05	3,12	3,16
	1,50	0,53	0,74	0,93	1,11	1,28	1,44	1,59	1,81	1,88	2,13	2,42	2,58	2,76	2,92	3,05	3,15	3,22	3,27
	$\geq 3$	0,55	0,76	0,96	1,14	1,32	1,48	1,64	1,86	1,93	2,20	2,50	2,66	2,85	3,01	3,15	3,25	3,33	3,37
140	1,00	0,59	0,83	1,05	1,26	1,45	1,64	1,82	2,08	2,16	2,47	2,82	3,00	3,23	3,42	3,58	3,70	3,79	3,85
	1,05	0,61	0,86	1,09	1,30	1,50	1,70	1,89	2,15	2,24	2,56	2,91	3,11	3,34	3,54	3,70	3,83	3,93	3,98
	1,20	0,64	0,89	1,12	1,34	1,55	1,76	1,95	2,22	2,31	2,64	3,01	3,21	3,45	3,66	3,73	3,96	4,06	4,11
	1,50	0,66	0,92	1,16	1,39	1,61	1,81	2,01	2,30	2,39	2,72	3,10	3,32	3,56	3,78	3,95	4,09	4,19	4,25
	$\geq 3$	0,68	0,95	1,20	1,43	1,66	1,87	2,08	2,37	2,46	2,82	3,21	3,42	3,68	3,90	4,08	4,22	4,33	4,38
160	1,00	0,74	1,04	1,32	1,59	1,84	2,09	2,32	2,66	2,76	3,17	3,62	3,86	4,15	4,40	4,60	4,75	4,85	4,89
	1,05	0,76	1,08	1,37	1,64	1,91	2,16	2,40	2,75	2,86	3,28	3,75	4,00	4,30	4,40	4,76	4,91	5,02	5,06
	1,20	0,79	1,11	1,41	1,70	1,97	2,23	2,48	2,84	2,96	3,39	3,87	4,13	4,44	4,70	4,92	5,08	5,19	5,23
	1,50	0,82	1,15	1,46	1,75	2,04	2,31	2,57	2,94	3,05	3,50	4,00	4,27	4,59	4,86	5,08	5,25	5,35	5,40
	$\geq 3$	0,84	1,18	1,51	1,81	2,10	2,38	2,65	3,03	3,15	3,61	4,13	4,40	4,73	5,01	5,24	5,41	5,52	5,58
180	1,00	0,88	1,25	1,59	1,91	2,23	2,53	2,81	3,22	3,35	3,85	4,39	4,68	5,02	5,30	5,52	5,67	5,75	5,76
	1,05	0,91	1,29	1,64	1,98	2,30	2,61	2,91	3,33	3,47	3,98	4,55	4,85	5,20	5,49	5,71	5,87	5,95	5,96
	1,20	0,94	1,33	1,70	2,05	2,38	2,70	3,01	3,45	3,59	4,11	4,70	5,01	5,37	5,67	5,91	6,07	6,16	6,16
	1,50	0,98	1,38	1,76	2,12	2,46	2,79	3,11	3,56	3,70	4,25	4,85	5,17	5,55	5,86	6,10	6,27	6,36	6,36
	$\geq 3$	1,01	1,42	1,81	2,18	2,54	2,88	3,21	3,67	3,82	4,38	5,01	5,34	5,73	6,05	6,29	6,47	6,56	6,56

$$P_p = \frac{P_0 C_\alpha C_L}{C_p} = \frac{3,19 \cdot 0,85 \cdot 0,98}{1,2} = 2,22 \text{ кВт},$$

где  $P_0$  - номинальная мощность передаваемая одним ремнем(для ремней сечения В находится по таблице 6.2; для других сечений- по таблицам ГОСТа)

$C_L$  - коэффициент длины ремня, зависящий от отношения принятой длины  $L$  ремня к исходной длине  $L_p$  указанной в стандарте:

$L/L_p$	0,3	0,5	0,8	1,0	1,6	2,4
$C_L$	0,79	0,86	0,95	1,0	1,1	1,2

$C_p$  - коэффициент динамичности и режима работы, ориентировочно принимается как для плоскоремennых передач и выбирается из таблицы:

Характер нагрузки	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания	Ударная или резкопеременная
$C_p$	1...1,2	1,1...1,3	1,3...1,5	1,5...1,7
$K_1$	2,5	1,0	0,5	0,25

Так как коэффициент угла обхвата  $C_\alpha = 0,85$  (интерполяция); коэффициент ремня при  $\frac{L}{L_p} = \frac{2120}{2240} \approx 0,94$  равен  $C_L \approx 0,98$  (интерполяция); коэффициент динамичности режима работы  $C_p = 1,2$ .

Таблица 17 – Значения коэффициента  $C_L$  для клиновых ремней

$L_{p, мм}$	Сечение ремня					
	О	А	Б	В	Г	Д
400	0,79					
500	0,81					
560	0,82	0,79				
710	0,86	0,83				
900	0,92	0,87	0,82			
1000	0,95	0,90	0,85			
1250	0,98	0,93	0,88			
1500	1,03	0,98	0,92			
1800	1,06	1,01	0,95	0,86		
2000	1,08	1,03	0,98	0,88		
2240	1,10	1,06	1,00	0,91		
2500	1,30	1,09	1,03	0,93		
2800		1,11	1,05	0,95		
3150		1,13	1,07	0,97	0,86	
4000		1,17	1,13	1,02	0,91	
4750			1,17	1,06	0,95	0,91
5300			1,19	1,08	0,97	0,94
6300			1,23	1,12	1,01	0,97
7500				1,16	1,05	1,01
9000				1,21	1,09	1,05
10000				1,23	1,11	1,07

7. Определяем число ремней передачи по формуле:

$$z = \frac{P}{(C_z \cdot P_p)} = \frac{7}{(0,9 \cdot 2,22)} = 3,5,$$

где  $P$  - передаваемая мощность на ведущем валу.

$C_z$  - коэффициент учитывающий число ремней в комплекте, вводится при  $z \geq 2$ :

$z$	1	2...3	4...6	>6
$C_z$	1	0,95	0,9	0,85

Чем больше число ремней, тем трудней получить их равномерную загрузку. Неизбежные погрешности размеров ремней и канавок шкивов приводят к тому, что ремни натягиваются различно, появляются дополнительные скольжения, износ и потеря мощности. Поэтому рекомендуют:  $z \leq 6(8)$

Коэффициент учитывающий число ремней  $C_z = 0,9$ ;

Принимаем число ремней  $z = 4$ ;

8. Вычислим нагрузку  $R$  на валы и опоры предварительно определив силу натяжения ветви одного ремня по формуле:

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot P \cdot C_p \cdot C_z}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \Theta \cdot v^2,$$

где  $v$  - окружная скорость ремня;  $\Theta$  - коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил:

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	EO
$\Theta, \frac{H \cdot c^2}{M^2}$	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 0,9}{4 \cdot 10,5 \cdot 0,85} + 0,18 \cdot 10,5^2 = 200H, \text{ так как для ремней сечения B коэффициент,}$$

учитывающий влияние центробежных сил,  $\Theta = 0,18$ , тогда

$$R = 2F_0 z \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 200 \cdot 4 \cdot \sin\left(\frac{128^\circ}{2}\right) = 1440H.$$

где  $F_0$  - натяжение ветви одного ремня;  $\alpha_1$  - угол обхвата малого шкива.

**Задача 8.** Расчет основных параметров и размеров открытой прямозубой одноступенчатой цилиндрической передачи.

Рассчитать основные параметры и размеры открытой прямозубой одноступенчатой цилиндрической передачи. Мощность на ведущем валу  $P_2 = 15$  кВт,

угловая скорость ведомого вала  $\omega_2 = 25 \frac{рад}{с}$ , передаточное число передачи  $u = 3$ .

Передача неревверсивная, нагрузка постоянная. Технический ресурс передачи  $L_h = 2000$  ч. Валы устанавливаются на шариковых опорах, расположение зубчатых колес - консольное.

**Решение:**

$$z_2 = uz_1 = 3 \cdot 20 = 60.$$

Вращающие моменты на валах

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}$$



где  $T_2$  – вращающий момент на ведомом валу,  $\frac{H}{м}$ ,

$P_2$  – мощность на ведомом валу, кВт,

$P_2 = 15$  кВт (из условия);

$\omega_2$  – угловая скорость ведомого вала,  $\frac{рад}{с}$

$$T_2 = \frac{15 \cdot 10^3}{25} = 600 Нм$$

$$T_1 = \frac{T_2}{u},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущем валу,  $\frac{H}{м}$

$$T_1 = \frac{600}{3} = 200 Нм$$

$$T_1 = 600/3 = 200 \text{ Нм.}$$

Угловая скорость ведущего вала  $\omega_1 = u\omega_2$ ,

где  $\omega_2$  – угловая скорость ведомого вала,  $\frac{рад}{с}$ ;

$$\omega_2 = 25 \frac{рад}{с} \text{ (из условия);}$$

$u$  – передаточное число передачи,

$u = 3$  (из условия),

$$\omega_1 = 3 \cdot 25 = 75 \frac{рад}{с},$$

Определим заданное число циклов ведомого вала при

$$n_2 = \frac{30\omega_2}{\pi},$$

где  $n_2$  - число оборотов ведомого вала,  $мин^{-1}$ ,

$\omega_2$  – угловая скорость ведомого вала,  $\frac{рад}{с}$ ;

$$\omega_2 = 25 \frac{рад}{с} \text{ (из условия);}$$

$$n_2 = \frac{30 \cdot 25}{3,14} 240 \text{ мин}^{-1}$$

$$N_k = 60n_2L_h,$$

где  $N_k$  – число циклов ведомого вала,

$L_h$  - технический ресурс передачи, ч,

$$L_h = 2000 \text{ ч}$$

$$N_k = 60 \cdot 240 \cdot 2000 = 29 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Учитывая, что передача открытая и не быстроходная, в качестве материала принимаем для шестерни и колеса сталь 45 с различной термообработкой, а именно:  
для шестерни – улучшение, средняя твердость  $H_1 = 210$  НВ.

для колеса - нормализация, средняя твердость  $H_2 = 180 \text{ HB}$

Таблица 14. - Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ( $P \leq 2 \text{ кВт}$ ) и средней ( $P \leq 5,5 \text{ кВт}$ ) мощности; $H_{В1cp} - H_{В2cp} = 20 \dots 50$		Для передач с не прямыми зубьями при средней ( $P \leq 5,5 \text{ кВт}$ ) мощности; $H_{В1cp} - H_{В2cp} \geq 70$	
	Шестерня, червяк	Колесо	Шестерня, червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 40, 45, 40X, 40XH, 35XM		Стали 40X, 40XH, 35XM	
Термообработка	Улучшение		Улучшение + закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	$\leq 350 \text{ HB}$		$\geq 45 \text{ HRC}_3$	$\leq 350 \text{ HB}$

Определим допускаемые напряжения при изгибе по формуле

$$\sigma_F = \frac{\sigma_{Limb} Y_A Y_N}{S}$$

где  $\sigma_{Flime} = 1,75 H_{HB}$  (табл. ),

$Y_A$  - коэффициент реверсивности

$Y_A = 1$  (так как передача неревверсивная),  $Y_N$  – коэффициент долговечности

( $Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{Flim}}{N_K}} \geq 1 \leq Y_{Nmax}$ ), где база испытаний для всех сталей

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$  циклов;  $N_K = 60nL_h$ ; для длительно работающих передач, когда  $N_K > N_{Flim}$  принимаем  $Y_N = 1$ ;

$S_F$  - минимальный коэффициент запаса прочности, учитывает нестабильность свойств материала, его твердость, вероятность не разрушения и ответственность передачи:  $S_F = 1,4 \dots 1,7$  в зависимости от марки стали и термообработки.

Таблица 15. - Зависимость предела контактной выносливости от термообработки, твердости активных поверхностей зубьев

Способ термической и химико-термической обработки	Средняя твердость поверхности и зубьев	Стали, например	$\sigma_{Hlimb}, \text{ МПа}$	$\sigma_{Flimb}, \text{ МПа}$
Отжиг, нормализация или улучшение	$H \leq 350 \text{ HB}$	45,50,40X,45X,40XH	$2H_{HB} + 70$	$1,75H_{HB}$
Объемная и поверхностная закалка	$38 \dots 50 \text{ HRC}_3$	40X,35XM,35XГСА,40XН	$17H_{HRC}_3 + 200$	$500 \dots 700$
Цементация и нитроцементация	Более 56 $\text{HRC}_3$	20X,12XНЗА,18XГТ,20XН	$23H_{HRC}_3$	$700 \dots 950$
Азотирование	$350 \dots 750 \text{ HV}$	40X,38XMЮА	1050	$580 \dots 770$

Тогда

$$[\sigma_{F1}] = \frac{1,75 \cdot 210 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 216 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{1,75 \cdot 180 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 185 \text{ МПа}$$

Определяем модуль зубьев, приняв коэффициент ширины венца

$$\Psi_{bd} = \frac{10}{z_1} = \frac{10}{20} = 0,5 \text{ и по графику на рисунке № [ ], установив коэффициент}$$

неравномерности нагрузки  $K_{F\beta} = 1,5$ .

По графику на рис. находим коэффициенты формы зуба  $Y_{F1} =$  ,  $Y_{F2} =$  .

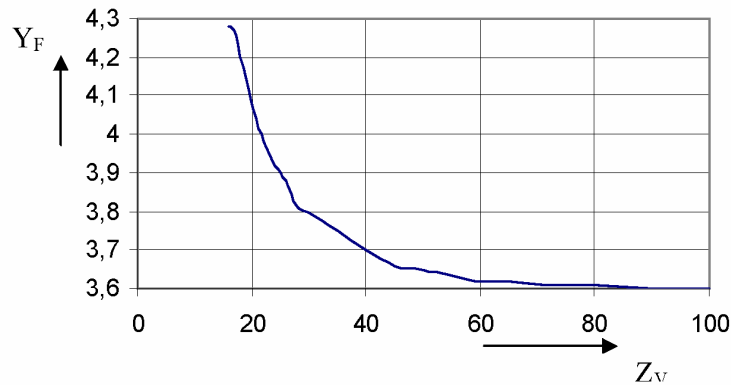


Рисунок 13. График для определения коэффициента формы зуба  $Y_F$  в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_v$

Таблица 16.- Определение коэффициента формы зуба

$z, z_v$	17	20	25	30	40	50	60	И более
$Y_F$	4,26	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,6

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_{F1}}{uz_1^2 \Psi_{bd} [\sigma_{F1}]}}$$

где  $K_m = 1,4$ ;

$K_{F\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки (равный 1,5);

Тогда

$$m = 1,4 \sqrt[3]{\frac{600 \cdot 1,5 \cdot 4,09}{3 \cdot 20^2 \cdot 0,5 \cdot 216 \cdot 10^6}} = 0,00427 \text{ м} = 4,27 \text{ мм}$$

Принимаем стандартный модуль  $m = 4,5 \text{ мм}$ .

Определяем основные геометрические размеры передачи (см. рис. 14):

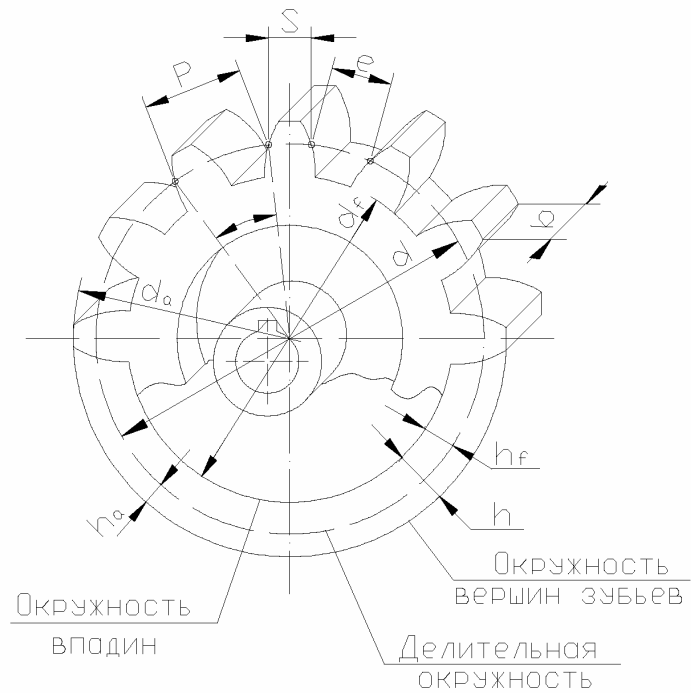


Рисунок 14.- Основные геометрические характеристики прямозубого цилиндрического колеса

диаметры делительных окружностей

$$d_1 = mz_1 = 4,5 \cdot 20 = 90 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 4,5 \cdot 60 = 270 \text{ мм};$$

диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 90 + 2 \cdot 4,5 = 99 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 270 + 2 \cdot 4,5 = 279 \text{ мм};$$

межосевое расстояние

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{90 + 270}{2} = 180 \text{ мм},$$

Таблица 17.- Значения межосевого расстояния, регламентированные ГОСТом

Межосевое расстояние $a$ , мм										
1-й ряд	40	50	63	80	100	125		160		200
2-й ряд							140		180	
1-й ряд		250		315		400		500		630
2-й ряд	225		280		355		450		560	
<b>Примечание.</b> В таблице 4. 1-й ряд следует предпочитать 2-му										

ширина венца :

$$\text{колеса } b_2 = \psi_{bd} d_1 = 0,5 \cdot 90 = 45 \text{ мм};$$

$$\text{шестерни } b_1 = b_2 + 5 = 45 + 5 = 50 \text{ мм}.$$

Вычислим окружную скорость зубчатых колес:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{75 \cdot 90 \cdot 10^{-3}}{2} = 3,38 \frac{м}{с},$$

При такой окружной скорости можно 8-ю степень точности зубчатого зацепления. (табл.5)

Проведем сравнительную оценку прочности зубьев шестерни и колеса, предварительно определив по табл. коэффициенты формы зуба

$$Y_{F1} = 4,09; Y_{F2} = 3,62.$$

Тогда:

$$\text{для шестерни: } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{216}{4,09} = 52,8,$$

$$\text{для колеса: } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{185}{3,62} = 51,1,$$

Зубья колеса на изгиб менее прочные.

Окончательно проверим зубья колеса на изгиб по формуле

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_F \omega_{F1}}{m} \leq [\sigma_F],$$

$$\text{где } \omega_{F1} = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{FV}}{d_{1b} b} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,5 \cdot 1,32}{90 \cdot 10^{-3} \cdot 45 \cdot 10^{-3}} = 0,196 \cdot 10^{-3} \frac{Н}{м} \text{ (так как } K_{FV} = 1,32 \text{ по табл интерполяцией).}$$

Таблица 18.- Определение коэффициента динамической нагрузки

Степень точности	Твердость поверхности зубьев		Коэффициент $K_{Fv}$ при окружной скорости, м/с					
			1	2	4	6	8	10
7	a	$\leq 350$	1,08/ 1,03	1,16/ 1,06	1,33/ 1,11	1,50/ 1,16	1,62/ 1,22	1,80/ 1,27
	б	$> 350$	1,03/ 1,01	1,05/ 1,02	1,09/ 1,03	1,13/ 1,05	1,17/ 1,07	1,22/ 1,08
8	a	$\leq 350$	1,10/ 1,03	1,20/ 1,06	1,38/ 1,11	1,58/ 1,17	1,78/ 1,23	1,96/ 1,29
	б	$> 350$	1,04/ 1,01	1,06/ 1,02	1,12/ 1,03	1,16/ 1,05	1,21/ 1,07	1,26/ 1,08
9	a	$\leq 350$	1,13/ 1,04	1,28/ 1,07	1,50/ 1,14	1,72/ 1,21	1,98/ 1,28	2,25/ 1,35
	б	$> 350$	1,04/ 1,01	1,07/ 1,02	1,14/ 1,04	1,21/ 1,06	1,27/ 1,08	1,34/ 1,09

Тогда

$$\sigma_{F2} = \frac{3,62 \cdot 0,196 \cdot 10^6}{4,5 \cdot 10^{-3}} = 158 \cdot 10^6 \text{ Па} = 158 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 185 \text{ МПа},$$

Прочность зубьев передачи на изгиб обеспечена.

**Задача 9.** Расчет открытой прямозубой одноступенчатой конической передачи.

Рассчитать открытую прямозубую коническую передачу.

Мощность на ведущем валу  $P_2=15$  кВт, угловая скорость ведомого вала  $\omega_2=25$  рад/с, передаточное число передачи  $u=3$ . Передача неревверсивная, нагрузка постоянная. Технический ресурс передачи  $L_h=2000$  ч. Угол делительного конуса  $\delta=45^\circ$ . Валы устанавливают на шариковых опорах, расположение зубчатых колес – консольное.

**Решение:**

Число зубьев шестерни принимаем  $z_1=20$ , тогда число зубьев колеса  $z_2 = uz_1 = 3 \cdot 20 = 60$ .

Для определения шага вычислим:

Угловая скорость ведущего вала

$$\omega_1 = u\omega_2 = 3 \cdot 25 = 75 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Вращающие моменты на валах

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{15 \cdot 10^3}{25} = 600 \text{ Нм};$$

$$T_1 = \frac{T_2}{u} = \frac{600}{3} = 200 \text{ Нм}.$$

Определим заданное число циклов ведомого вала при:

$$n_2 = 30 \frac{\omega_2}{\pi} = \frac{30 \cdot 25}{\pi} = 240 \text{ мин}^{-1};$$

$$N_k = 60n_2L_h = 60 \cdot 240 \cdot 2000 = 29 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Учитывая, что передача открытая и не быстроходная, в качестве материала принимаем для шестерни и колеса сталь 45 (смотри таблицу ) с различной термообработкой, а именно:

для шестерни – улучшение, средняя твердость  $H_1=210$  НВ;

для колеса – нормализация, средняя твердость  $H_2=180$  НВ.

Таблица 19- Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ( $P \leq 2$ кВт) и средней ( $P \leq 5,5$ кВт) мощности; $H_{1cp} - H_{2cp} = 20 \dots 50$		Для передач с не прямыми зубьями при средней ( $P \leq 5,5$ кВт) мощности; $H_{1cp} - H_{2cp} \geq 70$	
	Шестерня, червяк	Колесо	Шестерня, червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 40, 45, 40X, 40XH, 35XM		Стали 40X, 40XH, 35XM	
Термообработка	Улучшение		Улучшение + закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	$\leq 350$ НВ		$\geq 45$ HRC <sub>3</sub>	$\leq 350$ НВ

Определим допускаемые напряжения при изгибе по формуле

$$\sigma_F = \frac{\sigma_{Flimb} Y_N Y_A}{S_F},$$

где  $\sigma_{F\lim b}$  - предел выносливости при изгибе равный  $1,75H_{HB}$  (смотри таблицу 2 );

$Y_A$ - коэффициент реверсивности нагрузки:  $Y_A=1$  при одностороннем приложении нагрузки;  $Y_A \approx 0,7$  для реверсных передач;

$Y_N$ -коэффициент долговечности ( $Y_N = \sqrt[q \frac{N_{F\lim}}{N_K} \geq 1 \leq Y_{N\max}]$ ), где база испытаний для всех

сталей  $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$  циклов;  $N_K = 60nL_h$ : для длительно работающих передач, когда  $N_K > N_{F\lim}$  принимаем  $Y_N = 1$ ;

$S_F$  - минимальный коэффициент запаса прочности, учитывает нестабильность свойств материала, его твердость, вероятность не разрушения и ответственность передачи:

$S_F = 1,4 \dots 1,7$  в зависимости от марки стали и термообработки.

Таблица 20- Зависимость предела контактной выносливости от термообработки, твердости активных поверхностей зубьев

Способ термической и химико-термической обработки	Средняя твердость поверхностей зубьев	Стали, например	$\sigma_{H\lim b}, МПа$	$\sigma_{F\lim b}, МПа$
Отжиг, нормализация или улучшение	$H \leq 350$ HB	45,50,40X,45X,40XH	$2H_{HB} + 70$	$1,75H_{HB}$
Объемная и поверхностная закалка	38...50HRC <sub>3</sub>	40X,35XM,35XГСА,40XH	$17H_{HRC} + 200$	500...700
Цементация и нитроцементация	Более 56 HRC <sub>3</sub>	20X,12XH3A,18XГТ,20XH	$23H_{HRC}$	700...950
Азотирование	350...750HV	40X,38XMЮА	1050	580...770

Тогда

$$[\sigma_{F1}] = \frac{1,75 \cdot 210 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 216 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{1,75 \cdot 180 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 185 \text{ МПа}.$$

Определяем модуль зубьев:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_{F1}}{0,85 u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F1}]}}$$

где  $K_m = 1,4$ ;

$K_{F\beta}$  - коэффициент неравномерности нагрузки (равный 1,5);

$\psi_{bd} \approx 0,166 \sqrt{u^2 + 1} = 0,166 \sqrt{3^2 + 1} = 0,52$  (расчет ведется для шестерни);

По графику на рис. 15 находим коэффициенты формы зуба  $Y_{F1} =$  ,  $Y_{F2} =$  .

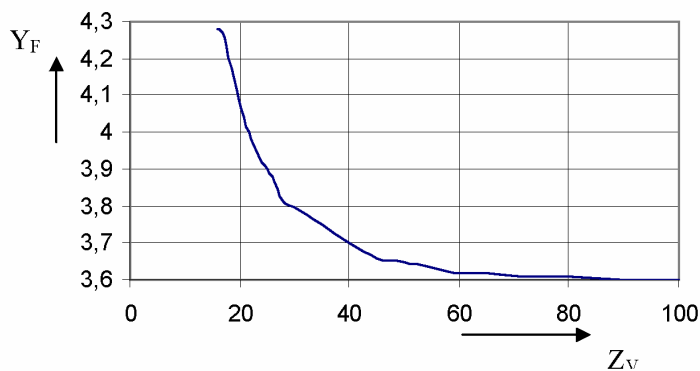


Рисунок 15.- График для определения коэффициента формы зуба  $Y_F$  в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_V$

Таблица 21.- Определение коэффициента формы зуба

$z, z_v$	17	20	25	30	40	50	60	И более
$Y_F$	4,26	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,6

Тогда

$$m = 1,43 \sqrt{\frac{600 \cdot 1,5 \cdot 4,09}{0,85 \cdot 3 \cdot 20^2 \cdot 0,52 \cdot 216 \cdot 10^6}} = 0,00445 \text{ м} = 4,45 \text{ мм}$$

Принимаем стандартный модуль  $m=4,5$  мм.

Определим основные геометрические размеры передачи:

диаметры делительных окружностей

$$d_{e1} = mz_1 = 4,5 \cdot 20 = 90 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = mz_2 = 4,5 \cdot 60 = 270 \text{ мм};$$

внешние диаметры вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m \cdot \cos \delta = 90 + 2 \cdot 4,5 \cdot 0,7 = 96,3 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m \cdot \cos \delta = 270 + 2 \cdot 4,5 \cdot 0,7 = 276,3 \text{ мм};$$

где  $\delta = 45^\circ$  (из условия).

ширина венца:

$$\text{колеса: } b_2 = \psi_{bd} d_1 = 0,52 \cdot 90 = 46,8 \text{ мм};$$

$$\text{шестерни: } b_1 = b_2 + 5 = 46,8 + 5 = 51,8 \text{ мм}.$$



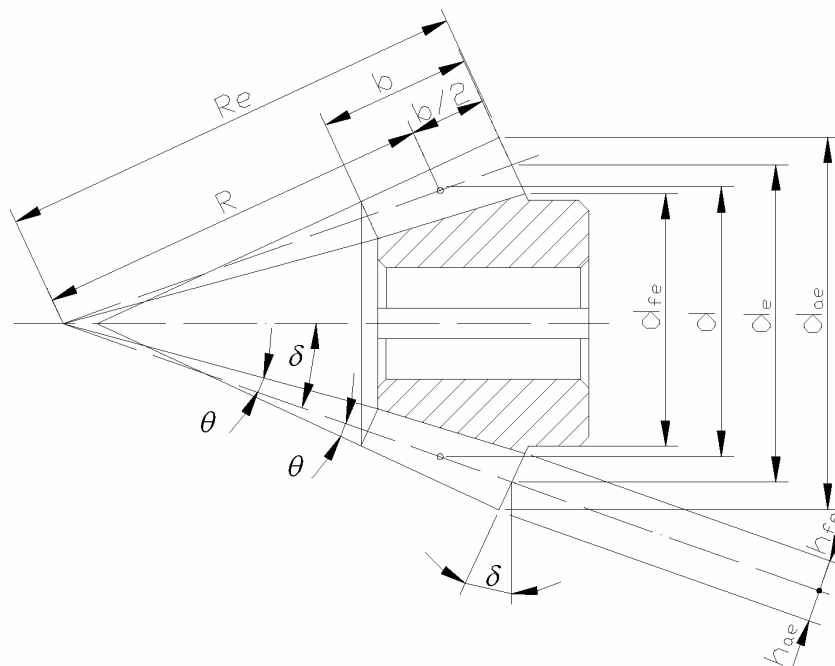


Рисунок 16.- Основные геометрические параметры прямозубого конического колеса

Вычислим окружную скорость зубчатых колес

$$v = \omega_1 d_1 / 2 = 75 \cdot 90 \cdot 10^{-3} / 2 = 3,38 \frac{M}{c}$$

При такой окружной скорости можно принять 8-ю степень точности зубчатого зацепления (смотри таблицу ).

Проведем сравнительную оценку прочности зубьев шестерни и колеса, предварительно определив по таблице коэффициенты формы зуба  $Y_{F1}=4,09$ ;  $Y_{F2}=3,62$ .

Тогда:

$$\text{для шестерни: } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{216}{4,09} = 52,8;$$

$$\text{для колеса: } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{185}{3,62} = 51,1;$$

Зубья колеса на изгиб менее прочны.

Окончательно проверим зубья колеса на изгиб по формуле

$$\sigma_F = \frac{Y_F w_{Ft}}{0,85m} \leq [\sigma_F]$$

$$\text{где } w_{Ft} = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{d_{e1} b} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,5 \cdot 1,32}{90 \cdot 10^{-3} \cdot 45 \cdot 10^{-3}} = 0,196 \cdot 10^6 \frac{H}{M} \text{ (так как } K_{Fv} = 1,32 \text{ по таблице интерполяцией).}$$



Таблица 23.- Цепи приводные роликовые однорядные ПР (по ГОСТ 13568 - 75)

T	B <sub>ВН</sub>	d	d <sub>1</sub>	h	b	Q, кгс	q, кг/м	F, мм <sup>2</sup>
12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	1820	0,65	39,6
15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	2270	0,80	54,8
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	3180	1,5	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	5670	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	8850	3,8	262
38,10	25,4	11,1	22,23	36,2	58	12700	5,5	394
44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	62	17240	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	22680	9,7	646

Обозначения (размеры в мм): **t** – шаг цепи, измеряемый под нагрузкой  $P_H=0,01Q$ ; **B<sub>ВН</sub>** – расстояние между внутренними пластинами; **d** – диаметр валика; **d<sub>1</sub>** – диаметр ролика; **h** – ширина пластины; **b** – длина валика; **Q** – разрушающая нагрузка; **q** – масса 1 м цепи; **F** – проекция опорной поверхности шарнира.

Пример обозначения цепи с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой Q=5670 кгс:

*Цепь ПР - 25,4 - 5670 ГОСТ 13568 - 75*

$$\text{Определяем шаг цепи по формуле } t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 K_{\text{Э}}}{z_1 [p] m}},$$

где **t** – шаг цепи, мм;

**M<sub>1</sub>** – вращающий момент на валу меньшей звездочки, Нмм;

**z<sub>1</sub>** – число зубьев малой звездочки;

**[p]** – допускаемое давление в шарнирах, Н/мм<sup>2</sup> (таблица );

**m** – число рядов цепи;

коэффициент  $K_{\text{Э}} = k_D k_a k_H k_p k_{\text{см}} k_{\text{II}}$ ,

где **k<sub>D</sub>** – динамический коэффициент, учитывающий характер нагрузки: при спокойной нагрузке  $k_D = 1$ ; при ударной нагрузке в зависимости от интенсивности ударов принимают  $k_D = 1,25 \div 2,5$ ;

**k<sub>a</sub>** – учитывает влияние межосевого расстояния: при  $a = (30 - 50)t$   $k_a = 1$ ; при  $a \leq 25t$  принимают  $k_a = 1,25$ ; при увеличении  $a$  на  $20t$  снижают  $k_a$  на 0,1;

**k<sub>H</sub>** – учитывает влияние наклона цепи: при наклоне до  $60^\circ$   $k_H = 1$ ; при наклоне свыше  $60^\circ$   $k_H = 1,25$ , но при автоматическом регулировании натяжения цепи, при любом угле  $k_H = 1$ ;

**k<sub>p</sub>** – учитывает способ регулирования натяжения цепи: при автоматическом регулировании  $k_p = 1$ ; при периодическом регулировании  $k_p = 1,25$ ;

**k<sub>см</sub>** – учитывает способ смазки: при картерной смазке  $k_{\text{см}} = 1$ ; при периодической смазке  $k_{\text{см}} = 1,3 \div 1,5$ ;

**k<sub>II</sub>** – учитывает периодичность работы: при односменной работе  $k_{\text{II}} = 1$ ; при двухсменной -  $k_{\text{II}} = 1,25$ ; при трехсменной -  $k_{\text{II}} = 1,5$ .

Таблица 24.- Допускаемое среднее давление  $[p]$ , Н/мм<sup>2</sup> (при  $z_1 = 17$ )

n <sub>1</sub> , об/мин	Шаг цепи t, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12-
750	19	17	16	15	14	13	-	-
1000	17	17	14	13	13	-	-	-
1250	16	15	13	12	-	-	-	-

Примечания: 1. Если  $z_1 \neq 17$ , то приведенные в таблице значения  $[p]$  следует умножать на  $k_z = 1 + 0,01(z_1 - 17)$ .  
2. Для двухрядных цепей табличные значения  $[p]$  уменьшать на 15%

Для определения шага цепи вычислим:

Угловую скорость ведущей звездочки

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 360}{30} = 37,6 \text{ рад/с};$$

Вращающий момент

$$M_1 = \frac{N}{\omega_1} = \frac{10 \cdot 10^3}{37,6} = 266 \text{ Нм} = 266 \cdot 10^3 \text{ Нмм};$$

Передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{360}{115} = 3,15;$$

Число зубьев  $z_1$  ведущей звездочки выбираем в зависимости от передаточного отношения  $i$ ; рекомендуемое значение  $z_1 = 31 - 2i$ ; минимальное  $z_{1,\min} \approx 19 - 2i$  (но не меньше 9).

Число зубьев  $z_2$  ведомой звездочки  $z_2 = iz_1$  (желательно четное число). Во избежание соскакивания цепи ограничивают  $z_2 \leq 120$ .

$$z_1 = 31 - 2i = 31 - 2 \cdot 3,15 \approx 25;$$

$$z_2 = iz_1 = 3,15 \cdot 25 \approx 79;$$

Допускаемое среднее давление  $[p]$  примем ориентировочно по таблице 24:  
 $[p] = 20 \text{ Н / мм}^2$ ;

Чтобы вычислить  $K_{\Sigma}$ , принимаем  $k_D = 1,25$ ;  $k_a = 1$ ;  $k_H = 1$ ;  $k_p = 1,25$ ;  $k_{cm} = 1,5$ ;  $k_{II} = 1$ .

$$K_{\Sigma} = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,5 = 2,33;$$

Число рядов  $m = 1$ .

Следовательно,  $t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{266 \cdot 10^3 \cdot 2,33}{25 \cdot 20}} \approx 30 \text{ мм}$

Выбираем ближайшее стандартное значение (по таблице 1)  $t = 31,75 \text{ мм}$ ; соответственно  $F = 262 \text{ мм}^2$ ;  $Q = 8850 \text{ кгс}$ ;  $q = 3,8 \text{ кг/м}$ .

По таблице 3 допускаемая частота вращения малой звездочки  $[n_1] = 630 \text{ об/мин}$ ; условие  $n_1 \leq [n_1]$  выполнено.

Условное обозначение цепи: *Цепь ПР – 31,75 – 8850 ГОСТ 13568 – 75*

Таблица 25.- Допускаемые значения  $[n_1]$ , об/мин, малой звездочки для приводных роликовых цепей нормальной серии ПР (при  $z_1 \geq 15$ )

Шаг цепи t, мм	$[n_1]$ , об/мин	Шаг цепи t, мм	$[n_1]$ , об/мин
12,7	1250	31,75	630
15,875	1000	38,1	500
19,05	900	44,45	400
25,4	800	50,8	300

Для передач, защищенных от пыли при спокойной работе и надежной смазке допускается увеличение  $n_1$  на 25 – 30%.

Определяем скорость цепи

$$V = \frac{z_1 m_1}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 360}{60 \cdot 1000} = 4,76 \text{ м/с}.$$

Окружное усилие

$$P = \frac{N}{V} = \frac{10 \cdot 10^3}{4,76} = 2100 \text{ Н}.$$

Проверяем среднее давление

$$p = \frac{PK_{\text{э}}}{F} = \frac{2100 \cdot 2,33}{262} = 18,7 \text{ Н/мм}^2$$

Уточняем по таблице 2  $[p]$  при 360 об/мин:  $[p] = 18,1 \text{ Н/мм}^2$  (получено интерполированием); умножая согласно примечанию 1 найденное значение  $[p]$  на поправочный множитель  $k_z = 1 + 0,01(z_1 - 17)$ , получим

$$[p] = 18,1[1 + 0,01(25 - 17)] = 19,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким образом,  $p < [p]$ , следовательно, выбранная цепь по условию надежности и износостойкости подходит.

Выполняем геометрический расчет передачи: принимаем межосевое расстояние

$$a = 40t; \quad a_t = \frac{a}{t} = 40.$$

Для определения числа звеньев по формуле

$$L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t}, \quad \text{где } z_{\Sigma} = z_1 + z_2, \quad \Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi};$$

находим предварительно:

суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 25 + 79 = 104;$$

поправку

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = \frac{79 - 25}{2 \cdot 3,14} = 8,6.$$

$$\text{Тогда} \quad L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 104 + \frac{8,6^2}{40} = 133,8.$$

Округляем до четного числа  $L_t = 134$ .

Уточняем межосевое расстояние по формуле

$$\begin{aligned} a &= 0,25t \left( L_t - 0,5z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2} \right) = \\ &= 0,25 \cdot 31,75 \left( 134 - 0,5 \cdot 104 + \sqrt{(134 - 0,5 \cdot 104)^2 - 8 \cdot 8,6^2} \right) = 1273, \text{ мм} \end{aligned}$$

Для обеспечения свободного провисания цепи следует предусмотреть уменьшение  $a$  на 0,4%, т.е. на  $1273 \cdot 0,004 = 5 \text{ мм}$ .

Делительный диаметр меньшей звездочки

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{25}} = 253,2 \text{ мм};$$

Делительный диаметр большей звездочки

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{79}} = 809,1 \text{ мм}.$$

Наружные диаметры

$$D_{e1} = \frac{31,75}{\frac{180}{25}} + 1,1d_1 = 270,6 \text{ мм};$$

здесь  $d_1$  – диаметр ролика, по таблице 1,  $d_1 = 19,03 \text{ мм}$ ;

$$D_{e2} = \frac{31,75}{\frac{180}{79}} + 0,96t = 839,6 \text{ мм}$$

Силы, действующие на цепь:

окружная  $P = 2100 \text{ Н}$  (вычислена выше);

центробежная  $P_V = qV^2 = 3,8 \cdot 4,76^2 = 86 \text{ Н}$ ;

от провисания  $P_f = 9,81k_fqa = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 3,8 \cdot 1,27 \approx 71H$ ,  
 где  $k_f = 1,5$  при расположении цепи под углом  $45^\circ$ .

Расчетная нагрузка на валы  $P_B = P + 2P_f = 2100 + 2 \cdot 71 = 2242$ .

Проверяем коэффициент запаса прочности по формуле

$$n = \frac{9,81Q}{P + P_V + P_f} = \frac{9,81 \cdot 8850}{2100 + 86 + 71} \approx 37,$$

что значительно больше нормального  $[n] = 10$  (смотрите таблицу 26). Следовательно, условие прочности выбранной цепи также удовлетворено.

Таблица 26.- Значения нормального коэффициента запаса прочности  $[n]$  приводных роликовых цепей нормальной серии

n <sub>1</sub> , об/мин	Шаг цепи, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	-
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0	-	-
1000	10,0	10,8	11,7	13,3	15,0	-	-	-
1250	10,6	11,6	12,7	14,6	-	-	-	-

**Задача 11.** Расчет основных параметров и размеров открытой реечной одноступенчатой цилиндрической передачи.

Рассчитать основные параметры и размеры открытой прямозубой реечной передачи. Мощность на валу  $P_1 = 10$  кВт, угловая скорость ведомого вала  $\omega_1 = 50 \frac{рад}{с}$ .  
 Передача реверсивная, нагрузка постоянная. Технический ресурс передачи  $L_h = 1000$  ч. Вал шестерни устанавливают на шариковых опорах, расположение зубчатых колес - консольное.

**Решение:**

Рекомендуемое число зубьев на шестерне  $Z=17-22$ . Принимаем  $Z_1 = 20$   
 Вращающие моменты на валу [ ]

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведомом валу,  $\frac{Н}{м}$

$P_1$  – мощность на ведомом валу, кВт,

$\omega_1$  – угловая скорость ведомого вала,  $\frac{рад}{с}$ ;

$$T_1 = \frac{10 \cdot 10^3}{50} = 200 Нм$$

Определим заданное число циклов ведомого вала при [ ]

$$n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi},$$

где  $n_2$  - частота вращения ведомого вала,  $\text{мин}^{-1}$ ,  
 $\omega_2$  – угловая скорость ведомого вала,  $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ;  
 $\omega_2 = 50 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  (из условия);

$$n_1 = \frac{30 \cdot 50}{3,14} = 477,7 \text{ мин}^{-1}$$

$$N_{\text{ш}} = 60n_1L_h$$

где  $N_k$  – число циклов ведомого вала,  
 $L_h$  - технический ресурс передачи, ч,  
 $L_h = 1000$  ч

$$N_{\text{ш}} = 60 \cdot 477,7 \cdot 1000 = 29 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Учитывая, что передача открытая и не быстроходная, в качестве материала принимаем для шестерни сталь 45 с различной термообработкой (табл.27):  
 для шестерни – улучшение, средняя твердость  $H_1 = 210 \text{ НВ}$ .

Таблица 27.- Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ( $P \leq 2 \text{ кВт}$ ) и средней ( $P \leq 5,5 \text{ кВт}$ ) мощности; $\text{HB}_{1\text{cp}} - \text{HB}_{2\text{cp}} = 20 \dots 50$		Для передач с не прямыми зубьями при средней ( $P \leq 5,5 \text{ кВт}$ ) мощности; $\text{HB}_{1\text{cp}} - \text{HB}_{2\text{cp}} \geq 70$	
	Шестерня, червяк	Колесо	Шестерня, червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 40, 45, 40X, 40XН, 35XМ		Стали 40X, 40XН, 35XМ	
Термообработка	Улучшение		Улучшение + закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	$\leq 350 \text{ НВ}$		$\geq 45 \text{ HRC}_c$	$\leq 350 \text{ НВ}$

Определим допускаемые напряжения при изгибе по формуле

$$\sigma_F = \frac{\sigma_{FLim} Y_A Y_N}{S};$$

$$\sigma_{FLim} = 1,75 \text{ Н}_{\text{HB}} \text{ (табл. )},$$

$Y_A$  - коэффициент реверсивности

$Y_A = 1$  (так как передача неревверсивная),

$Y_N$  – коэффициент долговечности ( $Y_N = \sqrt{\frac{N_{Flim}}{N_K}} \geq 1 \leq Y_{Nmax}$ ), где база испытаний для всех

сталей  $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$  циклов;  $N_K = 60nL_h$ : для длительно работающих передач, когда

$N_K > N_{Flim}$  принимаем  $Y_N = 1$ ;

$S_F$  - минимальный коэффициент запаса прочности, учитывает нестабильность свойств материала, его твердость, вероятность неразрушения и ответственность передачи:  $S_F = 1,4 \dots 1,7$  в зависимости от марки стали и термообработки.



Таблица 28. - Зависимость предела контактной выносливости от термообработки, твердости активных поверхностей зубьев

Способ термической и химико-термической обработки	Средняя твердость поверхностей зубьев	Стали, например	$\sigma_{H\lim b}, МПа$	$\sigma_{F\lim b}, МПа$
Отжиг, нормализация или улучшение	$H \leq 350 НВ$	45,50,40X,45X,40XН	$2H_{HB} + 70$	$1,75H_{HB}$
Объемная и поверхностная закалка	38...50HRC <sub>s</sub>	40X,35XM,35XГСА,40XН	$17H_{HRC_s} + 200$	500...700
Цементация и нитроцементация	Более 56 HRC <sub>s</sub>	20X,12XНЗА,18XГТ,20XН	$23H_{HRC_s}$	700...950
Азотирование	350...750HV	40X,38XMЮА	1050	580...770

Тогда

$$[\sigma_{F1}] = \frac{1,75 \cdot 210 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 216 МПа$$

Определяем модуль зубьев, приняв коэффициент ширины венца

$$\psi_{bd} = \frac{10}{z_1} = \frac{10}{20} = 0,5 \text{ и по графику (рисунок), установив коэффициент неравномерности}$$

нагрузки  $K_{F\beta} = 1,03$ . Тогда при  $Y_{F1} = 4,09$  (рис. )

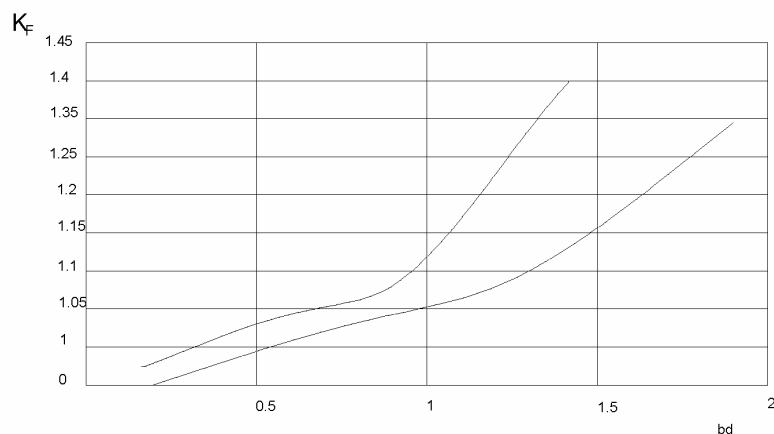


Рисунок 18. - График для определения ориентировочных значений коэффициентов

распределения нагрузки по ширине венца  $K_{F\beta}$  в зависимости от  $\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$  при

симметричном расположении колес относительно опор

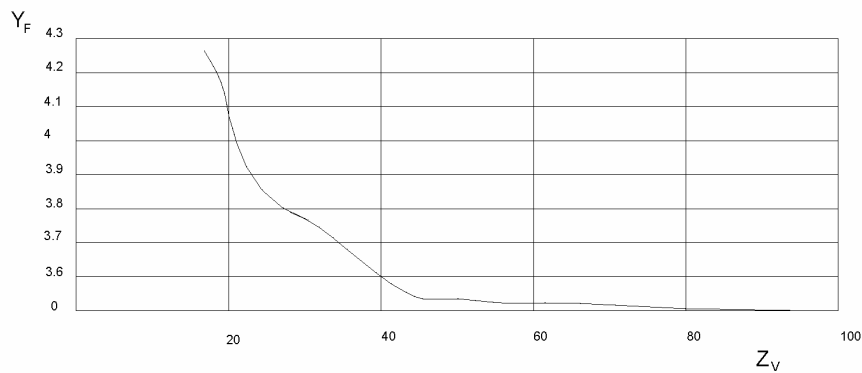


Рисунок 19 - График для определения коэффициента формы зуба  $Y_F$  в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_v$

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_{F1}}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F1}]}}$$

где  $K_m = 1,4$ ;

$K_{F\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки (равный 1,03);

$u$ -передаточное отношение(равно 1).

Тогда

$$m = 1,4 \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 1,03 \cdot 4,09}{1 \cdot 20^2 \cdot 0,5 \cdot 216 \cdot 10^6}} = 0,00377 \text{ м} = 3,77 \text{ мм}$$

Полученное значение модуля  $m$  округляем в большую сторону до стандартного из ряда чисел:

1-й ряд : 1,0; 1,5; 2; 3; 4; 5; 6; 8; 10;

$m$ , мм

2-й ряд: 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9.

Принимаем стандартный модуль  $m = 4$  мм.

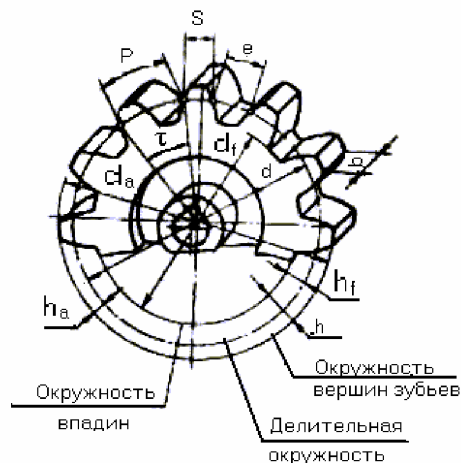


Рисунок 20.- Шестерня (ГОСТ 1643-72)

Определяем основные геометрические размеры передачи (см. рис 20) :

диаметры делительных окружностей:  $d_1 = mz_1 = 4 \cdot 20 = 80$  мм;  
 диаметры вершин зубьев:  $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 4 = 88$  мм;  
 диаметр впадин зубьев:  $d_{f1} = d_1 - 2,5m = 80 - 2,5 \cdot 4 = 70$  мм;  
 ширина венца, т.е. рейки:  $b_2 = \Psi b d_1 = 0,5 \cdot 80 = 40$  мм  
 ширина шестерни:  $b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45$  мм.

Вычислим окружную скорость шестерни:  $v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{50 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{2} = 2 \frac{м}{с}$ .

При такой окружной скорости можно 8-ю степень точности зубчатого зацепления ( табл. 29 )

Окончательно проверим зубья шестерни на изгиб по формуле:  $\sigma_F = \frac{Y_F \omega_{F1}}{m} \leq [\sigma_F]$ ,

$$\omega_{F1} = \frac{2T_1 K_{Fa} K_{Fv}}{d_1 b_2} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,03 \cdot 1,32}{80 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 0,17 \cdot 10^6 \frac{H}{м}$$

$Y_{F1} = 4,09$ ;  $K_{Fv} = 1,32$  по табл. , интерполяцией

Тогда:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{Y_{F1} \omega_{F1}}{m} = \frac{4,09 \cdot 0,17 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^{-3}} = 174 МПа,$$

174 МПа  $\leq$  216 МПа, следовательно прочность зубьев передачи на изгиб обеспечена.

Таблица 29.- Определение коэффициента динамической нагрузки

Степень точности	Твердость поверхности зубьев		Коэффициент $K_{Fv}$ при окружной скорости, м/с					
			1	2	4	6	8	10
7	а	$\leq 350$	1,08/ 1,03	1,16/ 1,06	1,33/ 1,11	1,50/ 1,16	1,62/ 1,22	1,80/ 1,27
			б	$> 350$	1,03/ 1,01	1,05/ 1,02	1,09/ 1,03	1,13/ 1,05
8	а	$\leq 350$			1,10/ 1,03	1,20/ 1,06	1,38/ 1,11	1,58/ 1,17
			б	$> 350$	1,04/ 1,01	1,06/ 1,02	1,12/ 1,03	1,16/ 1,05
9	а	$\leq 350$			1,13/ 1,04	1,28/ 1,07	1,50/ 1,14	1,72/ 1,21
			б	$> 350$	1,04/ 1,01	1,07/ 1,02	1,14/ 1,04	1,21/ 1,06

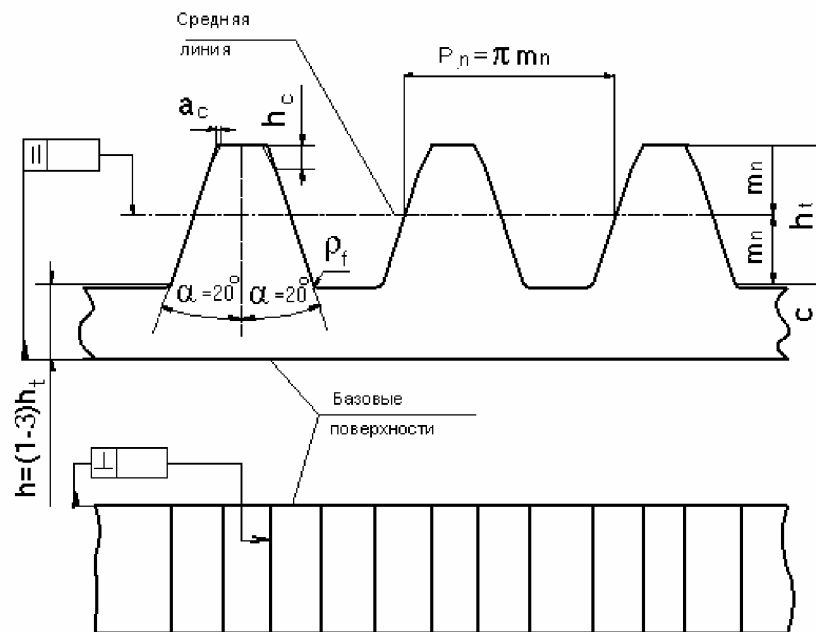


Рисунок 21.- Исходный контур зубьев рейки с прямолинейным срезом  $h_c$  и  $a_c$  (ГОСТ 13755-68)

Таблица 30.- Коэффициент среза  $a_c$  в зависимости от модуля  $m$  и степени точности

Степень точности колеса по ГОСТ 1643-72						Степень точности колеса по ГОСТ 1643-72					
6		7		8		6		7		8	
m, мм	$a_c$	m, мм	$a_c$	m, мм	$a_c$	m, мм	$a_c$	m, мм	$a_c$	m, мм	$a_c$
2-2,75	0,01	2-2,5	0,015	2-2,75	0,2	11-16	0,005	5,5-7	0,009	5,5-8	0,012
3-4,5	0	2,75-	0,012	3-3,5	0,0175	-	-	8-11	0,008	9-16	0,0100
5-10	0,00	3,5	0,010	4-5	0,015	-	-	12-20	0,007	18-25	0,009
	8	4-5									
	0,00										
	6										

$h_a$  -высота головки зуба,

$h$ - высота зуба,

$a_c$  -коэффициент среза,

$h_c$  -высота среза,

$\rho_f$  -радиус кривизны переходной кривой зуба.

$h_a = m$ ;  $h = 2,25m$ ;  $h_c = 0,45m$ ;  $\rho_f = 0,4m$ ;

$a_c = 0,015$  для 8 степени точности.

**Задача 12. Расчет муфт.** Стандартные и нормализованные муфты на практике подбирают по каталогам в зависимости от диаметра соединяемых валов и расчетного вращающего момента  $T_p$  по условию:

$$T_p = KT \leq T_n,$$

где  $K$  — коэффициент перегрузки, учитывающий режим работы и ответственность конструкции;  $T$  — наибольший, длительно действующий вращающий момент;  $T_n$  — номинальный вращающий момент, указанный в каталоге.

Для приводов от электродвигателя можно принимать: при спокойной нагрузке  $K = 1,0 \dots 1,5$ ; при переменной нагрузке  $K = 1,5 \dots 2$ ; при ударной и реверсивной нагрузке  $K = 2,5 \dots 3$  и более. Для фрикционных муфт вместо коэффициента перегрузки вводится коэффициент запаса сцепления  $k = 1,25 \dots 1,5$ .

**Пример 14.1.** Определить диаметр  $d_{ш}$  срезного штифта предохранительной муфты (см. рис. 14.13), если передаваемый вращающий момент  $T = 90$  Н·м, число штифтов — один, его материал — сталь 45 с пределом прочности при сдвиге  $\tau_b = 390$  МПа. Расстояние от оси вала до оси штифта  $r = 30$  мм. Муфта работает при переменной нагрузке.

*Решение.* Определим предельный вращающий момент, приняв коэффициент перегрузки  $K = 2$  (нагрузка переменная):

$$T_{пр} = 1,25KT = 1,25 \cdot 2 \cdot 90 = 225 \text{ Н·м.}$$

Далее определим силу  $F$ , срезающую штифт,

$$F = T_{пр}/r = 225/(30 \cdot 10^{-3}) = 7500 \text{ Н.}$$

Из расчета штифта на срез определяем его диаметр

$$d_o = \sqrt{4F/(\pi\tau_s)} = \sqrt{4 \cdot 7500/(\pi \cdot 390 \cdot 10^6)} = 0,00494 \text{ м} = 4,94 \text{ мм}.$$

Принимаем штифт диаметром 5 мм.

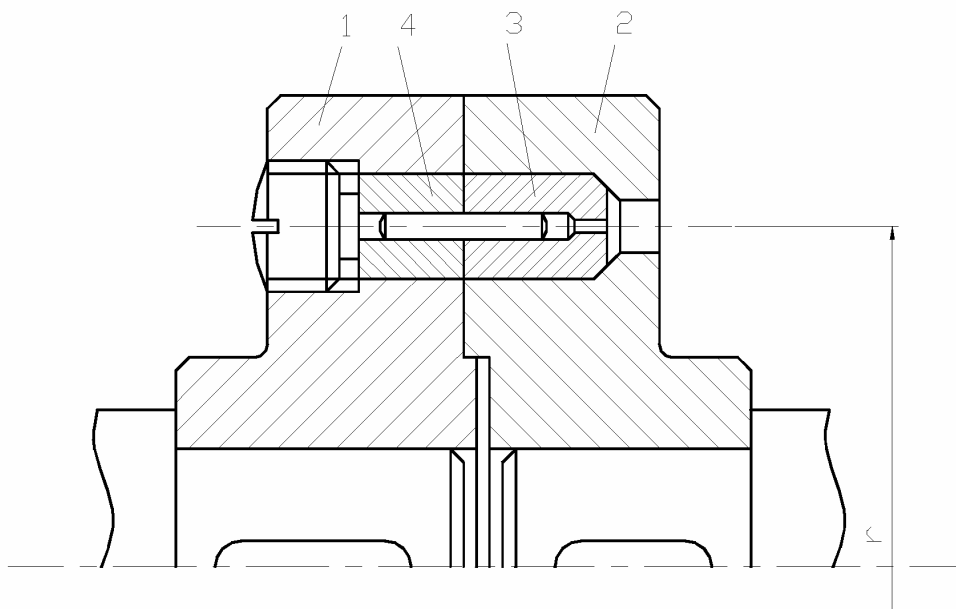


Рисунок 22 — Предохранительная дисковая муфта с разрушаемым элементом

На рис. 14.13 изображена предохранительная дисковая муфта с разрушаемым элементом. В этой муфте при перегрузке штифт 3 срезается кромками стальных закаленных втулок 4, установленных в полумуфтах 1 и 2. Для возобновления работы машины вывинчивают пробку и срезанный штифт заменяют новым. Иногда в муфте ставится два срезных штифта. Усилие  $F$ , срезающее штифт, равно

$$F = T_{\text{пр}}/r,$$

где  $T_{\text{пр}}$  — предельный вращающий момент;  $r$  — расстояние от оси вала до оси штифта. Диаметр  $d_{\text{шт}}$  штифта определяется из расчета его на срез.

### Список литературы

1. Эрдери А. А., Эрдери Н. А. Детали машин – М.: Высшая школа, 2001.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин - М.: Высшая школа, 1991.
3. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин – М.: Машиностроение, 1979.

Дополнительная литература:

4. Решетов Д. Н. Детали машин – М.: Машиностроение, 1989.
5. Дунаев П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование – М.: Высшая школа, 1990.
6. Иванов М. Н., Иванов В. Н. Детали машин. Курсовое проектирование – М.: Высшая школа, 1976.