

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН

Учебное пособие к курсовому проектированию

Введение

Учебное пособие написано по примерной программе “Детали машин” для высших учебных заведений. Курсовой проект по “Деталям машин” является первой конструкторской работой, в результате которой студент приобретает навыки и знания правил, норм и методов конструирования. Выполнение проекта базируется на знаниях физико-математических и общетехнических дисциплин: математики, механики, сопротивление материалов, технологии металлов, машиностроительного черчения и других.

Пособие имеет целью научить студента основам конструкторского дела на примере проектирования деталей и механизмов общего назначения. Учебное пособие содержит сведения, необходимые для выполнения курсовых проектов по “Деталям машин” для студентов-заочников.

1 Общие сведения о проектировании и конструировании

1.1 Этапы проектирования

В качестве тем для курсовых проектов приняты приводы реальных механизмов и устройств из различных отраслей машиностроения.

Содержание и объем курсового проекта должен быть следующим:

- пояснительная записка (до 50 листов формата А4);
- спецификации (2-3 листа формата А4);
- чертеж общего вида привода (1 лист формата А1);
- сборочный чертеж редуктора (1 лист формата А1);
- рабочие чертежи трех деталей: ведомый вал; колесо, расположенное на ведомом валу; крышка редуктора (1 лист формата А1).

Процесс проектирования по “Деталям машин” проводится в соответствии со стадиями его выполнения, регламентированными ГОСТ 2.103-68, согласно которому разработку курсового проекта можно разделить на следующие пять основных этапов.

Этап 1. Разработка технического предложения на проектирование изделия при заданной кинематической схеме (ГОСТ 2.118-73). В соответствии с результатами проведенного анализа (знакомство с существующими аналогичными приводами механизмов и устройств) намечаются варианты компоновки механизма.

Этап 2. Разработка эскизного проекта привода (ГОСТ 2.119-73). На этой стадии разрабатываются конструкторские документы, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общие представления об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие его основные параметры и габаритные размеры. К ним относятся межосевые расстояния и модули зубчатых цилиндрических и червячных передач, конусное расстояние и модуль зубчатых конических передач, межосевые расстояния и параметры шкивов и звездочек передач с гибкой связью (ременные и цепные), диаметры валов, типоразмеры подшипников качения и муфт. Приступить к вы-

черчиванию необходимо после того, как только предварительный расчет даст достаточно данных для чертежа. Чертеж и расчет должны производиться параллельно, таким образом, чтобы расчет лишь несколько опережал чертеж, иначе неизбежны ошибки, которые могут быть выявлены лишь в последствии, что повлечет за собой большую потерю труда и времени. По данным проектировочных и частично проверочных расчетов и на основании принятого прототипа выполняют окончательный вариант эскизной компоновки (эскизный проект), дающий достаточно полное представление о будущей конструкции.

Этап 3. Разработка технического проекта (ГОСТ 2.120-73) охватывает подробную конструктивную разработку всех элементов оптимального эскизного варианта с внесением необходимых поправок и изменений, рекомендованных при утверждении эскизного проекта. Разрабатывается сборочный чертеж редуктора на формате А1 с необходимым числом видов, разрезов, сечений. В процессе выполнения технического проекта уточняются проверочные расчеты зубчатых, червячных, цепных и ременных передач. Кроме того проводят проверочные расчеты валов, муфт, соединений, а также подшипников качения, температуры нагрева червячного редуктора, объема смазки, производят уточненные расчеты валов.

После разработки сборочного чертежа выполняют чертеж общего вида привода, который должен содержать изображение всех сборочных единиц: редуктора, двигателя, муфты, ременной или цепной передачи, рамы.

Этап 4. Разработка рабочей конструкторской документации является заключительной стадией проектирования конструкторской документации. На этой стадии выполняются рабочие чертежи деталей и составляется спецификация к сборочным единицам.

Этап 5. Оформление курсового проекта. На этом этапе оформляется расчетно-пояснительная записка.

1.2 Организация курсового проектирования

Рекомендуется следующий порядок расчета курсового проекта:

1. Определение общего КПД привода;
2. Определение частоты вращения исполнительного механизма (если она не задана в задании на проектирование);
3. Предварительное назначение передаточных чисел;
4. Расчет мощности электродвигателя и его выбор;
5. Окончательное распределение передаточных чисел по ступеням в соответствии с ГОСТ 2185-66, ГОСТ 2144-75, ГОСТ 12289-76;
6. Определение мощности, частоты вращения (угловой скорости) и крутящего момента для каждого вала с учетом КПД передачи;
7. Выбор материалов и термообработки;
8. Определение допускаемых напряжений с учетом графика нагрузки;
9. Определение расчетных нагрузок;

10. Определение межосевых (конусных) расстояний и выбор их по ГОСТ 2185-66;
11. Определение модулей зубьев и их выбор по ГОСТ 9563-60;
12. Определение размеров зубчатых и червячных колес, червяка. Выбор диаметра конических колес по ГОСТ 12289-76;
13. Эскизная компоновка редуктора на миллиметровой бумаге;
14. Проектный расчет валов;
15. Определение конструктивных размеров зубчатых и червячных колес, а также корпуса и крышки редуктора;
16. Расчет ременной или цепной передачи;
17. Расчет реакций в опорах валов с построением эпюр изгибающих и вращающих моментов;
18. Расчет и подбор подшипников по динамической грузоподъемности;
19. Расчет и подбор шпонок по ГОСТ 23360-78;
20. Уточненный расчет валов с определением коэффициента запаса прочности, который должен быть в пределах $1,5 \dots 2,5 < S < 8 \dots 10$;
21. Определение посадок;
22. Смазка;
23. Произвести для червячных редукторов тепловой расчет.

Самостоятельная работа студента заключается в качественном и своевременном выполнении отдельных задач и проекта в целом. Самостоятельная работа студента систематически контролируется преподавателем. Студенту рекомендуется приходить на консультации, имея при себе расчетный и графический материалы. При этом полезно слушать консультации не только по своему проекту, но и по проектам других студентов. Особенно настоятельно рекомендуется приходить на консультации после выполнения п.п. 6,13,20 из приведенного выше порядка расчета курсового проекта, т.к. расчеты именно этих пунктов вызывают у студентов наибольшие затруднения и велика вероятность возникновения ошибок.

При защите курсового проекта студент развешивает чертежи и в течении 5...8 минут делает заранее подготовленный доклад о результатах разработки конструкторской документации на всех стадиях проектирования в соответствии с техническим заданием, делает анализ проделанной работы, а затем отвечает на вопросы.

2 Общие сведения о редукторах

Редуктор - механизм, служащий для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента. В корпусе редуктора размещают зубчатые и червячные передачи, неподвижно закрепленные на валах. Валы опираются на подшипники, размещенные в гнездах корпуса. Потребности машиностроения разнообразны, в связи с этим число разновидностей редукторов велико. В кур-

совом проекте рассчитываются двухступенчатые редукторы, некоторые из которых приведены на рисунках 1-7.

Дадим общую характеристику основных типов двухступенчатых редукторов.

Цилиндрические двухступенчатые редукторы компоуют по развернутой (рисунок), раздвоенной (рисунок) и соосной схеме (рисунок). Наибольшее распространение имеет развернутая схема за счет рациональной унификации деталей редуктора. Так, например, шестерни, колеса и валы можно использовать для изготовления редукторов нескольких типоразмеров. При использовании косозубых передач рекомендуется с целью унификации выбирать направление зуба шестерни - левое, для колеса - правое во всех ступенях редуктора. Эти рекомендации оправданы для крупносерийного и массового производства, так как унификация деталей приводит к снижению себестоимости. Однако, в единичном и мелкосерийном производстве целесообразно на первой ступени брать направление зубьев шестерни - левое, а шестерни второй ступени - правое. Это вызвано тем, что осевые силы на промежуточном валу частично уравновешиваются, тем самым снижается осевая нагрузка на опоры.

При компоновке редуктора рекомендуется располагать зубчатые колеса на ведущем и ведомом валах дальше от выходных концов валов с целью обеспечения более равномерного нагружения опор радиальной силой.

Развернутую схему целесообразно использовать до $a_{от} = 630 \dots 800$ мм. Редуктор, спроектированный по развернутой схеме, получается удлиненной формы. Масса такого редуктора примерно на 20% больше, чем у редуктора, спроектированного по раздвоенной схеме.

В раздвоенной схеме быстроходная или тихоходная ступень раздваивается на две косозубые передачи с встречным направлением зуба, образуя фактически шевронную передачу с разнесенными полушевронами. Более рациональной считается схема с раздвоенной быстроходной ступенью, так как в ней удваивается номенклатура менее нагруженных деталей, упрощается промежуточный вал, его можно выполнить как вал-шестерню, появляется возможность сделать быстроходный вал “плавающим”, это предпочтительнее, чем делать “плавающим” промежуточный или тихоходный вал при раздвоенной тихоходной ступени.

В соосной схеме ось быстроходного вала совпадает с осью тихоходного вала, это дает возможность компоновать технические устройства в осевом направлении. Редуктор, выполненный по соосной схеме, имеет массу, габариты и стоимость такие же как и редуктор, выполненный по развернутой схеме. В соосном редукторе $a_{от} = a_{об}$, поэтому быстроходная ступень редуктора является недогруженной и соответственно более мощной. Соосные редукторы очень удобны для использования в машинах с повторно-кратковременным режимом работы. К недостатку соосных редукторов следует отнести некоторое усложнение конструкции опоры быстроходного и тихоходного вала, расположенной внутри редуктора.

Наиболее компактными среди редукторов с неподвижными осями валов являются многопоточные редукторы, в которых поток мощности разветвляется от шестерни быстроходной ступени на ряд потоков и, пройдя через промежуточные валы, переходит на колесо тихоходной ступени, откуда снимается с учетом потерь мощности двигателя.

Многопоточные редукторы по сложности изготовления приближаются к планетарным, однако передаточные числа планетарных редукторов значительно выше, поэтому многопоточные редукторы имеют ограниченное применение. Их используют в случае необходимости симметричной компоновки привода относительно его продольной оси.

Коническо-цилиндрические редукторы представляют собой совокупность конического редуктора с одноступенчатым цилиндрическим, в котором отражены все преимущества и недостатки названных редукторов.

Так как конические передачи имеют более низкую нагрузочную способность и, следовательно, большие габариты, то рекомендуется с целью снижения габаритов привода в целом делать быстроходную ступень конической. Однако, следует учитывать, что конические передачи очень чувствительны к погрешностям монтажа и изготовления, особенно на быстроходных ступенях редуктора. С целью уменьшения влияния погрешностей монтажа допускается использовать коническую передачу на промежуточных и тихоходных ступенях привода. Если увеличение размеров конической передачи не является решающим фактором в проектировании привода, то конической можно сделать тихоходную ступень привода.

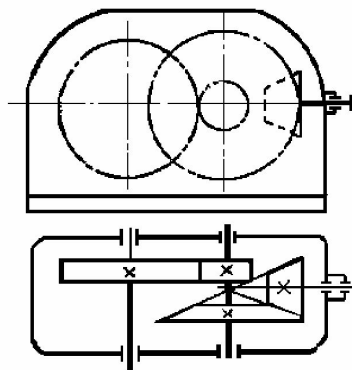
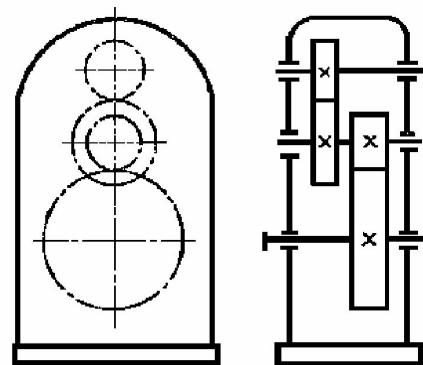
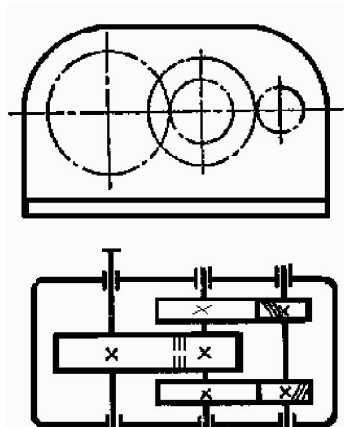
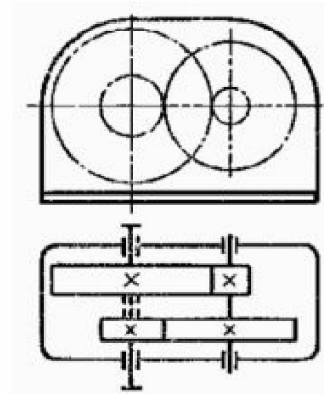
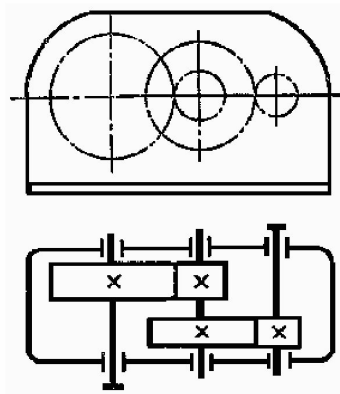
Особенностью коническо-цилиндрических редукторов является то, что направление зуба косозубой цилиндрической пары следует выбирать таким, чтобы осевые силы на промежуточных валах вычитались.

На работу конических шестерен влияют радиальные нагрузки, действующие на выходной конец вала, так как большая радиальная нагрузка вызывает деформацию вала и соответственно нарушение зацепления конической пары. Поэтому в случаях, когда на концевой части вала конической шестерни расположен шкив или звездочка, создающие при работе большую радиальную нагрузку, рекомендуется предусматривать устройство для разгрузки вала от действия радиальной нагрузки.

Червячные редукторы выполняют с цилиндрическим и глобоидным червяком, с архимедовым, эвольвентным, конвалютным и вогнутым профилем червяка. Глобоидные редукторы отличаются большой нагрузочной способностью и более высоким КПД за счет большего числа зацепляющихся пар зубьев и лучших условиях смазки. Основным недостатком червячных редукторов является низкий КПД, особенно у самотормозящих червячных передач с цилиндрическим червяком. Поэтому, червячные передачи используют при работе в повторно-кратковременных режимах.

Двухступенчатые червячные редукторы используют очень редко, так как они имеют очень низкий КПД и высокую стоимость изготовления. Двухступенчатые редукторы выполняют либо с двумя цилиндрическими, либо одним гло-

боидным и одним цилиндрическим червяками. Двухступенчатые глобоидные редукторы практически не применяются, из-за сложности двойной



регулировки зацеплений. В двухступенчатом червячном редукторе увеличивается длина промежуточного вала, в связи с чем уменьшается его жесткость при одновременном увеличении температурных деформаций вала. Для увеличения КПД привода при больших передаточных числах рекомендуется применять червячно-цилиндрические и цилиндро-червячные редукторы. Червячно-

цилиндрические редукторы имеют наименьшую ширину привода и минимальные размеры редуктора при больших передаточных числах.

В двухступенчатых редукторах расположены три вала. Первый из них, расположенный ближе к двигателю, называется ведущим и имеет индекс 1 (например, d_1); второй вал является промежуточным и имеет индекс 2 (например, d_2); третий вал называется ведомым и имеет индекс 3 (например, d_3). Ведущий и промежуточный валы образуют быстроходную ступень, имеющую индекс 1 или b (a_1, U_1 или a_b, U_b), промежуточный и ведомый валы образуют тихоходную ступень, имеющую индекс 2 или m (a_2, U_2 или a_m, U_m). Шестерни и червяки имеют нечетные индексы, колеса - четные индексы. Например, шестерня, расположенная на ведущем валу, имеет индекс 1 (d_1, z_1, HB_1), а шестерня, расположенная на промежуточном валу, имеет индекс 3 (d_3, z_3, HB_3). Колесо, расположенное на ведомом валу имеет индекс 4 (d_4, z_4, HB_4).

3 Порядок расчета

3.1 Выбор двигателя. Кинематический расчет привода

Двигатель является одним из основных элементов машинного агрегата. От типа двигателя, его мощности, частоты вращения зависят конструктивные и эксплуатационные характеристики рабочей машины и ее привода. Для проектируемых машинных агрегатов рекомендуются трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А. Эти двигатели работают при любом направлении вращения.

Для проведения расчетов в задании должны быть указаны вращающий момент T_p (нм) на рабочем органе и угловая скорость ω_p (c^{-1}) этого вала или сила тяги F (н) и линейная скорость V (м/с).

Требуемая мощность определяется по формуле

$$P_{\text{дв}} = \frac{T_p \omega_p}{\eta} = \frac{FV}{\eta} = \frac{T_p n}{9550 \eta}, \quad (1)$$

где η - общий КПД привода;

n - частота вращения рабочего органа.

Момент может быть найден по формуле

$$T_p = F \times D / 2000, \quad (2)$$

где D - диаметр исполнительного механизма.

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (3)$$

где $\eta_1 \eta_2 \eta_n$ - КПД муфты, подшипников и отдельных передач, входящих в привод (см. таблицу 1).

Таблица 1-Значения КПД механических передач

Передача	КПД
Цилиндрическая зубчатая передача в закрытом корпусе	0,97 – 0,98
Коническая зубчатая передача в закрытом корпусе	0,96 – 0,97
Червячная передача при числе витков червяка: $Z_1 = 1$ $Z_1 = 2$ $Z_1 = 4$	0,70 – 0,75 0,80 – 0,85 0,85 – 0,95
Ременная передача: Плоским ремнем клиновым ремнем	0,96 – 0,98 0,95 – 0,97
Цепная передача	0,95 – 0,97
Пара подшипников качения	0,99
Муфты всех типов	0,99

Исходными данными технических заданий предусмотрено применение двигателей серии 4А с диапазоном мощностей от 0,25 до 18,5 кВт (таблица 2).

Таблица 2 - Диапазон мощностей трехфазных асинхронных двигателей серии 4А кВт

Синхронная частота вращения, мин ⁻¹	Тип двигателя					
	56В	63А,В	71А,В	80А,В	90L	100SL
3000	0,25	0,37; 0,55	0,75; 1,1	1,5; 2,2	3,0	4,0; 5,5
1500	-	0,25; 0,37	0,55; 0,75	1,1; 1,5	2,2	3,0; 4,0
1000	-	0,25	0,37; 0,55	0,75; 1,1	1,5	2,2
750	-	-	0,25	0,37; 0,55	0,75; 1,1	1,5
Синхронная частота вращения, мин ⁻¹	Тип двигателя					
	112M	132S	132M	160S	160M	180M
3000	7,5	-	11	-	18,5	-
1500	5,5	7,5	11	-	18,5	-
1000	3,0; 4,0	5,5	7,5	-	15	18,5
750	2,2; 3,0	4,0	5,5	7,5	11	15

Каждому значению номинальной мощности соответствует не один, а несколько типов двигателей с различными частотами вращения, синхронными 3000, 1500, 1000 и 750 мин⁻¹. Выбор оптимального типа двигателя зависит от типа передач, входящих в привод, кинематических характеристик рабочего органа, и производится после определения передаточного числа привода и его ступеней. При этом необходимо учесть, что двигатели с большой частотой вращения имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с низкими частотами вращения весьма металлоемки, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости.

Назначение и расчет передаточных чисел является достаточно сложной многовариантной задачей. Хотя универсального критерия целесообразности разбивки общего передаточного числа не существует, однако, можно привести некоторые рекомендации: по возможности не следует брать наибольшие значения передаточных чисел, т.к. габариты передач получаются при этом весьма большими; при предварительной разбивке общего передаточного числа рекомендуется исходить из таблицы 3.

Таблица 3 - Передаточные числа

Тип передачи	Рекомендуемые	Максимальные
Клиноременная	2 - 6	10
Цепная	до 6	10
Зубчатая цилиндрическая	до 8	12,5
Зубчатая коническая	до 6,3	10
Червячная:	8 – 60	90
однозаходный червяк	30 – 60	90
двухзаходный червяк	15 – 30	
четырёхзаходный червяк	8 – 15	

После предварительного назначения передаточных чисел, считают общее передаточное число привода равно произведению передаточных чисел отдельных ступеней:

$$u' = u_1 \cdot u_2 \dots u_n \quad (4)$$

Затем определяют частоту вращения двигателя:

$$n_{\text{дв}}^I = n_{\text{рм}} U, \quad (5)$$

где $n_{\text{рм}}$ - частота вращения рабочего органа машины.

Для ленточных конвейеров грузоподъемных и прочих машин:

$$n_{\text{рм}} = \frac{60 \times 1000 V}{\pi D}, \quad (6)$$

где V – скорость тягового органа, м/с;
 D – диаметр барабана, мм.

Для цепных конвейеров:

$$n_{PM} = \frac{60 \times 1000V}{zp}, \quad (7)$$

где V – скорость конвейера, м/с;
 z – число зубьев ведущей звездочки тягового органа;
 p – шаг тяговой цепи, мм.

Рассчитанную предварительно частоту вращения двигателя $n_{дв}^1$ принимают ближайшей стандартной (3000, 1500, 100, 750 мин⁻¹) $n_{дв}$. Фактическое передаточное число уточняют:

$$U = \frac{n_{дв}}{n_{PM}}. \quad (8)$$

По фактическому уточненному передаточному числу окончательно выбираются передаточные числа всех ступеней привода, которые должны соответствовать рядам предпочтительных чисел по ГОСТ 2185-66:

1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71 и т.д.

Способ разбивки общего передаточного числа по ступеням зависит от конструкции многоступенчатого редуктора. В зубчатых редукторах за критерий оптимальности разбивки u принято получение наименьшей массы редуктора. Это приводит к тому, что $u_o \geq u_m$. В таблице 4 даны рекомендации по разбивке u для двухступенчатых редукторов.

Допускаемое отклонение общего передаточного числа

$$\Delta U = \frac{(U' - U) \cdot 100\%}{U'} \leq [\pm 2\%], \quad (9)$$

где U'_o – общее передаточное число, требуемое по заданным частотам вращения;

U_o – окончательное общее передаточное число после разбивки по ступеням и округлений.

Дальнейший расчет ведется по уточненным стандартным передаточным числам.

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитываются на валах привода по формулам из таблицы 5.

Таблица 4 – Разбивки u по ступеням

Тип редуктора	U редуктора		u_{δ}	u_m
	Рекомендуемые	Предельные		
Двухступенчатый цилиндрический	12,5...25	7,1...50	$u_{ред}/u_m$	$0,9\sqrt{u_{ред}}$
Двухступенчатый цилиндрический соосный с внешним зацеплением	12,5...31,5	7,1...50	$u_{ред}/u_m$	$0,9\sqrt{u_{ред}}$
Двухступенчатый коническо-цилиндрический	12,5...20	6,3...40	$u_{ред}/u_m$	$0,63 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}^2}$ $2 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}} - 1$ Пользоваться этой формулой, по которой $U_{\delta} \geq U_T$
Двухступенчатый червячный	250...2500	63...4000	$u_{\delta} = u_m$	$\sqrt{u_{ред}}$
Двухступенчатый цилиндро-червячный	31,5...125	16...200	1,6...3,15	$u_{ред}/u_{\delta}$ $8 \leq u_m \leq 63$
Двухступенчатый червячно - цилиндрический	—	25...400	$u_{ред} \leq 50$ $u_{\delta} = 8$ $u_{ред} > 50$ $u_{\delta} = u_{ред}/u_m$	$u_{ред}/u_{\delta}$ $u_m = 4...6,3$

3.2 Выбор материалов зубчатых и червячных передач. Определение допускаемых напряжений

3.2.1 Выбор материала

Сталь в настоящее время является основным материалом для изготовления зубчатых колес и червяков. Для получения компактных и надежных в работе зубчатых передач материалы зубчатых колес должны обладать достаточной изгибной и контактной прочностью, а поверхностный слой зубьев и высокой твердостью. Наиболее полно этим требованиям отвечают конструкционные углеродистые стали 35, 40 и 45 (ГОСТ 1050-88) и легированные стали 35X, 40X,

35ХМ, 40ХН и др. (ГОСТ 4543-71), являющиеся в настоящее время основными материалами для изготовления зубчатых колес и червяков.

Таблица 5 – Определение силовых и кинематических параметров привода

Параметр	Последовательность соединения элементов привода по кинематической схеме			
	Двигатель – ременная (цепная) передача – муфта – редуктор – рабочий орган машины		Двигатель – муфта – редуктор – ременная (цепная) передача – рабочий орган машины	
	Вал	Формула	Вал	Формула
1	2	3	4	5
Мощность P , кВт	двигателя	$P_1 = P_{\text{дв}}$	быстроходный вал	$P_1 = P_{\text{дв}}$
	быстроходный вал редуктора	$P_2 = P_{\text{дв}} \eta_{p(u)} \eta_m \eta_n$	промежуточный вал	$P_2 = P_{\text{дв}} \eta_m \eta_n \eta_{\text{лст}}$
	промежуточный вал редуктора	$P_3 = P_2 \eta_n \eta_{\text{лст}}$	выходной вал редуктора	$P_3 = P_2 \eta_n \eta_{2\text{ст}}$
	выходной вал редуктора (вал рабочего органа машины)	$P_4 = P_3 \eta_n \eta_{2\text{ст}}$	вал рабочего органа машины	$P_4 = P_3 \eta_n \eta_{p(u)}$
Частота вращения n , мин ⁻¹	двигателя	$n_1 = n_{\text{дв}}$	быстроходный вал	$n_1 = n_{\text{дв}}$
	быстроходный вал редуктора	$n_2 = \frac{n_1}{U_{p(u)}}$	промежуточный вал	$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{лст}}}$
	промежуточный вал редуктора	$n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{лст}}}$	выходной вал редуктора	$n_3 = \frac{n_2}{U_{2\text{ст}}}$
	выходной вал редуктора (вал рабочего органа машины)	$n_4 = \frac{n_3}{U_{2\text{ст}}}$	вал рабочего органа машины	$n_4 = \frac{n_3}{U_{p(u)}}$
Угловая скорость ω , с ⁻¹	двигателя	$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$	быстроходный вал	$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$
	быстроходный вал редуктора	$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\omega_1}{U_{p(u)}}$	промежуточный вал	$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\omega_1}{U_{\text{лст}}}$
	промежуточный вал редуктора	$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{\omega_2}{U_{\text{лст}}}$	выходной вал редуктора	$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{\omega_2}{U_{2\text{ст}}}$

	выходной вал редуктора (вал рабочего органа машины)	$\omega_4 = \frac{\pi n_4}{30} = \frac{\omega_3}{U_{2ct}}$	вал рабочего органа машины	$\omega_4 = \frac{\pi n_4}{30} = \frac{\omega_3}{U_{p(ц)}}$
Вращающий момент $T, \text{ нм}$	двигателя	$T_1 = \frac{10^3 P_{дв}}{\omega_1}$	быстроходный вал	$T_1 = \frac{10^3 P_{дв}}{\omega_1}$
	быстроходный вал редуктора	$T_2 = T_1 u_{p(ц)} \eta_{p(ц)} \eta_m \eta_n$	промежуточный вал	$T_2 = T_1 u_{1cm} \eta_m \eta_n \eta_{1cm}$
	промежуточный вал редуктора	$T_3 = T_2 u_{1cm} \eta_n \eta_{1cm}$	выходной вал редуктора	$T_3 = T_2 u_{2cm} \eta_n \eta_{2cm}$
	выходной вал редуктора (вал рабочего органа машины)	$T_4 = T_3 u_{2cm} \eta_n \eta_{2cm}$	вал рабочего органа машины	$T_4 = T_3 u_{p(ц)} \eta_{p(ц)} \eta_n$
Примечание: $\eta_{p(ц)}$ – кпд ременной или цепной передачи; η_m – кпд муфты; η_n – кпд пары подшипников; η_{1ct} – кпд первой (быстроходной) ступени передачи; η_{2ct} – кпд второй (тихоходной) ступени передачи; $U_{p(ц)}$ – передаточное число ременной или цепной передачи, принятое по стандарту; U_{1ct} – передаточное число быстроходной ступени, принятое по стандарту; U_{2ct} – передаточное число тихоходной ступени, принятое по стандарту.				

. В курсовом проекте при выборе марок сталей и термической обработки для шестерен и колес можно руководствоваться таблице 6.

Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуется назначать больше твердости колеса для прямозубых передач на 10 – 15 единиц по шкале HB, имея ввиду, что 1 HRC $\approx$ 10 HB.

Твердость шестерни определяется:

$$HB_1 = HB_2 + (10 \dots 15) \quad (10)$$

Для косозубых передач твердость шестерни должна быть еще больше (для улучшения несущей способности передачи).

Рекомендуется:

$$HB_1 = HB_2 + (50 \dots 70) \quad (11)$$

При любом способе получения высокотвердой поверхности зубьев твердость сердцевины не должна превышать 40...45 HRC. В целях унификации материалов в многоступенчатых редукторах рекомендуется для всех ступеней сохранять одно и тоже сочетание марок сталей шестерни и колеса, а разные механические характеристики поверхностей зубьев получать за счет изменения режимов термо- или химико- термической обработки.

Таблица 6 – Предпочтительные марки сталей

Термическая обработка	Твердость	Диаметр шестерни , мм				
		лю-бой	315	200	125	80
		Ширина шестерни , мм				
		любая	200	125	80	50
Нормализация, улучшение	HB 180 – 230	45	45	45	45	45
	HB 235 – 265	—	35ХМ	40Х	45	45
	HB 270 – 300	—	—	35ХМ	40Х	45
Объемная закалка	HRC 35 – 45	—	—	35ХМ	35ХМ	35ХМ
	HRC 45 – 50	—	—	35ХМ	35ХМ	35ХМ
ТВЧ	HRC 50 – 56	—	—	50ХН	50ХН	50ХН
Цементация	HRC 56 – 63	—	—	20ХН2М	20ХН2М	20ХН2М
Нитроцементация	HRC 56 – 63	—	—	25ХГТ	25ХГТ	25ХГТ
Азотирование	HRC 50 – 56	—	—	40ХН2МА	40ХН2МА	40ХН2МА

Для изготовления червяков применяют среднеуглеродистую конструкционную сталь 45, 50 и различные марки легированной стали 12ХН3А, 15Х, 20Х, 18ХГТ, 20ХФ, подвергнутых цементации и закалке до твердости HRC 58...63 или стали 40Х, 40ХН, 30ХГС, с закалкой до HRC 45...55.

Червячные колеса изготавливают преимущественно из бронзы. Для экономии колеса выполняют сборными: центры из чугуна или стали, зубчатые венцы из бронзы или латуни.

При скорости скольжения от 6 до 30 м/с применяют дорогие оловянистые бронзы БрОФ10-1, БрО6Ц6СЗ, БрОНФ с высокими антифрикционными и противозадирными свойствами.

При скоростях скольжения менее 6 м/с применяются менее дорогие безоловянистые бронзы Бр АЖ9-4, Бр АЖ9-4Л, Бр А10Ж4Н4 и латуни Л58Мц2С2, Л66А6Ж3Мц2.

При проектном расчете скорость скольжения оценивается по приближенной зависимости

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1^3 \sqrt{T_2}, \quad (12)$$

где n_1 - частота вращения червяка;

T_2 - крутящий момент на валу червячного колеса, нм

Механические свойства сталей приведены в таблице 7, бронз - в таблице 8.

Таблица 7 - Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Термообработка	Твердость, НВ	σ_B , н/мм ²	σ_T , н/мм ²
-------------	-----------------------	----------------	---------------	--------------------------------	--------------------------------

35	любые размеры	нормализация	163...192	550	270
40	120	улучшение	192...228	700	400
45	любые размеры	нормализация	179...207	600	320
45	125	улучшение	235...262	780	540
45	80	улучшение	269...302	890	650
40X	200	улучшение	235...262	790	640
40X	125	улучшение	269...302	900	750
40X	125	улучшение + ТВЧ	450...500	900	750
40ХН	315	улучшение	235...262	800	630
40ХН	200	улучшение	269...302	920	750
35ХМ	315	улучшение	235...262	800	670
35ХМ	200	улучшение	269...303	920	790

Таблица 8 - Механические свойства материалов для червячных колес

Марка бронзы и чугуна	Способ отливки	σ_B , н/мм ²	σ_T , н/мм ²	Марка бронзы и чугуна	Способ отливки	σ_B , н/мм ²	σ_T , н/мм ²
БрО10Ф1	П	200	100	БрА9ЖЗЛ	П	392	196
БрО10Ф1	К	255	147	БрА9ЖЗЛ	К	490	236
БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	БрА10Ж4Н4Л	П, К	590	275
БрО5Ц5С5	П	150	80	СЧ10	П	118	-

Примечание. П - отливка в песчаную форму, К - отливка в кокиль, Ц - отливка центробежная.

Материал и его характеристики выбираются в следующем порядке:

1. выбрать материал для зубчатой пары колес, можно одинаковый для шестерни и колеса, но с разными твердостями (формулы 10 и 11);
 2. выбрать термообработку для зубьев шестерни и колеса;
 3. определить механические характеристики стали из таблицы 7.
- Для червячных передач порядок аналогичен, представленному выше.

3.2.2 Допускаемые контактные напряжения при расчете зубчатых передач

Допускаемые контактные напряжения при расчете на сопротивление усталости определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{S_H}, \quad (13)$$

где $\sigma_{n \lim b}$ - базовый предел контактной выносливости в зависимости от химико-термической обработки приведен в таблице 9;

K_{HL} - коэффициент долговечности;

S_H - коэффициент безопасности.

Таблица 9 – Пределы контактной выносливости и значения S_H

Химико-термическая обработка зубьев	Твердость поверхностей зубьев	Материалы	$\sigma_{n \lim b}$, МПа	S_H
Отжиг, нормализация, улучшение	$\leq 350HB$	Углеродистые и легированные стали	$2H_{HB} + 70$	1,1
Объемная закалка	40...50HRC		18HRC+150	
Поверхностная закалка	40...54HRC		17HRC+200	1,2
Цементация или нитроцементация	54...62HRC	Легированные стали	23HRC	1,2
Азотирование	50...60HRC		1050	1,2
Без термической обработки	—	Чугуны	$2H_{HB}$	1,2

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{no}}{N_{ne}}}, \quad (14)$$

где N_{no} - базовое число циклов напряжений;

N_{ne} - эквивалентное число циклов.

Таблица 10 – Базовое число циклов в зависимости от твердости зубьев

HB	200	250	285	450	520	530	550	560 и более
N_{no} , млн	10	17	23,4	70	99	104	113	120

Эквивалентное число циклов напряжений при расчете на контактную прочность определяется

$$N_{ne} = 60 \cdot c \cdot n \cdot [t_1 + (\frac{T_2}{T_1})^3 \cdot t_2 + (\frac{T_3}{T_1})^3 \cdot t_3], \quad (15)$$

где c – число зацеплений зуба за один оборот колеса;

n – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса, мин^{-1} ;

T_1, T_2, T_3 - крутящие моменты, передаваемые в течении времени t_1, t_2, t_3 , Нм.

Если при расчете $N_{не} > N_{но}$, то K_{HL} принимают равным единицы. Если при расчете колес K_{HL} получается больше 2,6, то принимают $K_{HL} = 2,6$.

Расчетное допускаемое контактное напряжение определяют: для прямозубых передач как $\sigma_{np \min}$, т.е. наименьшее σ_{np1} или σ_{np2} по формуле (18); для косозубых и шевронных цилиндрических передач как

$$[\sigma_{H \min}] = 0,45 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25 [\sigma_{H \min}]. \quad (16)$$

3.2.3 Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость червячных передач

Допускаемые контактные напряжения у червячных передач определяются для зубьев червячных колес.

При изготовлении венца червячного колеса из оловянных бронз допускаемые контактные напряжения при шлифованном и полированном червяке:

$$[\sigma_H] = (0,85 \dots 0,9) \sigma_B K_{HL}, \quad (17)$$

где σ_B – предел прочности бронзы при растяжении (см. таблицу 11);

K_{HL} – коэффициент долговечности.

При несоблюдении указанных условий для червяка

$$[\sigma_H] = 0,75 C_v \sigma_B K_{HL}, \quad (18)$$

где C_v - коэффициент, учитывающий скорость скольжения (см. таблицу 12).

Коэффициент долговечности определяется:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}, \quad (19)$$

где $N_{HO} = 10^7$ – базовое число циклов напряжений.

Эквивалентное число циклов напряжений с учетом графика нагрузки определяется:

$$N_{HE} = 60n \left[t_1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^4 t_2 + \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^4 t_3 \right]. \quad (20)$$

При $N_{HE} < 10^7$ принимается $K_{HL} = 1$. При $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ принимается $K_{HL} = 0,67$.

Таблица 11 – Механические свойства некоторых бронз и чугунов, МПа

Марка	Способ отливки	σ_B	$\sigma_{ВИ}$	σ_T
БрОФ 10-1	В песок	200	—	120
БрОФ 10-1	В кокиль	260	—	150
БрОФН	Центробежный	290	—	170
БрАЖ 9-4	В песок	400	—	200
СЧ15	То же	150	320	—
СЧ18	—«—	180	360	—

Таблица 12 – Значения коэффициента C_v

v_s , м/с	до 1	2	3	4	5	6	7	свыше 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Для зубьев червячных колес из твердых бронз и чугунов допускаемые контактные напряжения принимаются в зависимости от скорости скольжения по таблице 13.

Таблица 13 – Значения допускаемых контактных напряжений

Материал		Скорость скольжения, м/с						
Червячного колеса	Червяка	0,5	1	2	3	4	6	8
БрАЖ9-4	Закаленная сталь	220	215	210	205	200	190	180
СЧ15 и СЧ20	Сталь 20 и 20Х це-ментированная	130	115	90	—	—	—	—
СЧ15 и СЧ18	Сталь 45 и 60	115	100	70	—	—	—	—

3.2.4 Допускаемые напряжения на изгиб зубьев при расчете на усталость зубчатых передач

Допускаемые напряжения на изгиб зубьев

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim B} K_{FC} K_{FL}}{S_F}, \quad (21)$$

где $\sigma_{F \lim B}$ – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба (см. таблица 14);

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимается $K_{FC} = 1$ (односторонняя нагрузка) и $K_{FC} = 0,7 \div 0,8$ (сателлиты планетарного редуктора);

K_{FL} – коэффициент долговечности;

S_F – коэффициент безопасности (см. таблица 14).

Таблица 14 – Значение $\sigma_{F \lim B}$ и S_F

Термическая обработка	Твердость зубьев	σ_{FlimB} , МПа	S_F
Нормализация, улучшение	180...350 HB	1,8 HB	1,75
Объемная закалка	35...50 HRC	550	
Поверхностная закалка	40...56 HRC	650	
Цементация	54...64 HRC	750	1,55
Нитроцементация	57...64 HRC	1000	
Азотирование	50...67 HRC	12HRC+300	1,75

Коэффициент долговечности K_{FL} при $HB < 350$, а также для зубьев со шлифованной переходной поверхностью

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2 \quad (22)$$

При $HB > 350$, а также для зубьев с не шлифованной переходной поверхностью

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 1,6 \quad (23)$$

Рекомендуется принимать базовое число для всех сталей $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.
Эквивалентное число циклов при переменном режиме нагрузки

$$N_{FE} = 60nc \left[t_1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^m t_2 + \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^m t_3 \right]. \quad (24)$$

Показатель степени $m = 6$ в случае улучшения, нормализации или азотирования и $m = 9$ при объемной и поверхностной закалке и при цементации.

3.2.5 Допускаемые напряжения на изгиб зубьев при расчете на усталость червячных передач

Сопротивление изгибу витков червяка значительно выше, чем зубьев червячного колеса, поэтому допускаемые напряжения определяются для зубьев червячного колеса.

Допускаемые напряжения изгиба для всех марок бронз:

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) K_{FL} \quad (25)$$

Коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad (26)$$

Базовое число циклов для бронзы $N_{FO} = 10^6$, а эквивалентное число циклов N_{FE} определяется по формуле (36) при показателе степени $m = 9$.

Если $N_{FE} < 10^6$, то принимается $N_{FE} = 10^6$, а если $N_{FE} > 25 \cdot 10^6$, то принимаем $N_{FE} = 25 \cdot 10^6$.

При изготовлении червячного колеса из чугуна:

$$[\sigma_F] = 0,12 \sigma_{ВИ}, \quad (27)$$

где $\sigma_{ВИ}$ – предел прочности чугуна на изгиб.

3.3 Расчет зубчатых (червячных) передач редукторов

3.3.1 Общие положения

Техническим заданием предусмотрено проектирование нестандартных, одноступенчатых закрытых передач индивидуального производства.

Расчет зубчатой (червячной) закрытой передачи производится в два этапа: первый расчет - проектный, второй - проверочный. Проектный расчет выполняется по допускаемым контактным напряжениям с целью определения геометрических параметров редукторной пары. В процессе проектного расчета задаются целым рядом табличных величин и коэффициентов; результаты некоторых расчетных величин округляют до целых или стандартных значений; в поиске оптимальных решений приходится неоднократно делать пересчеты. Поэтому после окончательного определения параметров зацепления выполняют проверочный расчет. Он должен подтвердить правильность выбора табличных величин, коэффициентов и полученных результатов в проектном расчете, а также определить соотношения между расчетными и допускаемыми напряжениями изгибной и контактной выносливости. При неудовлетворительных результатах проверочного расчета нужно изменить параметры передачи и повторить проверку.

Проектный и проверочный расчеты нельзя рассматривать как простую арифметическую задачу, сводящуюся к подстановке в определенную формулу тех или иных исходных данных. Для решения этой задачи требуется ее всесторонний анализ, учет специфических факторов работы всего машинного агрегата, а также отдельных деталей и узлов передачи.

3.3.2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи

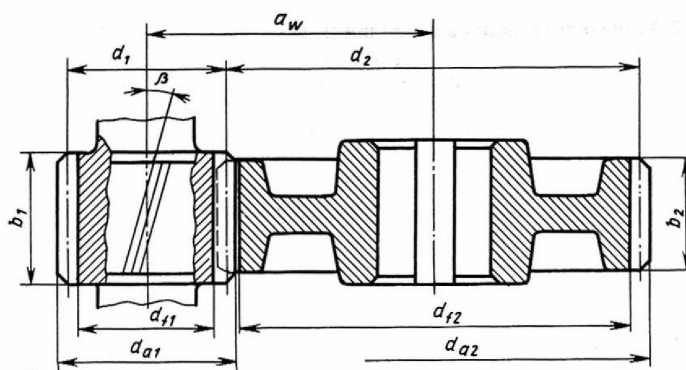


Рисунок1- Геометрические параметры цилиндрической передачи

Главный параметр - межосевое расстояние определяется:

$$a \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{BA} [\sigma]^2}}, \quad (28)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент, $K_a = 495$ для прямозубых передач, $K_a = 430$ для косозубых передач;

T_2 – крутящий момент на колесе, нм;

ψ_{BA} – коэффициент ширины венца колеса.

Коэффициент ψ_{BA} по межосевому расстоянию рекомендуется принимать равным: для прямозубых передач $\psi_{BA} = 0,125 \dots 0,250$; для косозубых передач $\psi_{BA} = 0,250 \dots 0,400$; для шевронных передач $\psi_{BA} = 0,5 \dots 1,0$.

Стандартные значения коэффициента ψ_{BA} : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки выбирается в зависимости от коэффициента ширины венца колеса по диаметру, твердости поверхности зубьев и типа передачи (таблица 15). Значения в таблицах соответствуют различным случаям расположения колес относительно опор (см. рисунок).

Таблица 15 – Коэффициент неравномерности распределения нагрузки

ψ_{AB}	$HB_2 < 350$													
	I a		I b		II		III		IV		V		VI	
	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	—	1	—	1	—
0,2	1,08	1,08	1,05	1,1	1,02	1,05	1,01	1,02	1,01	1	1,01	—	1,01	—
0,4	1,18	1,35	1,12	1,2	1,05	1,1	1,03	1,04	1,02	1,05	1,02	1,02	1,02	1
0,6	1,3	1,6	1,18	1,36	1,07	1,16	1,05	1,12	1,03	1,08	1,02	1,05	1,02	1,02
0,8	—	2,0	1,28	1,56	1,12	1,24	1,07	1,18	1,05	1,12	1,04	1,08	1,03	1,04
1,0	—	—	—	—	1,15	1,3	1,1	1,23	1,07	1,16	1,04	1,1	1,03	1,05

1,2	—	—	—	—	1,18	1,4	1,13	1,3	1,1	1,2	1,06	1,13	1,04	1,08
1,4	—	—	—	—	1,24	1,5	1,17	1,36	1,13	1,28	1,08	1,17	1,05	1,1
1,6	—	—	—	—	1,28	1,6	1,2	1,44	1,16	1,34	1,1	1,2	1,07	1,14
1,8	—	—	—	—	—	1,7	1,25	1,52	1,2	1,4	1,13	1,25	1,08	1,16
2,0	—	—	—	—	—	—	1,28	1,6	1,23	1,48	1,15	1,32	1,09	1,2
HB ₁ > 350 и HB ₂ > 350														
Ψ _{AB}	I a		I b		II		III		IV		V		VI	
	K _{HB}	K _{FB}	K _{HB}	K _{FB}	K _{HB}	K _{FB}	K _{HB}	K _{FB}	K _{HB}	K _{FB}	K _{HB}	K _{FB}	K _{HB}	K _{FB}
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	—	1	—
0,2	1,2	1,3	1,1	1,2	1,05	1,1	1,03	1,05	1,02	1,01	1,01	1	1	—
0,4	1,4	1,7	1,25	1,45	1,12	1,2	1,07	1,13	1,04	1,06	1,03	1,04	1,01	—
0,6	—	—	1,45	1,7	1,18	1,3	1,13	1,2	1,08	1,12	1,04	1,08	1,02	1,02
0,8	—	—	—	—	1,28	1,44	1,2	1,32	1,13	1,2	1,08	1,1	1,03	1,05
1,0	—	—	—	—	1,37	1,57	1,27	1,42	1,18	1,3	1,12	1,16	1,05	1,08
1,2	—	—	—	—	1,48	1,7	1,37	1,55	1,25	1,4	1,15	1,25	1,08	1,13
1,4	—	—	—	—	—	—	—	—	1,32	1,5	1,2	1,3	1,12	1,18
1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,26	—	1,15	1,25
1,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

При этом необходимо пересчитать для данного передаточного числа значение $\psi_{вд}$ по формуле:

$$\psi_{вд} = 0,5\psi_{BA}(u + 1). \quad (29)$$

После определения межосевого расстояния по формуле (51) оно уточняется по ГОСТ 2185 - 66:

a , мм : 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500.

Межосевое расстояние при расчетах на контактную прочность определяется сначала для тихоходной пары как более нагруженной и влияющей на габариты редуктора.

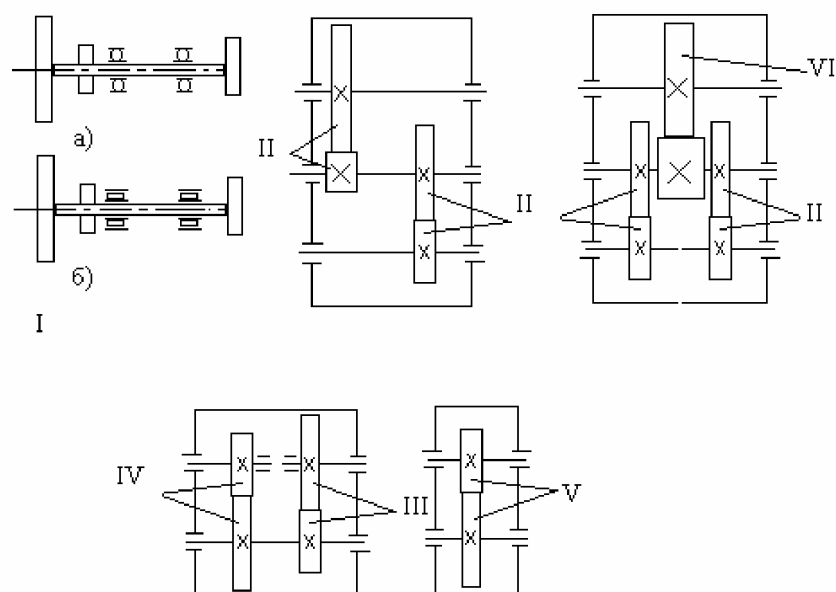


Рисунок 2 –Различные случаи расположения колес

В соосных редукторах после расчета второй ступени межосевое расстояние первой ступени уже известно, т.е. $a_{\omega 1} = a_{\omega 2}$. Поэтому формула (51) преобразуется для определения коэффициента ширины венца колеса:

$$\psi_{BA} = \frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \sigma_{HP}^2} \left[\frac{K_a (u \pm 1)}{a} \right]^2. \quad (30)$$

Следует иметь ввиду, что в формуле (30) T_2 – крутящий момент на колесе быстроходной пары, а u – передаточное число этой пары.

Начальные диаметры шестерни и колеса определяются:

$$d_1 = \frac{2a}{1+u}; \quad d_2 = \frac{2au}{u+1} \quad (31)$$

Ширина венца колеса

$$b = a \psi_{BA} \quad (32)$$

Ширина венца шестерни принимается на 2 - 4 мм больше.

Модуль при проектном расчете определяется:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_{F\beta} K_{FV} Y_F}{z_1^2 \psi_{Bd} \sigma_{Fp}}}, \quad (33)$$

где T_1 – крутящий момент на шестерне, Н·мм;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по изгибу;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки по изгибу, принимаемый при проектном расчете $K_{FV} = 1,5$ при твердости зубьев менее HB 350 и $K_{FV} = 1,15$ при твердости зубьев HRC 45 и более;

z_1 – число зубьев шестерни;

σ_{Fp} – допускаемое напряжение на изгиб.

Минимальное число зубьев должно быть:

по условию неподрезания зубьев (для тихоходной пары) $z_{\min} = 17$;

по условию уменьшения шума (для быстроходной пары) $z_{\min} = 25$.

Это не относится к косозубым передачам, т.к. они имеют меньшую шумность.

Однако на практике можно определять модуль по упрощенной формуле: при твердости колес до 350 HB

$$m = (0,01 \dots 0,02)a; \quad (34)$$

при твердости колес больше 350 HB

$$m = (0,016 \dots 0,0315)a. \quad (35)$$

Модули эвольвентных зубчатых колес стандартизированы ГОСТ 9563-80: для цилиндрических колес значения нормальных модулей, для конических – значения внешних окружных делительных модулей: 1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28.

В силовых зубчатых передачах при твердости колес $H < 350\text{HB}$ принять $m > 1\text{мм}$; при твердости одного из колес $H > 45\text{HRC}$, принять $m > 1,5\text{ мм}$.

Угол наклона зубьев $\beta_{\min}$ для косозубых передач определяется:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_2} \quad (36)$$

В косозубых передачах угол наклона зубьев принимают $\beta = 8 \dots 16^\circ$, но из-за роста осевых сил F_a в зацеплении желательно получить его меньшие значения, варьируя величиной модуля m и шириной колеса b_2 .

Суммарное число зубьев шестерни и колеса определяется

$$\text{для прямозубых колес } Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = \frac{2a_{\omega}}{m}; \quad (37)$$

$$\text{для косозубых колес } Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = \frac{2a_{\omega} \cos \beta_{\min}}{m}. \quad (38)$$

Полученное значение Z_{Σ} округлить в меньшую сторону до целого числа. Затем уточнить действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач:

$$\beta = \arccos \left(\frac{Z_{\Sigma} m}{2a_{\omega}} \right). \quad (39)$$

Точность вычисления угла β до пятого знака после запятой.

Число зубьев шестерни определяется:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{1 + U}. \quad (40)$$

Значение Z_1 округлить до ближайшего целого числа. Затем определить число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1. \quad (41)$$

Определить фактическое передаточное число U_ϕ и проверить его отклонение ΔU от заданного U :

$$U_\phi = \frac{Z_2}{Z_1};$$

$$\Delta U = \frac{|U_\phi - U|}{U} 100 \leq 2\%$$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа ΔU пересчитать число зубьев шестерни и колеса. Фактическое межосевое расстояние определяется:

для прямозубых передач

$$a_\omega = \frac{(Z_1 + Z_2)m}{2}; \quad (42)$$

для косозубых передач

$$a_\omega = \frac{(Z_1 + Z_2)m}{2 \cos \beta}. \quad (43)$$

Геометрические размеры цилиндрических прямозубых передач вычисляются по формулам:

межосевое расстояние (проверочный расчет)

$$a = m(z_1 + z_2) \quad (44)$$

высота зуба $h = 2,25m \quad (45)$

высота головки зуба $h' = m \quad (46)$

высота ножки зуба $h'' = 1,2m \quad (47)$

радиальный зазор $c = 0,2m \quad (48)$

делительный диаметр $d = mz \quad (49)$

начальный диаметр $d_\omega = \frac{2a}{(u + 1)} \quad (50)$

диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2m$
(51)

$$\text{диаметр впадин зубчатых колес } d_f = d - 2,4m \quad (52)$$

Геометрические параметры цилиндрических косозубых передач определяют-ся:

$$d = \frac{mz}{\cos \beta} \quad (53)$$

диаметр вершин зубьев:

$$d_a = d + 2m \quad (54)$$

диаметр впадин зубьев:

$$d_f = d - 2,4m \quad (55)$$

Дальнейшие расчеты и конструирование ведутся по фактическим межосевому расстоянию и основным параметрам передачи. Точность вычисления диаметров зубчатых колес до 0,01мм. Значение ширины зубчатых венцов округляют до целого числа.

Для любой схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов расчет следует начинать с тихоходной ступени. Существуют редукторы с раздвоенной ступенью (рисунок). Наиболее рациональной и чаще встречающейся при раздвоении является схема с раздвоенной быстроходной ступенью. Тихоходную ступень выполняют прямозубой (для разгрузки подшипников от осевых сил), а при больших нагрузках – шевронной. Для выравнивания нагрузки по раздвоенным потокам входной вал редуктора должен быть “плавающим”, а при шевронной тихоходной ступени – два “плавающих” вала: входной и промежуточный.

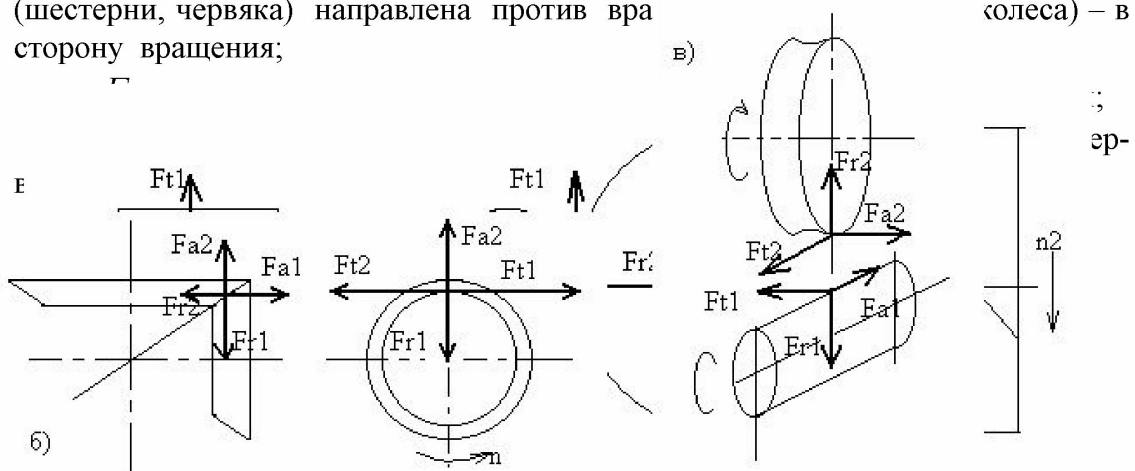
Проверка межосевого расстояния производится по формуле:

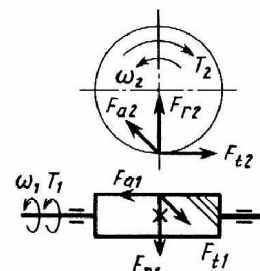
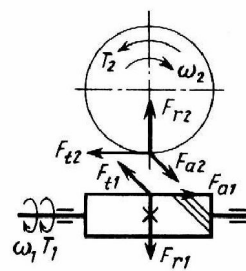
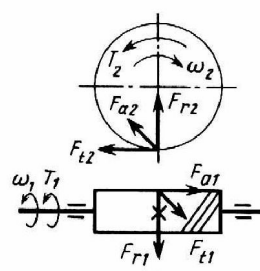
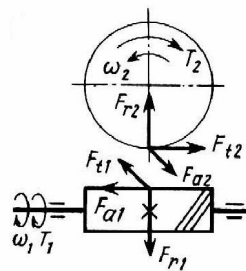
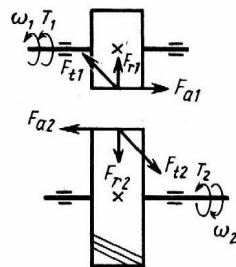
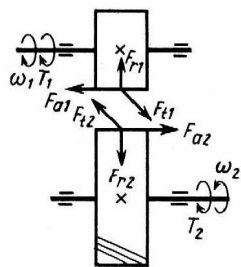
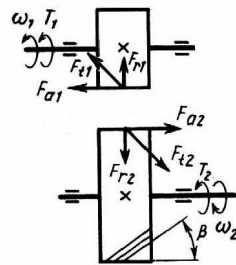
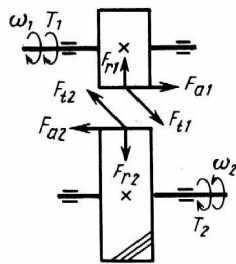
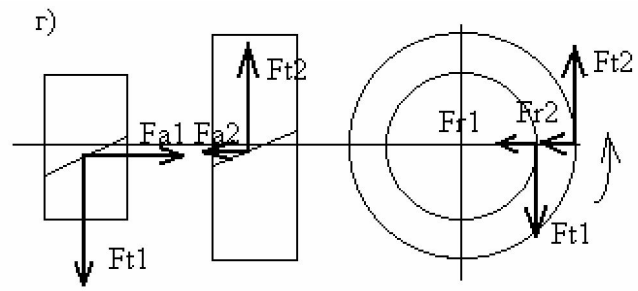
$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (56)$$

Затем производится проверочный расчет, являющийся основным для окончательной оценки несущей способности и долговечности передач. Прежде чем производить проверочные расчеты, необходимо определить силы в передачах.

Для удобства расчетов и конструирования нормальную силу F_n , действующую на линию зацепления, раскладывают на три составляющих по осям:

F_t - окружную силу, линия действия которой касательна к начальным окружностям и проходит через полюс зацепления; для ведущего элемента (шестерни, червяка) направлена против вращения (колеса) – в сторону вращения;





Формулы для определения усилий в зубчатых и червячных передачах представлены в таблице 16. Примеры изображения сил в зацеплениях приведены на рис. 7. На рис. 7г. приведен пример схемы сил на промежуточном валу цилиндрического соосного редуктора. Для взаимокompенсации осевых сил F_a и тем самым разгрузки подшипников промежуточного вала наклоны зубьев шестерни Z_{1T} и колеса Z_{2B} должны быть одинаковыми.

Таблица 16 – Формулы для расчета сил в зацеплении

Сила, Н	Передача				
	Цилиндрическая		Коническая	Червячная	
	прямозубая	косозубая	прямозубая	червяк	колесо
Окружная F_t	2000 T/d		$2000T / d_m$	$2000T_1 / d_1$	$2000T_2 / d_2$
Радиальная F_r	$F_t \operatorname{tg} \alpha$	$F_t \operatorname{tg} \alpha_t$	$F_{r1} = F_{a2} =$ $F_t \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1$	$F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$	$F_{r2} = F_{r1}$
Осевая F_a	отсутствует	$F_t \operatorname{tg} \beta$	$F_{a1} = F_{r2} =$ $F_t \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1$	$F_{a1} = F_{t2}$	$F_{a2} = F_{t1}$
Нормальная F_n	$F_t / \cos \alpha$	$\frac{F_t}{(\cos \alpha_t \cos \beta_b)}$	$F_t / \cos \alpha_n$	$F_{t2} / (\cos \alpha \cos \gamma_w)$	
Примечание					
1. $\alpha_t = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} 20^\circ / \cos \beta)$; $\sin \beta_b = \cos 20^\circ \sin \beta$; $\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{Z_1}{q}$					
2. В червячных передачах $T_1 = T_2 / (u \eta)$, $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$; $\alpha = 20^\circ$					
3. Единицы физических величин в формулах: моменты – Нм; силы – Н, диаметры – мм.					

По ГОСТ 21354-87 рекомендуются следующие виды проверочных расчетов:

1. на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев;
2. на сопротивление усталости от изгиба;
3. для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубьев на сопротивление глубинной контактной усталости;
4. на контактную прочность при действии кратковременной максимальной нагрузки;
5. на прочность при изгибе кратковременной максимальной нагрузки;

6. на глубинную контактную прочность при действии максимальной нагрузки на поверхностные слои цементированных и нитроцементированных зубьев.

Для проверочных расчетов зубьев цилиндрических передач используют формулу:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_m \cdot z_\Sigma \cdot \sqrt{\frac{\omega_{HT} \cdot (u \pm 1)}{d_{\omega 1} u}} \leq \sigma_{np}, \quad (57)$$

где z_H – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

z_m – коэффициент, учитывающий механические свойства материала;

z_Σ – коэффициент суммарной длины контактных линий;

ω_{HT} – удельная расчетная окружная сила;

$d_{\omega 1}$ – диаметр начальной окружности шестерни;

u – передаточное число (знак «+» для наружного, «-» для внутреннего зацепления).

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}}, \quad (58)$$

где β – угол наклона косозубой передачи;

α – угол зацепления.

$$z_m = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}}, \quad (59)$$

где E_{np} – приведенный модуль упругости материалов зубчатых колес (при изготовлении колес из стали $E_{np} = 2,1 \times 10^5$ МПа);

μ – коэффициент Пуассона.

Для прямозубой передачи

$$z_\Sigma = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}, \quad (60)$$

где ϵ_α – коэффициент перекрытия зубьев

Для косозубой передачи:

$$z_\Sigma = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad (61)$$

Удельная расчетная окружная сила определяется

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}{b}, \quad (62)$$

где F_t – окружная сила;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями в косозубых передачах;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий в результате погрешностей в зацеплении и деформации зубьев;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки;

b – рабочая ширина венца зубчатого колеса.

Коэффициенты Z_H , Z_M и Z_ε определяются по формулам (46-48). При этом коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right), \quad (63)$$

где Z_1 и Z_2 - число зубьев шестерни и колеса.

Удельная расчетная окружная сила определяется

$$\omega_{Htt} = F_t k_{H\beta} k_{Hv} / B \quad (64)$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} определяется по таблице 17 в зависимости от степени точности, которая определяется по таблице 18 на основе анализа окружных скоростей:

$$V = \omega \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (65)$$

Таблица 17 – Значение коэффициента динамической нагрузки

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	HB ≤ 350	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
	HB > 350	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
7	HB ≤ 350	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
	HB > 350	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
8	HB ≤ 350	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
	HB > 350	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
9	HB ≤ 350	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
	HB > 350	1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32

Таблица 18 – Рекомендации по выбору степени точности передачи

Степень точности	Максимальная окружная скорость колес, м/с		Область применения
	прямо- зубых	косозубых	
6 (высокоточные)	15	30	Скоростные передачи
7 (точные)	10	15	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках

			или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями точности

При проверочном расчете на изгиб зубьев используют формулу:

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{Fp} . \quad (66)$$

Коэффициент формы зуба определяется по графику (рисунок).

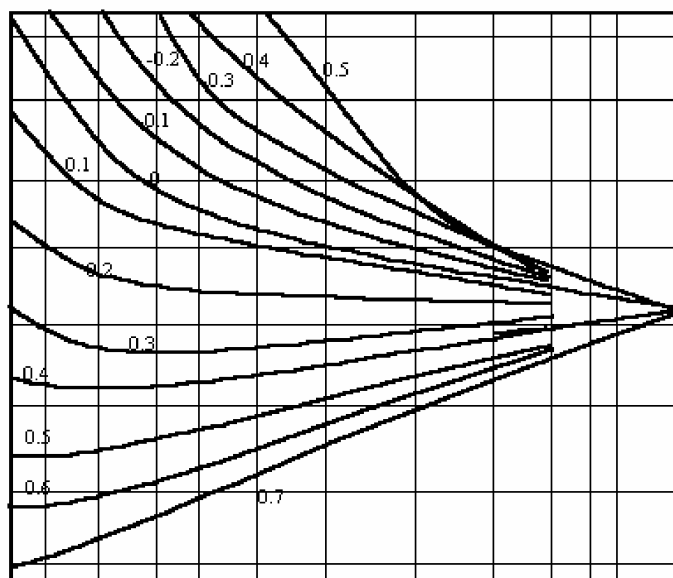


Рисунок 4 - Коэффициент формы зуба

Удельная расчетная окружная сила определяется

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV}}{b} , \quad (67)$$

где b – ширина колеса.

Коэффициент $K_{F\beta}$ определяется по таблице 15 . Коэффициент K_{FV} по таблице 19.

При расчете передач на кратковременную перегрузку следует учесть, что перегрузка обычно наблюдается при пуске и задается на графике нагрузки величиной пускового перегрузочного момента $T_{\max}$.

Проверка по максимальному контактному напряжению производится по формуле

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1}} \leq [\sigma_H]_{\max} \quad (68)$$

Проверка по максимальному напряжению изгиба зубьев производится по формуле:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max} \quad (69)$$

где $T_{\max}/T_1$ - отношение максимального момента к номинальному, в учебном проекте принимается равным $T_{\max}/T_{\text{дв}}$ по характеристике электродвигателя.

Таблица 19 – Значение коэффициента динамической нагрузки

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	HВ ≤ 350	1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
	HВ > 350	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
7	HВ ≤ 350	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
	HВ > 350	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
8	HВ ≤ 350	1,10	1,20	1,38	1,56	1,78	1,96
	HВ > 350	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
9	HВ ≤ 350	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	1,25
	HВ > 350	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34

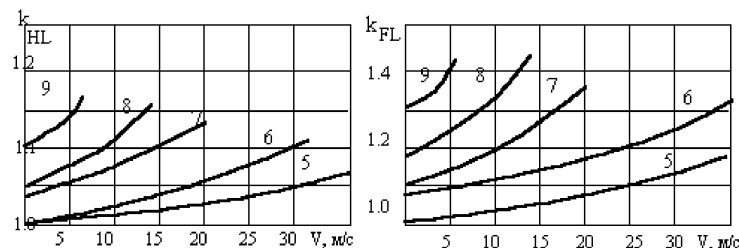
Проверочный расчет косозубых цилиндрических передач производится по формуле (), а значения коэффициентов определяются по формулам ().

Коэффициент перекрытия

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2})] \cos \beta \quad (70)$$

где β – угол наклона зуба.

Удельная расчетная окружная сила определяется по формуле (). Коэффициент неравномерности распределения нагрузки в косозубой передаче



$K_{H\alpha}$ определяется по графику (рисунок) в зависимости от степени точности (кривые с цифрами). Коэффициент неравномерности определяется по таблице _____. Коэффициент динамической нагрузки определяется по таблице _____.

Рисунок 5- Определение коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$