



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

## **МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ**

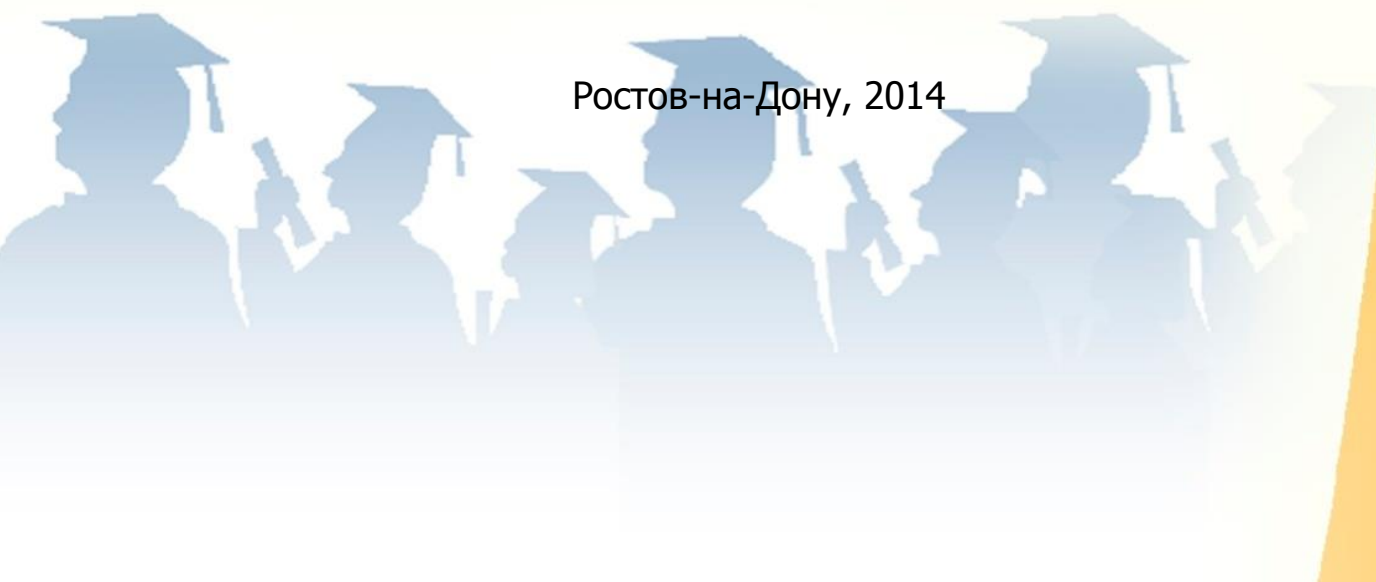
к расчетно-графическим работам №2 и №3  
по дисциплине

# **«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»**

**Автор**

**Кушнарев В.И.**

Ростов-на-Дону, 2014





## АННОТАЦИЯ

Методическое пособие предназначено для студентов, выполняющих в качестве самостоятельной работы расчетно-графическую работу по проектированию одноступенчатой зубчатой или червячной передачи.

Она позволяет получить основные навыки в проектировании передач, валов и опор с учетом особенностей их совместной работы. Изучить методику оптимизации конструкции редуктора и его элементов, подготовиться к проектированию более сложных конструкций приводов. В процессе проектирования изучаются возможности и эффективность применения стандартов и стандартных изделий, приобретаются навыки в создании технологичных конструкций деталей и узлов.

Приведенные в электронном виде алгоритмы расчетов, могут быть использованы, после соответствующей коррекции (удаления таблиц и результатов расчетов), для выполнения пояснительной записки расчетно-графической работы.

Методическое пособие состоит из блоков, компоновка которых позволяет выполнить проектирование цилиндрических, конических и червячных одноступенчатых редукторов различных модификаций с использованием типовых методик расчетов.

Компоновка редуктора выполняется после завершения прочностных расчетов зубчатых передач на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 или 1:2, в карандаше.

На базе компоновки выполняется сборочный чертеж редуктора в соответствии с требованиями ЕСКД. Чертеж сопровождается спецификацией размещаемой в пояснительной записке.

После выполнения чернового варианта расчета передач необходимо проверить правильность расчетов на ЭВМ.

## Автор

Кушнарев В.И.





## Оглавление

1. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ И РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ .....	4
ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ .....	4
2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ (ПРЯМОЗУБОЙ) ПЕРЕДАЧИ .....	10
3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	16
4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА .....	20
5. КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА .....	23
6. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	25
7. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОТКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	33
8. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРИ КОМПОНОВКЕ РЕДУКТОРОВ .....	35
9. РАСЧЕТ ВАЛОВ .....	38
10. ВЫБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ .....	52
11. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ .....	54
12. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВ .....	58
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	59
Таблица .....	59
Манжеты резиновые армированные для валов (по ГОСТ8752-70) .....	59
Блок-схема вала .....	60
СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ .....	63
Бланк ПЗ .....	63
Бланк специальный .....	64
ЗАДАНИЯ НА РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ РАБОТЫ № 2 И 3 .....	65
ЗАДАНИЕ 1.1 .....	66
ЗАДАНИЕ 1.2 .....	67
ЗАДАНИЕ 2.1 .....	68
ЗАДАНИЕ 2.2 .....	69
ЗАДАНИЕ 3.1 .....	70
ЗАДАНИЕ 3.2 .....	71
ЗАДАНИЕ 4.1 .....	72
ЗАДАНИЕ 4.2 .....	73
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....	74



# 1. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ И РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

( алгоритм и пример расчета)

## 1. Сведения о режиме нагружения.

В расчетно-графической работе принимаем режим работы привода стационарный, при постоянной нагрузке.

Исходные данные для расчета

допускаемых напряжений:

$T_{\max} = T_p = (1,3 \dots 1,5) T_H$  - пусковой момент электродвигателя ( время действия в расчетах не учитывается).

$C(t)$  – срок службы, в годах;

$K_{год}$  – коэффициент использования привода в течении года;

$K_{сут}$  – коэффициент использования привода в течении суток;

$n_1$  – число оборотов шестерни, об/мин;

$n_2$  – число оборотов колеса, об/мин.

Сведения о режиме нагружения:

$T_H$  – номинальный крутящий момент;

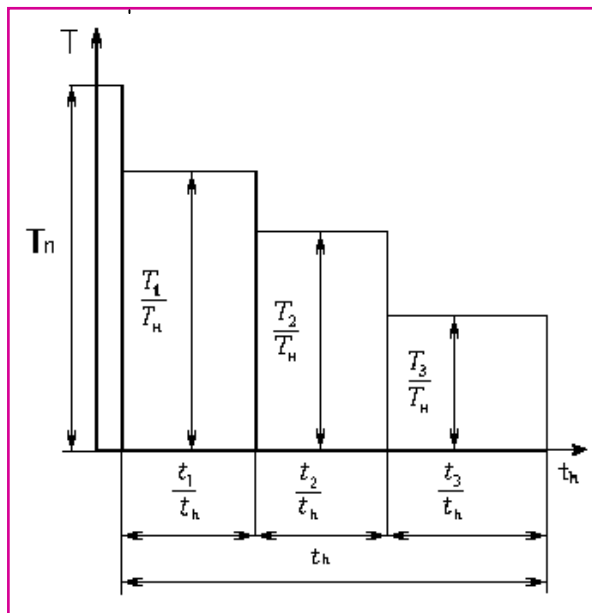
$t_h$  - время работы привода в часах;

$T_i$  – нагрузка блока нагружения;

$t_i$  – время действия блока нагружения в часах ;

$\frac{T_1}{T_H}, \frac{T_2}{T_H}, \frac{T_i}{T_H}$ ; где  $\frac{T_i}{T_H}$  - нагрузка блока в относительных единицах;

$\frac{t_1}{t_h}, \frac{t_2}{t_h}, \frac{t_i}{t_h}$ ; где  $\frac{t_i}{t_h}$  - время действия блока нагрузок в относительных единицах;



### Рекомендации по выбору материалов

Затраты на материалы составляют значительную часть стоимости машины.

Эта часть достигает 80% в редукторах общего назначения. В связи с этим при выборе материалов и термообработки имеет значение анализ зависимостей, связывающих допускаемые напряжения с массой рассчитываемой детали или узла.

Вопросы решаются в результате проектирования нескольких вариантов привода путем выбора оптимального варианта по результатам оценки стоимости редуктора, а также соотношения массы редуктора и крутящего момента выходного вала.

Ориентировочно материалы можно выбирать в зависимости от передаваемой мощности, степени точности зубчатой передачи и вида производства.

Проектируемый привод относится к индивидуальному и мелкосерийному производству, содержащему мало- и средненагруженные передачи. Для снижения стоимости редуктора для всех передач принимаем один и тот же материал.

Материалы, используемые для производства зубчатых колес, условно делятся на две группы: **прирабатываемые и неприрабатывающиеся**.

I группа  $H < 350HB$  – прирабатываемые

В нем используется упрощенная технология изготовления зубчатых колес из сталей первой группы, имеющих твердость  $H < 350HB$ , получаемую нормализацией или улучшением. Такие передачи в процессе работы прирабатываются, что ведет к снижению нагрузок в зацеплении зубьев. Для компенсации повышенного по сравнению с колесом числа циклов нагружения шестерни, ее твердость  $H_1$  назначается больше твердости колеса  $H_2$  из условия :

$$H_1 = H_2 + (20 - 50)HB$$

II группа  $H > 350HB$  – неприрабатывающиеся.

Их твердость измеряется в единицах Роквелла –  $1HRC \approx 10 HB$ .

Нарезание зубьев производится до окончательной термообработки, которой может быть объемная или поверхностная закалка, цементация, азотирование и др. Точности изготовления передачи достигают шлифованием или обкаткой зубьев.

Передачу считают неприрабатывающейся, если оба колеса закалены, или окружная ско-

рость в зацеплении  $V_t > 15$  м/сек.

Выбор материала зависит также от способа получения заготовки шестерни и колеса. Колеса диаметром до 600мм изготавливаются кованными или штампованными, а больших диаметров – бандажированными или литыми.

Схема расчетов выбора материалов и расчета допускаемых напряжений общая для цилиндрических и конических передач

Термообработку шестерни и колеса назначаем в соответствии с приведенными ниже рекомендациями

### 1.Выбор материала и термической обработки.

Материалы для изготовления зубчатых колес подбирают по табл. 1. Для повышения механических характеристик материалы колес подвергают термической обработке.

Таблица 1. Характеристика материалов зубчатых колес ГОСТ 1050-74

Марка стали	Размеры, мм		Твердость		Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Термообработка
	Диаметр $D_{пред}$	Сечение $S_{пред}$	Сердцевины HB	Поверхности HRC			
45	125 80	80 50	HB 170...217 HB 192...240	HRC45...55	600 750 590	360 540 330	Нормализация Улучшение Закалка пов-сти
50	125 80	80 50	HB 179...228 HB 258...310		640 700...800	350 530	Нормализация Улучшение
40X	200 125 125	125 80 80	HB 200...230 HB 215...285	HRC45...50	690...980 730...980 850	440...790 490...690 750	Нормализация Улучшение Улучшение и закалка ТВЧ
45XЦ	315 200 200	200 125 125	HB 235...262 HB 269...302	HRC50...56	850 1600	660 780 780	Улучшение Улучшение Улучшение и закалка ТВЧ
40XH 35XM	315 200 200	200 125 125	HB 220...250 HB 235...292	HRC51...57	740...980 790...980 790	550...790 540...690 490	Нормализация Улучшение Закалка поверхности
35XM	200	125	HB 241	HRC 45...53	900 1600	800 1400	Улучшение Закалка
35XГСА	200	125	HB 235	HRC 46...53	760 1700	500 1350	Улучшение Закалка
20X 20XHM 18XГТ 12XНЗА 25XГНМ	200	125	HB 300...400	HRC 56...63	650 920	400 700	Улучшение цементация и закалка
45Л	> 600		HB 160		550	320	Нормализация
35XMЛ	> 600		HB 200		700	550	Нормализация

В зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритным размерам передачи применяют следующие материалы и варианты термической обработки (Т.О.):

I – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 45, 50, 40X, 35XM, 45XЦ. Т.О. колеса – улучшение. HB235...262. Т.О. шестерни – улучшение. HB269...302;

II – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 40X, 40XH, 35XM, 35XГСА и 45XЦ. Т.О. колеса – улучшение. HB269...302. Т.О. шестерни – улучшение и закалка ТВЧ. HRC45...50, 48...53, 50...56 (зависит от марки стали);

III – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 40X, 40XH, 35XM, 35XГСА и 45XЦ. Т.О. колеса и шестерни – улучшение и закалка ТВЧ. HRC45...50, 48...53 или 50...56 (зависит от марки стали);

IV – марки сталей для колеса: 40X, 40XH, 35XM и 45XЦ. Т.О. – улучшение и закалка ТВЧ. HRC45...50, 48...53 или 50... (зависит от марки стали);

Марки сталей для шестерни: 20X, 20XHM, 18XГТ, 12XНЗА, 25XГНМ.

Т.О. шестерни – улучшение, цементация и закалка. HRC56...63;

V – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни:

20X, 20XНМ, 18ХГТ, 12ХНЗА, 25ХГНМ.

Т.О. колеса и шестерни одинаковые - улучшение, цементация и закалка. HRC56. . 63.

Применяют также нитроцементацию и азотирование, при которых образуется тонкий поверхностный упрочненный слой. Зубья колес после такой химико-термической обработки незначительно искажают геометрическую форму и не требуют шлифования.

Чем выше твердость рабочей поверхности зубьев, тем выше допускаемые контактные напряжения и тем меньше размеры передачи. Поэтому для редукторов, к размерам которых не предъявляют высоких требований, следует применять дешевые марки стали типа 45 и 40X с термообработкой по варианту I или II.

Использование для зубчатых колес сталей, подвергаемых нормализации или улучшению, может быть оправдано в основном только в индивидуальном производстве, так как при этом мала твердость активных поверхностей зубьев и масса почти в три –четыре раза больше, чем колес с цементованными зубьями. Увеличением твердости поверхностей до HRC60 масса деталей может быть снижена в шесть и более раз. Однако такой способ снижения массы зубчатой передачи происходит за счет уменьшения ее модуля, что может себя не оправдать при проверке работоспособности передачи по напряжениям изгиба и противоречить условию равнопрочности зуба. Снижения нагрузок, обусловленных неточностью изготовления, монтажа и деформациями деталей получают выбором ширины зубчатого зацепления, который в дальнейшем учитывается коэффициентом ширины зубьев  $\psi_{ba}$ .

Схема расчетов выбора материалов и расчета допускаемых напряжений общая для цилиндрических и конических передач

## 2. Алгоритм и пример расчета допускаемых напряжений для цилиндрических и конических зубчатых передач

Назначаем материалы и термообработку шестерни и колеса из таблицы 1, пользуясь приведенными к ней рекомендациями.

Для передачи редуктора выбираем термически обработанную сталь 40X ГОСТ 1050-74

Для шестерни  $Z_1$

термообработка – **улучшение**, твердостью 280HB,  $\sigma_T = 600$

Материал для колеса  $Z_2$

термообработка – **улучшение**, твердостью 250HB

Исходные данные для расчета допускаемых напряжений:

Передачи цилиндрическая косозубая. цилиндрическая прямозубая, коническая прямозубая.

В примерах расчета исходные данные для расчета передач приняты одинаковыми.

$N_1 = 3 \text{ квт}$ ,  $u = 4$ ,  $\eta = 0,98$ .

Срок службы  $C = 5 \text{ лет}$ ;

$K_{год} = 0,65$ ;  $K_{сут} = 0,25$ ;  $n_1 = 1000 \text{ об/мин}$ ;  $n_2 = 250 \text{ об/мин}$ .

Принимаем  $T_{max} = T_n = 1,5 T_n$

Данные графика нагрузок

$$\frac{T_1}{T_H} = 1, \quad \frac{T_2}{T_H} = 0.7, \quad \frac{T_i}{T_H} = 0.4; \quad \frac{t_1}{t_h} = 0.25, \quad \frac{t_2}{t_h} = 0.25, \quad \frac{t_i}{t_h} = 0.5$$

### 2.1. Расчет допускаемых напряжений

2.1.1. Допускаемые контактные напряжения при расчетах на выносливость определяется отдельно для зубьев шестерни:

$$[\sigma_{HP}] = \frac{\sigma_{h \lim}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V,$$

где  $S_H = 1.1$  – коэффициент безопасности при HB < 350;

при HB > 350  $S_H = 1.2$

$Z_R = 1$  – коэффициент, учитывающий шероховатость рабочих поверхностей зубьев, при  $R_a = 1, 25 \dots 0, 63$ ;

$Z_V = 1 \dots 1,6$  – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

При  $V < 5 \text{ м/с}$   $Z_V = 1$

$\sigma_{h \lim} = \sigma_{n \lim} \cdot K_{HL}$  – предел контактной выносливости, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений (МПа);

где  $\sigma_{h \lim}$  – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов пере

мен напряжений;

$K_{HL}$  – коэффициент долговечности.

$\sigma_{Hlimb}$  – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений, МПа, выбираем и рассчитываем по таблице в соответствии с видом термообработки

Таблица 2.

Термическая обработка	Твердость Поверхности, Н	$\sigma_{Hlimb}$ , МПа	$S_H$
Нормализация или улучшение	До 350 HB	2HB + 70	1,1
Объемная закалка	40 ... 50 HRC	17HRC + 100	1,1
Поверхностная закалка	40 ... 56 HRC	17HRC + 200	1,2

Для шестерни :  $\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630$  МПа;

Для колеса :  $\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570$  МПа;

При расчете по контактным напряжениям показатель степени  $t=6$ .

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}},$$

где - при  $HB < 350$  HB базовое число циклов перемены напряжений определяется по формуле :  $N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4}$  или  $N_{H0} = (1 \dots 12) \cdot 10^7$ .

Рекомендуется принимать при термообработке:  
нормализации или улучшении  $N_{H0} = 10^7$  циклов,  
закалке  $N_{H0} = 9 \cdot 10^7$  циклов.

Для шестерни :  $N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7$

Для колеса :  $N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} = 1,7 \cdot 10^7$

$$N_{HE} = 60 \cdot n_i \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} - \text{эквивалентное число циклов перемены напряжений};$$

где  $T_i$  – величина  $i$ -того момента гистограммы (см. график загрузки);

$T_H$  – величина расчетного (номинального) момента;

$n_i$  – частота вращения вала, по которому ведется расчет передачи, об/мин

$t_i$  – продолжительность действия нагрузки  $T_i$ , в час. или в относительных единицах (см. график загрузки);

По данным графика нагрузки

$$\sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} = \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} + \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} + \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} =$$

$$= 1^3 \cdot 0,25 + 0,7^3 \cdot 0,25 + 0,4^3 \cdot 0,5 = 0,25 + 0,09 + 0,032 = 0,372$$

При постоянной нагрузке выражение  $\sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} = 1;$

$$N_{HE} = 60 \cdot n_i \cdot t_h$$

$t_h$  – общее время работы привода, рассчитывается следующим образом:

$C$  – срок службы, лет;

$$t_h = C \cdot k_{сут} \cdot k_{год} \cdot 365_{дней} \cdot 24_{часа};$$

$$t_h = 5 \cdot 0,25 \cdot 0,65 \cdot 365 \cdot 24 = 7117 = 7,1 \cdot 10^3 \text{ часов.}$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1000 \cdot t_h \cdot \Sigma = 42702000 \cdot 0,372 = 1,59 \cdot 10^7$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 250 \cdot t_h \cdot \Sigma = 10248480 \cdot 0,372 = 0,398 \cdot 10^7$$

Шестерня:  $K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{2,24 \cdot 10^7}{1,59 \cdot 10^7}} = \sqrt[6]{1,4} = 1,05 > 1;$



$$\text{Колесо: } K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{1,7 \cdot 10^7}{0,372 \cdot 10^7}} = \sqrt[6]{4,56} = 1,257 > 1.$$

Коэффициенты  $K_{HL}$  принимают расчетными.

Если расчетные значения коэффициента  $K_{HL}$  выходит за указанные интервалы, то принимают ближайшие крайние значения.

Для нормализованных и улучшенных колес  $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$ .

Для закаленных колес  $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$ .

$$K_{HL1} = 1,05 ; \quad K_{HL2} = 1,257.$$

тогда, для шестерни :  $\sigma_{h \lim} = 630 \cdot 1,05 = 662 \text{ МПа}$  ;

для колеса :  $\sigma_{h \lim} = 570 \cdot 1,257 = 716,5 \text{ МПа}$  ,

$$[\sigma_{HP}]_1 = \frac{662}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 602 \text{ МПа} ;$$

$$[\sigma_{HP}]_2 = \frac{716,5}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 651 \text{ МПа}.$$

Расчет ведут по колесу.

Дополнение .

Если твердость зубчатых колес отличается значительно, то есть

$HB_1 - HB_2 = 60 \dots 100$  и  $V_t < 20 \text{ м/с}$ , то за расчетную принимают :

При расчете цилиндрических косозубых и шевронных передач в расчетную формулу подставляют при II варианте термообработки среднее допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_{HP}]_2 = 0,45([\sigma_{HP}]_1 + [\sigma_{HP}]_2).$$

Это напряжение не должно превышать:

для цилиндрических косозубых и шевронных колес  $\leq 1,24 \cdot [\sigma_{HP}]_{\min}$  ;

для конических колес  $\leq 1,15 \cdot [\sigma_{HP}]_{\min}$ .

При III, IV и V вариантах термообработки, а также для прямозубых цилиндрических и конических колес в расчетную формулу вместо  $[\sigma_{HP}]_2$  подставляют меньшее из  $[\sigma_{HP}]_1$  и  $[\sigma_{HP}]_2$ .

2.1.2. Допускаемые напряжения при расчетах на выносливость по напряжениям изгиба определяется отдельно для зубьев шестерни и колеса, с учетом условий работы.

$$[\sigma_{FP}]_i = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S ,$$

где  $\sigma_{F \lim} = \sigma_{F \lim b} \cdot K_{FL}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений (МПа);

где  $\sigma_{F \lim b}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений

$S_F = 1,75$  – коэффициент безопасности для колес, изготовленных поковкой;

$Y_S = 1$  – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений;

$Y_R = 1$  – коэффициент, учитывающий шероховатость рабочей поверхности;

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} ,$$

где – базовое число циклов перемены напряжений  $N_{FO} = (2 \dots 5) \cdot 10^6$

Принимаем -  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$  ;

$m_F = 6$  – показатель кривой усталости , при  $HB \leq 350$ .

$m_F = 9$  – показатель кривой усталости , при  $HB > 350$ .

$$N_{FE} = 60 \cdot n_i \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^{MF} \cdot \frac{t_i}{t_h} - \text{эквивалентное число циклов перемены напряжений};$$

$$\text{При постоянной нагрузке выражение } \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} = 1;$$

По данным графика нагрузки



$$\sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^6 \cdot \frac{t_i}{t_h} = \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^6 \cdot \frac{t_i}{t_h} + \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^6 \cdot \frac{t_i}{t_h} + \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^6 \cdot \frac{t_i}{t_h} =$$

$$= 1^6 \cdot 0,25 + 0,7^6 \cdot 0,25 + 0,4^6 \cdot 0,5 = 0,25 + 0,009 + 0,001 = 0,26$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1000 \cdot t_h \cdot \Sigma = 42702000 \cdot 0,26 = 11,1 \cdot 10^6$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 250 \cdot t_h \cdot \Sigma = 10248480 \cdot 0,26 = 2,66 \cdot 10^6$$

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{11,1 \cdot 10^6}} = 0,84$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,66 \cdot 10^6}} = 1,07.$$

Для нормализованных и улучшенных колес  $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$ .

Для закаленных колес  $1 \leq K_{FL} \leq 1,6$ .

Если расчетное значение коэффициента  $K_{HL}$  выходит за указанный интервал, то принимают ближайшие крайние значения.

$K_{FL1} = 1$ , т.к.  $N_{FE} > N_{FO}$ ;  $K_{FL2} = 1,07$  т.к.  $N_{FE} < N_{FO}$ .

В соответствии с термообработкой и технологией изготовления зубчатого колеса выбираем из таблицы  $\sigma_{Flimb}^o$  и  $S_F$ .

Таблица 3.

Термическая обработка	Твердость Поверхности, Н	$\sigma_{Flimb}^o$ , МПа	S <sub>F</sub> при вероятности неразрушения 0,99 для заготовки	
			Поковка	Литье
Нормализация Или улучшение	180 ...350 HB	1,8·HB	1,75	2,28
Объемная закалка	40 ...55 HRC	600	1,75	2,28
Поверхностная закалка	45 ... 55 HRC	550	1,85	2,4

Для шестерни :  $\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 280 = 504$  МПа;

Для колеса :  $\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 250 = 450$  МПа.

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flimb1} \cdot K_{FL1} = 504 \cdot 1 = 504 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Flim2} = \sigma_{Flimb2} \cdot K_{FL2} = 450 \cdot 1,07 = 482 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{FP}]_1 = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S = \frac{504}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 288 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{FP}]_2 = \frac{482}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 275 \text{ МПа}.$$

Полученные допускаемые напряжения используют для расчета зубчатых передач.

Каждая передача рассчитывается независимо от другой. Коррекцию размеров передачи можно проводить изменением прочности материалов и коэффициентов ширины зубчатых колес, а после расчета по контактным напряжениям увеличением межосевого расстояния или модуля.

## 2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ (ПРЯМОЗУБОЙ) ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные получены из разделов кинематического расчета привода и определения допускаемых напряжений.

$n_1 = 1000$  об/мин – частота вращения шестерни;

$n_2 = 250$ , об/мин.

$N_1 = 3$  кВт – мощность на шестерне,

$u = 4$  – передаточное число,

Коэффициент полезного действия КПД передачи  $\eta = 0,98$ .

Крутящий момент на шестерне

$$T_1 = 9555 \cdot \frac{N_1}{n_1} = 9555 \cdot \frac{3}{1000} = 28,7 \text{ Нм}$$

Крутящий момент на колесе

$$T_2 = 9555 \cdot \frac{N_2}{n_2} = 9555 \cdot \frac{N_1 \cdot \eta_{пк} \cdot \eta_3}{n_2} = 9555 \cdot \frac{3 \cdot 0,99 \cdot 0,98}{250} = 111,243 \text{ Нм}$$

Выбираем материалы для зубчатых колес, назначаем твердость шестерни и колеса в зависимости от выбранной термообработки материалов.

Шестерня и колесо сталь 40Х ГОСТ 1050-74

Для передачи редуктора выбираем термически обработанную сталь.

Для шестерни  $Z_1$

термообработка – улучшение, твердостью 280НВ,  $\sigma_T = 600$

Материал для колеса  $Z_2$

термообработка – улучшение, твердостью 250НВ

Расчет межосевого расстояния проводят по формуле:

$$a_w = k_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_{FP}]^2}},$$

где – для прямозубых колес коэффициент межосевого расстояния  $K_a = 49,5$ ;

для косозубых  $K_a = 43$ ;

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями для прямозубой передачи  $k_\alpha = 1$

для косозубой передачи принимаем из таблицы в зависимости от окружной скорости и 8 степени точности  $k_\alpha = 1,1$

Окружная скорость - $V_{м/с}$	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Св. 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Св. 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Назначаем коэффициент ширины венца  $\psi_{ba}$

Коэффициент  $\psi_{ba}$  принимают в зависимости от положения колес относительно опор:

для колес из улучшенных сталей

а) при несимметричном расположении

$$\psi_{ba} = 0,315 \dots 0,4;$$

б) при симметричном расположении зубчатых колес

$$\psi_{ba} = 0,40 \dots 0,50;$$

для зубчатых колес из закаленных сталей

$$\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,315;$$

для консольно-расположенных одного или обоих колес

$$\psi_{ba} = 0,20 \dots 0,25$$

для передвижных зубчатых колес коробок скоростей

$$\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,2.$$

Меньшие значения принимают для передач с твердостью зубьев колеса  $\geq$  HRC 45.

Коэффициент  $\Psi_{ba}$  в зависимости от условий работы принимают одинаковым:

Стандартные значения коэффициента  $\Psi_{ba}$  : 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00.

При симметричном расположении зубчатых колес принимаем стандартное

$\Psi_{ba} = 0,4$ ;

Рассчитываем  $\Psi_{bd} = 0,5 \cdot \Psi_{ba} \cdot (u + 1)$ ;  $\Psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (4 + 1) = 1,0$ ;

Ориентировочное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца –  $k_\beta$  выбираем из таблицы

Параметр $\Psi_{bd}$	Расположение шестерни относительно опор					
	Симметричное		Несимметричное		Консольное	
	H<350HB	H>350HB	H<350HB	H>350HB	H<350HB	H>350HB
0,2	-	-	-	1,06	1,08	1,16
0,4	-	1,03	1,12	1,14	1,17	1,36
0,6	-	1,05	1,17	1,22	1,27	1,58
0,81	1,05	1,08	1,24	-	-	-
1,0	1,08	1,13	1,30	-	-	-
1,2	1,10	-	-	-	-	-
1,4	1,13	-	-	-	-	-

Назначаем  $k_\beta = 1,08$

Коэффициент динамической нагрузки:

для прямозубой передачи  $k_v = 1,1$  при  $n_1 < 2000$  об/мин,

$k_v = 1,15$  при  $n_1 > 2000$  об/мин,

для косозубой передачи  $k_v = 1,08$

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_{HP}]$ , из раздела выбора материалов и расчета допускаемых напряжений для цилиндрических и конических зубчатых передач

$$[\sigma_{HP}] = \frac{\sigma_{HLim}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V ,$$

$$[\sigma_{HP}]_1 = \frac{662}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 602 \text{ МПа} ;$$

$$[\sigma_{HP}]_2 = \frac{716,5}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 651 \text{ МПа}.$$

Рассчитываем межосевое расстояние для косозубой передачи, расчет ведем по колесу.

$$a_w = k_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{u^2 \cdot \Psi_{ba} \cdot [\sigma_{HP}]^2}} = 43 \cdot (4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{111243 \cdot 1,1 \cdot 1,08 \cdot 1,08}{4^2 \cdot 0,4 \cdot [651]^2}} = 80,57 \text{ мм}$$

Полученное значение округляют по одному из рядов.

Для нестандартных редукторов:  $a_w = 40 \dots 80$ ; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420.

Для стандартных редукторов  $a_w$  ;

1 – й ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400 ...

2 – й ряд – 140, 180, 225, 280, 355, 450 ...

Принимаем ближайшее большее  $a_w = 90$  мм

Рассчитываем межосевое расстояние для прямозубой передачи, расчет ведем по колесу.

$$a_w = k_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_{HP}]^2}} = 49,5 \cdot (4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{111243 \cdot 1,1 \cdot 1,08 \cdot 1,08}{4^2 \cdot 0,4 \cdot [651]^2}} = 92,84 \text{ мм}$$

Принимаем ближайшее большее  $a_w = 100 \text{ мм}$

Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубчатых колес

$$\sigma_{HP2} = [\sigma_{HP2}] = 651 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HP2} \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T_H}} = 651 \cdot \sqrt{\frac{1,5}{1}} = 797 \text{ МПа},$$

$T_{max} = T_p = (1,3 \dots 1,5) T_H$  - пусковой момент электродвигателя ( время действия в расчетах не учитывается).

При нормализации улучшении и закалке  $[\sigma_{HPmax}] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 600 = 1680 \text{ МПа}$ ,

Произведем сравнение  $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{HPmax}]; 797 \text{ МПа} \leq 1680 \text{ МПа};$   
Условие прочности выполняется.

Назначаем. Угол наклона зубьев  $\beta = 16^\circ$ ,  $\cos 16^\circ = 0,9613$ ;

Число зубьев шестерни  $Z_1 = 20$ ;

Число зубьев колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot U = 20 \cdot 4 = 80$

Рассчитываем модуль косозубой передачи

$$m = \frac{2a \cdot \cos \beta}{Z_3 + Z_4} = \frac{2 \cdot 90 \cdot \cos 16^\circ}{20 + 80} = 1,73 \text{ мм}$$

Рассчитываем модуль прямозубой передачи

$$m = \frac{2a \cdot \cos \beta}{Z_3 + Z_4} = \frac{2 \cdot 100}{20 + 80} = 2 \text{ мм}$$

Полученное значение модуля округляем до ближайшего большего по ГОСТ9563-60

Стандартные модули, мм

1-й ряд: 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10.

2 – й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Для косозубой передачи принимаем ближайший больший  $m = 1,75 \text{ мм}$ ;

Для прямозубой передачи принимаем ближайший больший  $m = 2,0 \text{ мм}$ ;

Для косозубой передачи корректируем угол наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{m \cdot (Z_3 + Z_4)}{2 \cdot a} = \frac{1,75 \cdot (20 + 80)}{2 \cdot 90} = 0,9722 ; \quad \beta = 13^\circ 34'$$

Рабочая ширина зацепления (ширина колеса) для косозубой передачи

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ мм}$$

$$\text{ширина шестерни } b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 36 + 9 = 45 \text{ мм}$$

Рабочая ширина зацепления (ширина колеса) для косозубой передачи

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм}$$

$$\text{ширина шестерни } b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 40 + 5 = 45 \text{ мм}$$

Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе косозубой передачи

Коэффициент формы зубьев  $Y_{F1}$ ,  $Y_{F2}$  для косозубой передачи находится по эквивалентному числу зубьев, табл.

# Коэффициент формы зуба

Z1 или Z2	17	18	19	20	21	22	24	25	28	30
YF	4,26	4,2	4,11	4,08	4,01	4,00	3,92	3,9	3,82	3,8

Z1 или Z2	32	37	40	45	50	60	80	100	>100
YF	3,78	3,71	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,61	3,6

$$Z_{v1} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{0,9722^3} = 21,78; \quad Y_{F1} = 4,0;$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{80}{0,9722^3} = 87,06; \quad Y_{F2} = 3,61.$$

Для прямозубой передачи  $Y_{F1} = 4,08$ ;  $Y_{F2} = 3,61$ .

Коэффициент, учитывающий наклон зубьев

$$Y_b = 1 - \beta / 140 = 1 - (13,05 / 140) = 0,906;$$

Наиболее слабый элемент передачи определяем по минимальному значению отношения

$$\text{шестерня-} \frac{[\sigma_{FP}]_1}{Y_{F1}} = \frac{[288]}{4,0} = 72;$$

$$\text{колесо-} \frac{[\sigma_{FP}]_2}{Y_{F2}} = \frac{[275]}{3,61} = 76,17$$

Для слабого звена косозубой передачи (шестерни) определим напряжения изгиба зубьев

$$\sigma_{F2} = \frac{2T_2 \cdot Y_{F2} \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v \cdot Y_\beta}{b_2 \cdot m^2 \cdot Z_2} = \frac{2 \cdot 28,7 \cdot 10^3 \cdot 4,08 \cdot 1,1 \cdot 1,08 \cdot 1,08 \cdot 0,906}{45 \cdot 1,75^2 \cdot 20} = 98,76 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} < [\sigma_{FP}]_2; \quad 98,76 < 288. \text{ Условие прочности выполняется.}$$

Для слабого звена прямозубой передачи (шестерни) определим напряжения изгиба зубьев

$$\sigma_{F2} = \frac{2T_2 \cdot Y_{F2} \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v}{b_2 \cdot m^2 \cdot Z_2} = \frac{2 \cdot 28,7 \cdot 10^3 \cdot 4,0 \cdot 1,0 \cdot 1,08 \cdot 1,08}{45 \cdot 2^2 \cdot 20} = 74,39 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} < [\sigma_{FP}]_2; \quad 74,39 < 288. \text{ Условие прочности выполняется.}$$

Максимальное допускаемое напряжение изгиба

2.11.1. Предельное напряжение не вызывающее остаточных деформаций и излома

При  $HV < 350$   $\sigma_{FPLimmax} = 4,8 \text{ НВ}$ ;

$$\sigma_{FPLimmax1} = 4,8 \cdot 280 = 1344 \text{ МПа}; \quad \sigma_{FPLimmax} = 4,8 \cdot 250 = 1200 \text{ МПа.}$$

при  $HV > 350$   $\sigma_{FPLimmax} = 6 \text{ НВ}$ .

$S_F$  – из таблицы 3 расчета допускаемых напряжений,  $S_F = 1,75$ .

$$[\sigma_{Fpmax1}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim max}}}{[S_F]} = \frac{1344}{1,75} = 768 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{Fpmax2}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim max}}}{[S_F]} = \frac{1200}{1,75} = 686 \text{ МПа};$$

Определим элемент передачи, по которому осуществляется проверка максимальной нагрузки

$$\text{шестерня} \quad \frac{[\sigma_{FP \max 1}]}{Y_{F1}} = \frac{[768]}{4} = 192 \text{ МПа};$$

$$\text{колесо} \quad \frac{[\sigma_{FP \max 2}]}{Y_{F2}} = \frac{[686]}{3,6} = 190,5 \text{ МПа.}$$

Проверку проводим по слабому звену - колесу.

Максимальное напряжение изгиба под действием максимальной нагрузки

$$\sigma_{Fp \max 2} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T} = 105,85 \cdot \frac{1,5}{1,0} = 158,8 \text{ МПа};$$

$$\text{Сравним} \quad \sigma_{F \max} \leq [\sigma_{Fp \max}]; \quad 158,8 \leq 686;$$

Аналогично для прямозубой передачи

$$\sigma_{Fp \max 2} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T} = 97,58 \cdot \frac{1,5}{1,0} = 146,8 \text{ МПа};$$

$$\text{Сравним} \quad \sigma_{F \max} \leq [\sigma_{Fp \max}]; \quad 146,8 \leq 686;$$

Определим геометрические размеры зубчатой пары косозубой передачи

- ширина колеса  $b_2 = b = a_w \cdot \Psi_{ba} = 90 \cdot 0,4 = 36 \text{ мм}$
- ширина шестерни  $b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 36 + 9 = 45 \text{ мм}$
- высота головки зуба  $h_a = m = 1,75 \text{ мм}$
- высота ножки зуба  $h_f = 1,25m = 1,75 \cdot 1,25 = 2,1875 \text{ мм}$
- диаметры делительных окружностей

$$d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{1,75 \cdot 20}{\cos 13,5^\circ} = 36,0 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{1,75 \cdot 80}{\cos 13,5^\circ} = 144,0 \text{ мм}$$

- диаметры окружностей вершин зубьев
- $d_{a1} = d_1 + 2h_a = 36 + 2 \cdot 1,75 = 39,5 \text{ мм}$
- $d_{a2} = d_2 + 2h_a = 144 + 2 \cdot 1,75 = 147,5 \text{ мм}$
- диаметры окружностей впадин
- $d_{f1} = d_1 - 2h_f = 36,0 - 2 \cdot 2,1875 = 31,625 \text{ мм}$
- $d_{f2} = d_2 - 2h_f = 144,0 - 2 \cdot 2,1875 = 139,625 \text{ мм}$

Определим силы, действующие в зацеплении

- окружная сила

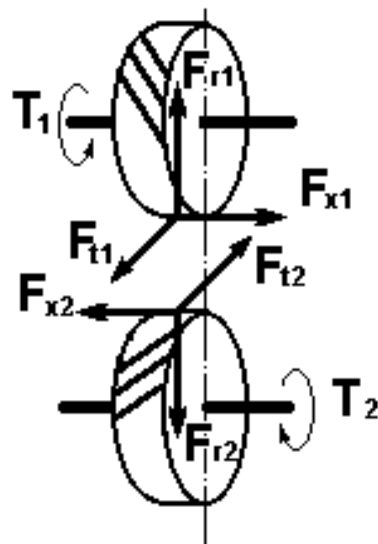
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 111243}{144} = 1545 \text{ Н};$$

- радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1545 \cdot 0,364}{0,9722} = 578,5 \text{ Н};$$

- осевая сила

$$F_{x1} = F_{x2} = F_t \cdot \tan \beta = 1545 \cdot 0,2401 = 371 \text{ Н};$$



Определим геометрические размеры зубчатой пары прямозубой передачи

- ширина колеса  $b_2 = b = a_w \cdot \Psi_{ba} = 100 \cdot 0,4 = 40 \text{ мм}$
- ширина шестерни  $b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 40 + 5 = 45 \text{ мм}$
- высота головки зуба  $h_a = m = 2,0 \text{ мм}$
- высота ножки зуба  $h_f = 1,25m = 2,0 \cdot 1,25 = 2,5 \text{ мм}$
- диаметры делительных окружностей
- $d_1 = m \cdot Z_1 = 2 \cdot 20 = 40,0 \text{ мм};$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2 \cdot 80 = 160 \text{ мм}$$

– диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 40 + 2 \cdot 2 = 44 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 160 + 2 \cdot 2 = 164 \text{ мм}$$

– диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 40,0 - 2 \cdot 2,5 = 35 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 160,0 - 2 \cdot 2,5 = 155 \text{ мм}$$

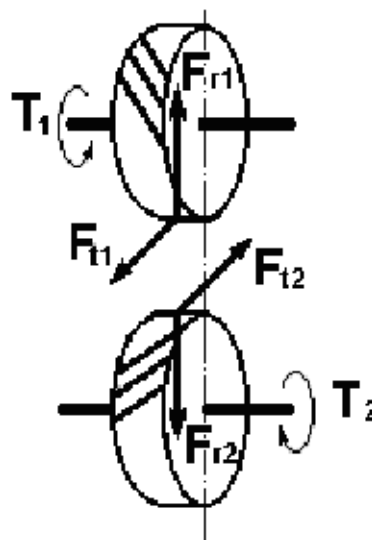
Определим силы, действующие в зацеплении

– окружная сила

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 111243}{160} = 1390,5 \text{ Н;}$$

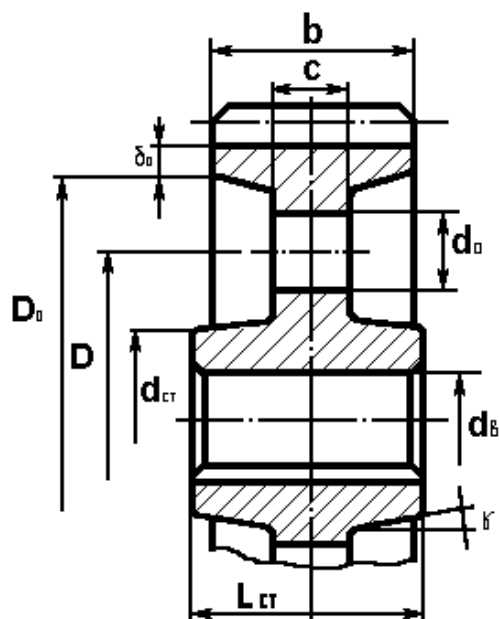
– радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1390,5 \cdot 0,364 = 506,2 \text{ Н;}$$



### Конструирование цилиндрических зубчатых колес

Конфигурация зубчатого колеса зависит от технологии получения заготовки, которая зависит от объемов выпуска изделий. При единичном и мелкосерийном производстве, зубчатые колеса  $d_a \leq 152$  мм изготавливают из круглого проката или поковок в виде сплошных дисков. Если  $152 \leq d_a \leq 800$  мм, то полученные зубчатые колеса облегчают путем выбора металла по торцам и сверления 4-6 отверстий максимально возможного диаметра.



$$C = (0,2 \dots 0,3)b = (0,2 \dots 0,3)72 = 14,4 \dots 21 \text{ мм;}$$

$$\gamma = 3^\circ \dots 5^\circ; R = 3 \dots 5 \text{ мм;}$$

$$l_{ст} = (0,9 \dots 1,4)d = (0,9 \dots 1,4)62 = 56 \dots 86 \text{ мм;}$$

$$d_{ст} = (1,6 \dots 1,7)d = (1,6 \dots 1,7)62 = 100 \dots 110 \text{ мм.}$$

При  $d_a < 500$  мм применяют зубчатые колеса, изготавливаемые из углеродистых и легированных сталей поковкой или горячей штамповкой.

Т.к. наружный диаметр шестерни

$d_1 = 79,82$  мм, не превышает диаметра вала  $d_b = 46$  мм в 2...2,5 раза ( $79,82 / 46 = 1,73$ ), то шестерню выполняем заодно с валом. При этом упрощается сборка и повышается надежность передачи, поскольку каждое высоконагруженное соединение может оказаться потенциальным источником отказа.



### 3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные получены из разделов кинематического расчета привода и определения допускаемых напряжений.

$n_1 = 1000$  об/мин – частота вращения шестерни;

$n_2 = 250$ , об/мин.

$N_1 = 3$  кВт – мощность на шестерне,

$u = 4$  – передаточное число,

Коэффициент полезного действия КПД передачи  $\eta = 0,96$ .

Крутящий момент на шестерне

$$T_1 = 9555 \cdot \frac{N_1}{n_1} = 9555 \cdot \frac{3}{1000} = 28,7 \text{ Нм}$$

Крутящий момент на колесе

$$T_2 = 9555 \cdot \frac{N_2}{n_2} = 9555 \cdot \frac{N_1 \cdot \eta_{пк} \cdot \eta_3}{n_2} = 9555 \cdot \frac{3 \cdot 0,99 \cdot 0,96}{250} = 109 \text{ Нм}$$

3.1. Выбираем материалы для зубчатых колес, назначаем твердость шестерни и колеса в зависимости от выбранной термообработки.

Шестерня и колесо сталь 40Х ГОСТ 1050-74

Для передачи редуктора выбираем термически обработанную сталь.

Для шестерни  $Z_1$

термообработка – улучшение, твердостью 280НВ,  $\sigma_T = 600$

Материал для колеса  $Z_2$

термообработка – улучшение, твердостью 250НВ

3.2. Расчет межосевого расстояния проводят по формуле:

$$R_e = K_R \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{u^2 \cdot [\sigma_{HP2}]^2}},$$

где – для прямозубых конических передач коэффициент конусного расстояния  $K_R = 86$ .

3.2.1. Коэффициент распределения нагрузки между зубьями для прямозубой передачи  $k_\alpha = 1$

3.2.2. Назначаем коэффициент ширины зубчатого венца  $K_{be} = 0,25 - 0,3$ ; меньшие значения при  $U >$

3, большие при  $U \leq 3$ .  $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,3$

3.2.3. Ориентировочное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца -  $K_\beta$  выбираем из таблицы

Назначаем  $k_\beta = 1,3$

3.2.4 Коэффициент динамической нагрузки:

для прямозубой передачи  $k_v = 1,1$  при  $n_1 < 2000$  об/мин,

$k_v = 1,15$  при  $n_1 > 2000$  об/мин,

3.3. Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_{HP}] = 651$  МПа

$$[\sigma_{HP}] = \frac{\sigma_{HLim}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V,$$

где  $\sigma_{HLim} = \sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}$  – предел контактной выносливости, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений, МПа;

$K_{HL}$  – коэффициент долговечности;

$S_H$  – коэффициент безопасности;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость рабочих поверхностей зубьев;

$Z_V$  – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости.

Для среднескоростных передач 6 ... 8 степени точности можно принять  $Z_R = 1$ ,  $Z_V = 1$ .

$\sigma_{Hlimb}$  – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений, МПа,

выбираем и рассчитываем по таблице в соответствии с видом термообработки

### 3.4. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = K_R \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{u^2 \cdot [\sigma_{HP2}]^2}} = 86 \cdot \sqrt{4,0^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{109000 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1,1}{4,0^2 \cdot [651]^2}} = 100,87 \text{ мм}$$

3.5. Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубчатых колес

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HP} \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T}} = 651 \cdot \sqrt{1,3} = 742,2 \text{ МПа}$$

3.5.1. Допускаемое контактное напряжение при действии максимальной нагрузки

$$[\sigma_{HPmax}] = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 600 = 1680 \text{ МПа}; \sigma_T - \text{предел текучести}$$

3.5.2. Произведем сравнение

$$\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{HPmax}]; \quad 742 < 2380 \text{ МПа};$$

3.6. Назначаем.

$$\text{Число зубьев шестерни } Z_1 = 20;$$

$$\text{Число зубьев колеса } Z_2 = Z_1 \cdot U = 80$$

3.7. Рассчитываем торцевой модуль передачи по внешнему конусу

$$m_{te} = \frac{2R_e}{Z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1}} = \frac{2 \cdot 100,87}{20 \cdot \sqrt{4,0^2 + 1}} = 2,44 \text{ мм}$$

Полученное значение модуля округляем до ближайшего большего по ГОСТ9563-60

$$\text{Принимаем ближайший больший } m_{te} = 2,5 \text{ мм}$$

3.8. Уточняем внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot Z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1} = 0,5 \cdot 2,5 \cdot 20 \cdot \sqrt{4,0^2 + 1} = 103 \text{ мм.}$$

3.8. Модуль в среднем сечении зуба

$$m_{nm} = m_{te} \cdot (1 - 0,5 K_{be}) = 2,5 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) = 2,125 \text{ мм}$$

3.9. Рабочая ширина зацепления

$$b = R_e \cdot K_{be} = 103 \cdot 0,3 = 30 \text{ мм.}$$

3.10. Определяем углы при вершинах конуса

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u} = \arctg 0,25 = 14^\circ 4';$$

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 4 = 75^\circ 56'$$

3.11. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе

3.11.1. Коэффициент формы зубьев  $Y_{F1}$ ,  $Y_{F2}$  для косозубой передачи находится по эквивалентному числу зубьев, табл.

Коэффициент формы зуба

Принимаем  $Y_{F1}$ ,  $Y_{F2}$  по результатам расчета эквивалентного числа зубьев

Z1 или Z2	17	18	19	20	21	22	24	25	28	30
YF	4,26	4,2	4,11	4,08	4,01	4,00	3,92	3,9	3,82	3,8

Z1 или Z2	32	37	40	45	50	60	80	100	>100
YF	3,78	3,71	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,61	3,61

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{0,9699} = 20,62 \quad Y_{F1} = 4,01$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{80}{0,2436} = 328,4 \quad Y_{F2} = 3,61$$

3.11.2. Наиболее слабый элемент передачи по минимальному значению отношения

$$\text{шестерня-} \frac{[\sigma_{FP}]_1}{Y_{F1}} = \frac{288}{4,15} = 69,39$$

$$\text{колесо-} \frac{[\sigma_{FP}]_2}{Y_{F2}} = \frac{275}{3,6} = 76,38$$

3.11.3. Для наиболее слабого звена ( шестерни ) определим напряжения изгиба зубьев

$$\sigma_{F2} = \frac{2,35 \cdot T_i \cdot Y_{Fi} \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v}{b \cdot m_{mn}^2 \cdot Z_i} = \frac{2,35 \cdot 28700 \cdot 4,01 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1,1}{30 \cdot 2,125^2 \cdot 20} = 137,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} < [\sigma_{FP}]; \quad 137,9 < 288 \quad \text{Условие прочности выполняется.}$$

3.12. Максимальное допускаемое напряжение изгиба

3.12.1. Предельное напряжение не вызывающее остаточных деформаций и излома.

Для углеродистых и легированных сталей: закаленных МПа;

$$\sigma_{FP \text{ lim max}} = 6 \cdot HB$$

$$\sigma_{FP \text{ lim max1}} = 6 \cdot 280 = 1680 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FP \text{ lim max2}} = 6 \cdot 250 = 1500 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{Fpmax 1}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim max}}}{[S_F]} = \frac{1680}{[1,85]} = 908 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{Fpmax 2}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim max}}}{[S_F]} = \frac{1500}{[1,85]} = 811 \text{ МПа}$$

3.12.2. Определим элемент передачи, по которому осуществляется проверка на максимальную нагрузку

$$\text{шестерня} \quad \frac{[\sigma_{FP \text{ max 1}}]}{Y_{F3}} = \frac{[908]}{4,01} = 226,4$$

$$\text{колесо} \quad \frac{[\sigma_{FP \text{ max 2}}]}{Y_{F4}} = \frac{[811]}{3,61} = 224,7$$

Проверку проводим по слабому звену - колесу.

3.12.3. Максимальное напряжение изгиба под действием максимальной нагрузки

$$\sigma_{Fpmax1} = \sigma_{FP} \cdot \frac{T_{\text{max}}}{T} = 275 \cdot 1,3 = 357,5 \text{ МПа}$$

$$\text{Сравним} \quad \sigma_{Fpmax} \leq [\sigma_{FP \text{ max}}]; \quad 357,5 \leq 811$$

Условие прочности выполняется

Определим геометрические размеры зубчатой пары

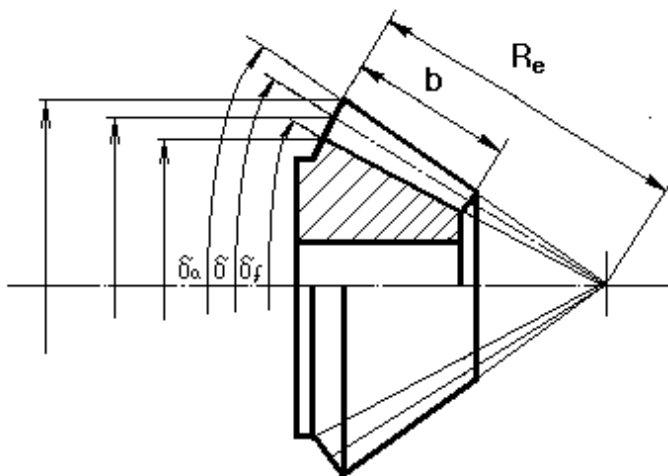
- ширина колеса  $b_2 = R_e \cdot K_{be} = 30 \text{ мм}$
- ширина шестерни  $b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 35 \text{ мм}$
- высота головки зуба  $h_{a1} = m_{te} \cdot \cos \delta_1 = 2,5 \cdot 0,9699 = 2,425 \text{ мм}$
- высота ножки зуба  $h_{f1} = 1,2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1 = 2,909 \text{ мм}$
- угол головки зуба

- $\theta_a = \arctg \frac{m_{te}}{R_e} = \arctg \frac{2,5}{103} = 1^\circ 24'$
- угол ножки зуба
- $\theta_f = \arctg 1,2 \cdot \frac{m_{te}}{R_e} = \arctg 1,2 \cdot \frac{3,5}{160,44} = 1^\circ 42'$

угол конуса вершин  $\delta_1 = \arctg \frac{1}{u} = \arctg 0,25 = 14^\circ 4'$ ;

$\delta_2 = \arctg u = \arctg 4, = 75^\circ 56'$

- 
- $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 15^\circ 28'$
- $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = 77^\circ 20'$ ;
- угол конуса впадин
- $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = 12^\circ 22'$
- $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = 74^\circ 12'$ ;
- внешние диаметры делительных окружностей
- $d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 20 = 50$  мм;
- $d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 80 = 200$  мм
- внешние диаметры окружностей вершин зубьев
- $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{a1} = 50 + 2 \cdot 2,425 = 54,85$  мм
- $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{a2} = 200 + 2 \cdot 2,425 = 204,85$  мм
- внешние диаметры окружностей впадин
- $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 50 - 2 \cdot 2,909 = 44,182$  мм
- $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 200 - 2 \cdot 2,909 = 194,182$  мм



### 3.13. Определим сил, действующих в зацеплении

- окружная сила

$$d_{nm1} = m_{nm} \cdot Z_1 = 2,125 \cdot 20 = 42,5 \text{ мм}$$

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{nm1}} = \frac{2 \cdot 28700}{42,5} = 1350,6 \text{ Н};$$

- радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1350,6 \cdot 0,364 \cdot 0,9699 = 476,8 \text{ Н};$$

- осевая сила

$$F_{x1} = F_{x2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 119,76 \text{ Н}.$$

## 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

### 4.1. Общие положения

Критерием работоспособности передачи приводной роликовой цепью является износостойкость шарниров цепи. Расчет заключается в проверке цепи по допускаемому давлению для шарниров. Кроме того, долговечность цепи проверяется по допустимому числу входов цепи в сцепление с обеими звездочками.

### 4.2. Расчет цепной передачи.

4.2.1. Исходные данные:

$n = 28,4$  об/мин – частота вращения ведущей звездочки,

$N = 0,894$  кВт – передаваемая мощность,

$U = 1,3828$  – передаточное число.

4.2.2. Определяем число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot U = 29 - 2 \cdot 1,3828 = 26,2344,$$

где  $U$  – передаточное число цепной передачи (определено ранее)

Округляем полученное значение числа зубьев ведущей звездочки

$$z'_1 = 30.$$

Число зубьев ведомой звездочки  $z'_2 = z'_1 \cdot U = 30 \cdot 1,3828 = 41,484$ . Округляем,

$$z'_2 = 41.$$

4.2.3. Определяем передаточное число по выбранным числам зубьев звездочек:

$$U' = \frac{z'_2}{z'_1} = \frac{41}{30} = 1,3667.$$

4.2.4. Определим ошибку:  $\Delta = \frac{U' - U}{U'} \cdot 100\% = 1,16\%$

Сравним величины  $U' \approx U$  и  $\Delta \leq 5\%$ , т.е. условие выполняется.

4.2.5. Коэффициент эксплуатации:

$$K_9 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5,$$

где  $K_1 \dots K_5$  – определяем из таблицы 35, (1).

$$K_9 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1.$$

4.2.6. Ориентировочное значение шага цепи:

$$t' \geq 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_9 \cdot N \cdot 10^3}{z_1 \cdot n \cdot [P]' \cdot j}}, \text{ мм},$$

где  $j$  – число рядов роликовой цепи, для предварительного расчета принимаем  $j=1$ ;  $[P]'$  – ориентировочное значение допускаемого давления для роликовых цепей  $[P]' = 35$  МПа.

$$t' \geq 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 0,894 \cdot 10^3}{30 \cdot 26,4 \cdot 35 \cdot 1}} \geq 19,0985.$$

4.2.7. Выбираем шаг цепи по ГОСТ 13568 – 75  $t > t'$ . Примем  $t = 19,05$  мм.

4.2.8. Скорость цепи:

$$V = \frac{t \cdot z_1 \cdot n}{60000} = \frac{19,1 \cdot 30 \cdot 28,4}{60 \cdot 10^3} = 0,27 \text{ м/с}.$$

4.2.9. Определяем окружную силу:

$$F_t = \frac{N \cdot 10^3}{V} = \frac{0,894 \cdot 10^3}{0,27} = 3311 \text{ Н}.$$

4.2.10. Давление в шарнирах цепи:

$$p = \frac{k_{\text{ш}} \cdot F_t}{0,257 \cdot t^2} = \frac{1 \cdot 3311}{0,257 \cdot 19,05^2} = 33,88 \text{ МПа}.$$

4.2.11. Проведем сравнение  $p \leq [p]$ , где  $[p]$  - допускаемое давление в шарнирах цепи выбранного шага,  $[p] = 34,3 \text{ МПа}$ .  $33,88 < 34,3$ , следовательно, условие выполняется.

4.2.12. Определим межосевое расстояние:

$$a = 40 \cdot t = 40 \cdot 19,05 = 762 \text{ мм}.$$

4.2.13. Число звеньев цепи:

$$\omega = \frac{2 \cdot a}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \left[ \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right]^2 \cdot \frac{t}{a} =$$

$$\frac{2 \cdot 762}{19,05} + \frac{(30 + 41)}{2} + \left[ \frac{41 - 30}{2 \cdot 3,142} \right]^2 \cdot \frac{19,05}{762} = 80 + 35,5 + 0,0766 = 115.$$

4.2.14. Длина цепи:

$$L = \omega \cdot t = 115 \cdot 19,05 = 2190,75 \text{ мм}.$$

4.2.15. Число входов цепи в зацепление с обеими звездочками (число ударов за 1 секунду):

$$v = \frac{2 \cdot V}{L} = \frac{2 \cdot 0,27}{2,19075} = 0,2465.$$

4.2.16. Проведем сравнение  $v \leq [v]$ , где  $[v]$  - допустимое число ударов в шарнирах для выбранного шага,  $[v] = 36$  при  $t = 19,05$  мм. Следовательно, данное условие выполняется.

4.2.17. Диаметры начальных окружностей звездочек:

$$d_1 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{30}\right)} = 182,25 \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{41}\right)} = 248,86 \text{ мм}.$$

4.2.18. Диаметры вершин ведущей и ведомой звездочек:

$$d_{a1} = t \cdot \left[ \operatorname{ctg}\left(\frac{180}{z_1}\right) + 0,5 \right] = 19,05 \cdot \left[ \operatorname{ctg}\left(\frac{180}{30}\right) + 0,5 \right] = 190,77 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = t \cdot \left[ \operatorname{ctg}\left(\frac{180}{z_2}\right) + 0,5 \right] = 19,05 \cdot \left[ \operatorname{ctg}\left(\frac{180}{41}\right) + 0,5 \right] = 257,65 \text{ мм}$$

4.2.19. Нагрузка на вал с учетом центробежных сил и веса цепи:

$$F_r = 1,2 \cdot F_t = 1,2 \cdot 3311 = 3973,2 \text{ кН}.$$



## 5. КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

5.1. В настоящее время в машиностроении получили наибольшее распространение передачи клиновыми (нормального и узкого сечения) и поликлиновыми ремнями.

Согласно ГОСТ 1284.3-80 расчет клиновых ремней сводится к подбору типа и числа ремней. Основным расчетом ремней считается расчет по тяговой способности.

Расчет ремней на долговечность проводится как проверочный.

5.1.1. Исходные данные (получены из кинематического расчета привода):

$N_1 = 0,984$  - мощность на ведущем валу, кВт;

$n_1 = 1420$  - частота вращения ведущего вала, об/мин;

$U = 2$  - передаточное число ременной передачи.

5.1.2. Выберем сечение ремня в зависимости от крутящего момента на ведущем валу:

$$T = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_1}{n_1} = 9555 \cdot \frac{0,984}{1420} = 6,62 (H \cdot м)$$

5.1.3. Выберем диаметр меньшего шкива. С целью повышения ресурса работы передачи рекомендуется устанавливать меньший шкив расчетного диаметра  $d_1 > d_{\min}$  из стандартного ряда:

$$d_1 = 90 \text{ мм.}$$

5.1.4. Определим диаметр большого шкива  $d_2 = d_1 \cdot U = 90 \cdot 2 = 180 \text{ мм}$ . Значение  $d_2$  округлим до ближайшего стандартного значения:  $d_2 = 180 \text{ мм}$ .

5.1.5. Уточним передаточное число с учетом относительного скольжения  $\xi \approx 0,01$ :

$$U' = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{180}{90 \cdot 0,99} = 2,020$$

Определим расхождение:  $\Delta U = |U - U'| = |2 - 2,02| = 0,02$ .

5.1.6. Проверим условие:

$$\frac{\Delta U}{U} \cdot 100\% \leq 5\%,$$

$$\frac{0,02}{2} \cdot 100\% \leq 5\%,$$

$$1\% \leq 5\%.$$

Условие выполняется.

5.1.7. Определим ориентировочное значение межосевого расстояния:

$$a' = cd_2, \text{ где } c = \frac{a}{d_2},$$

где  $c = 1,2$  - выбирается в зависимости от передаточного числа.

$$a' = 1,2 \cdot 180 = 216 \text{ мм.}$$

5.1.8. Определим ориентировочное значение длины ремня:

$$\begin{aligned} L' &= 2 \cdot a' + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{0,25 \cdot (d_2 - d_1)^2}{a'} = \\ &= 2 \cdot 216 + 0,5 \cdot 3,142 \cdot (90 + 180) + \frac{0,25 \cdot (180 - 90)^2}{216} = 865,545 \text{ мм.} \end{aligned}$$

По ГОСТ 1284-80 для ремней нормального сечения, выбрать ближайшее стандартное значение ремня.

Выбираем:  $L = 900 \text{ мм}$ .

5.1.9. Уточним межосевое расстояние:

$$a = 0,25 \cdot \left[ (L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8 \cdot \Delta_2} \right] = \\ = 0,25 \cdot \left[ (900 - 424,1) + \sqrt{(900 - 424,1)^2 - 8 \cdot 2025} \right] = 233,6 \text{ мм},$$

где:  $\Delta_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,142 \cdot 270 = 424,1$ ,

$$\Delta_2 = 0,25 \cdot (d_2 - d_1)^2 = 0,25 \cdot 90^2 = 2025.$$

5.1.10. Определим скорость ремня:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,142 \cdot 0,090 \cdot 1420}{60} = 6,69 \text{ м/с}.$$

5.1.11. Определим число пробегов ремня в секунду:

$$\nu = \frac{V}{L} = \frac{6,69}{0,9} = 7,43 \text{ (1/с)}.$$

5.1.12. Осуществим проверку ременной передачи на долговечность по числу пробегов:

$$\nu \leq [\nu],$$

где:  $[\nu] = 10 \text{ (1/с)}$ . Условие соблюдается.

5.1.13. Определим угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{180 - 90}{233,6} = 158^\circ.$$

5.1.14. Проведем проверку по условию:

$\alpha \geq 120^\circ$ . Условие выполняется.

5.1.15. Определим окружную силу на шкивах:

$$F_t = \frac{N_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{0,984 \cdot 1000}{6,69} = 147,1 \text{ Н}.$$

5.1.16. Определим ориентировочное значение числа устанавливаемых клиновых ремней:

$$z' = \frac{F_t}{[k] \cdot A_1} = \frac{147,1}{3,6 \cdot 47} = 0,851$$

где:  $[k] = k_0 c_\alpha c_p = 3,87 \cdot 0,95 \cdot 1 = 2,6$  - допустимое полезное напряжение;

$A_1 = 47 \text{ мм}^2$  - площадь поперечного сечения ремня;

$k_0$  - полезное напряжение ремня, МПа:

для нормальных клиновых и поликлиновых ремней

$$k_0 = \frac{5,55}{\nu^{0,09}} - 6 \cdot \frac{b_p^{1,57}}{d_1 \cdot k_U} - 10^{-3} \cdot V^2 = \frac{5,55}{7,43^{0,09}} - 6 \cdot \frac{8,5^{1,57}}{90 \cdot 1,12} - 10^{-3} \cdot 6,69^2 = 4,93 - 1,11 - 0,045 = 3,87$$

где:  $\nu = 7,43$  - частота пробегов ремня, 1/с,

$b_p = 8,5 \text{ мм}$  - ширина ремня по нейтральному слою,

$k_U = 1,12$  - коэффициент влияния передаточного числа,

$V = 6,69$  - скорость ремня, м/с,

$c_\alpha = 0,95$  - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность,

$c_p = 1$  - коэффициент режима работы.

5.1.17. Определим силы, действующие на валы:

$$F_r = 2 \cdot A_1 \cdot z \cdot k_0 \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot 47 \cdot 1 \cdot 2,87 \cdot \cos 11^\circ = 264,8 \text{ Н},$$

где  $A_1 = 81 \text{ мм}^2$  - площадь поперечного сечения одного ремня,

$k_0 = 2,135$  - полезное напряжение в ремне;

$\gamma = 180 - \alpha = 180 - 158 = 22^\circ$  - угол между ветвями ремня.

## 6. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 1. 1 Особенности расчета

Червячная передача предназначена для передачи вращения между скрещающимися валами с большой степенью редуцирования. Передача состоит из стального червяка и бронзового червячного колеса. Так как червяк изготавливается из более прочного материала, чем венцы червячных колес, то расчет на прочность производят только для зубьев колеса. Зуб колеса подвержен всем видам повреждений, встречающихся в зубчатых передачах, т.е. усталостному выкрашиванию и абразивному изнашиванию поверхностного слоя, заеданию и поломке зуба. Исходя из этого, основным расчетом червячных передач, как и для закрытых зубчатых передач, является расчет на контактную выносливость, а проверочным – на изгибную прочность и нагрев (т.к. в червячной передаче происходит большое выделение тепла вследствие пониженного к.п.д.)

#### 1.2 Последовательность расчета червячной передачи:

- рассчитать зубья червячного колеса на контактную выносливость;
- рассчитать зубья червячного колеса на выносливость при изгибе;
- определить геометрические размеры червячного колеса и червяка;
- рассчитать вал червяка на жесткость;
- сделать тепловой расчет червячного редуктора и выбор смазки;

#### 1.2. Исходные данные для расчета червячной передачи

Данные графика нагрузки

Срок службы  $C = 5$  лет;  
 $K_{год} = 0,65$ ;  $K_{сут} = 0,25$ ;  
 Принимаем  $T_{max} = T_n = 1,5 T_n$

$$\frac{T_1}{T_H} = 1, \quad \frac{T_2}{T_H} = 0.7, \quad \frac{T_i}{T_H} = 0.4; \quad \frac{t_1}{t_h} = 0.25, \quad \frac{t_2}{t_h} = 0.25, \quad \frac{t_i}{t_h} = 0.5$$

Данные кинематического расчета передачи

$N_1$  – мощность на червяке, кВт;  $N_1 = 3$  кВт

$\eta$  – коэффициент полезного действия передачи;  $\eta = 0,75$

$N_2$  – мощность на червячном колесе, кВт;  $N_2 = 3 \cdot 0,75 \cdot 0,99 = 2,23$  кВт

$T_1$  – крутящий момент на червяке, Н·м;

$T_2$  – крутящий момент на колесе, Н·м;

$$T_1 = 9555 \cdot \frac{N_1}{n_1} = 9555 \cdot \frac{3}{2100} = 13,65 \text{ Нм} \quad T_2 = 9555 \cdot \frac{N_2}{n_2} = 9555 \cdot \frac{2,25}{150} = 143,325 \text{ Нм}$$

Номинальные передаточные числа червячных передач по ГОСТ 19672-74.

1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80.

2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 33,5; 45; 56; 71.

(1-й ряд следует предпочитать второму)

$U$  – передаточное число червячной передачи,  $U = 14$ .

$n_1$  – число оборотов червяка, об/мин;  $n_1 = 2100$  об/мин

$n_2$  – число оборотов червячного колеса, об/мин;  $n_2 = 150$  об/мин

Согласно ГОСТ 2144-76 число заходов червяка и коэффициент диаметра червяка стандартизованы.

Таблица 1. Примеры предпочтительных параметров передачи

$U$	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63
$Z_1$	4			2			1			
$Z_2$	32	40	50	32	40	50	32	40	50	63
$q$	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5	16

1.2.1. В зависимости от передаточного числа  $U$  определяем число заходов червяка –  $Z_1$ , число зубьев колеса  $Z_2$  и коэффициент диаметра червяка  $q$ .

Рекомендуется принимать  $q \geq 0,25 Z_2 = 0,25 \cdot 28 = 7$

Принимаем:  $Z_1 = 2$ ;  $Z_2 = U \cdot Z_1 = 28$ ;  $q = 8$ .

1.2.2 Определяем ориентировочную скорость скольжения по формуле:

$$V_{ск}' = (1,8...6,6) \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 2100 \cdot \sqrt[3]{143,3} = 4,9 \text{ м/с.}$$

### 1.2.3 Определяем степень точности червячной передачи в зависимости от скорости скольжения

$V_{ск}$ , м/с	До 1,5	1,5...1,75	1,5...12	3...23
Степень точности	9	8	7	6

Назначаем степень точности передачи 7.

### 1.2.4 Выбираем материалы червяка и червячного колеса

У червячных передач рабочая поверхность витка червяка скользит по зубьям колес, поэтому червячная передача имеет повышенную склонность к заеданию, которая зависит от целого ряда причин: сочетания материалов пары червяк--колесо, шероховатости и твердости рабочих поверхностей витка червяка и зуба колеса, скорости скольжения рабочих поверхностей и др.

В связи с этим при выборе материалов воспользуемся рекомендациями, приведенными в таблице 1.1.

Таблица 1.1 Материалы, применяемые для червячных передач

Группа материалов	Скорость скольжения $V_{ск}$ , м/с	Червячное колесо			Червяк	
		Материал	$\sigma_B$	$\sigma_T$	Марка стали	Твердость
			МПа			
I	>10	БрОФ 10-1 БрОНФ 10-1-1	240 290	160 170	20Х 30ХГС 20ХН3А 20ХН3А	HRC 50–60
	4 – 10	БрОЦС 6-6-3 БрОЦС 5-5-5	180 220	90 90	45 40ХН 20Х 20ХН3	HRC 45–50
II	< 4	БрАЖ 9-4 БрАЖН 10-4-4 БрАМц 10-2	450 600 500	200 200 240	40ХН 30ХГН 20ХГР 20ХН3А 38ХГН 30ХГС	HRC 45–50
III	< 2	СЧ12 СЧ15 СЧ18	$\sigma_{би}$ =280 $\sigma_{би}$ =315 $\sigma_{би}$ =355			

Принимаем материал червяка – сталь 40ХН твердость 45 HRC

В соответствии с ожидаемой скоростью скольжения  $V_{ск} = 4,9$  м/с, для червячного колеса принимаем материал :

бронзу оловянистую БрОЦС 5-5-5,  $\sigma_B = 220$  МПа,  $\sigma_T = 90$  МПа.

### 1.2.5. Определяем допускаемые контактные напряжения для червячного колеса:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}$$

где  $\sigma_{H \lim b}$  – предел контактной выносливости для бронз, выбирается по таблице 2

Таблица 2. Предел контактной выносливости

Червяк	Червячное колесо	
	Оловянистые бронзы БрОФ-10-1; БрОНФ	Малооловянистые бронзы БрОЦС 6-6-3; БрОЦС 5-5-5
Стальной с твердостью витков $HRC < 45$ и шероховатостью поверхности $R_a = 1,25$	$\sigma_{Hlimb} = 0,64\sigma_b$	$\sigma_{Hlimb} = 0,48\sigma_b$
Стальной с твердостью витков $HRC \geq 45$ и шлифованной поверхностью.	$\sigma_{Hlimb} = 0,8\sigma_b$	$\sigma_{Hlimb} = 0,6\sigma_b$

Для бронзы малооловянистой БрОЦС 5-5-5,  $\sigma_{Hlimb} = 0,6 \cdot \sigma_b = 0,6 \cdot 220 = 132$  МПа

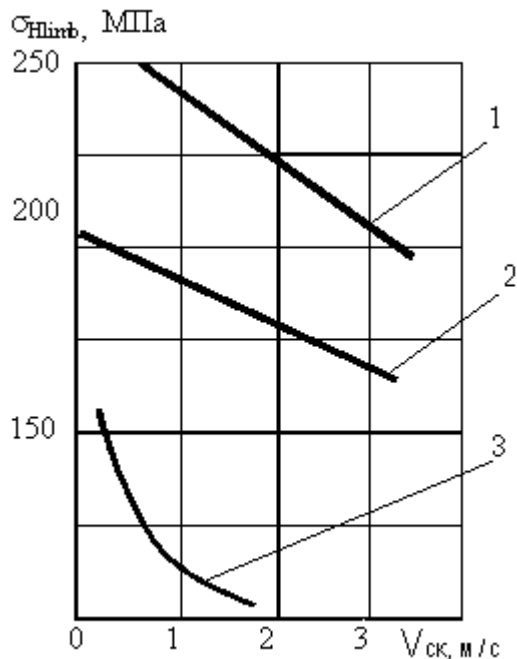


Рис. 1.1 Предел контактной выносливости  $\sigma_{Hlimb}$  для безоловянистых бронз типа БрАЖ :

1 – для шлифованного червяка при  $HRC \geq 45$ ;  
2 – для червяка с параметром шероховатости  $R_a = 1,25$  при  $HRC < 45$ .

$$K_{HL} - \text{коэффициент долговечности} \quad K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

где  $N_{HO} - 10^7$  базовое число циклов перемен

напряжений

Эквивалентное число циклов перемен напряжений –  $N_{HE}$  определяется по формуле:

$$N_{HE} = 60 \cdot n_i \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T} \right)^4 \cdot \frac{t_i}{t}$$

$$N_{HE} = 60 \cdot 150 \cdot (5 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,25 \cdot 0,65) \cdot (1^4 \cdot 0,25 + 0,6^4 \cdot 0,25 + 0,4^4 \cdot 0,5) = 2,067 \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

где  $T_i$  – момент на ступени графика нагрузок

$n_i$  – число оборотов вала;

$t$  – время работы привода в часах в течение срока службы;

$$t_h = C \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{сут} \cdot K_{год}$$

$t_i$  – время работы привода при данном моменте нагрузки.

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{2,067 \cdot 10^7}} = 0,91$$

Если  $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$  циклов, то принимают  $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$

$$\text{Тогда } [\sigma_{HP}]_2 = 132 \cdot 0,91 = 120 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения на изгиб для колеса определим по формуле

$$[\sigma_{FP}]_2 = \sigma_{FP} \cdot K_{FL}$$

где  $\sigma_{FP}$  – допускаемое базовое напряжение

$$\sigma_{FP2} = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_b) \cdot K_\sigma$$

$K_\sigma$  – коэффициент концентрации = 1,1

$$K_{FL} - \text{коэффициент долговечности} \quad K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}},$$

где  $N_{FO} = 10^6$  базовое число циклов перемен напряжений,  
 $N_{FE}$  – эквивалентное число циклов перемен напряжений.

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_i \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T} \right)^9 \cdot \frac{t_i}{t}$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 150 \cdot (5 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,25 \cdot 0,65) \cdot (1^9 \cdot 0,25 + 0,6^9 \cdot 0,25 + 0,4^9 \cdot 0,5) = 16,01 \cdot 10^6 \text{ циклов}$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{16,01 \cdot 10^6}} = 0,735.$$

Если  $N_{FE2} < 10^5$  циклов, то принимают  $N_{FE2} = 10^5$

Если  $N_{FE2} > 25 \cdot 10^7$  циклов, то принимают  $N_{FE2} = 25 \cdot 10^7$

По расчетам на  $K_{FL} = 0,735$

$$\text{Тогда } [\sigma_{FP2}] = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) \cdot K_\sigma \cdot K_{FL} = (0,25 \cdot 90 + 0,08 \cdot 220) \cdot 1,1 \cdot 0,735 = 32,4 \text{ МПа}$$

1.2.5. Вспомогательный параметр учитывающий вид передачи  $K_{ac} = 31$

Ввиду прирабатываемости зубьев червячного колеса коэффициент нагрузки ориентировочно можно принять  $K_\beta = 1$ ,

Коэффициент динамичности  $K_v$  зависит от точности изготовления передачи и скорости скольжения витков червяка. Для проекторочного расчета коэффициент динамичности принимают:

$$K_v = 1,1-1,3 \text{ при } V_{ck} > 3 \text{ м/с}; \quad K_v = 1 \text{ при } V_{ck} \leq 3 \text{ м/с.}$$

Принимаем  $K_v = 1,2$

1.2.6 Определяем ориентировочное значение межосевого расстояния по формуле

$$a = K_{ac} \left( 1 + \frac{Z_2}{q} \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_\beta \cdot K_v}{\left( \frac{Z_2}{q} \right)^2 \cdot [\sigma_{HP2}]^2}} = 31 \cdot \left( 1 + \frac{28}{8} \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{143325 \cdot 1 \cdot 1,2}{\left( \frac{28}{8} \right)^2 \cdot [120]^2}} = 138,3 \text{ мм.},$$

1.2. 7 Определяем осевой модуль зацепления

$$m_x = \frac{2 \cdot a'}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot 138,3}{8 + 28} = 7,6 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144-76 выбираем ближайший больший модуль при согласовании его с коэффициентом червяка  $q$ .

Таблица 1.4

Сочетание модулей  $m_x$  и коэффициентов диаметров  $q$  при  $Z_1=1; 2; 4$ .

$m_x$ , мм	$q$	$m_x$ , мм	$q$
2,00	8,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0	6,30	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0
2,50	8,0; 10,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0	(7,00)	(12,0)
(3,00)	(10,0); (12,0)	8,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
3,15	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	10,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
(3,50)	(10,0); 12,0*; 14,0*; (14,0)	(12,00)	10,0**; (10,0)
4,00	8,0; (9,0); 10,0; 12,0*; (12,0); 12,5; 16,0; 20,0	(12,50)	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
5,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	16,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0
(6,00)	(9,0); (10,0)	20,00	8,0; 10,0

Примечание: Значения не заключенные в скобки являются предпочтительными

\* – только при  $Z_1=1$ ;

\*\* – только при  $Z_1=1$  и  $Z_1=2$ .

Принимаем  $m_x = 8,0$  мм

1.2.8 Проводим проверку по контактным напряжениям при действии максимальной нагрузкой:

$$\sigma_{H \max_2} \leq [\sigma_{HP \max}]_2$$

Расчет ведется по колесу, как наиболее слабому звену

1.2.8.1 Определить допускаемое контактное напряжение при действии максимальной нагрузки

$$[\sigma_{HP \max}]_2 = 4\sigma_{T2} = 4 \cdot 90 = 360 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{T2}$  – предел текучести материала колеса см. табл. 1.1.

1.2.8.2 Определяем коэффициент формы сопрягаемых поверхностей

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \gamma}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 14,05^\circ}{\sin(2 \cdot 20)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,9703}{0,6428}} = 2,42,$$

где  $\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q} = 14,05$  град – делительный угол подъема

$$\alpha_t = \arctg \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} \right) = \alpha_t = \arctg \left( \frac{0,364}{0,9703} \right) = 20^\circ 36' - \text{угол профиля в торцевом сечении,}$$

где  $\alpha_n = 20^\circ$  – угол профиля эвольвенты по ГОСТ 19036-73

1.2.8.3 Определить коэффициент, учитывающий механические свойства материалов

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1 \cdot E_2}{\pi [E_2 \cdot (1 - \mu_1^2) + E_1 \cdot (1 - \mu_2^2)]}},$$

где  $E_1$  и  $E_2$  – модуль упругости материала червяка и колеса соответственно;

$\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициент Пуассона.

Если материал червяка – сталь, а венец колеса – бронза,  
то можно принять  $Z_M = 210$ . Принимаем  $Z_M = 210$ .

1.2.8.4 Уточнить коэффициент динамичности нагрузки  $K_v$  для чего необходимо определить:

– диаметр делительной окружности червяка

$$dw_1 = m_x \cdot q = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм}$$

– скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса

$$V_{ck} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 \cdot \cos \gamma} = \frac{\pi \cdot 64 \cdot 2100}{6 \cdot 10^4 \cdot 0,9703} = 7,24 \text{ м/с}$$

– окружную скорость червяка

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4} = 7,03 \text{ м/с}$$

В зависимости от  $V_1$  выбрать степень точности передачи (табл. 1.5).

Оставляем назначенную степень точности 7.

Определить  $K_v$  в зависимости от степени точности и  $V_{ck}$  (скольжения) см. табл.1.6

Таблица 1.6 Коэффициент динамичности нагрузки  $K_v$

Степень точности	Скорость скольжения $V_{ck}$ , м/с					
	до1,5	1,5–3	3–7,5	7,5–12	12–16	16–25
6	–	–	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	–	–
8	1,15	1,25	1,4	–	–	–
9	1,25	–	–	–	–	–

Принимаем коэффициент динамичности нагрузки  $K_v = 1,1$



1.2.8 Определить контактное напряжение в зубе колеса при действии максимальной нагрузки

$$\sigma_{H \max 2} = \frac{0,46 \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot q}{Z_2} \cdot \sqrt{\left( \frac{1 + \frac{Z_2}{q}}{a} \right)^3} \cdot T' \cdot K_\beta \cdot K_v, =$$

$$\frac{0,46 \cdot 2,42 \cdot 210 \cdot 8}{28} \cdot \sqrt{\left( \frac{1 + \frac{28}{8}}{144} \right)^3} \cdot 143325 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,1 = 252 \text{ МПа},$$

где уточненное межосевое расстояние

$$a_\omega = 0,5 \cdot m_x \cdot (q + Z_2) = 0,5 \cdot 8 \cdot (8 + 28) = 144 \text{ мм}$$

$$T' = T_2 \cdot \frac{T_{\max}}{T} = T_2 \cdot 1,5 - \text{максимальный крутящий момент на колесе.}$$

1.2.8.5 Провести сравнение  $\sigma_{H \max 2} \leq [\sigma_{HP \max}]_2$ ,  $252 < 360$  МПа.

Условие прочности выполняется

1.2.9 По эквивалентному числу зубьев  $Z_{V2} = Z_2 / \cos^3 \gamma = 28 / 0,9703^3 = 30,65$  определяем коэффициент формы зуба колеса  $Y_f$  (табл. 1.7)

Таблица 1.7 Коэффициент формы зуба  $Y_f$

$Z_{V2}$	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_f$	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Коэффициент формы зуба колеса  $Y_f = 1,76$  (табл. 1.7)

1.2.10. Определяем напряжения изгиба в колесе по формуле

$$\sigma_{F22} = \frac{T_2 \cdot Y_f \cdot K_\beta \cdot K_v \cdot Y_\gamma}{0,6 \cdot m_x^3 \cdot q \cdot z_2 \cdot \cos \gamma} = \frac{143325 \cdot 1,76 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 0,9}{0,6 \cdot 8^3 \cdot 8 \cdot 28 \cdot 0,9703} = 3,7 \text{ МПа},$$

где

$$y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140} = 0,9 - \text{коэффициент упрочнения зуба}$$

1.2.11 Определение геометрии зацепления

Диаметры делительных окружностей

$$\text{червяк } dw_1 = m_x \cdot q = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм};$$

$$\text{колесо } dw_2 = m_x \cdot Z_2 = 8 \cdot 28 = 224 \text{ мм};$$

Окружности вершин

$$\text{червяк } da_1 = dw_1 + 2 \cdot m_x = 64 + 16 = 80 \text{ мм};$$

$$\text{колесо } da_2 = dw_2 + 2 \cdot m_x = 224 + 16 = 240 \text{ мм};$$

Окружности впадин

$$\text{червяк } df_1 = dw_1 - 2,4 \cdot m_x = 64 - 19,2 = 44,8 \text{ мм};$$

$$\text{колесо } df_2 = dw_2 - 2,4 \cdot m_x = 224 - 19,2 = 204,8 \text{ мм};$$

Ширина колес

$$b_2 = 0,75 \cdot da_1 = 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ мм};$$

Длина червяка

$$b_1 = (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m_x = (11 + 0,06 \cdot 28) \cdot 8 = 90 \text{ мм};$$

Максимальный диаметр колеса

$$d_{am} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m_x}{Z_1 + 2} = 240 + \frac{6 \cdot 8}{1 + 2} = 256 \text{ мм};$$

1.2.12 Силы действующие в зацеплении

Окружная сила червяка (осевая сила колеса)

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2 \cdot T_1}{dw_1} = \frac{2 \cdot 13650}{64} = 426,6 \text{ Н};$$

Окружная сила колеса (осевая сила червяка)

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2 \cdot T_2}{dw_2} = \frac{2 \cdot 143325}{224} = 1279,7 \text{ Н};$$

Радиальная сила в зацеплении

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 466 \text{ Н}.$$

1.2.13 Проверка вала червяка на жесткость.

Проверку на жесткость производим по формуле:

$$f \leq 0,05m$$

Суммарная нагрузка на червяк

$$R = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{426,6^2 + 466^2} = 531,8 \text{ Н}$$

расстояние между опорами

$$L = da_2 + 20 = 240 + 20 = 260 \text{ мм}$$

Минимальный момент инерции в сечении червяка

$$J = \frac{\pi \cdot df_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 44,8^4}{64} = 197634 \text{ мм}^4;$$

прогиб вала червяка

$$f = \frac{R \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J} = \frac{531 \cdot 260^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 197634} = 0,005 \text{ мм}.$$

где  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

Проверяем жесткость червяка из условия  $f \leq 0,05m$   $0,005 < 0,5$

Условие выполняется – жесткость достаточна

1.2.16 Тепловой расчет червячного редуктора.

Уточняем К.П.Д. редуктора по формуле:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 14^\circ}{\operatorname{tg}(15^\circ 30')} = \frac{0,249}{0,277} = 0,8989,$$

где  $\rho' = 1^\circ 00'$  – приведенный угол трения при  $V_{ck} = 7 \text{ м/с}$

Таблица 1.8 Экспериментальные значения приведенного угла трения  $\rho'$

Скорость скольжения $V_{ck}$ , м/с		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	7	10	15
$\rho'$	Бр ОЦС	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	БрОФ										
	БрАЖ(Н) БрАМЦ	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

1.2.17 Определяем температуру масла в редукторе без искусственного охлаждения по формуле:

$$t_{pa6} = 20^\circ + \frac{(1 - \eta) \cdot N_1 \cdot 10^3}{K_T \cdot A} = t_{pa6} = 20^\circ + \frac{(1 - 0,8989) \cdot 3,0 \cdot 10^3}{15 \cdot 0,54} = 57,4^\circ \text{C}$$

$N_1 = 3,0 \text{ кВт}$  – мощность на червяке

$a_\omega, \text{мм}$	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$A, \text{м}^2$	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0	1,2	1,4

$A = 0,54 \text{ кв.м}$  – поверхность охлаждения редуктора  $\text{м}^2$

$K_T$  – температурный коэффициент  $K_T = 9 \dots 17 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}^0$

$$t_{pa6} < [95^\circ\text{C}]$$

Максимально допустимая температура нагрева  $95^{\circ}$  больше  $t_{\text{раб}} = 57,4^{\circ}\text{C}$ .  
Искусственное охлаждение редуктора не требуется.

При невыполнении условия применяем охлаждение вентилятором.

$$t_{\text{раб}} = 20^{\circ} + \frac{(1 - \eta) \cdot N_1 \cdot 10^3}{(0,7K_T + 0,3K_{TB}) \cdot A},$$

где  $\omega_B$  – угловая скорость вентилятора

$\omega_B$	75	100	150	300
$K_{TB}$	17	21	29	40

## 7. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОТКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Проектировочный расчет открытой конической передачи ведется так же, как и для открытой цилиндрической передачи, только не выносливость зубьев при изгибе. Поэтому рекомендации, данные для открытых цилиндрических передач, можно использовать и для открытых конических передач.

Исходные данные:

$$n_1 = 36.6 \text{ об/мин}$$

$$U = 3.76$$

$$T_1 = 100 \text{ Н/м}$$

$$T_2 = 559 \text{ Н/м}$$

Выбираем число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = 20, \text{ тогда } z_2 = z_1 \cdot u = 75.$$

Материал для шестерни и колеса.

Выбираем материал сталь 45 для шестерни с термообработкой – улучшение и с твердостью – твердость поверхности 220 HB.

Определяем допускаемое напряжение изгибу:

$$[\sigma_{FP_{\max}}]_1 = \frac{\sigma_{FP_{\lim_{\max}}} Y_S Y_r}{S_F} = \frac{1.8 \cdot HB}{2.28} = \frac{1.8 \cdot 220}{2.28} = 170 \text{ МПа, где}$$

$\sigma_{FP_{\lim_{\max}}}$  – предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций и хрупкого излома, МПа..

Выбираем материал сталь 40 для шестерни с термообработкой – улучшение и с твердостью – твердость поверхности 185 HB.

Определяем допускаемое напряжение изгибу:

$$[\sigma_{FP_{\max}}]_2 = \frac{\sigma_{FP_{\lim_{\max}}} Y_S Y_r}{S_F} = \frac{1.8 \cdot HB}{2.28} = \frac{1.8 \cdot 185}{2.28} = 146 \text{ МПа}$$

Определить коэффициенты формы зуба  $Y_{F1}, Y_{F2}$  по эквивалентному числу зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = 20.7 \Rightarrow Y_{F1} = 4.08; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = 289 \Rightarrow Y_{F2} = 3.6,$$

где  $\delta_1, \delta_2$  – углы начальных конусов,  $\delta_1 = \arctg \frac{1}{U} = 15^\circ; \delta_2 = \arctg U = 75^\circ$  при  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ .

Определить слабый элемент передачи по минимальному соотношению

$$\frac{[\sigma_{FP_{\max}}]}{Y_F} = \min,$$

$$\frac{170}{4.08} = 41.6,$$

$$\frac{146}{3.6} = 40.4 \rightarrow \min$$

Определить коэффициенты:

$\psi_{bd}$  – вспомогательный параметр, отражающий зависимость рабочей ширины зацепления относительно среднего диаметра шестерни,  $\psi_{bd} = 0.176 \sqrt{1+U^2} = 0.3$

$k_\beta$  – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине венца  $k_\beta = 1.12$

$k_v$  – коэффициент динамической нагрузки (для тихоходных передач  $k_v = 1.1$ ).

Определить средний нормальный модуль по наиболее слабому элементу передачи (см. п. 5):

$$m'_{nm} \geq \sqrt[3]{\frac{2.35 T Y_F k_\beta k_v}{z \psi_{bd} [\sigma_{FP}]}} \geq \sqrt[3]{\frac{2.3 \cdot 559 \cdot 3.61 \cdot 1.12 \cdot 1.1}{75 \cdot 0.3 \cdot 146}} = 1.21, \text{ мм.}$$

Определяем внешний окружной модуль  $m'_{te} = \frac{m'_{nm}}{1 - 0.5 k_{be}} = 16 \text{ мм.}$  Полученный модуль округлен

до ближайшего большего значения согласно ГОСТ 9563-60

Определяем основные размеры зубчатой пары:

- внешнее конусное расстояние:  $R_e = 0.5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 620.97 \text{ мм;}$

- ширину зубчатого венца:  $b = k_{be} \cdot R_e = 1148;$

- средние диаметры: шестерни  $d_{nm1} = m_{nm} \cdot z_1 = 282.9 \text{ мм;}$

$$\text{колеса} \quad d_{nm2} = m_{nm} \cdot z_2 = 1020 \text{ мм.}$$

Определить параметры передачи

Внешние диаметры делительных окружностей:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 86.06 \text{ мм,}$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 481.94 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 350.92 \text{ мм,}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 1241.93 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 76.06 \text{ мм,}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 471.94 \text{ мм}$$

Угол делительного конуса вершин и впадин

$$\delta_{a1} = 14.93^\circ$$

$$\delta_{a2} = 75.07^\circ$$

Диаметры в среднем сечении зуба:

$$d_{nm1} = m_{nm} \cdot z_1 = 272 \text{ мм}$$

$$d_{nm2} = m_{nm} \cdot z_2 = 1020 \text{ мм}$$

12. Определить силы в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{nm1}} = 13783 \text{ Н.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta = 4847.232 \text{ Н.}$$

Осевая сила:

$$F_x = F_t \cdot \tan \beta \cdot \sin \delta = 1295.5 \text{ Н.}$$

## 8. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРИ КОМПОНОВКЕ РЕДУКТОРОВ

Компоновка редуктора выполняется после завершения прочностных расчетов зубчатых передач на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 или 1:2, в карандаше.

На первой стадии проектирования выполняется эскизная (предварительная компоновка, цель которой - определить координаты расположения опор и деталей нагружающих валы.

Для получения координат взаимного расположения деталей редуктора, выполняем компоновку в следующей последовательности.

1. По результатам расчета строим зубчатую передачу на виде сверху.
2. Рассчитываем диаметры валов  $d$  на кручение

$$\text{при пониженном } [\tau_{кр}] = 20 \text{ МПа, } d = \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau_{кр}]}}.$$

3. Определяем длину ступицы ведомого колеса путем расчета длины шпонки при  $[\sigma_{см}] = 60 \dots 80$  МПа, или примем в зависимости от длины вала  $l_{см} = (1,2 \dots 1,8) d$ .
4. Изображаем контур поверхности внутренней стенки редуктора – см, отступив от наиболее широкого элемента передачи 10...15 мм.
5. Назначаем для ведомого вала передачи ширину подшипника  $B \approx \frac{d\delta}{2}$ .
6. Изображаем контур подшипника, отступив от внутренней стенки редуктора около 5 мм. Получим расстояние между опорами.
7. Для участков валов, предназначенных для установки муфт, назначаем длину в пределах 50...100 мм, в зависимости от габарита конструкции.  
Для зубчатых колес, шкивов и звездочек эта длина определяется размерами ступицы.
8. Получаем длины участков вала  $X_1, X_2, X_3$ , которые можно использовать для вычисления координат опор и точек приложения нагрузок.
9. Выбираем за начало координат один из концов вала и, с учетом масштаба, вычисляем расстояния их центров от начала координат.
10. Полученные данные используются для расчета валов на статическую прочность конструирования, выбор шпонок и подшипников.
11. После конструирования валов проводится их расчет на выносливость и уточнение конструкции.
12. Вид спереди получают по размерам зубчатых колес и обеспечения редуктору картерной смазки. Для построения используется межосевое (конусное) расстояние и наибольшие диаметры зубчатых колес, определяющих габаритные размеры редуктора.
13. Подробнее методика конструирования одноступенчатых редукторов изложена в литературе: Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высш. шк., 2004г.

П.5.2 Компоновка одноступенчатых цилиндрических редукторов.

П.5.4 Компоновка одноступенчатых конических редукторов.

П.5.5 Компоновка одноступенчатых червячных редукторов.

П.7.3 конструирование валов.

Конструкции редукторов Рис.13.2, 13.5, 13.7

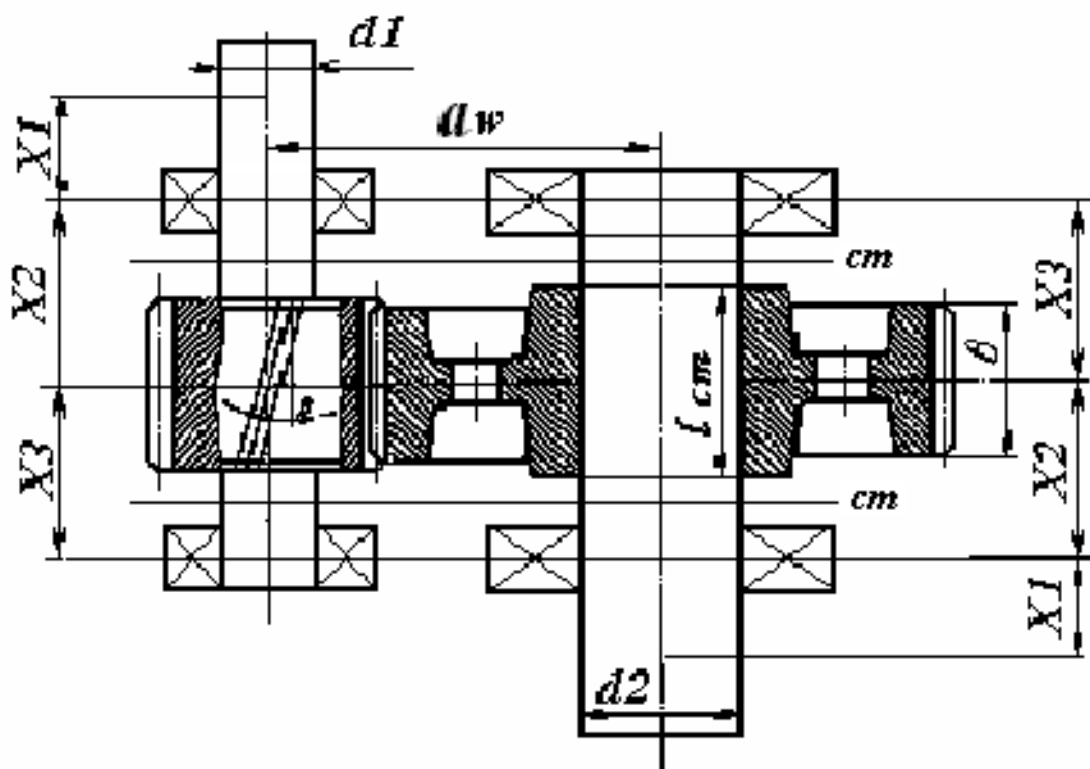


Рис.1 Эскизная компоновка цилиндрического редуктора

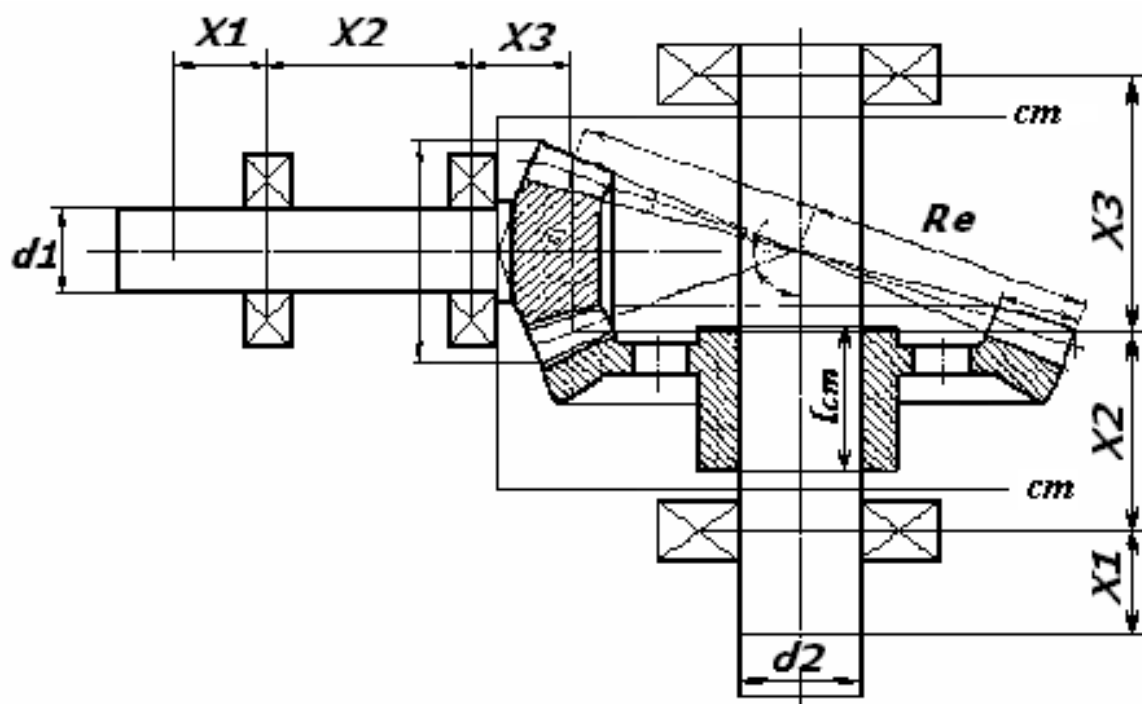


Рис.2 Эскизная компоновка конического редуктора



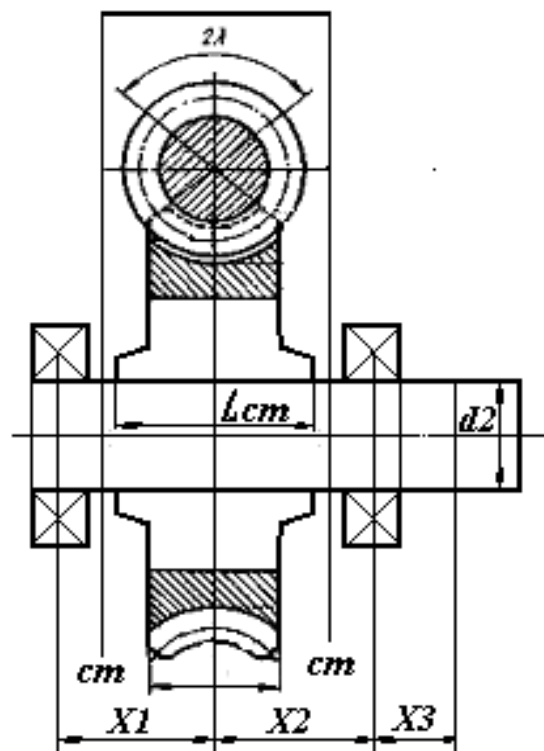
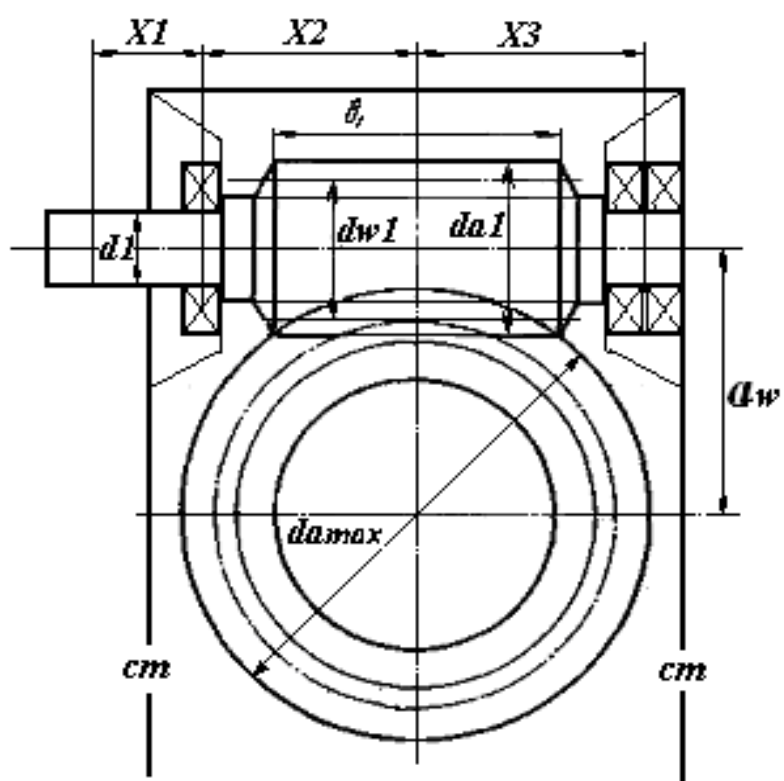


Рис.3 Эскизная компоновка червячного редуктора

## 9. РАСЧЕТ ВАЛОВ

### Расчет ведомого вала цилиндрической косозубой (конической, червячной) передачи на статическую прочность.

Алгоритм расчета одинаков для расчетов цилиндрической, конической и червячной передач. Общим для всех расчетов является действие трех сил в зацеплении и наличие муфты на консольной части вала. Расчет ведущего и ведомого вала отличаются крутящими моментами и противоположным направлением сил в зацеплении. Конструкция валов зависит от необходимости применения шпоночного соединения, установки подшипников и поверхностей для фиксации насаженных на вал деталей в осевом направлении.

Исходные данные.

Из расчета зубчатых передач имеем:

крутящий момент  $T_2 = 111243 \cdot \text{Н} \cdot \text{мм}$  :

$F_t = 1545 \text{ Н}$ ;  $F_r = 578,5 \text{ Н}$ ;  $F_x = 371 \text{ Н}$ .

Из компоновки редуктора:

расстояние от муфты до опоры  $a = 50 \text{ мм}$ ;

расстояние между опорами  $L = 120 \text{ мм}$ ;

Ввиду симметричного расположения передачи  $l_1 = l_2 = 60 \text{ мм}$ .

#### Выбор материала и расчет на статическую прочность

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали. Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. Для высоконапряженных валов ответственных машин применяют легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА.

Таблица 1

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не ниже	Механические характеристики сталей, МПа				
			$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\tau_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$
Сталь 45	Любой 80	200	560	280	150	250	150
		270	900	650	390	380	230
Сталь 40Х	Любой 120	200	730	500	280	320	200
		270	900	750	450	410	240
Сталь 40ХН	Любой 200	240	820	650	390	360	210
		270	920	750	450	420	250
Сталь 20Х	120	197	650	400	240	300	160
Сталь 12ХНЗА	120	260	950	700	490	420	210

Для получения схем нагружения валов на компоновке редуктора расставляют все внешние силы и моменты, действующие в зацеплении и нагружающие валы привода, представляя направления их действия в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (горизонтальной Х и вертикальной У).

Затем, получают расчетные схемы валов путем замены сил в зацеплении эквивалентными нагрузками, приложенными к валам.

В последующем, в этих же плоскостях строят эпюры изгибающих  $M_x$  и  $M_y$  и крутящего  $T$  моментов.

#### 1. Определение опорных реакций

##### 1.1 От действия окружной силы $F_t = 1545 \text{ Н}$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{\Pi} &= 0; & R_{лт} \cdot (l_1 + l_2) - F_t \cdot l_2 &= 0 \\ R_{лт} &= \frac{F_t \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} = \frac{1545 \cdot 60}{(60 + 60)} = 772,5 \text{ Н}; \\ R_{нт} &= F_t - R_{лт} = 1545 - 772,5 = 772,5 \text{ Н}; \end{aligned}$$

##### 1.2 От действия радиальной силы $F_r = 578,8 \text{ Н}$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0; \quad R_{лр} \cdot (l_1 + l_2) - F_r \cdot l_2 = 0$$

$$R_{ЛР} = \frac{Fr \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} = \frac{578,5 \cdot 60}{(60 + 60)} = 289,25 \text{ Н};$$

$$R_{ПР} = F_R - R_{ЛР} = 578,5 - 289,25 = 289,25 \text{ Н};$$

1.3 От действия осевой силы  $F_x = 371 \text{ Н}$

$$R_{Лх} = R_{Пх} = \frac{F_x \cdot d_{\omega 2}}{(l_1 + l_2) \cdot 2} = \frac{371 \cdot 144}{(60 + 60) \cdot 2} = 222,6 \text{ Н};$$

1.4 Суммарные реакции опор

$$\text{Левая опора } R_{Л} = \sqrt{(R_x + R_r)^2 + R_t^2} = \sqrt{(222,6 + 289,25)^2 + 772,5^2} = 926,7 \text{ Н}.$$

$$\text{Правая опора } R_{П} = \sqrt{(R_{nn} - R_{nn})^2 + R_{nr}^2} = \sqrt{(222,6 - 289,25)^2 + 772,5^2} = 775,36 \text{ Н}.$$

2. Расчет изгибающих моментов

2.1 В сечении 2 (слева от сечения);

$$M_{Лт} = R_{Лт} \cdot l_1 = 772,5 \cdot 60 = 46350 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{ИР} = - R_{ЛР} \cdot l_1 = - 289,25 \cdot 60 = - 17355 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{Их} = - R_{Лх} \cdot l_1 = - 222,6 \cdot 60 = - 13356 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

2.1 В сечении 2 (справа от сечения);

$$M_{Пт} = R_{Пт} \cdot l_2 = 772,5 \cdot 60 = 46350 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{ИР} = - R_{ПР} \cdot l_2 = - 289,25 \cdot 60 = - 17355 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{Их} = - R_{Пх} \cdot l_2 = - 222,6 \cdot 60 = - 13356 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

По результатам расчетов строим эпюры изгибающих и крутящего момента, определяем опасные сечения вала для расчета теоретического профиля.

7.3. Суммарный изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении - 2, слева

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{Лт}^2 + (M_{ИР} + M_{Их})^2} = \sqrt{46350^2 + (-17355 - 13356)^2} = 55,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

7.4. Приведенный момент

$$M_{пр} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2} = \sqrt{55,6^2 + 111,243^2} = 124,36 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

7.5. Диаметры вала в опасных сечениях

Допускаемое напряжение на изгиб для вала (см. табл.1)

Из таблицы 1 назначаем материал для изготовления валов:

Сталь 45 НВ  $\geq 200$ ;  $\sigma_B = 560 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_T = 280 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$ ;  $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$ .

$$[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma}^1 \cdot S} = \frac{250}{2 \cdot 1,7} = 90 \text{ МПа} \text{ — допускаемое напряжение изгиба};$$

$k_{\sigma}' = 2$  – ориентировочное значение коэффициента концентрации

$S = 2 \dots 2,5$  – ориентировочное значение коэф. запаса прочности. Принимаем  $S = 1,7$

$$[\tau_{кр}] = 0,5 \cdot [\sigma_{и}]$$

$$d_1 = d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]} } = \sqrt[3]{\frac{111243}{0,2 \cdot [45]}} = 23,04 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{124360}{0,1 \cdot [90]}} = 23,9 \text{ мм}.$$

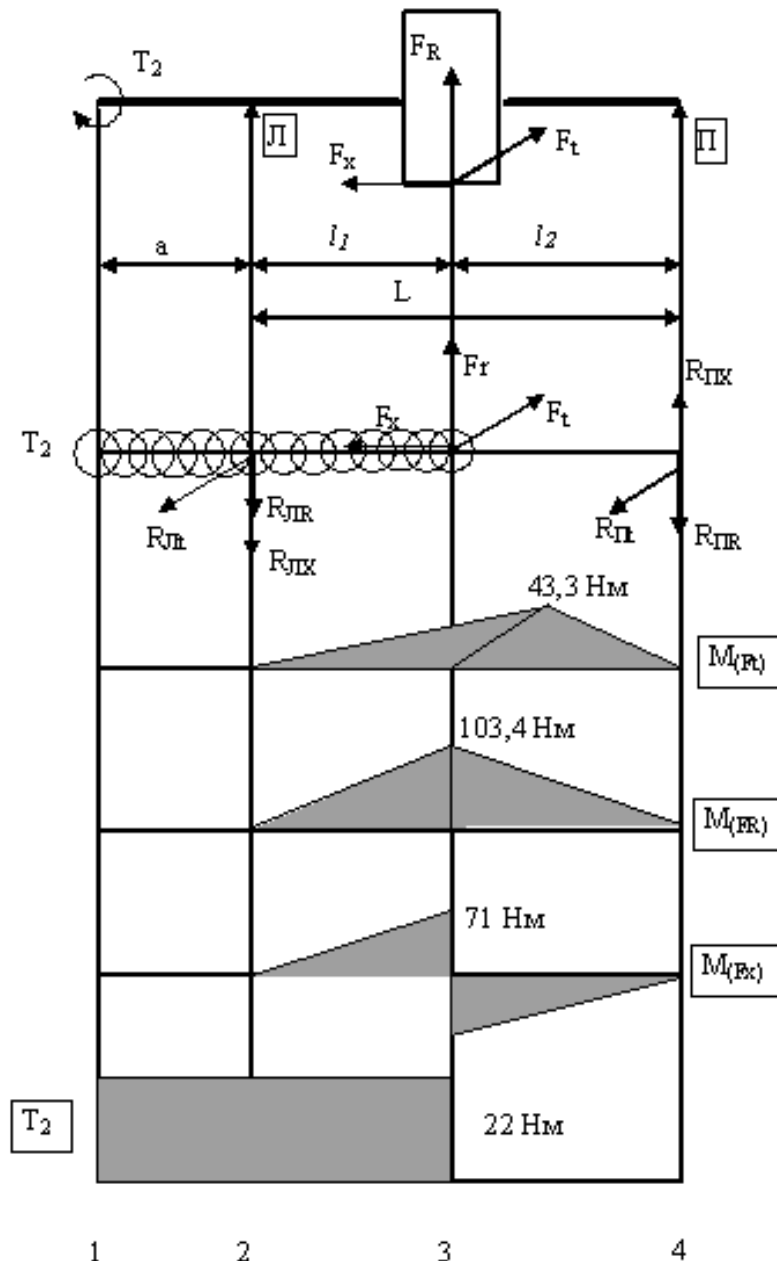


Рис.1 Схема распределения напряжений по сечениям выходного вала.

По результатам расчета вала строим теоретический профиль вала на компоновке редуктора в принятом масштабе и конструируем вал на компоновке редуктора по его теоретическому профилю.

### Конструирование валов

По условию сборки вал должен иметь ступенчатую форму, обеспечивающую сборку деталей без повреждения поверхностей, через которые они проходят на посадочное место.

Ввиду наличия на посадочных поверхностях шпоночных пазов, полученные диаметры валов увеличиваем на 10% и округляем до ближайшего большего стандартного значения, мм, по ГОСТ 8032-56:

16,17,18,19,20,22,24,25,26,28,30,32,34,36,38,40,42,45,48,50,53,56,60,63,67,71,75,80,85,90,100,105,110,115,120,130,140,150,160,170,180,190,200,210,220,240,250 ...

При наличии на валу муфты, принимаем диаметр вала по отверстию муфты (ближайший больший).

Принимаем:  $d_1 = 26 \text{ мм}$ ;

Уступ на диаметре 26, предназначенный для осевой фиксации муфты, назначаем с учетом стандартов под размеры подшипников  $d_1 = 30 \text{ мм}$ ;

посадочный размер под зубчатое колесо  $d_3 = 32$  мм.

Далее, назначаем ступ предназначенный для осевой фиксации зубчатого колеса  $d = 40$  мм. Завершаем конструкцию назначением посадочного места под подшипник  $d_4 = 30$  мм

Примером для конструирования является прототип соответствующего вала в редукторе.

На переходах между поверхностями назначаем размеры фасок, канавок и галтелей

([2], стр. 72...75). Назначаем, в соответствии с рекомендациями, шероховатости поверхностей.

4. Рекомендации по выбору шероховатости поверхностей вала,  $R_a$  мкм

Поверхности вала	Шероховатость при $d, \text{мм}$	
	От 10 до 80	Свыше 80
Под подшипники качения класса 0	1,25	2,5
Торцов заплечиков под подшипники качения	1,6	2,5
Под ступицы деталей передач	1,25	2,5
Под резиновые уплотнения при $V_{\text{ск}} < 3 \text{ м / с}$	0,63	Полировать
При $V > 3 \text{ м / с}$	0,32	Полировать
Цилиндрические поверхности нецентрирующие	3,2	3,2
Канавки, фаски, галтели, радиусы	6,3	6,3
Рабочие поверхности шпоночных пазов	3,2	3,2

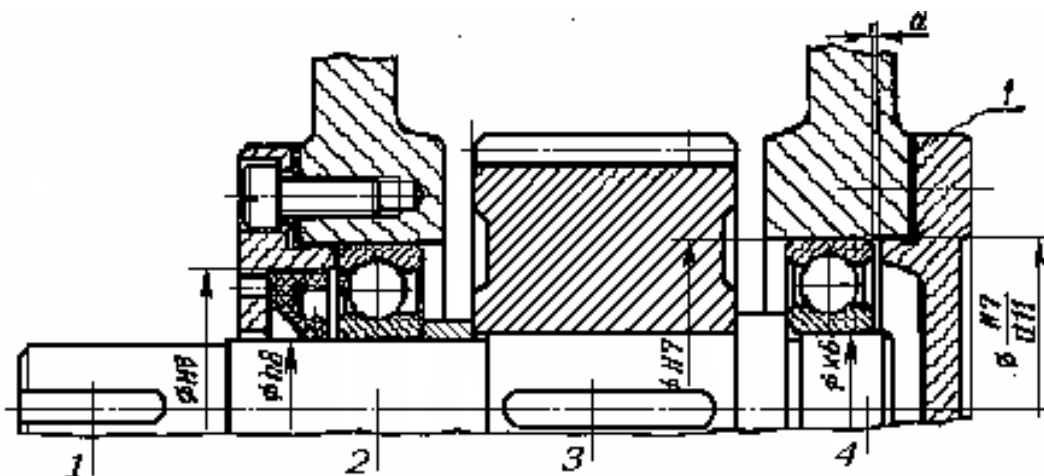


Рис.2 Пример конструкции вала

## Примеры алгоритмов расчета валов на статическую прочность

Исходными данными являются силы, действующие в зацеплении –

$F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_x$ , крутящие моменты –  $T$ , расстояние между опорами (подшипниками) –  $l$ , их координаты относительно левого конца вала. Исходные данные получены в результате расчета передач и из компоновки редуктора.

### Расчет входного вала редуктора с прямозубой цилиндрической передачей и шкивом. (рис. 14)

Дано:  $F_{t2}$ ,  $F_{r2}$ ,  $T_3$ ,  $l$ ,  $b$  – расстояние от правой опоры до центра муфты,  $x_1$  – координата расположения зубчатого колеса относительно левой опоры.

Обозначения: левая опора – Л, правая опора – П.

Определяем опорные реакции,  $H$ .

От силы  $F_{t2}$  в вертикальной плоскости.

Составляем сумму моментов, действующих в вертикальной плоскости относительно левой опоры

ры.

От действия окружной силы  $F_{t2}$ .

$$\Sigma M_L = 0. F_{t2} \cdot X_1 - R_{tn} \cdot l = 0, \quad R_{tn} = \frac{F_{t2} \cdot X_1}{l};$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. F_{t2} \cdot (\ell - X_1) - R_{tn} \cdot \ell = 0, \quad R_{tn} = \frac{F_{t2} \cdot (\ell - X_1)}{l};$$

$$R_{tn} + R_{t1} = F_{t2}$$

Составляем сумму моментов, действующих в горизонтальной плоскости относительно левой опоры.

От действия радиальных сил  $F_{r2}$ .

$$\Sigma M_L = 0. F_{r2} \cdot X_1 - R_{rn} \cdot \ell + F_{r1}(\ell + b) = 0, \quad R_{rn} = \frac{F_{r2} \cdot X_1 + F_{r1} \cdot (\ell + b)}{l};$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. F_{r2} \cdot (\ell - X_1) - R_{rn} \cdot \ell - F_{r1} \cdot b = 0, \quad R_{rn} = \frac{F_{r2} \cdot (\ell - X_1) - F_{r1} \cdot b}{l};$$

$$R_{rn} + R_{r1} = F_{r2} + F_{r1}$$

Реакции опор – суммарные

$$R_L = \sqrt{R_{tL}^2 + R_{rL}^2};$$

$$R_{\Pi} = \sqrt{R_{t\Pi}^2 + R_{r\Pi}^2}.$$

83.1. Изгибающие моменты в опасном сечении под зубчатым колесом;

Вертикальная плоскость от силы  $F_{t2}$ .

$$M_{и}(F_{t2}) = R_{t1} \cdot X_1,$$

Горизонтальная плоскость от сил  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$ .

$$M_{и}(F_{r1}) = F_{r1} \cdot b$$

$$M_{и}(F_{r2}) = R_{r1} \cdot X_1.$$

8. 3. Суммарный изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении – под зубчатым колесом

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{(M_{и}(F_{t2}))^2 + (M_{и}(F_{r2}))^2}$$

$$M_{и\Sigma 1} = \sqrt{(T_3 + (M_{и}(F_{r2}))^2}$$

8. 4. Приведенный момент

$$M_{пр} = \sqrt{M_{и\Sigma}^2 + T_3^2}$$

$$M_{пр1} = \sqrt{M_{и\Sigma 1}^2 + T_3^2}$$

Материал для изготовления валов:

Сталь 20,  $HB \geq 200$ ;  $\sigma_B = 500$ ;  $\sigma_T = 260$ ;  $\sigma_{-1} = 136$ ;  $\tau_{-1} = 70$ ;  $\Psi_1 = 0$ ;  $\Psi_2 = 0$

8. 4. Диаметры вала в опасных сечениях:

Диаметр конца вала под шкив –  $d_2$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau_{hp}]}} \text{ (мм)}, \text{ ввиду наличия шпоночного паза увеличивается на 10\% и округляется в}$$

большую сторону по ГОСТ6636 - 69

Диаметр вала под подшипник –  $d_1$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1 \cdot [\sigma_{и}]}} \text{ (мм)},$$

полученное значение округляем в большую сторону по посадочному диаметру подшипника –  $d$   
Диаметр вала под зубчатое колесо –  $d$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma_{II}]}} \text{ (мм)},$$

ввиду наличия шпоночного паза увеличивается на 10%

и округляется в большую сторону до ближайшего стандартного размера согласно ГОСТ 6636-69 "Нормальные линейные размеры".

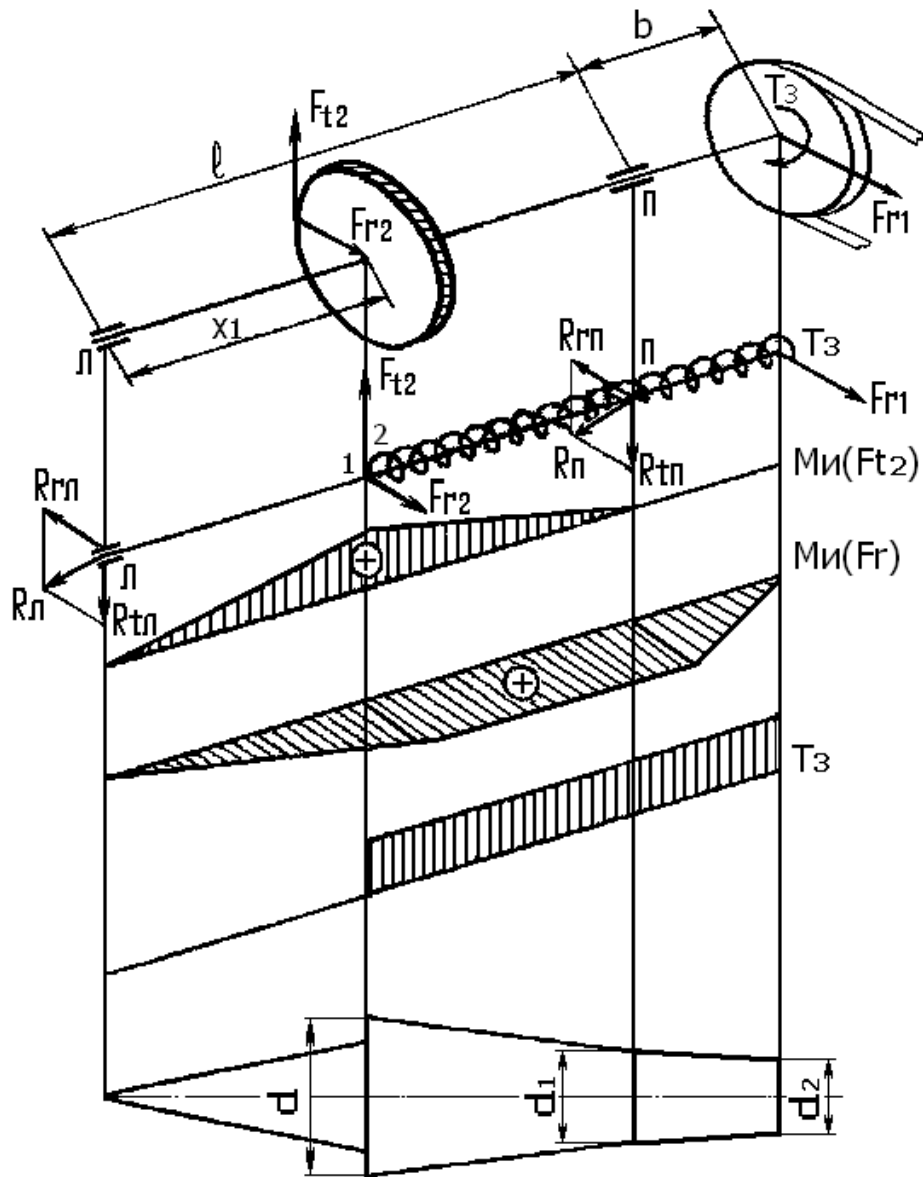


Рис. 14

### Расчет входного (выходного) вала редуктора с косозубой цилиндрической передачей. (рис.15)

Дано:  $F_{t1}$ ,  $F_{r1}$ ,  $T_1$ ,  $l$ ,  $a$  – расстояние от центра муфты до правой опоры,  $x_1$  – координата расположения зубчатого колеса относительно левой опоры.

Обозначения: левая опора – Л, правая опора – П.

Определяем опорные реакции, Н.

От силы  $F_{t1}$  в вертикальной плоскости.

Составляем сумму моментов, действующих в вертикальной плоскости относительно левой опоры.

От действия окружной силы  $F_{t1}$ .

$$\Sigma M_L = 0. \quad F_{t1} \cdot X_1 - R_{tn} \cdot l = 0, \quad R_{tn} = \frac{F_{t1} \cdot X_1}{l};$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. \quad -F_{t1} \cdot (l - X_1) - R_{tl} \cdot l = 0, \quad R_{tl} = \frac{F_{t1} \cdot (l - X_1)}{l};$$

$$R_{tn} + R_{tl} = F_{t1}$$

От действия радиальной силы  $F_{r1}$  в горизонтальной плоскости.

$$\Sigma M_L = 0. \quad F_{r1} \cdot X_1 - R_{rn} \cdot l = 0, \quad R_{rn} = \frac{F_{r1} \cdot X_1}{l};$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. \quad -F_{r1} \cdot (l - X_1) - R_{rl} \cdot l = 0, \quad R_{rl} = \frac{F_{r1} \cdot (l - X_1)}{l};$$

$$R_{rn} + R_{rl} = F_{r1}$$

От действия осевой силы  $F_{x1}$  в горизонтальной плоскости.

$$\Sigma M_L = 0. \quad F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{xp} \cdot l = 0, \quad R_{xp} = \frac{F_{x1} \cdot d_1}{2l};$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. \quad F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{xl} \cdot l = 0, \quad R_{xl} = \frac{F_{x1} \cdot d_1}{2l};$$

Реакции опор – суммарные

$$R_L = \sqrt{R_{tL}^2 + (R_{rL} - R_{xL})^2};$$

$$R_{\Pi} = \sqrt{R_{t\Pi}^2 + (R_{r\Pi} + R_{x\Pi})^2}.$$

Изгибающие моменты в опасном сечении под зубчатым колесом;

Вертикальная плоскость (от силы  $F_{t1}$ )

$$M_{и} (F_{t1}) = R_{tL} \cdot X_1,$$

Горизонтальная плоскость – суммируем изгибающие моменты (от сил  $F_{r1}$  и  $F_{x1}$ ).

Слева от сечения

$$M_{иГЛ} = (R_{rL} - R_{xL}) \cdot X_1$$

Справа от сечения

$$M_{иГ\Pi} = (R_{r\Pi} + R_{x\Pi}) \cdot (l - X_1).$$

Суммарный изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении – под зубчатым колесом, считываем с учетом наибольших изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{(M_{и} (F_{t1}))^2 + (M_{иГ\Pi})^2}$$

#### 8.4. Приведенный момент

$$M_{пр} = \sqrt{M_{и\Sigma}^2 + T_1^2}$$

Материал для изготовления валов:

Сталь 20,  $HB \geq 200$ ;  $\sigma_B = 500$ ;  $\sigma_T = 260$ ;  $\sigma_{-1} = 136$ ;  $\tau_{-1} = 70$ .

#### 8.5. Диаметры вала в опасных сечениях:

Диаметр конца вала под муфту – d



$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} \text{ (мм)}, \text{ ввиду наличия шпоночного паза увеличивается на 10\%}$$

и округляется в большую сторону по посадочному диаметру муфты.  
Диаметр вала под зубчатое колесо –  $d_1$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma_{из}]}} \text{ (мм)},$$

ввиду наличия шпоночного паза увеличивается на 10%

и округляется в большую сторону до ближайшего стандартного размера согласно ГОСТ 6636-69  
"Нормальные линейные размеры"

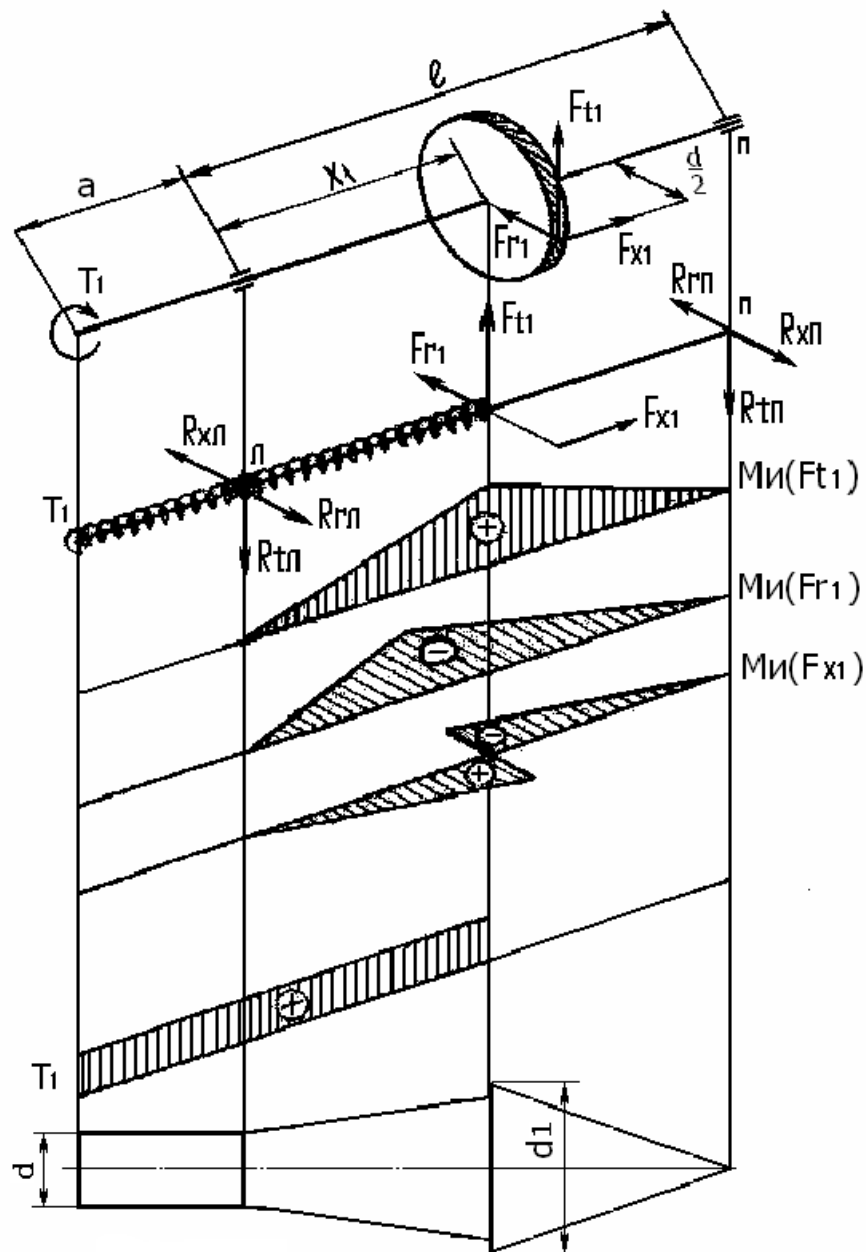


Рис. 15

### Расчет ведущего вала с коническим прямым зубным колесом на консоли (Рис.16).

Исходные данные:  $T_1$ ;

Нагрузка от зубчатого колеса:

$F_{t1}$ ;  $F_{r1}$ ;  $F_{x1}$ .

Нагрузка от муфты  $T_1$ .

8.1. Определение опорных реакций в горизонтальной плоскости.

От действия осевой силы  $F_{x1}$ .

$$M_{иF_x} = F_x \cdot 0,5 \cdot d_{m1}$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0; \quad M_{иF_x} = R_{xл} \cdot l, \quad R_{xл} = \frac{M_{иF_x}}{l};$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0; \quad M_{иF_x} = R_{xп} \cdot l, \quad R_{xп} = \frac{M_{иF_x}}{l}$$

От действия радиальной силы  $F_{r1}$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0; \quad F_{r1} \cdot b - R_{rл} \cdot l = 0; \quad R_{rл} = \frac{F_{r1} \cdot b}{l}.$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0; \quad F_{r1} \cdot (l + b) - R_{rп} \cdot l = 0; \quad R_{rп} = \frac{F_{r1} \cdot (l + b)}{l}.$$

8.2. Определение опорных реакций в вертикальной плоскости.

От действия окружной силы  $F_{t1}$ .

$$\Sigma M_{\Pi} = 0; \quad -F_{t1} \cdot b + R_{tп} \cdot l = 0; \quad R_{tп} = \frac{F_{t1} \cdot b}{l}.$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0; \quad -F_{t1} \cdot (l + b) + R_{tл} \cdot l = 0; \quad R_{tл} = \frac{F_{t1} \cdot (l + b)}{l}.$$

8.2.2. 8.2.1. Реакции опор – суммарные.

$$R_{л} = \sqrt{R_{rl}^2 + (R_{xl} - R_{rl})^2};$$

$$R_{п} = \sqrt{R_{rl}^2 + (R_{rl} - R_{xl})^2}.$$

8.3.1. Изгибающий момент в опасном сечении (на правой опоре)

от силы $F_t$ слева от сечения:	От силы $F_t$ справа от сечения
$M_{ит} = R_{тл} \cdot l$	$M_{ит} = F_{t1} \cdot b$
От сил $R_{xл}$ и $R_{rл}$ слева от сечения	От сил $F_r$ и $F_x$ справа от сечения
$M_{игx} = (R_{xл} - R_{rл}) \cdot l$	$M_{игx} = F_{r1} \cdot b - M_{иF_x} = M_{иг} - M_{иF_x}$

8.3.2. Суммарный изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении - 3, справа

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{M_{ит}^2 + (M_{иг} - M_{иF_x})^2}.$$

8.3.3. Приведенный момент

$$M_{пр} = \sqrt{M_{и\Sigma}^2 + T_1^2}.$$

Материал для изготовления валов:

Сталь 20,  $HB \geq 200$ ;  $\sigma_B = 500$ ;  $\sigma_T = 260$ ;  $\sigma_{-1} = 136$ ;  $\tau_{-1} = 70$ ; Диаметры вала в опасных сечениях

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}}; \quad d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1 \cdot [\sigma_{и}]}}.$$

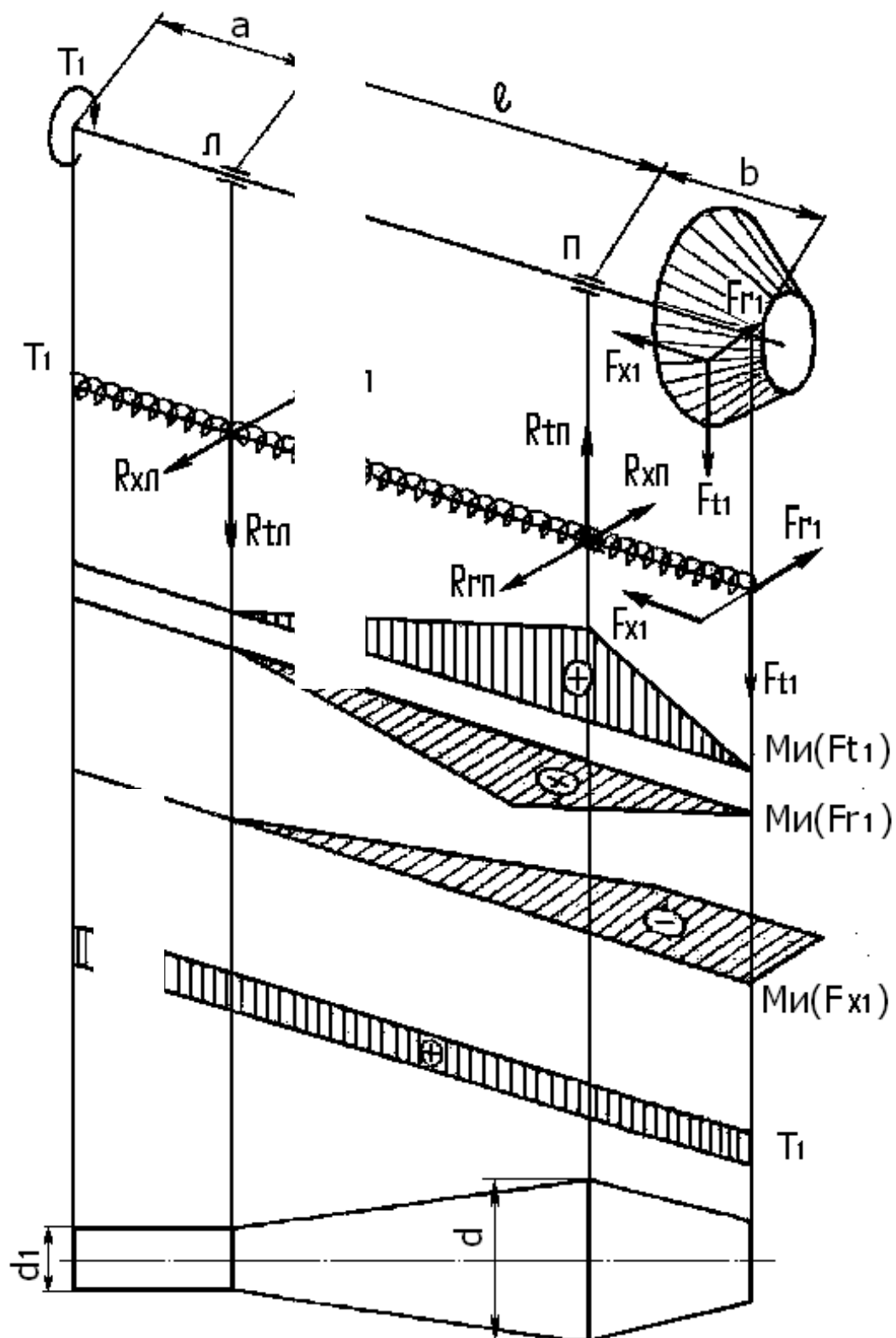


Рис. 16

### Расчет промежуточного вала редуктора (Рис.17).

Исходные данные

Передача цилиндрическая прямозубая:  $T_2$ ;  $F_{t2}$ ;  $F_{r2}$ .

Передача цилиндрическая косозубая:  $-T_2$ ;  $F_{t1}$ ;  $F_{r1}$ ;  $F_{x1}$

Из компоновки редуктора, расстояние между опорами  $L$ ;

Координата прямозубого колеса относительно левой опоры –  $X_1$

Координата косозубого колеса относительно левой опоры –  $X_2$

### 8.1 Определение опорных реакций в вертикальной плоскости.

От действия окружных сил  $F_{t1}$  и  $F_{t2}$ .

Составляем сумму моментов относительно левой опоры.

$$\Sigma M_L = 0; \quad R_{tn} \cdot l - F_{t1} \cdot x_1 - F_{t2} \cdot x_2 = 0$$

$$R_{tn} = \frac{-F_{t1} \cdot x_1 + F_{t2} \cdot x_2}{l},$$

$$R_{nt} = F_{t1} + F_{t2} - R_{tn}.$$

От действия радиальных сил  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$ .

Составляем сумму моментов относительно левой опоры в горизонтальной плоскости.

$$\Sigma M_L = 0; \quad R_{rn} \cdot l + F_{r1} \cdot x_2 - F_{r2} \cdot x_1 = 0$$

$$R_{rn} = \frac{-F_{r1} \cdot x_2 + F_{r2} \cdot x_1}{l};$$

$$R_{rn} = F_{r2} - F_{r1} - R_{rn}.$$

От действия осевой силы  $F_{x1}$  в горизонтальной плоскости.

Составляем сумму моментов относительно левой и правой опор.

$$\Sigma M_L = 0. \quad F_{x1} \cdot \frac{d}{2} - R_{xp} \cdot l = 0, \quad R_{xp} = \frac{F_{x1} \cdot d}{2l};$$

$$\Sigma M_P = 0. \quad F_{x1} \cdot \frac{d}{2} - R_{xp} \cdot l = 0, \quad R_{xp} = \frac{F_{x1} \cdot d}{2l};$$

$$R_{px} = R_{xp}.$$

Суммарные реакции опор (радиальные нагрузки на подшипники)

$$R_L = \sqrt{R_{Ll}^2 + (R_{rn} + R_{xp})^2};$$

$$R_P = \sqrt{R_{Pl}^2 + (R_{rn} - R_{xp})^2}.$$

Большая из суммарных реакций с учетом осевой силы  $F_{x1}$  используется для расчета подшипников.

Изгибающие моменты в сечении 2 (слева от сечения);

$$M_{it}(F_t) = R_{tn} \cdot X_2;$$

$$M_{it}(F_r) = R_{rn} \cdot X_2;$$

$$M_{it}(F_x) = R_{xp} \cdot X_2.$$

Изгибающие моменты в сечении 3 (справа от сечения);

$$M_{it}(F_t) = R_{tn} \cdot (l - X_1);$$

$$M_{it}(F_r) = R_{rn} \cdot (l - X_1);$$

$$M_{it}(F_x) = R_{xp} \cdot (l - X_1).$$

Суммарный изгибающий момент в сечении - 2, слева

$$M_{i\Sigma} = \sqrt{M_{it}^2 + (M_{ir} + M_{ix})^2} = \sqrt{213^2 + (51 - 31,4)^2} = 213 \text{ Нм}$$

Суммарный изгибающий момент в сечении - 3, справа

$$M_{i\Sigma} = \sqrt{M_{it}^2 + (M_{ir} + M_{ix})^2} = \sqrt{253^2 + (-105,4 - 26)^2} = 285 \text{ Нм}$$

#### 7.2.3. Приведенный момент в сечении - 2

$$M_{пр2} = \sqrt{M_{c\Sigma}^2 + T_2^2} = \sqrt{192^2 + 213^2} = 286 \text{ Нм};$$

Приведенный момент в сечении - 3

$$M_{пр3} = \sqrt{M_{c\Sigma}^2 + T_2^2} = \sqrt{192^2 + 285^2} = 344 \text{ Нм}$$

#### 7.2.4. Диаметры вала в опасных сечениях

Материал для изготовления валов:

Сталь 45  $HВ \geq 200$ ;  $\sigma_B = 560$ ;  $\sigma_T = 280$ ;  $\sigma_{-1} = 250$ ;  $\tau_{-1} = 150$ ;  $\Psi_1=0$ ;  $\Psi_2=0$

где  $[\sigma]_{\text{и}} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma}' \cdot S} = \frac{250}{2 \cdot 2} = 75 \text{ МПа}$  – допускаемое напряжение изгиба;

$k_{\sigma}' = 2$  – ориентировочное значение коэффициента концентрации

$S = 2 \dots 2,5$  – ориентировочное значение коэффициента запаса прочности.

Принимаем  $S = 1,7$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{и}}]}} = \sqrt[3]{\frac{286 \cdot 10^3}{0,1 \cdot [75]}} = 33,65 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{и}}]}} = \sqrt[3]{\frac{344 \cdot 10^3}{0,1 \cdot [75]}} = 35,8 \text{ мм};$$

Учитывая ослабление вала шпонками и наличие стандартных размеров подшипников, принимаем  $d_1 = 40 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 42 \text{ мм}$ ;  $d_3 = 45 \text{ мм}$ ;  $d_4 = 40 \text{ мм}$ .

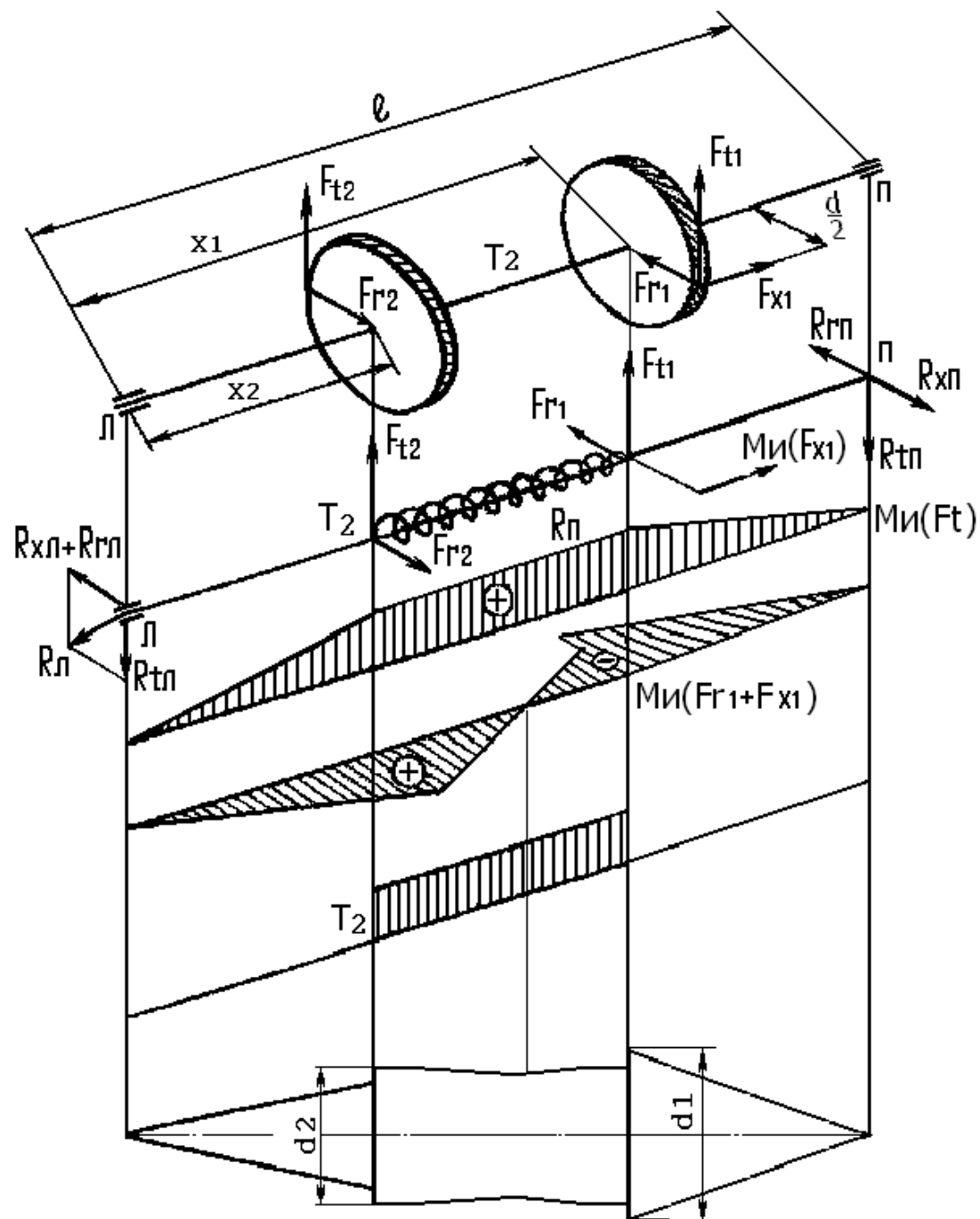


Рис. 17

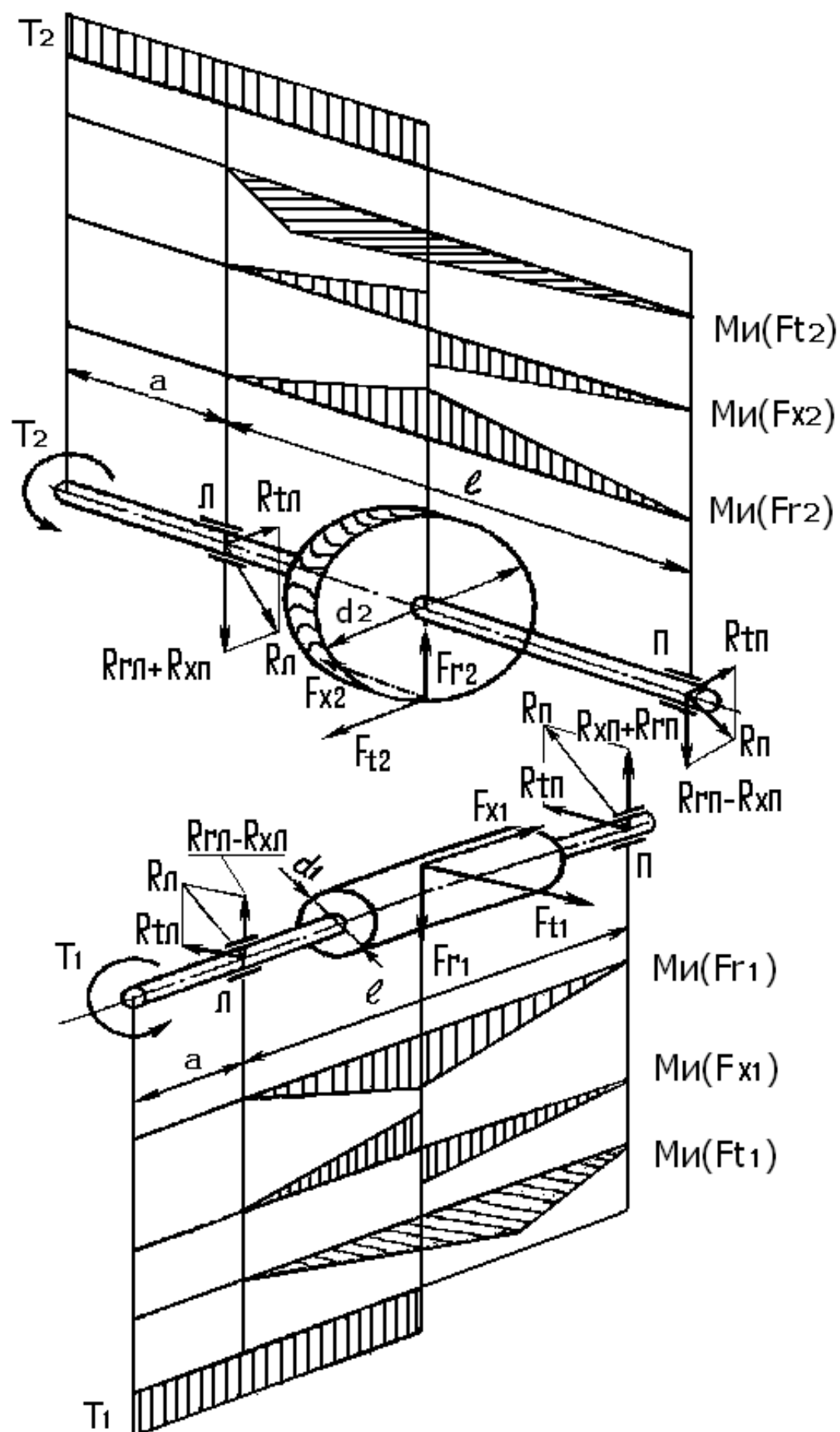


Рис. 18

Расчет валов червячного редуктора проводится по методике расчета вала с цилиндрическим косозубым колесом, расположенным симметрично относительно опор. (Рис. 18)

## 10. ВЫБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпоночные соединения предназначены для передачи крутящего момента от вала к ступице и наоборот.

В зависимости от конструкции шпонки делятся на призматические, сегментные, клиновые, тангенциальные, специальные. Наибольшее применение находят призматические шпонки

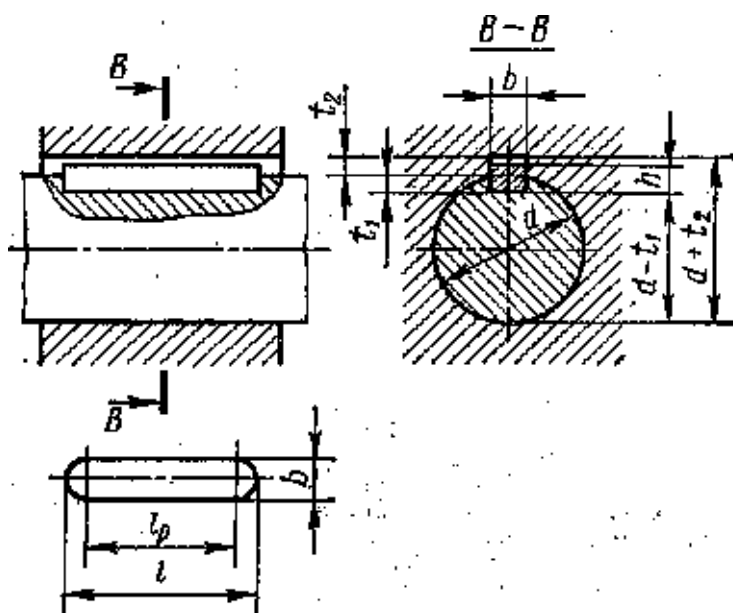


Таблица 1

Размеры (мм) сечений шпонок и пазов по (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала $d$	Размеры сечений шпонок		Глубина		Радиус закругления пазов	
	$b$	$h$	$t_1$	$t_2$	наим.	наиб.
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	0,08	0,16
Св. 8 до 10	3	3	1,8	1,4		
» 10 » 12	4	4	2,5	3,8		
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8		
» 22 » 30	8	7	4	3,3		
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
» 38 » 44	12	8	5	3,3		
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8		
» 50 » 58	16	10	6	4,3		
» 58 » 65	18	И	7	4,4		
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6
» 75 » 85	22	14	9	5,4		
» 85 » 95	25	14	9	5,4		
» 95 » 110	28	16	10	6,4		
» 110 » 130	39	18	11	7,4		

Длины шпонок выбирают из ряда:

6,8,10,12,14,16,18,20,25,28,32,36,40,45,50,56,63,70,80,90,100,110,125,140,160,180,200,250.

Призматические шпонки подбирают в зависимости от диаметра вала и проверяют на прочность по напряжению смятия



$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_i}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_{\text{ш}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

где  $T_i$  – наибольший крутящий момент с учетом динамических нагрузок при пуске;

$d$  – диаметр вала;  $h$  – высота шпонки;

$t_1$  – заглубление шпонки в вал;  $l_{\text{ш}}$  – длина шпонки;

$[\sigma_{\text{см}}] = 60 \dots 150$  МПа – допустимое напряжение смятия.

Длина шпонки выбирается на 5...10 мм короче ступицы, из предлагаемого ряда на длину шпонки, если по результату расчета длина ступицы получается  $\geq 1,5d$ , то шпоночное соединение рекомендуется заменить шлицевым.

Тихоходный вал:  $T_2 = 111243$  Нмм ;

Посадочные диаметры соответственно под муфту и зубчатое колесо  $d_1 = 26$  мм;  $d_3 = 32$  мм.

Из таблицы 1, по ГОСТ 23360-78 подбираем шпонки:

$d = 26$  мм;  $l = 32$  мм;  $b = 8$  мм;  $h = 7$  мм;  $t_1 = 4$  мм;

$d = 32$  мм;  $l = 36$  мм;  $b = 10$  мм;  $h = 8$  мм;  $t_1 = 5$  мм;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_i \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_{\text{ш}}} = \frac{2 \cdot 111243}{26 \cdot (7 - 4) \cdot 32} = 89,1 \text{ МПа}$$

Материалом для шпонок служат углеродистые стали с пределом прочности не ниже 600 МПа.

Допускаемые напряжения для шпоночных соединений находятся в пределах  $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 150$  МПа пристальной ступице и  $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \dots 80$  МПа при чугунной ступице детали.

$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$ ;  $89,1 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$  .

Условие прочности выполняется.

Результаты расчета шпоночных соединений

Параметры шпоночных соединений						
№ вала	$d, \text{ мм}$	$l_{\text{ш}}, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$	$h, \text{ мм}$	$t_1, \text{ мм}$	$\sigma_{\text{см}}, \text{ МПа}$
1	26	32	8	7	4	89,1
2	32	36	10	8	5	64,4

## 11. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

При проектировании механизмов и машин подшипники качения выбирают из ряда стандартных. Методика выбора подшипников качения стандартизована (см. ГОСТ 18854–73 и 18855–73) и осуществляется по двум критериям: 1) динамическая грузоподъемность  $C$ ; 2) статическая грузоподъемность  $C_0$ .

Значения  $C$  и  $C_0$  для каждого типоразмера подшипника приводятся в каталогах или справочниках.

При выборе типоразмера подшипника для заданных условий работы необходимо учитывать: величину, направление и характер действующей нагрузки; частоту вращения кольца подшипника; необходимую долговечность в часах или миллионах оборотов; особые требования, зависящие от конструкции узла или машины и условий их эксплуатации; стоимость подшипника.

Выбор подшипника рекомендуется проводить в следующем порядке:

1. Предварительно наметить тип подшипника. Предпочтение следует отдавать шарикоподшипникам по сравнению с более трудоемкими и дорогостоящими роликоподшипниками. Если осевая нагрузка составляет 35% от радиальной и более, то рекомендуется применять радиально-упорные подшипники. Если по расчету шарикоподшипники оказываются непригодными, то переходят на роликоподшипники. Последние также применяют при необходимости обеспечения высокой жесткости опор или при действии больших динамических нагрузок.

При курсовом проектировании габаритные размеры подшипника предварительно подбирают по конструктивным соображениям, исходя из расчетного диаметра вала стандартизованного под размер  $d$  выбираемого подшипника.

2. Назначить класс точности подшипника. При отсутствии особых требований к точности вращения узла в редукторах общего назначения, коробках передач станков и других машинах применяют подшипники нормального класса точности **О**. Подшипники более высоких классов точности (см. ГОСТ 591–71) применяют шпинделей металлорежущих станков, валов и осей приборов, а также для особо быстроходных валов.

Конкретный типоразмер подшипника устанавливают расчетом по приведенным ниже зависимостям.

### Ориентировочный выбор подшипников по динамической грузоподъемности.

(не учитывает дополнительные осевые нагрузки от действия радиальной силы в радиально-упорных подшипниках)

Выбор типоразмера подшипника по динамической грузоподъемности выполняют при частоте вращения  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$  (при  $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$  расчет ведут, исходя из  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ ).

Эквивалентная нагрузка **P** для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников находится по формуле:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_6 \cdot K_T, \quad (1)$$

где  $Fr$  и  $Fa$  — соответственно радиальная (суммарная реакция наиболее нагруженной опоры) и осевая нагрузка, Н;

$V$  — коэффициент вращения;

$V = 1$  при вращении внутреннего кольца относительно вектора нагрузки;

$V = 1,2$  в случае вращения наружного кольца;

$X$  и  $Y$  — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки, зависящей от типа подшипника.

Для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами  $X = 1$  и  $Y = 0$ , а для упорных подшипников  $X = 0$  и  $Y = 1$ .

а) для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта  $\alpha \leq 15^\circ$  параметр **e** находится по величине отношения  $\frac{Fa}{Co}$ .

Значения  $X$  и  $Y$  указываются в таблице 2 для каждого типоразмера подшипника по отношению  $Fa / (V Fr) \leq e$  или  $Fa / (V Fr) > e$

б) для радиально-упорных шарикоподшипников, где  $\alpha > 15^\circ$ , конических роликовых, радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников **e** находится по отношению  $Fa / (V Fr)$  и углу контакта  $\alpha$ ;

$K_6$  — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (табл. 1).

Характер нагрузки на подшипник	$K_6$
Спокойная, толчки отсутствуют: маломощные редукторы и приводы, ролики ленточных конвейеров	1
С легкими толчками, кратковременные перегрузки до 125% от основной нагрузки; металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), электродвигатели малой и средней мощности, малые вентиляторы	L...1,2
С умеренными толчками, кратковременные перегрузки до 150%: редукторы всех конструкций, коробки передач, центрифуги, мощные электрические машины	1,3...1,8
Нагрузка со значительными толчками, кратковременными перегрузками до 200%	1,8...2,5
С сильными ударами, кратковременные перегрузки до 390%: ковочные машины, копры, валки прокатных станов строгальные и долбежные станки, мощные вентиляторы	2...3

$K_t$  — температурный коэффициент, равный 1 при  $t = 100^\circ$  и соответственно 1,05; 1,1; 1,25 и 1,4 при  $t > 125; 150; 200$  и  $250^\circ \text{C}$ .

#### 1.4. Два варианта расчета

1.4.1 Долговечность (ресурс) выбранного типоразмера подшипника рассчитывается в миллионах оборотов или часах

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p (\text{млн.об}) \quad \text{или} \quad L_h = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p (\text{час.}),$$

где  $P$  — эквивалентная нагрузка, Н (см. ниже);

$p$  — показатель степени:

для шарикоподшипников  $p = 3$ ;

для роликоподшипников  $p = 3,33$ .

Пригодность выбранного подшипника следует из условия:  $[L_h] \leq L_h$ ,

где  $[L_h]$  заданный ресурс работы редуктора или подшипника

1.4.2. Динамическая грузоподъемность рассчитывается в кН

$$C = P \cdot \sqrt[p]{\frac{60n \cdot L_h}{10^6}}, \text{кН} \quad \text{или} \quad L_h = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p (\text{час.}),$$

Пригодность выбранного подшипника следует из условия:

$$C \leq [C],$$

где  $[C]$  паспортная динамическая грузоподъемность выбранного подшипника.

Если  $[C] > (2,5...3,0) C$ , следует:

- при принятом диаметре вала выбрать более легкую серию подшипника с меньшим значением  $[C]$ ;
- выбрать материал вала с более высокими механическими характеристиками, что уменьшит диаметр вала, внутренний диаметр подшипника и  $[C]$ ;
- выбрать для зубчатой передачи материалы с большей твердостью.

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Радиальные нагрузки  $F_r = 926,7 \text{ Н}$ , в наиболее нагруженной опоре.

2. Осевая нагрузка  $F_a = 371 \text{ Н}$ , действующая в зацеплении.

3. Внутренний диаметр подшипника  $d = 30 \text{ мм}$ , выбранный с учетом конструктивного оформления вала.

4. Частота вращения вала  $n_2 = 250$ , об/мин. ( $\text{мин}^{-1}$ ).

5. Принятая продолжительность работы зубчатой передачи (подшипника) —  $[L_h] = 12000$ , час.

Минимальная долговечность подшипников по ГОСТ16162–78 может составлять 10 000ч. для зубчатых и 5000 ч. для червячных редукторов.

6. Температура подшипникового узла,  $k_T = 70^\circ \text{C}$ .

### Пример расчета подшипника

1.1 Оценивая соотношение  $F_a/(V F_r) = 371/926,7 = 0,4$ , выбираем радиально-упорный шариковый подшипник по ГОСТ 831–75 тип 36206,  $\alpha = 12^\circ$ .

Для выбранного типа подшипника с внутренним диаметром  $d = 30 \text{ мм}$  - из каталога подшипников опре-

деляют  $D = 62 \text{ мм}$ ,  $B = 16 \text{ мм}$ ,  $[C] = 18,2 \text{ кН}$ ,  $C_0 = 13,3 \text{ кН}$

По соотношению  $\frac{Fa}{C_0} = \frac{0,371}{13,3} = 0,027$ , из табл. 1. выбирают значение параметра  $e = 0,22$  и соответствующие ему  $X$ ,  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки; Так как  $F_a / (V F_r) > 0,3$ , то в зависимости от угла наклона  $\alpha$  и  $e$  – (табл. 1.)  $X = 0,56$  и  $Y = 1,99$ ,

$V = 1,0$  - при вращении внутреннего кольца.

$K_6 = 1,2$  (Табл.1) ;  $k_T = 1$ .

1.2. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, кН

$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot k_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 926,7 + 1,99 \cdot 371) \cdot 1,2 \cdot 1 = 1,51 \text{ кН}$ .

Динамическая грузоподъемность рассчитывается в кН

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{60n \cdot L_h}{10^6}} = 1,51 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 250 \cdot 12000}{10^6}} = 7,1 \text{ кН},$$

$[C] = 18,2 \text{ кН} > 7,1 \text{ кН}$ .

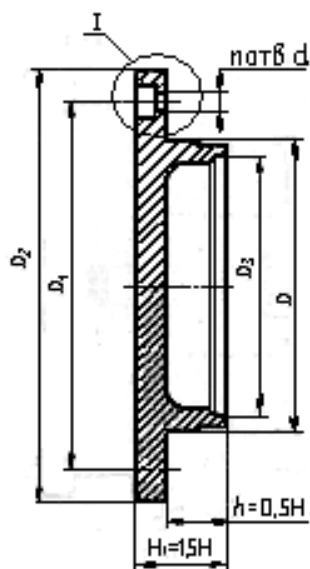
Вывод: подшипник при заданных условиях нагружения работоспособен

Таблица 2.

Вид		Fa/ Co	е	Подшипник однорядный				
				F/ (V·Fr)≤ e		F/ (V·Fr)> e		
				X	Y	X	Y	
Шариковый радиальный		0,014	0,19				2,30	
		0,028	0,22	1	0	0,56	1,99	
		0,056	0,26				1,71	
		0,084	0,28				1,55 1,45 1,31	
		0,110	0,30					
		0,170	0,34					
		0,280	0,38				1,15 1,04 1,00	
		0,420	0,42					
		0,560	0,44					
Шариковый радиаль- но- упорный		0,014	0,30				1,81	
	a= 12°	0,029	0,34	I	0	0,45	1,62	
		0,057	0,37				1,46	
		0,086	0,41				1,34	
		0,110	0,45				1,22 1,13	
		0,170	0,48					
		0,290	0,52				1,04	
		0,430	0,54				1,01	
		0,570	0,54				1,00	
	a = 15°	0,015	0,38	1	0	0,44	1,47 1,40 1,30 1,23	
		0,029	0,40					
		0,058	0,43					
		0,087	0,46				1,23	
		0,087	0,46				1,19 1,12	
		0,120	0,47					
		0,170	0,50					
		0,290	0,55				1,02 1,00	
		0,440	0,56					
		0,580	0,56				1,00	
	a = 26°		068	1	0	0,37 0,35	087	
	a = 36°		0,95				0,66	
	a = 40°		1,14				0,57	
	Шариковый сферический .двухрядный.			1,5 tg a	1	0	0,40	0,40 ctg a
	Роликовый конический однорядный			1,5 tg a	1	0	0,40	0,40 ctg a
Роликовый сферический .двухрядный.			1,5 tg a	I	0,45 ctg a	0,67	0,67 ctg a	

## 12. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВ

Крышки торцовые глухие по ГОСТ 18511-73.



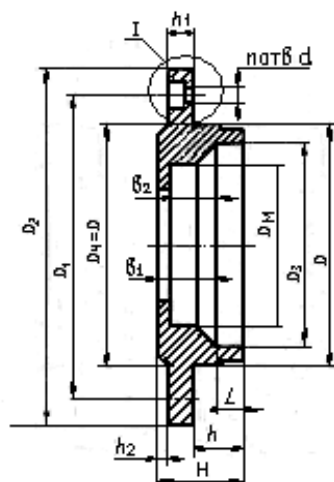
Примечание. Пример условного обозначения глухой крышки

D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	Отверстия под винты (болты)				H	b
				d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	n		
40; 42 44; 47	54 60	70 78	34 38	7	12	14	4	10	4
50 52	66	82	44						
55; 58 60; 62	75	95	48 52						
65; 68 70; 72 75	84 90	105 110	58 62 64	9	15	20	4	12	4
80; 85 90; 95	100 110	120 130	72 80				6		
100 105; 110	120 130	145 155	90 95				6		

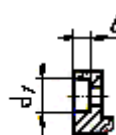
типа 2 исполнения 1, диаметром D = 62 мм:

**Крышка 21-62 ГОСТ 18511 — 73.**

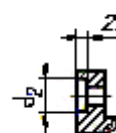
Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения по ГОСТ 18512-73.



Исполнение 1



Исполнение 2

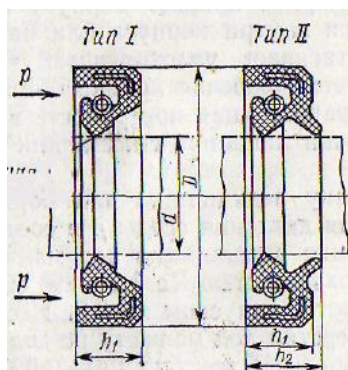


D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	Отверстия под винты (болты)				H	h	h <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	b	b <sub>2</sub>	l	h <sub>2</sub>
					d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	n								
40; 42 47 52 55 60; 62	54 60 66 75 78	70 78 82 95 95	34 38 44 48 52	40 47 50 50 60	7	12	14	4	15	5	10	13		8	2	2
												13; 15		8; 11		
												15		11		
65; 68 70; 72 75	84 90 90	105 110 110	58 62 64	68 72 72	9	15	20	4	17	6	12	15	4	11	2;3	2
80; 85 90; 95	100 110	120 130	72 80	80 92				6							3	—
100 105; 110	120 130	145 155	90 95	100 110				6							3	—
100 105; 110	120 130	145 155	90 95	100 110	11	18	24		23	8	15	18; 20	5	11; 13,6		—
												20				

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица

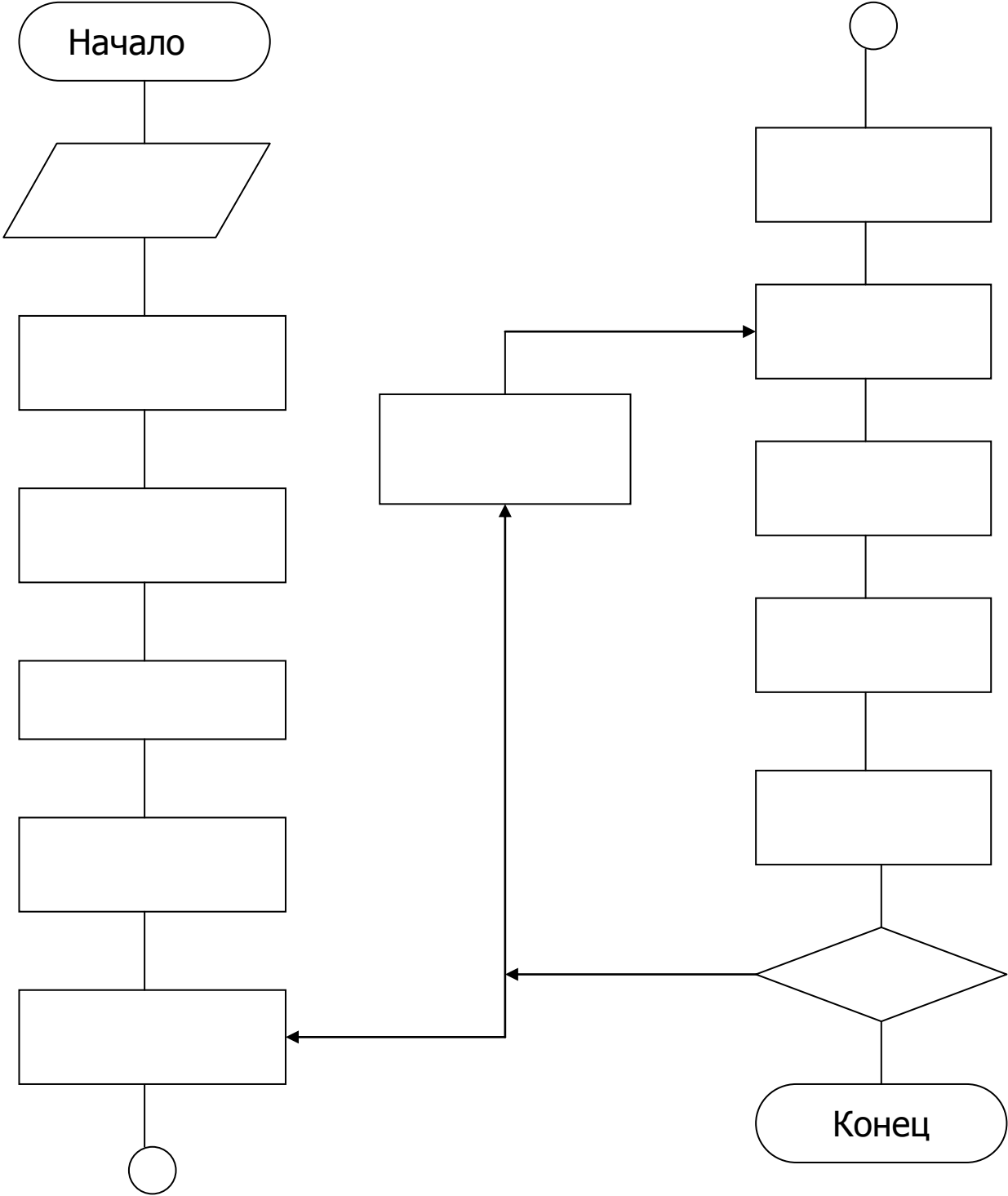
**Манжеты резиновые армированные для валов (по ГОСТ 8752-70)**



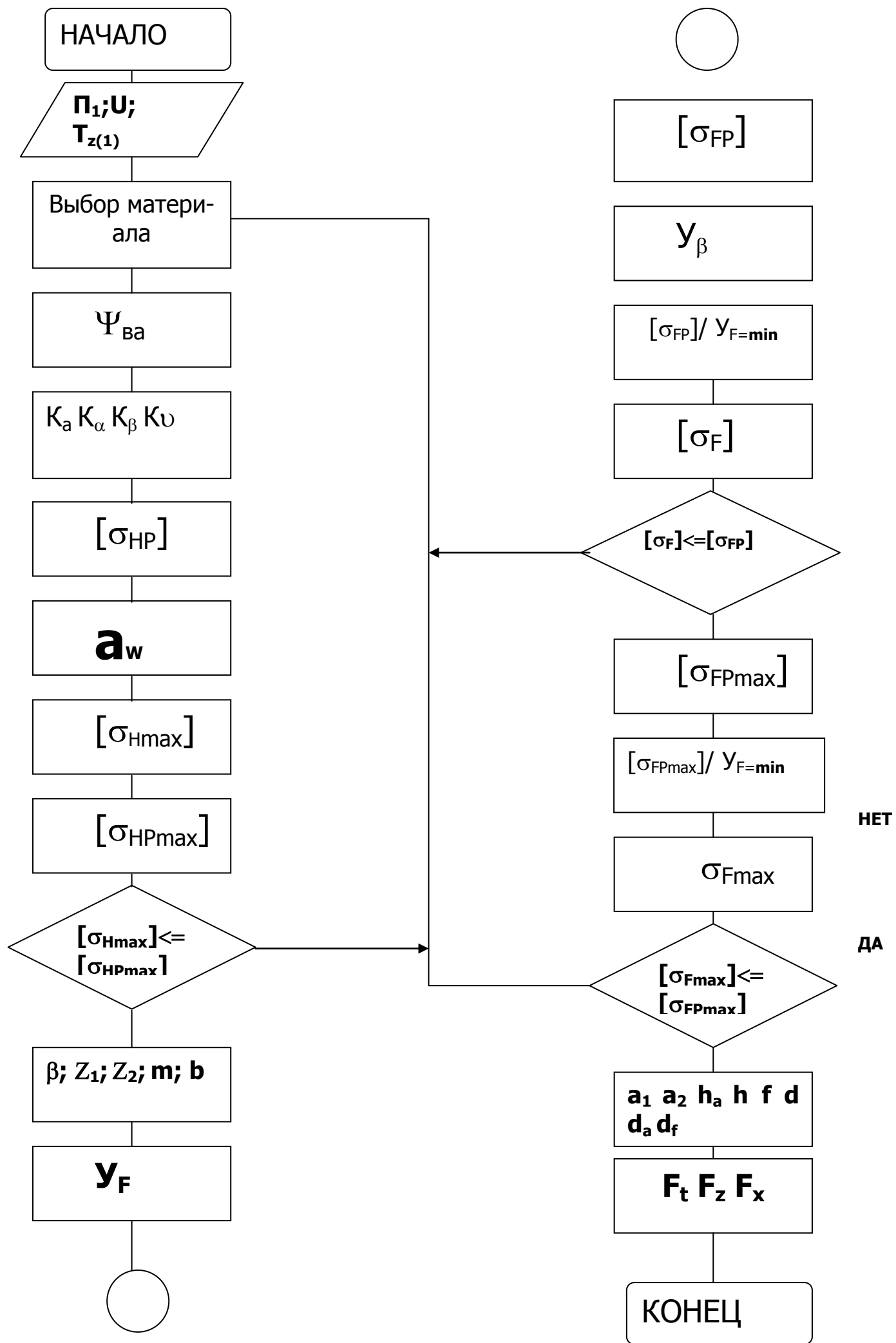
Пример обозначения манжеты типа I для вала диаметром  $d = 5 \text{ мм}$   
с наружным диаметром  $D = 70 \text{ мм}$ : Манжета I – 50×70 ГОСТ 8752—70.

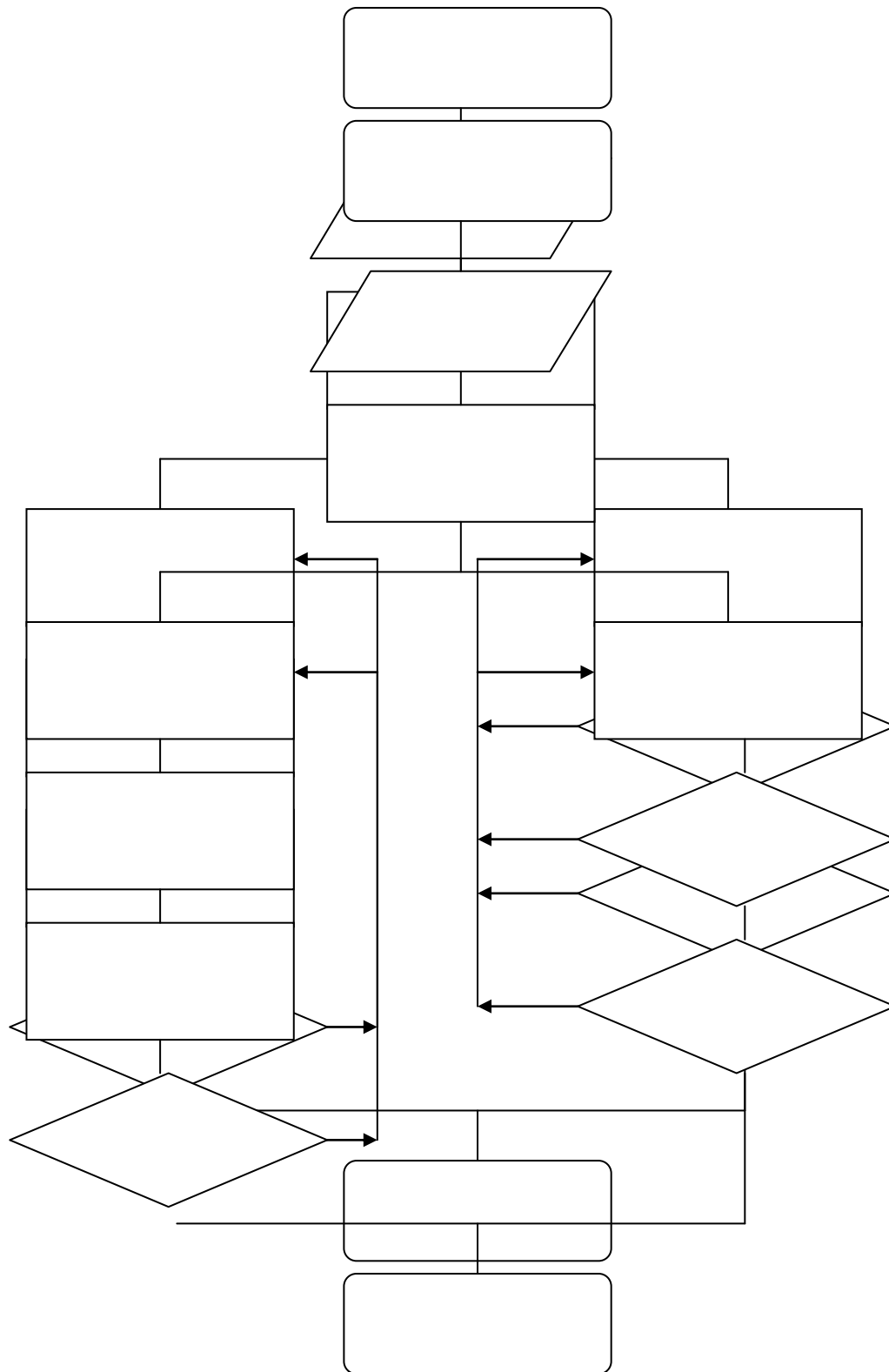
Диаметр вала $d$	$D$	$h_1$	$h_2$ не более	Диаметр вала $d$	$D$	$h_1$	$h_2$ не более
20	40			42	62	10	14
21				45	65		
22				48	70		
24				50			
25	42			52	75		
26	45			55	80		
30	52			56			
32				58		12	16
35	58	1	14	60	85		
36				63			
38				65	90		
40	60			70	95		
				71	95		
				75	100		

## Блок-схема вала









# СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Табл. Значения модулей зубчатых колес  $m_n$  (1...25) мм ГОСТ9563-60

Ряд	Модули $m_n$ , мм														
1	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	

Табл. Значения межосевых расстояний,  $a_w$  ГОСТ2185-66

Ряд	Межосевые расстояния, $a_w$									
1	40	50	63	80	100	125	160	200		
	250	315	400	500	630	800	1000			
2	71	90	112	140	180	224	280	355		
	450	560	710	900						

Табл. Значения передаточных чисел  $U$  ГОСТ2185-66

U	Ряд	1	1,00	1,25	1,6	2,00	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
		2	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0

U	Ряд	1	10,0	12,5	16	20,0	25	31,5	40	50	63	80	100
		2	11,2	14,0	18,0	22,4	28,0	35,5	45,0	56,0	71	90	

Примечания:

- 1-ый ряд следует предпочитать 2-му.
- Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более, чем на 2,5% при  $U \leq 4,5$  и на 4% при  $U > 4,5$ .
- Ряд номинальных передаточных чисел используется при проектировании редукторов серийного или массового производства.

Табл. Рекомендуемые значения коэффициента ширины шестерни относительно ее делительного диаметра  $\psi_{bd} = b/d_{w1}$

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	HB ≤ 350	HB > 350
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

Примечание: Большие значения для постоянных и близких к ним нагрузок

[Бланк ПЗ](#)

**Бланк специальный**

Формат	Зона	Позиц.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
			ОКМА.28 06 00.000.СБ	Сборочный чертеж	1	
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	ОКМА.28 06 01.000	Крышка смотрового окна	1	
		2	ОКМА.28 06 02.000	Маслоуказатель	1	
				<u>Детали</u>		
		3	ОКМА.28 06 01.003	Шестерня	1	
		4	ОКМА.28 06 01.004	Зубчатое колесо	1	
		5	ОКМА.28 06 01.005	Звездочка	1	
		6	ОКМА.28 06 01.006	Вал	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		7		Электродвигатель 4А160S8 ГОСТ19523 - 81	1	
		8		Муфта с тороидальной	1	
				оболочкой ГОСТ 21424 - 75		
		9		Крышка подшипника	2	
				21-62 18511–73 ГОСТ		
		10		Манжета 1–50Х70 ГОСТ8752-70	2	
.		11		Шпонка 10х8х52 ГОСТ23360-78	2	
		12		Подшипник 7308А ГОСТ27365-87	2	
				<b>ОКМА. 28 06 00. 000. СБ</b>		
Из	Лист	№ докум..	Подпись.	Дата		
Разработ						
Проверил						
Н. контр.						
Утвердил						
					Редуктор цилиндрический одноступенчатый Сборочный чертеж	
					Лит	Лист
					1	Листов
					4	
					ДГТУ Каф. ОКМ	

## **ЗАДАНИЯ НА РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ РАБОТЫ № 2 И 3**



Донской государственный технический университет  
Кафедра «Основы конструирования машин»

### ЗАДАНИЕ 1.1

на расчётно-графические работы № 2 и 3

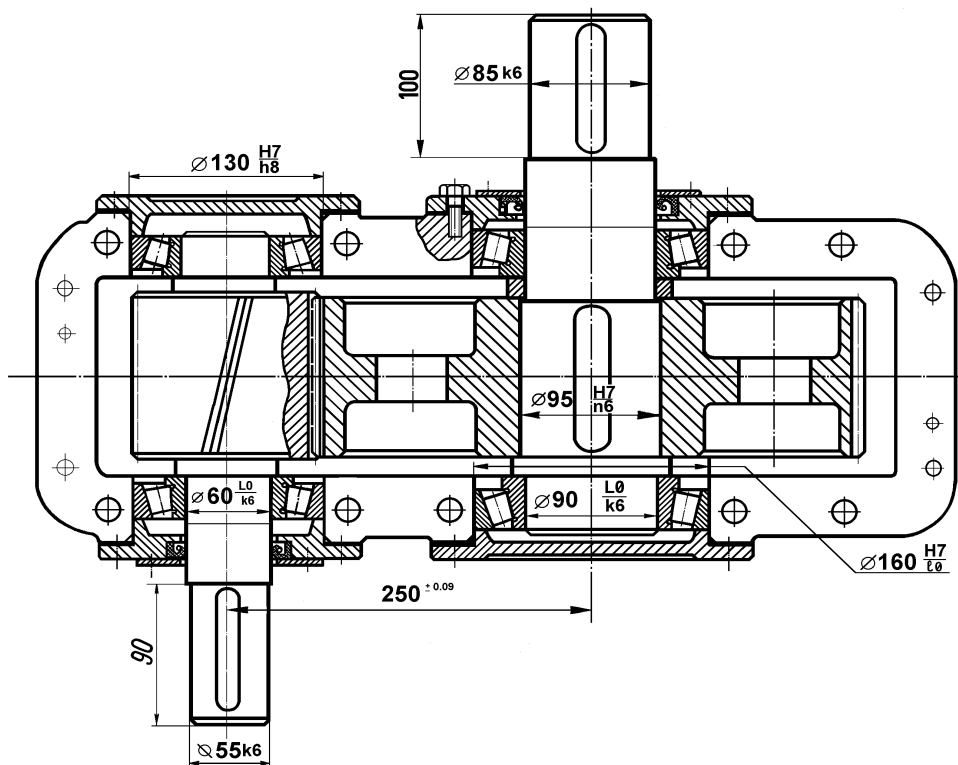
студенту

группы

Спроектировать цилиндрическую косозубую передачу редуктора

### ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Мощность на ведущем ва- лу, <b>N</b> кВт	Обороты ведущего вала <b>n<sub>1</sub></b> ,об/мин	Передаточное число <b>U</b>	Ресурс работы <b>th.</b> тыс.час	Степень точности



### Краткое содержание работы

1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений
2. Расчёт и конструирование передачи, расчёт сил в зубчатом зацеплении
3. Разработка компоновки редуктора, составление расчетных схем валов
4. Расчёт и проектирование валов. Проектирование опор
5. Расчёт подшипников. Выбор уплотнений и крышек подшипников
6. Оформление пояснительной записки и чертежа А2 .Защита курсовой работы

**Литература:** Андросов А.А. Расчёт и проектирование цилиндрических передач редуктора. Метод. Пособ./ ДГТУ. Ростов-на-Дону. 1996г.

Методические указания по расчёту подшипников качения и проектированию опор. / РИСХМ. Ростов-на-Дону. 1985г.

Задание выдано \_\_\_\_\_ Консультант \_\_\_\_\_ Кушнарёв В.И.  
Расчётно-графическую работу принял к исполнению студент \_\_\_\_\_

Донской государственный технический университет  
Кафедра «Основы конструирования машин»

### ЗАДАНИЕ 1.2

на расчётно-графические работы № 2 и 3

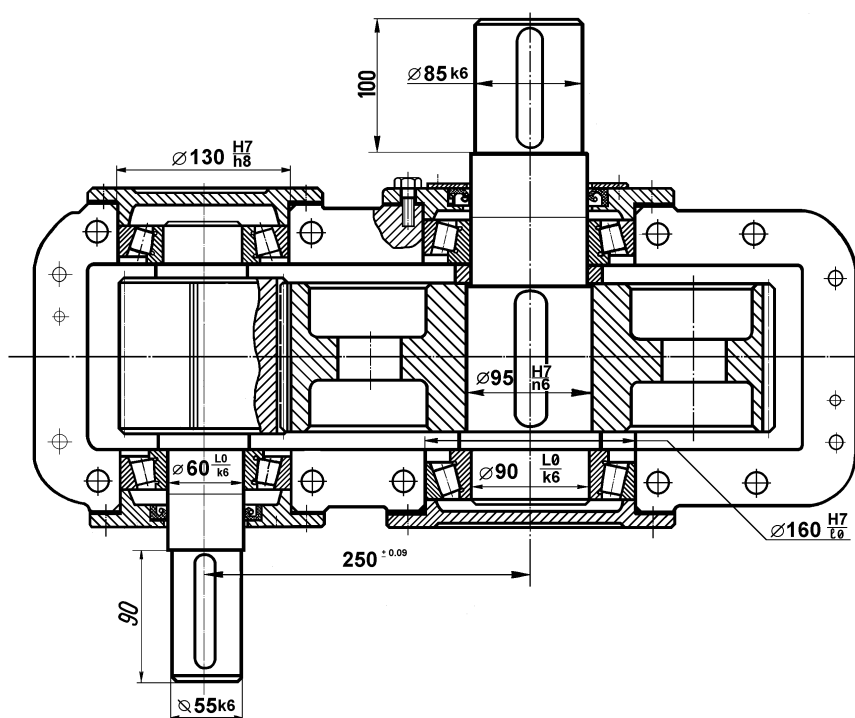
студенту

группы

Спроектировать цилиндрическую прямозубую передачу редуктора

### ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Мощность на ведущем ва- лу, $N_1$ кВт	Обороты ведущего вала $n_1$ ,об/мин	Передаточное число $U$	Ресурс работы $t_h$ . тыс.час	Степень точности



### Краткое содержание работы

1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений
2. Расчёт и конструирование передачи, расчёт сил в зубчатом зацеплении
3. Разработка компоновки редуктора, составление расчетных схем валов
4. Расчёт и проектирование валов. Проектирование опор
5. Расчёт подшипников. Выбор уплотнений и крышек подшипников
6. Оформление пояснительной записки и чертежа А2 .Защита курсовой работы

**Литература:** Андросов А.А. Расчёт и проектирование цилиндрических передач редуктора. Метод. Пособ./ ДГТУ. Ростов-на-Дону. 1996г.

Методические указания по расчёту подшипников качения и проектированию опор. / РИСХМ. Ростов-на-Дону. 1985г.

Задание выдано \_\_\_\_\_ Консультант \_\_\_\_\_ Кушнарёв В.И.  
Расчётно-графическую работу принял к исполнению студент \_\_\_\_\_

**Донской государственный технический университет**  
**Кафедра «Основы конструирования машин»**

### ЗАДАНИЕ 2.1

на расчётно-графические работы № 2 и 3

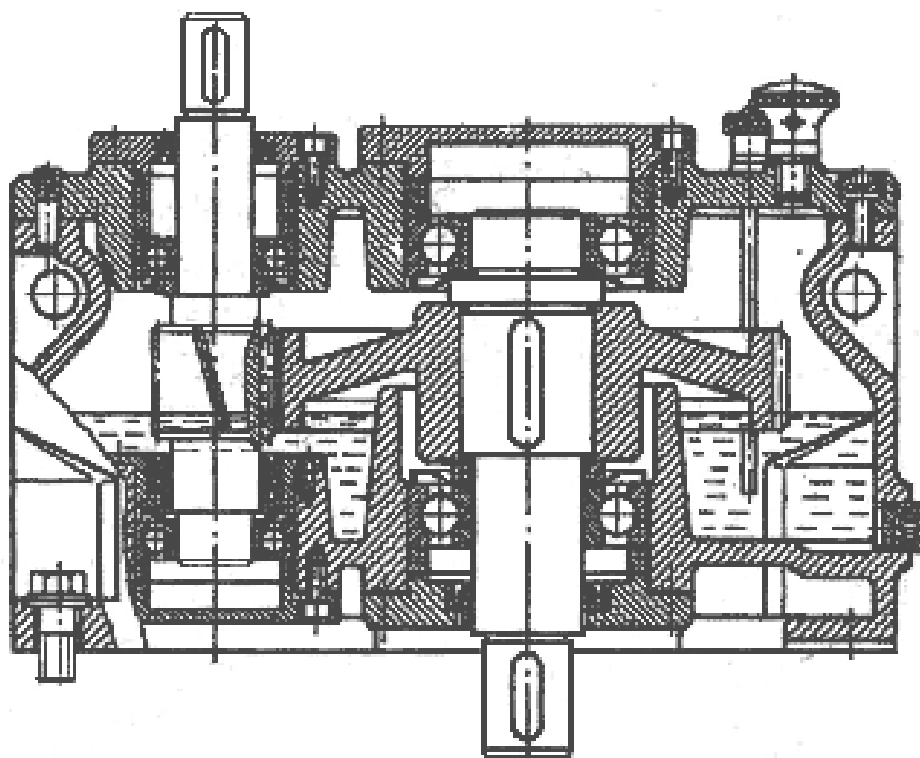
студенту \_\_\_\_\_

группы \_\_\_\_\_

Спроектировать цилиндрическую косозубую передачу редуктора

### ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Мощность на вращаемом ва- лу, $N_1$ кВт	Обороты ведущего вала $n_1$ , об/мин	Передаточное число $U$	Ресурс работы $t_h$ , тыс. час	Степень точности



### Краткое содержание работы

1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений
2. Расчёт и конструирование передачи, расчёт сил в зубчатом зацеплении
3. Разработка компоновки редуктора, составление расчетных схем валов
4. Расчёт и проектирование валов. Проектирование опор
5. Расчёт подшипников. Выбор уплотнений и крышек подшипников
6. Оформление пояснительной записки и чертежа А2 .Защита курсовой работы

**Литература:** Расчёт и проектирование цилиндрических передач редуктора. Метод. Пособ./ ДГТУ. Ростов-на-Дону. 1996г.

Методические указания по расчёту подшипников качения и проектированию опор. / РИСХМ. Ростов-на-Дону. 1985г.

Задание выдано \_\_\_\_\_ Консультант \_\_\_\_\_ Кушнарёв В.И.

Расчётно-графическую работу принял к исполнению студент \_\_\_\_\_



**Донской государственный технический университет**  
**Кафедра «Основы конструирования машин»**

**ЗАДАНИЕ 2.2**

на расчётно-графические работы № 2 и 3

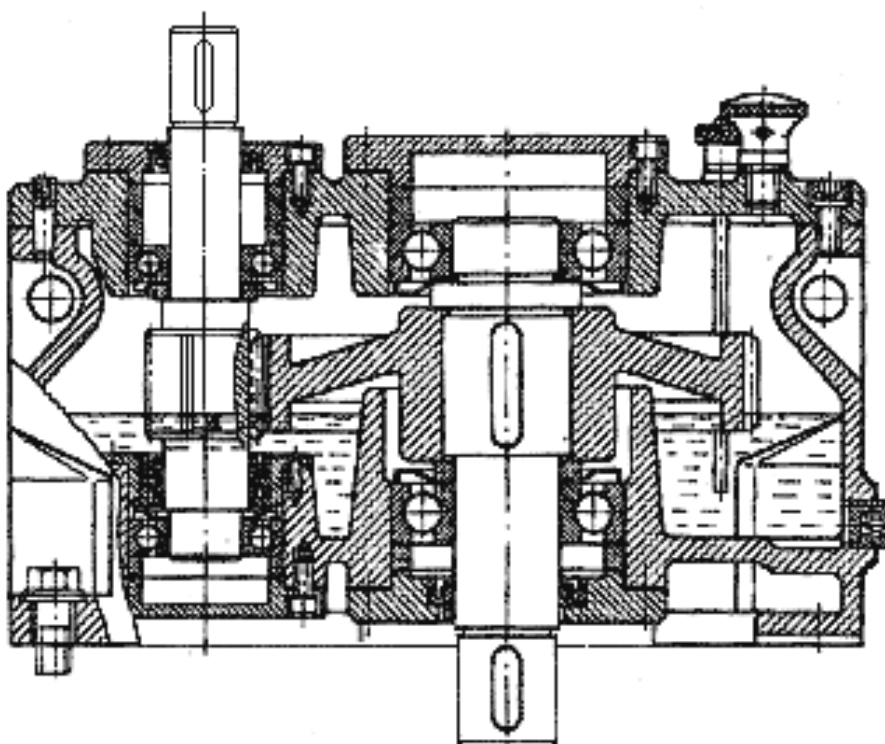
студенту \_\_\_\_\_

группы \_\_\_\_\_

Спроектировать цилиндрическую прямозубую передачу редуктора

**ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ**

Мощность на вращаемом ва- лу, $N_1$ кВт	Обороты ведущего вала $n_1$ ,об/мин	Передаточное число $U$	Ресурс работы $t_h$ . тыс.час	Степень точности



**Краткое содержание работы**

1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений
2. Расчёт и конструирование передачи, расчёт сил в зубчатом зацеплении
3. Разработка компоновки редуктора, составление расчетных схем валов
4. Расчёт и проектирование валов. Проектирование опор
5. Расчёт подшипников. Выбор уплотнений и крышек подшипников
6. Оформление пояснительной записки и чертежа А2 .Защита курсовой работы

**Литература:** Андросов А.А. Расчёт и проектирование цилиндрических передач редуктора. Метод. Пособ./ ДГТУ. Ростов-на-Дону. 1996г.

Методические указания по расчёту подшипников качения и проектированию опор. / РИСХМ. Ростов-на-Дону. 1985г.

Задание выдано \_\_\_\_\_ Консультант \_\_\_\_\_ Кушнарёв В.И.  
 Расчётно-графическую работу принял к исполнению студент \_\_\_\_\_

Донской государственный технический университет  
Кафедра «Основы конструирования машин»

### ЗАДАНИЕ 3.1

на расчётно-графические работы № 2 и 3

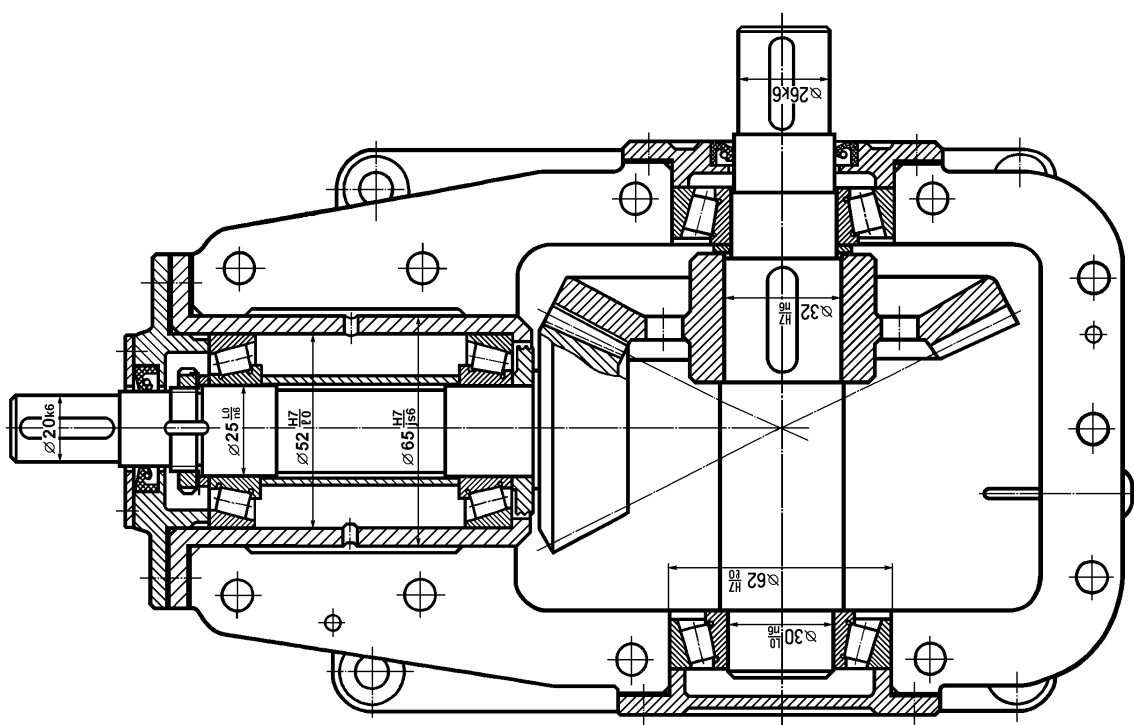
студенту

группы

Спроектировать коническую прямозубую передачу редуктора

### ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Мощность на ведущем валу, $N_1$ кВт	Обороты ведущего вала $n_1$ , об/мин	Передаточное число $U$	Ресурс работы $t_h$ , тыс. час	Степень точности



### КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений
2. Расчёт и конструирование передачи, расчёт сил в зубчатом зацеплении
3. Разработка компоновки редуктора, составление расчетных схем валов
4. Расчёт и проектирование валов. Проектирование опор
5. Расчёт подшипников. Выбор уплотнений и крышек подшипников
6. Оформление пояснительной записки и чертежа А2 .Защита курсовой работы

**Литература:** Андросов А.А. Расчёт и проектирование цилиндрических передач редуктора. Метод. Пособ./ ДГТУ. Ростов-на-Дону. 1996г.

Методические указания по расчёту подшипников качения и проектированию опор. / РИСХМ. Ростов-на-Дону. 1985г.

Задание выдано \_\_\_\_\_ Консультант \_\_\_\_\_ Кушнарёв В.И.  
Расчётно-графическую работу принял к исполнению студент \_\_\_\_\_

Донской государственный технический университет  
Кафедра «Основы конструирования машин»

### ЗАДАНИЕ 3.2

на расчётно-графические работы № 2 и 3

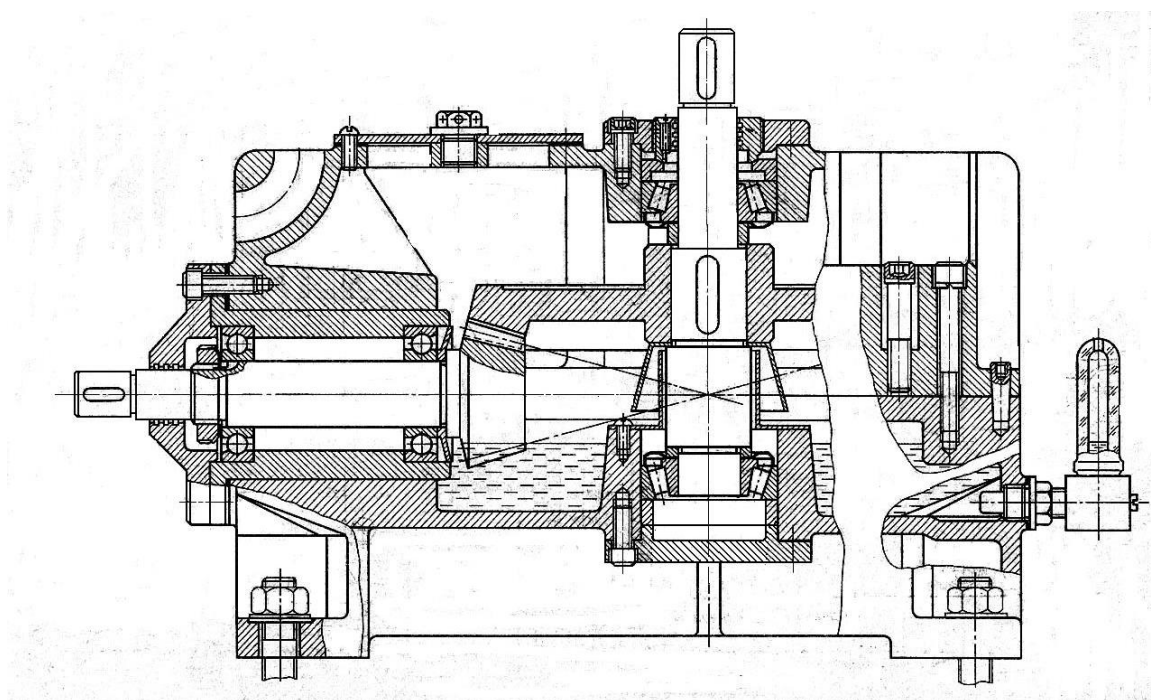
студенту

группы

Спроектировать коническую прямозубую передачу редуктора

### ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Мощность на вращаемом ва- лу, N кВт	Обороты веду- щего вала $n_1$ , об/мин	Передаточное число $U$	Ресурс рабо- ты $t_h$ . тыс. час	Степень точности



### КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений
2. Расчёт и конструирование передачи, расчёт сил в зубчатом зацеплении
3. Разработка компоновки редуктора, составление расчетных схем валов
4. Расчёт и проектирование валов. Проектирование опор
5. Расчёт подшипников. Выбор уплотнений и крышек подшипников
6. Оформление пояснительной записки и чертежа А2 .Защита курсовой работы

**Литература:** Андросов А.А. Расчёт и проектирование цилиндрических передач редуктора. Метод. Пособ./ ДГТУ. Ростов-на-Дону. 1996г.

Методические указания по расчёту подшипников качения и проектированию опор. / РИСХМ. Ростов-на-Дону. 1985г.

Задание выдано \_\_\_\_\_ Консультант \_\_\_\_\_ Кушнарёв В.И.

Расчётно-графическую работу принял к ис-\_\_\_\_\_ полнению студент \_\_\_\_\_

**Донской государственный технический университет**  
**Кафедра «Основы конструирования машин»**

### ЗАДАНИЕ 4.1

на расчётно-графические работы № 2 и 3

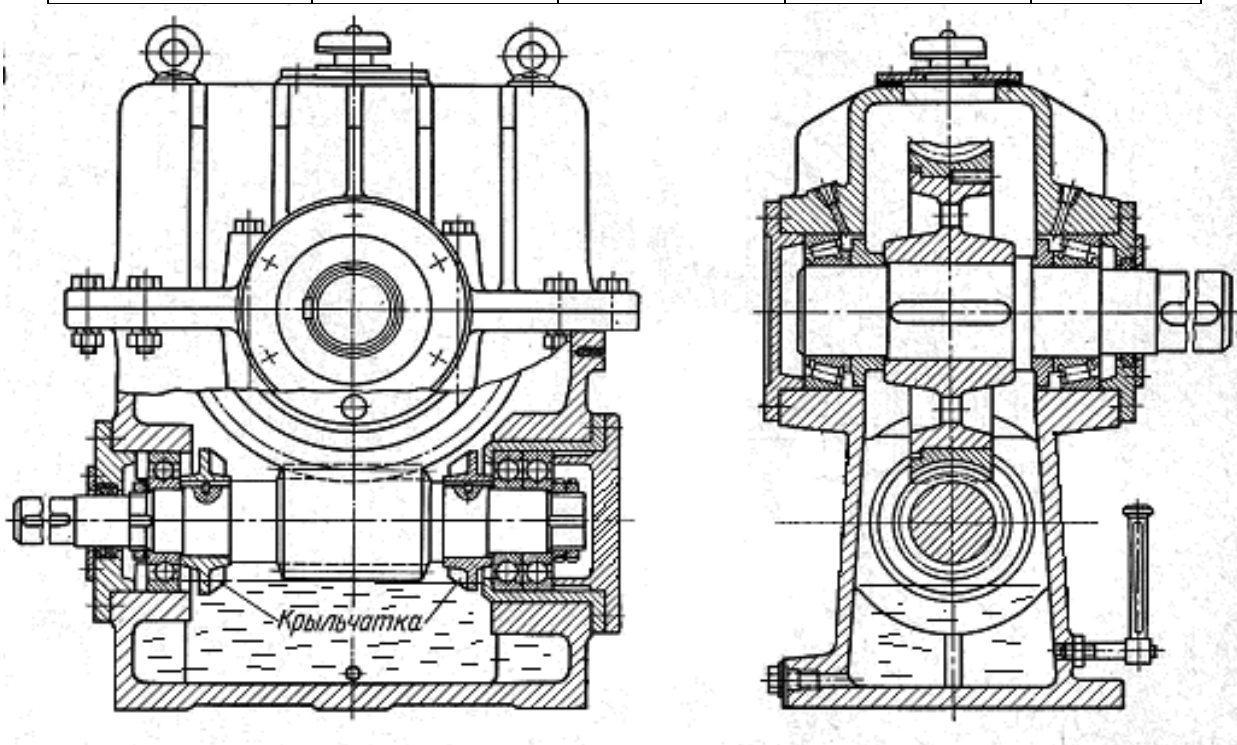
студенту \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ группы

Спроектировать червячную передачу редуктора

### ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Мощность на ведущем валу, <b><math>N_1</math></b> кВт	Обороты веду- щего вала <b><math>n_1</math></b> , об/мин	Передаточное число <b><math>U</math></b>	Ресурс работы <b><math>t_h</math></b> , тыс. час	Степень точности



### КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений
2. Расчёт и конструирование передачи, расчёт сил в зубчатом зацеплении
3. Разработка компоновки редуктора, составление расчетных схем валов
4. Расчёт и проектирование валов. Проектирование опор
5. Расчёт подшипников. Выбор уплотнений и крышек подшипников
6. Оформление пояснительной записки и чертежа А2 .Защита курсовой работы

**Литература:** Андросов А.А. Расчёт и проектирование цилиндрических передач редуктора. Метод. Пособ./ ДГТУ. Ростов-на-Дону. 1996г.

Методические указания по расчёту подшипников качения и проектированию опор. / РИСХМ. Ростов-на-Дону. 1985г.

Задание выдано \_\_\_\_\_ Консультант \_\_\_\_\_ Кушнарёв В.И.

Расчётно-графическую работу принял к исполнению студент \_\_\_\_\_



**Донской государственный технический университет**  
**Кафедра «Основы конструирования машин»**

### ЗАДАНИЕ 4.2

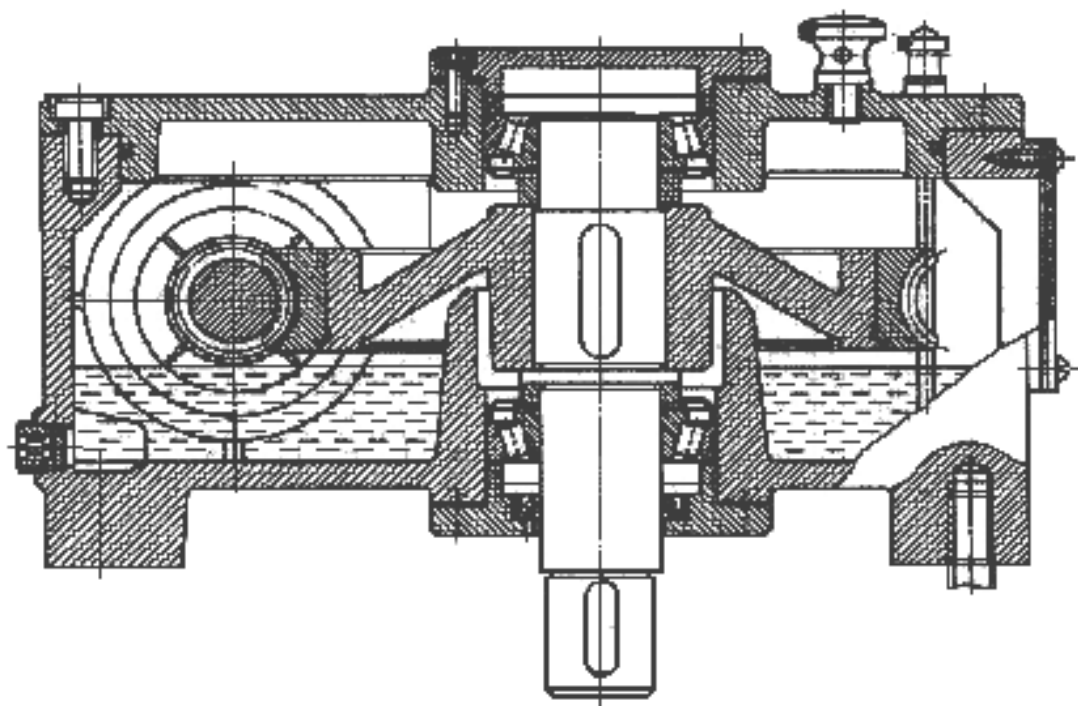
на расчётно-графические работы № 2 и 3

студенту \_\_\_\_\_ группы \_\_\_\_\_

Спроектировать червячную передачу редуктора

### ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Мощность на ведущем валу, <b><math>N_1</math></b> кВт	Обороты веду- щего вала <b><math>n_1</math></b> , об/мин	Передаточное число <b><math>U</math></b>	Ресурс работы <b><math>t_h</math></b> , тыс. час	Степень точности



### КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений
2. Расчёт и конструирование передачи, расчёт сил в зубчатом зацеплении
3. Разработка компоновки редуктора, составление расчетных схем валов
4. Расчёт и проектирование валов. Проектирование опор
5. Расчёт подшипников. Выбор уплотнений и крышек подшипников
6. Оформление пояснительной записки и чертежа А2 .Защита курсовой работы

**Литература:** Андросов А.А. Расчёт и проектирование цилиндрических передач редуктора. Метод. Пособ./ ДГТУ. Ростов-на-Дону. 1996г.

Методические указания по расчёту подшипников качения и проектированию опор. / РИСХМ. Ростов-на-Дону. 1985г.

Задание выдано \_\_\_\_\_ Консультант \_\_\_\_\_ Кушнарёв В.И.  
 Расчётно-графическую работу принял к исполнению студент \_\_\_\_\_

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.А. Андросов и другие. "РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН". Учебное пособие. Ростов- на- Дону, 2002.
2. Шейнблит А.Е. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН: Учебное пособие для техникумов. М.: Высшая школа., 1991.
3. Длоугий В.В. и др. ПРИВОДЫ МАШИН: Справочник. Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1982.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. ДЕТАЛИ МАШИН. Курсовое проектирование. М.: Высш.шк., 1984.
5. Перель Л.Я. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. Справочник Л.: Машиностроение, 1984.
6. ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т.Скойбеда. – М.: Высш шк., 2004. (Атлас конструкций)
7. Абрамова В.Н., Кушнарев В.И. Методические указания к курсовому проектированию по основам конструирования машин. «ОФОРМЛЕНИЕ УЧЕБНОЙ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ» Ростов – на- Дону, 1994.