Министерство образования и науки РФ
Набережночелнинский институт (филиал)
Казанского (Приволжского) федерального университета

Кафедра Механики и конструирования

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Набережные Челны
2017

УДК 621.8
Учебное пособие «Расчет и проектирование передач с использованием систем автоматизированного проектирования/ Составители: И.П.Талипова, Р.Н.Тазмеева. Галимянов И.Д. – Набережные Челны: изд-во НЧИ КФУ, 2017 . – 104 с.

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор кафедры Механики и конструирования НЧИ КФУ Ф.Д.Байрамов

Канд. Технических наук, доцент кафедры ЕНД НЧФ КНИТУ – КАИ Б.Х.Тазмеев

Учебное пособие содержит методику, справочные данные для расчета и проектирования механических передач с использованием системы КОМПАС 3D. Предназначено для студентов всех форм обучения, изучающих дисциплины «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика».

Печатается по решению редакционно-издательского совета НЧИ КФУ

© Набережночелнинский институт К(П)ФУ, 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение ……5
1 Кинематический расчет привода
1.1 Выбор приводного электродвигателя…….6
1.2 Определение силовых и кинематических параметров……11
на валах привода
1.3 Подбор электродвигателя с помощью программы
Компас 3D V13……12
2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи
2.1 Выбор материала зубчатых колес. Расчет
допускаемых напряжений……..20
2.2 Расчет геометрических размеров цилиндрической
зубчатой передачи……...22
2.3 Проверочный расчет цилиндрической зубчатой
передачи по контактным напряжениям и напряжениям
изгиба……26
2.4 Конструирование цилиндрического колеса……28
2.5 Расчет цилиндрической зубчатой передачи с
помощью программы Компас 3D V13……..31
3 Расчёт закрытой конической зубчатой передачи
3.1 Проектный расчёт……41
3.2. Проверочный расчет……..44
3.3 Определение конструктивных элементов конического
Колеса……48
3.4 Расчёт и проектирование конической зубчатой
передачи с помощью системы КОМПАС-3D V13 ……...48
4 Расчет червячной передачи
4.1 Выбор материала. Расчет допускаемых напряжений……54
4.2 Расчет геометрических размеров червячной передачи…….56
4.3. Проверочный расчет червячной передачи……..58
4.4 Тепловой расчет червячного редуктора……...59
4.5 Конструирование червячного колеса……...61
4.6 Расчёт и проектирование червячной передачи с
помощью системы КОМПАС-3D V13……64
5 Расчет клиноременной передачи
5.1. Проектный расчет……...69
5.2 Проверочный расчет……76
5.3.Конструирование шкивов клиноременной передачи……...77
5.4. Расчёт и проектирование клиноремённой передачи с

помощью системы КОМПАС-3D V13...……78
6 Расчет цепной передачи
6.1 Проектный расчет……...86
6.2 Проверочный расчёт……...88
6.3 Конструирование звёздочек роликовых цепей……91
6.4 Расчёт и проектирование цепной передачи с помощью системы КОМПАС-3D V13……..93
Список литературы……...……103

ВВЕДЕНИЕ

Приобретение навыков самостоятельного расчета размеров и прочности отдельных деталей и целых узлов машин и механизмов необходимы студентам технических специальностей не только для последующей работы в проектных организациях, но и для эксплуатации, обслуживания, ремонта основного технологического и вспомогательного оборудования.

Настоящее учебное пособие разработано для оказания помощи студентам, выполняющим курсовой проект по курсу «Детали машин и основы конструирования» с использованием САПР на базе программного комплекса КОМПАС российской компании АСКОН, дополненный разделами, позволяющими расширить знания и умения студентов в использовании для расчёта и проектирования механических передач современных систем автоматизированного проектирования Компас-3D

В учебном пособии даются пояснения последовательности выполнения расчета механических передач привода, построений и операций в КОМПАСе.

Учебное пособие оформлено в соответствии с требованиями, предъявляемыми ЕСКД к текстовым документам.

Пособие может быть полезно инженерам-конструкторам предприятий, научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций

1. Кинематический расчет привода

1.1 Выбор приводного электродвигателя

Электродвигатель, который будет приводить в движение входной вал редуктора, выбирают из числа трехфазных асинхронных, которые наиболее часто используются для привода редукторов любого назначения.

Мощность двигателя определяют по формуле, кВт:

$$P_э = \frac{T_2 n_2}{955 \cdot 10^4 \eta_\Sigma}, \quad \text{или} \quad P_э = \frac{F_t \cdot v}{\eta_\Sigma}$$

где T_2 – крутящий момент на выходном валу (валу рабочей машины), кН мм;

n_2 – частота вращения выходного вала, об/мин;

η_Σ – общий КПД привода;

F_t – окружная сила на выходном валу, кН;

v – скорость движения рабочего органа машины, м/с.

Как правило, привод может состоять из нескольких передач: открытых передач, одно- или двухступенчатого редуктора, поэтому общий КПД привода определится произведением КПД каждой передачи, .входящей в привод:

$$\eta_\Sigma = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \ldots \cdot \eta_n$$

Средние значения η механизмов различных типов приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Средние значения η_p различных элементов механических передач

Элемент передачи	КПД
Закрытая цилиндрическая зубчатая передача	0,96…0,97
Закрытая коническая зубчатая передача	0,95…0,96
Открытая цепная передача	0,9…0,93
Закрытая цепная передача	0,95…0,97
Плоскоремённая передача	0,96…0,98
Клиноремённая передача	0,95…0,97
Пара подшипников качения	0,99…0,995
Муфта	0,98

При выборе двигателя нужно помнить, что завышение его мощности приводит к росту реактивного сопротивления в электросети.

Вместе с тем, допустима перегрузка электродвигателя от 5 % до 8 % при постоянной ее величине и от 10 % до 12 % от номинальной при переменных нагрузках.

По мощности двигателя и синхронной частоте вращения его вала выбирают подходящую модель по таблице 1.2.

Таблица 1.2 - двигатели закрытые обдуваемые серии 4А

$P_{ном}$, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигателя	$n_{ном}$ об/мин	Тип двигателя	$n_{ном}$ об/мин	Тип двигателя	$n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	$n_{ном}$ об/мин
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90LА8У3	700
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90LВ8У3	700
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90L6У3	935	4АМ100L8У3	700
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90L4У3	1425	4АМ100L6У3	950	4АМ112МА8У3	700
3,0	4АМ90L2У3	2840	4АМ100S4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700
4,0	4АМ100S2У3	2880	4АМ100L4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132S8У3	720
5,5	4АМ100L2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132S6У3	965	4АМ132М8У3	720
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132S4У3	1455	4АМ132М6У3	970	4АМ160S8У3	730
11	4АМ132М2У3	2910	4АМ132М4У3	1447	4А160S6У3	970	4А160М8У3	727
15	4А160S2У3	2910	4А160S4У3	1455	4А160М6У3	970	4А180М8У3	731
18,5	4А160М2У3	2910	4А160М4У3	1455	4А180М6У3	980	-	-
22	4А180S2У3	2919	4А180М4У3	1470	-	-	-	-

Как видно из таблицы,, одной и той же мощности Рдв соответствуют двигатели с различной синхронной частотой вращения n_c (3000, 1500, 1000, 750 об/мин).

Требуемую частоту вращения вала электродвигателя определяют по формуле:

$$n_{дв} = n_{вых} \cdot U_{прив},$$

где $U_{прив}$ – передаточное число привода;

$n_{вых}$ - частота вращения выходного вала привода (вала рабочей машины)., рад/с:

- для ленточного конвейера:

$$n_{вых} = \frac{V \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D},$$

- для цепного конвейера:

$$n_{вых} = \frac{V \cdot 60 \cdot 1000}{P \cdot Z},$$

Где D - диаметр приводного барабана, мм;

V - скорость передвижения ленты (цепи) в м/с;

P - шаг зубьев звездочки конвейера, мм;

Z - число зубьев приводной звездочки цепного конвейера.

Если угловая скорость приводного элемента передаточного механизма задана в рад/с, частота вращения в об/мин определяется по формуле, об/мин:

$$n_{вых} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}.$$

Обычно рекомендуется выбирать электродвигатели с бо̊льшей частотой вращения вала, так как они имеют меньшие габариты и вес, выше значение коэффициента мощности cos φ. Однако, при заданной скорости вращения ведомого вала привода с увеличением $n_{дв}$ будет увеличиваться общее передаточное число привода, а следовательно, передаточные числа отдельных ступеней и их габариты. Кроме того, передаточные числа отдельных ступеней могут выйти за пределы рекомендуемых значений установленных практикой проектирования и эксплуатации передач

Если привод состоит из нескольких последовательно соединенных передач, ориентировочно назначаются передаточные числа отдельных ступеней передач, используя рекомендуемые средние значения по таблице 1.3 и вычисляют общее передаточное число:

$$U'_{прив} = U'_1 \cdot U'_2 \cdot \ldots U'_n,$$

где $U'_{прив}$ - ориентировочное передаточное число привода;

Таблица 1.3 – значения передаточных отношений механических передач

Тип передачи	Передаточное отношение
для цилиндрических зубчатых передач по ГОСТ 2185–66	1-й ряд – 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 2-й ряд – 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0;
для конических зубчатых передач по ГОСТ 12289–76	1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,3
для червячных передач по ГОСТ 2144–76	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; 35,5; 45; 56; 71.
для цепных передач	1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,25; 3,15; 4; 4,5; 5,
для ременных передач	2…4
Примечание: первый ряд предпочтительноее, чем второй	

При выбранном электродвигателе действительное передаточное число привода определяется по формуле:

$$U_{прив} = n_{дв} / n_{вых}.$$

где nдв - действительное число оборотов двигателя, а не синхронное (теоретическое).

Если в схеме привода кроме редуктора имеется открытая цепная или ременная передача., то рекомендуется сначала назначить передаточное отношение для редуктора $U_р$ из табл. 1.3, а затем уточнить передаточное отношение открытой передачи $U_{оп}$:

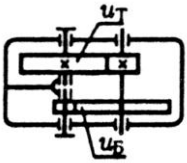
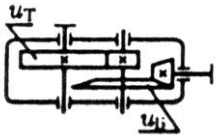
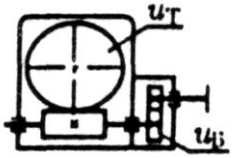
$$U_{оп} = U_{прив} / U_р.$$

При назначении передаточного отношения открытой передачи и редуктора следует учесть, что открытая передача работает в более тяжелых условиях, чем редуктор, поэтому передаточное отношение открытой передачи должно быть меньше, чем у редуктора.

В таблице 1.4 приведены рекомендации по разбивке передаточного отношения между ступенями для двухступенчатых редукторов.

После назначения передаточных отношений по передачам проверяют общее действительное передаточное отношение привода. Отклонение от требуемого общего передаточного отношения $U_{прив}$ не должно превышать ± 5 %.

Таблица 1.4 – определение передаточного числа ступеней по схеме редуктора

Редуктор	Схема	Передаточное число	
		$U_б$	$U_т$
Цилиндрический двухступенчатый рядный и по развернутой схеме		$U_{ред}/U_т$	$0{,}88\sqrt{U_{ред}}$
Цилиндрический двухступенчатый соосный		$U_{ред}/U_т$	$0{,}9\sqrt{U_{ред}}$
Двухступенчатый коническо-цилиндрический		$2\sqrt[3]{U_{ред}}$	$U_{ред}/U_б$
Двухступенчатый цилинро-червячный		1,6…3,15	$U_{ред}/U_б$

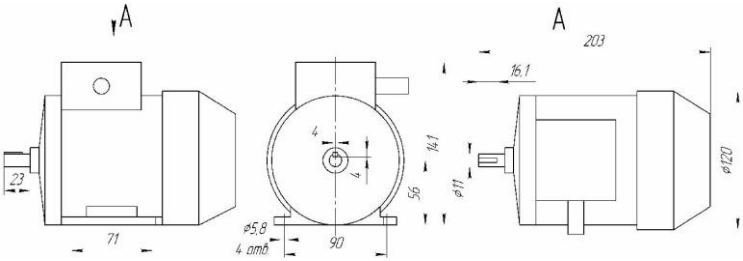


Рис. 1.1 – Эскиз и главные размеры асинхронных двигателей серии 4А

1.2 Определение силовых и кинематических параметров на валах привода

Следует уточнить общее количество валов в схеме привода. Первым валом будем считать вал электродвигателя с частотой вращения nн. Частота вращения второго и последующего валов уменьшается пропорционально передаточному отношению передачи между валами. Последний вал привода должен иметь частоту вращения $n_{вых}$.

Частота вращения первого вала редуктора, если в приводе есть ременная передача (передаточное отношение U_1):

n2 = n1 / iг.

Если в заданной схеме нет ременной передачи, то частота вращения первого (входного) вала редуктора равна частоте вращения вала электродвигателя.

Мощности на валах привода

Мощности на валах привода определяются с учетом потерь в элементах привода.

На первом валу (кВт):

- если нет открытой передачи $P_I = Pдв \cdot \eta_м$;
- при наличии быстроходной открытой передачи $P_1 = Pдв$.

На втором валу:

- если нет открытой передачи $P_2 = P_1 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк}$;
- при наличии быстроходной открытой передачи $P_2 = P_1 \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пк}$

Для i-го вала $P\,i = P_{i-1} \cdot \eta_{\,n\,(i-1)} \cdot \eta_{\,пк}$

Мощность на последнем валу должна быть равна мощности на выходе привода Рвых, определенных ранее.

Частоты вращения валов привода

Зная передаточные числа отдельных ступеней, легко определяются частоты вращения валов привода (об/мин):

$$n_I = n_{дв};$$

$$n_2 = n_I / U_I;$$

$$n_3 = n_2 / U_2 \quad \text{и т.д.}$$

Моменты на валах привода

Момент на валу двигателя (Н·м):

$$T_{дв} = \frac{P_{дв} \cdot 10^3}{w_{дв}} = \frac{30 \cdot P_{дв} \cdot 10^3}{\pi \cdot n_{дв}} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}}$$

где $w_{дв}$ – угловая скорость вращения вала двигателя, $с^{-1}$,

Момент на первом валу: $$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I}$$

На втором валу: $$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}}$$

Для i-го вала $$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}$$

1.3. Подбор электродвигателя с помощью программы Компас 3D V13

Подбор электродвигателя начинается с создания нового документа в **КОМПАС – ГРАФИК**. Запускаем **МЕНЕДЖЕР БИБЛИОТЕК**, которая находится на панели управления (Рис. 1.2):

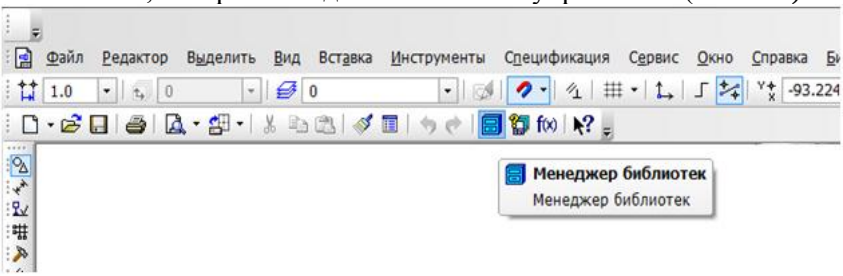


Рис.1.2.- Запуск менеджера библиотек.

После запуска **МЕНЕДЖЕРА** в нижней части окна появляются **БИБЛИОТЕКИ** (Рис.1.3):

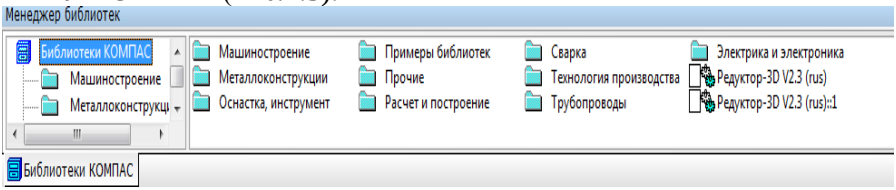


Рис.1.3 - Менеджер библиотек.

В папке **МАШИНОСТРОЕНИЕ** находим **БИБЛИОТЕКУ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ** и открываем её (рис.1.4):

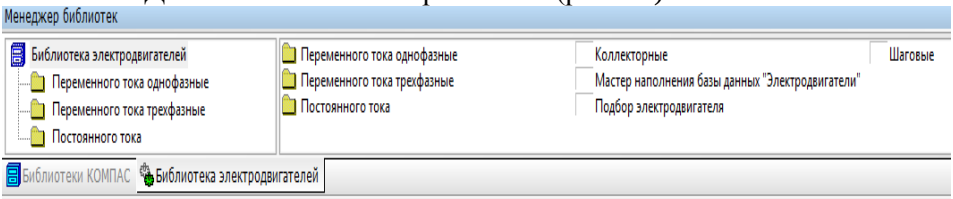


Рис.1.4 - Библиотека электродвигателей

В ней находятся три папки различных двигателей и две программы. Нам потребуется программа **ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ**. Двойным щелчком левой кнопки мыши (**лкм**) запускаем её (Рис.1.5):

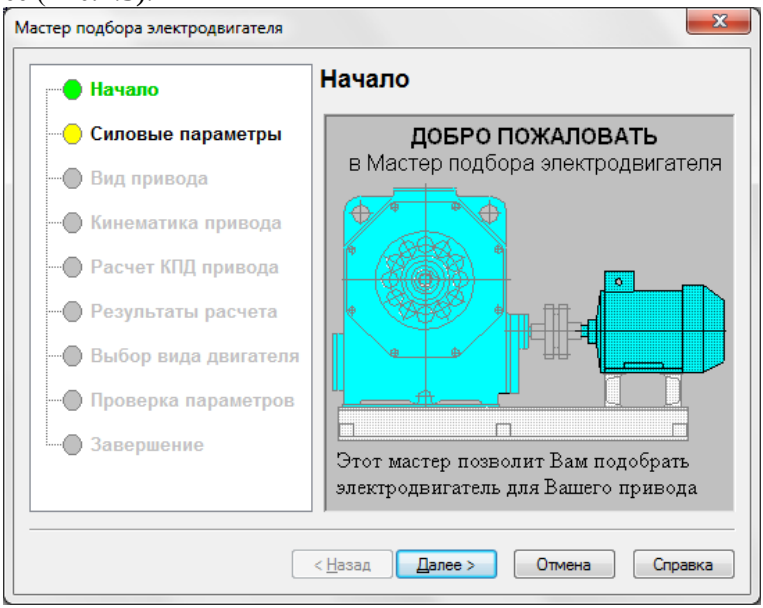


Рис.1.5 - Мастер подбора электродвигателя.

В окне **МАСТЕРА ПОДБОРА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ** слева расположено дерево ввода и расчета данных ЭД. Справа схема ЭД с муфтой и редуктором, а внизу кнопки по управлению программой. Для начала введем силовые параметры, нажав кнопку **ДАЛЕЕ**.

В окне с **СИЛОВЫМИ ПАРАМЕТРАМИ** (Рис.1.6) задаем либо момент и частоту вращения, либо силу и скорость. Все задаваемые

параметры должны соответствовать тем, которые принимаются в курсовом проекте, на тихоходном валу. Задаем их и нажимаем **ДАЛЕЕ**.

Если вводим **МОМЕНТ** и частоту вращения, то автоматически переходим на **КИНЕМАТИКУ ПРИВОДА**, если же вводим **СИЛУ** и **СКОРОСТЬ**, то должны указать вид привода (Рис.1.7).

В **ВИДЕ ПРИВОДА** следует указать либо диаметр приводного барабана, либо число зубьев и шаг цепи цепной передачи. После этого нажимаем **ДАЛЕЕ**. Если в **СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРАХ** указывали момент и частоту вращения, то это окно пропускаем и переходим к **Кинематике привода** (Рис.1.8).

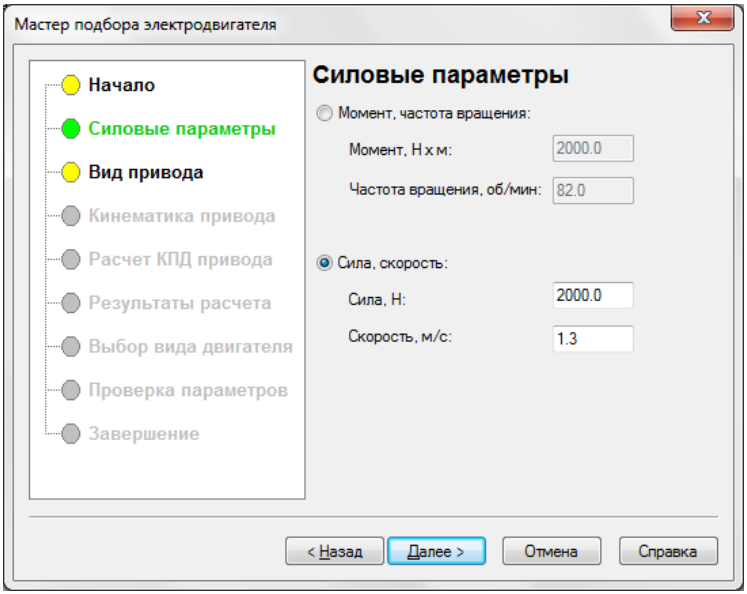


Рис.1.6 – панель ввода силовых параметров.

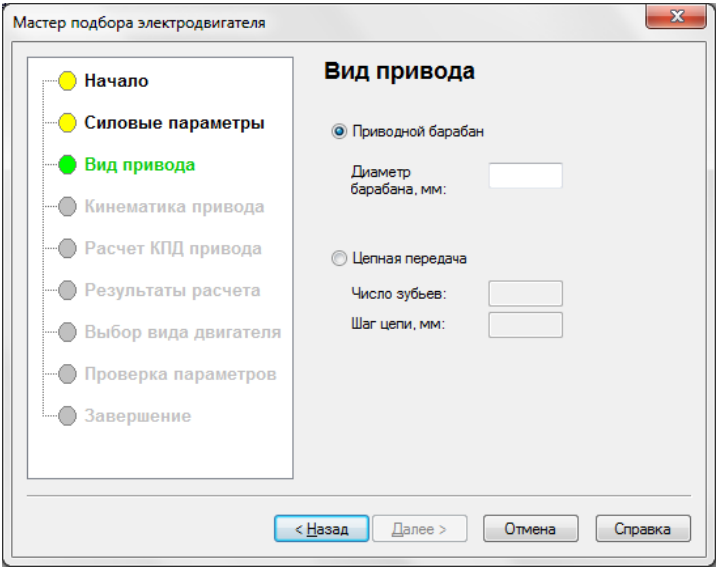


Рис.1.7 – панель выбора вида привода.

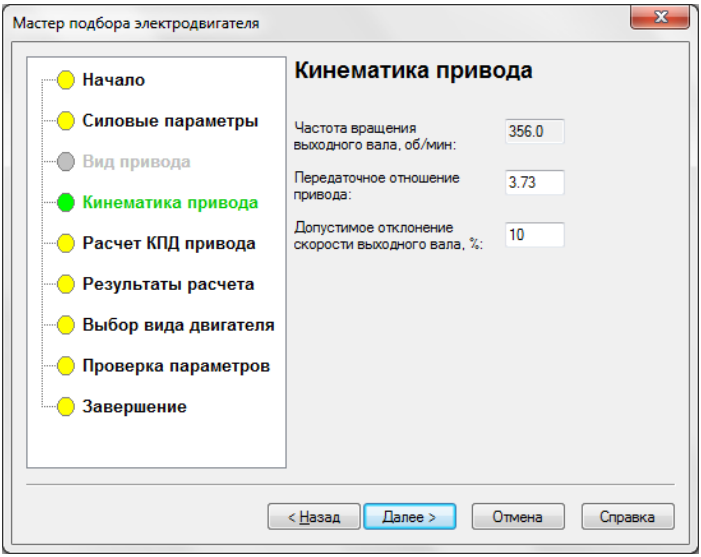


Рис.1.8 – панель кинематики привода.

В **Кинематике привода** есть три графы: частота вращения выходного вала, передаточное отношение привода и допустимое

отклонение скорости выходного вала. Частота вращения задана, поэтому её поменять не можем.

Изменяем передаточное отношение на то, которое известно. Нажимаем **ДАЛЕЕ**. Появляется меню **РАСЧЕТА КПД ПРИВОДА** (Рис.1.9). Здесь потребуется выбрать передачу. Выделяем нужную передачу и **ЧЕРНОЙ СТРЕЛКОЙ** переносим ее вниз. (Рис.1.10). При этом КПД привода подсчитывается автоматически и передача выбрана. После нажатия **ДАЛЕЕ** появляется окно **РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА** (Рис.1.11). При этом имеем подобранную программой мощность двигателя и частоту вращения, которая находится в небольшом диапазоне. Данные значения остаются неизменными (их нельзя поменять), так как это результат расчетов. Нажимаем кнопку **ДАЛЕЕ** и программа предлагает выбрать вид двигателя (Рис.1.12). Выбор делается в соответствии с режимом эксплуатации. В данном случае принимаем трехфазный асинхронный двигатель общего применения.

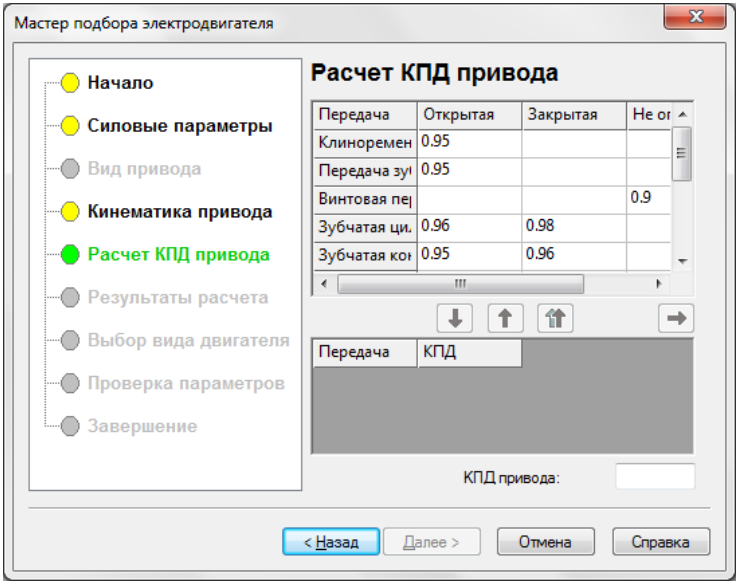


Рис.1.9 – меню расчёта КПД привода 1

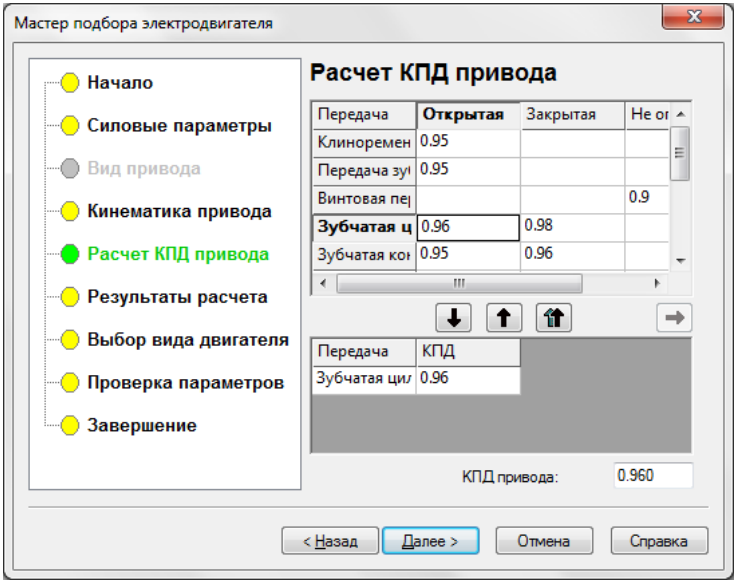


Рис.1.10 – меню расчёта КПД привода 2

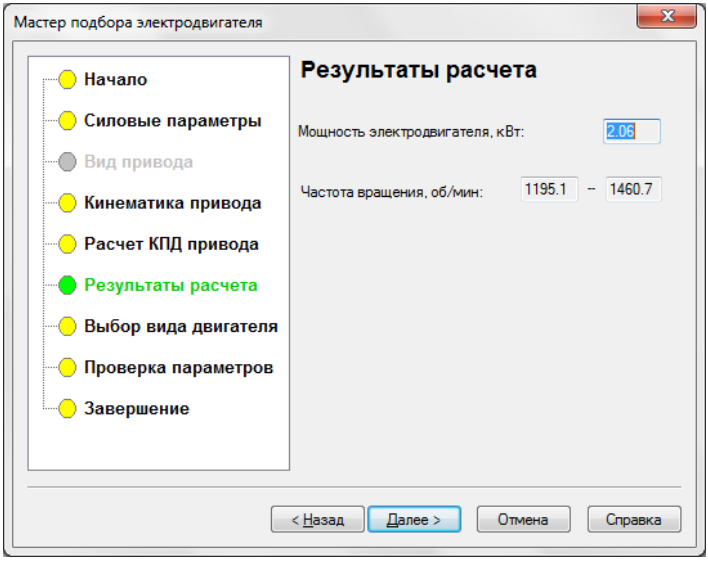


Рис.1.11 – панель результатов расчёта.

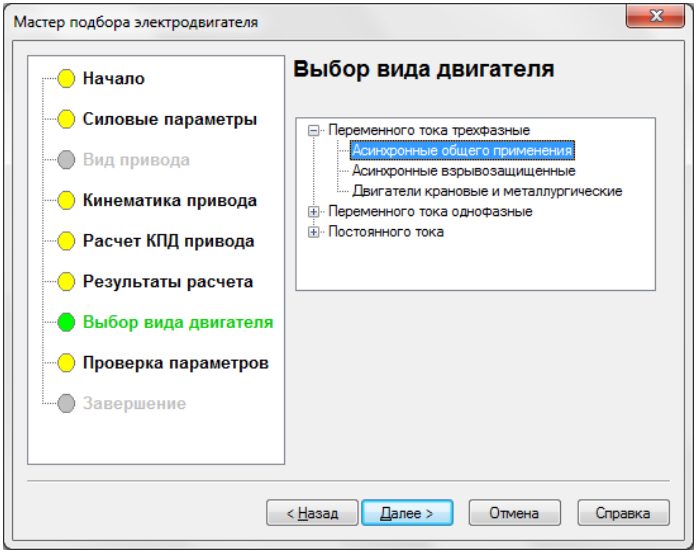


Рис.1.12 – меню выбора вида двигателя.

Программа проверяет принятые параметры и по ним принимается оптимальный вариант (Рис.1.13). Выбираем необходимый двигатель и нажимаем кнопку **ДАЛЕЕ**.

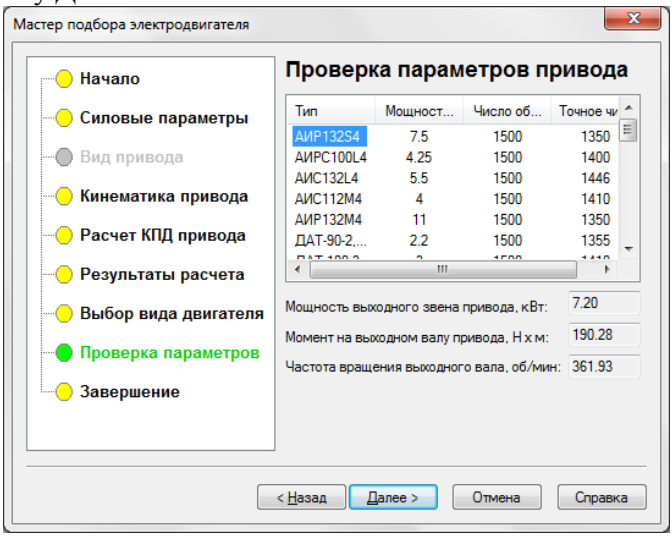


Рис1.13 -. Проверка параметров привода.

Создаём текстовый файл и сохраняем его путём нажатия **ГОТОВО**. (Рис. 1.14).

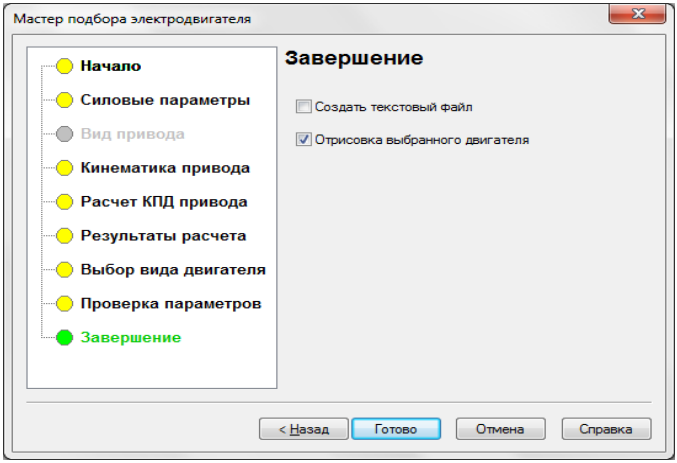


Рис.1.14 -. Завершение подбора электродвигателя.

После появления электронной библиотеки **трехфазных асинхронных двигателей общего применения** (Рис.1.15), нажимаем **ОК**.

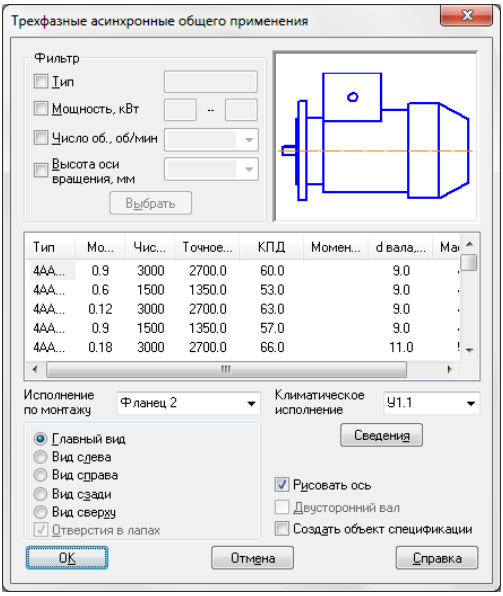


Рис.1.15 - Трехфазные двигатели.

При помощи мыши фиксируем выбранный двигатель в требуемом для нас положении (рис.1.16).

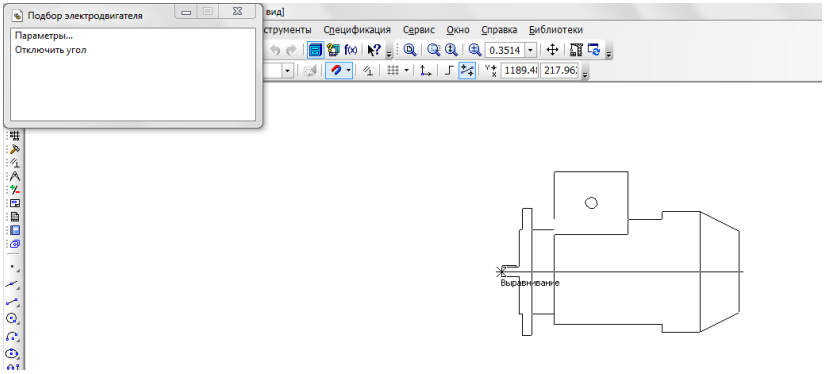


Рис.1.16 - Фиксирование двигателя.

2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи

2.1 Выбор материала зубчатых колес. Расчет допускаемых напряжений

Для изготовления зубчатых колес используют стали, чугуны, неметаллические материалы (для легконагруженных и малошумящих передач) и реже сплавы цветных металлов.

Колеса силовых передач делают в основном из стали, реже из чугунного литья. Колеса больших диаметров (800 мм и более) изготавливают литыми, а меньших диаметров - из кованых или штампованных заготовок.

Для колес с твердостью активных поверхностей зубьев меньше 350 единиц по Бринелю (HB≤350) применяют стали марок 40, 45, 50, 50Г, 35Х, 40Х, 45Х, 40ХН, 35ХМА, 30ХН3А, 34ХМ и другие. Требуемую твердость ак-тивных поверхностей зубьев обеспечивают термообработкой нормализацией или улучшением. Эти стали позволяют изготовить колеса по упрощенной схеме с чистовой обработкой заготовки и зубьев после термообработк и.

Для получения повышенной нагрузочной способности, снижения габа-ритов и массы передачи целесообразно создавать высокую твердость активных поверхностей зубьев, чего достигают объемной поверхностной закалкой и химико-термической обработкой (цементация, азотирование, цианирова-ние). Нарезание зубьев при этих видах обработки производят до термообработки, а возможные финишные операции – после нее.

В таблице 2.1 приведены основные механические характеристики наиболее распространенных сталей для изготовления зубчатых колес.

Определение допустимых напряжений

Для шестерни обычно выбирают материал тверже, чем для колеса не менее чем на 10 единиц твердости по Бринеллю, поскольку оно совершает больше оборотов в единицу времени, чем колесо.

Допускаемые контактные напряжения для лимитирующего элемента передачи определяют как

$$[\sigma_H] = \frac{K_{HL}\sigma_{H\lim}}{S_H}$$

где S_H – коэффициент безопасности по контактным напряжениям.

Коэффициент долговечности определяется по формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1,$$

где N_{H0} – базовое число циклов нагружения, $N_{H0} = 30HB^{2,4}$;

HB – твердость материала зубьев по Бриннелю;

N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения.

При постоянном режиме нагрузки N_{HE} определяют по формуле:

$$N_{HE} = 60nct_0,$$

где n – частота вращения зубчатого колеса, об/мин;

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым);

t_0 – расчетный срок службы передачи, ч.

Допускаемые изгибные напряжения определяют:

$$[\sigma_F] = \frac{K_{FL}\sigma_{F\lim}}{S_F},$$

где S_F – коэффициент безопасности по изгибным напряжениям.

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \geq 1,$$

где $N_{FE} = N_{HE}$ - эквивалентное число циклов нагружения.

Значения $\sigma^0_{H\lim}$, $\sigma^0_{F\lim}$, S_H, S_F приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.1 – Основные механические характеристики наиболее распространенных сталей

Марка стали	Размеры, мм		Твердость поверхности, HRC	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Термообработка
	D	L				
35	Любой	Любой	–	550	270	Нормализация
45	Любой	Любой	–	600	320	Нормализация
45	125	80	–	780	540	Улучшение
45	80	50	–	890	650	Улучшение
40Х	200	125	–	790	640	Улучшзние
40Х	125	80	–	900	750	Улучшение
40Х	125	80	45 – 50	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
35ХМ	315	200	–	800	670	Улучшение
35ХМ	200	125	–	920	790	Улучшение
35ХМ	200	125	48 – 53	920	790	Улучшение + закалка ТВЧ
40ХН	315	200	–	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	–	920	750	Улучшение
40ХН	200	125	48 – 53	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
20ХНМ	200	125	56 – 63	1000	800	Улучшение
16ХГТ	200	125	56 – 63	1000	800	Улучшение
12ХН3А	200	125	56 – 63	1000	800	Улучшение
40ХНМА	125	80	50 – 56	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	Любой	Любой	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	–	680	440	Улучшение

2.2. Расчет геометрических размеров цилиндрической зубчатой передачи

Определение межосевого расстояния передачи

Предварительно межосевое расстояние зубчатой передачи (мм) опре-деляют из условия контактной прочности активных поверхностей зубьев ко-леса по формуле:

$$a_\omega = k(U \pm 1)\sqrt[3]{\frac{K_H T}{\psi_{ba} U^2 [\sigma_H]^2}}$$

где k – коэффициент, зависящий от угла наклона зубьев: k = 450 для прямозубой передачи, k = 410 для косозубой передачи

U - передаточное число ступени («+» для внешнего зацепления, «-» для внутреннего зацепления);

K_H - коэффициент нагрузки; в предварительных расчетах можно принять равным $K_H = 1{,}2...1{,}5$, выбирая меньшие значения для более точных передач и при расположении зубчатых колес ближе к середине валов, а большие значения - для менее точных передач при расположении у опор;

T - крутящий момент на ведомом валу ступени, Н·м;

$[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, МПа;

$\psi_{ba} = b/a_\omega$ – коэффициент ширины зубчатых колес, выбираемый из ряда стандартных значений в соответствии с ГОСТ 2185–66.

При выборе значения ψ_{ba} необходимо учитывать твердость поверхности зубьев, а также расположение зубчатых колес на валах редуктора так, как это показано в табл. 2.3.

Полученное значение межосевого расстояния необходимо округлить до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66:
25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710.

Определение ширины колеса и шестерни

Ширина колеса (мм) определяется из выражения

$$b_2 = \psi_a \cdot a.$$

Ширина шестерни, мм: $b_1 = b_2 + (2...4)$.

Полученные значения округляются до ближайшего целого числа.

Расчет нормального модуля

Минимальный модуль m_{min} определяется из условия прочности по следующей зависимости:

$$m_{min} = \frac{K_m K_F T_1 (u \pm 1)}{a_w b_2 [\sigma]_{F2}}$$

где K_m - коэффициент, равный $3{,}4 \cdot 10^3$ для прямозубых передач и $2{,}8 \cdot 10^3$ для косозубых передач;

K_F - коэффициент нагрузки, принимаемый равным K_H.

Нормальный модуль зубчатых колес определяют (с дальнейшим округлением по ГОСТ 9563-60) из следующих соотношений: $m = b_2 / \psi_m$; $m \geq m_{min}$

Таблица 2.2 – Прочностные характеристики некоторых сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Термическая обработка	Твердость зубьев HRC на поверхности	Стали	σ^0_{Hlim}**, МПа	S_H	σ^0_{Flim}**, МПа	S_F	$[\sigma_{Hmax}]$**, МПа	$[\sigma_{Fmax}]$**, МПа
Нормализация Улучшение	HB 180 – 350	40; 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.	2HB+70	1,1	1,8HB	1,75	$2{,}8\sigma_т$	2,7HB
Объемная закалка	45 – 55	40Х; 40ХН; 35ХМ и др.	18HRC+ +150		500			1400
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$)	56 – 63	50; У7	17HRC+ +200	1,2	630		40 HRC	1260
	42 – 50	40Х; 35ХМ; 40ХН и др.			420			
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины (модуль m_n<3)*	42 – 50	40Х; 35ХМ; 40ХН и др			375			1430
Азотирование	52 – 60	40Х; 40ХФА; 40ХША и др.	1050		10HRC+ +240		30HRC	1000
Цементация и закалка	56 – 63	Цементируемые стали всех марок	23HRC		600	1,55	40HRC	1200
		20ХН2М; 12ХН3А:			710			
Нитроцементация и закалка	56 – 63	25ХГМ			750			1520

Таблица 2.3 - Определение коэффициента ширины

Твердость	Расположение колеса на валу относительно опор		
	Симметричное	Несимметричное	Консольное

HB ≤ 350	ψ_{ba} = 0,315; 0,4; 0,5	ψ_{ba} = 0,25; 0,315; 0,4	ψ_{ba} = 0,2; 0,25
HB > 350	ψ_{ba} = 0,25; 0,315; 0,4	ψ_{ba} = 0,2; 0,25; 0,315	ψ_{ba} = 0,16; 0,2

Значение коэффициента ψ_m выбирают из табл. 2.4 Следует учитывать, что с уменьшением коэффициента ψ_m увеличивается модуль и это приводит к повышению изгибной прочности зубьев. Кроме того. с увеличением модуля передача становится менее чувствительной к колебанию межосевого расстояния, вызванного неточностью изготовления и упругими деформациями валов и опор. Однако увеличение модуля уменьшает плавность работы передачи, увеличивает диаметр заготовки и машинное время при нарезании зубьев.

Таблица 2.4 - Рекомендуемые значения ψ_m

Характеристика передачи	$\Psi_m = b_w / m$, не более
H_1 и H_2 < 350 HB	30 - 25
H_1 и H_2 > 350 HB	20 - 15
H_1 и H_2 > 58 HRC_3	*25 - 20*

Суммарное число зубьев для прямозубых передач определяют по формуле:

$$z_\Sigma = z_2 \pm z_1 = 2 \cdot a_w / m$$

Учитывая, что z_Σ долно быть целым числом, иногда приходится изменять значения a_w и m или осуществлять смещение инструмента (корригирование эубьев).

Двя косозубых передач вначале определяют минимальный угол наклона зубьев:

$$\beta_{min} = \arcsin (4m / b_2) \geq 8^o$$

Для шевронных передач угол $\beta_{min} = 25°$.

Суммарное число зубьев для косозубых передач:

$$z_\Sigma = z_2 \pm z_1 = (2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{min}) / m$$

Полученное значение z_Σ округляют в меньшую сторону до целого числа и определяют действительное значение угла:

$$\beta = \arccos \frac{z_\Sigma m_n}{2a_w},$$

$$8^o \leq \beta \leq 20^o$$

Вычисляют числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2:

$$z_1 = z_\Sigma / (u \pm 1) > z_{min}$$

(значение z_1 округляют до целого числа).

Число зубьев колеса z_2 для внешнего и внутреннего зацепления соответственно:

$$z_2 = z_\Sigma - z_1,\ z_2 = z_\Sigma + z_1$$

Для прямозубых и косозубых зубчатых колес, нарезанных без смещения инструмента, $z_{min} = 17$ и $z_{min} = 17 \cdot \cos^3\beta$ соответственно.

Фактическое значение передаточного числа

$$u = z_2 / z_1$$

Расчет выполняют с точностью до 0,01. В многоступенчатых редукторах фактическое общее передаточное число не должно отличаться от заданного более чем на 4 %.

Параметры зубчатых колес:

- делительные окружности $d_1 = m \cdot z_1$ $d_2 = m \cdot z_2$
- окружности вершин зубьев $da_1 = m \cdot (z_1+2)$ $da_2 = m \cdot (z_2+2)$
- окружности впадин зубьев $d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2,5)$ $d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,5)$

2.3 Проверочный расчет цилиндрической зубчатой передачи

Окружную скорость колеса V, м/с, определяют по формуле:

$$v = \frac{2\pi a_w n_2}{60 \cdot 10^4 (u \pm 1)}.$$

Степень точности передачи выбирают по табл. 2.5.

Таблица 2.5 - Рекомендуемые степени точности

Степень точности (по ГОСТ 1643-81)	Допустимая окружная скорость *v* , м/с	
	прямозубых	косозубых
6-я (передачи повышенной точности)	20	30
7-я (передачи нормальной точности)	12	20
8-я (передачи пониженной точности)	6	10
9-я (грубые передачи)	3	5

Проверочный расчет на контактную выносливость проводят по зависимости

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w}\sqrt{\frac{K_H T_1 (u \pm 1)^3}{b_w u}} \le [\sigma]_H$$

где осредненные значения коэффициента z_σ равны 9600 и 8400 для прямозубых и косозубых передач соответственно.

K_H - коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями по ширине венца, а также возможные динамические нагрузки в зацеплении.

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент распределения нагрузки;

$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых передач. Коэффициенты $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ учитывающие распределение нагрузки между зубьями для косозубых передач, определяют по графику на рис. 2.1.

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, для прирабатывающихся колес $K_{H\beta} = 1$.

По степени точности и окружной скорости по таблице 2.6 определяются коэффициенты динамической нагрузки при расчёте по контактным напряжениям K_{Hv} и напряжениям изгиба K_{Fv}.

Если расчетное напряжение σ_H меньше допускаемого $[\sigma]_H$ в пределах 15...20 % или σ_H больше $[\sigma]_H$ в пределах 5 %, то ранее принятые параметры передачи принимают за окончательные. В противном случае необходим пересчет.

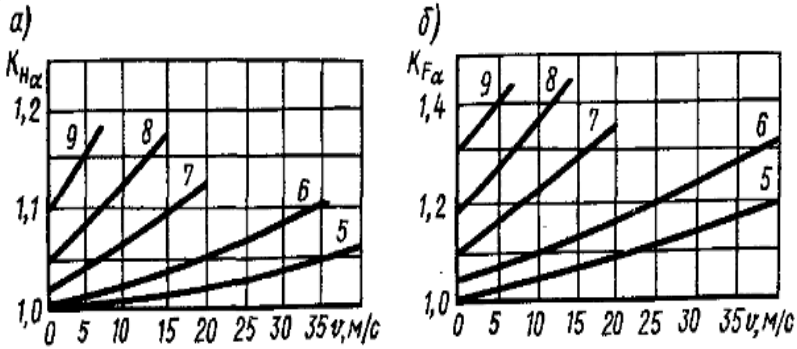


Рис.2.1 – графики распределения нагрузки между зубьями для косозубых передач

<u>Проверочный расчет на выносливость при изгибе</u> проводят для зубьев шестерни и колеса.

$$\sigma_F = \frac{Y_\sigma K_F F_t}{m \cdot b} \leq [\sigma]_F$$

где $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$ - коэффициент нагрузки, учитывающий влияние динамических и дополнительных (внутренних) нагрузок,

возникающих в зацеплении; $K_{F\alpha}$ определяется по рис2.1; $K_{F\beta}$ = 1 –для прирабатывающихся колес; K_{Fv} определится по табл.2.6.

Y_σ - коэффициент, учитывающий влияние на напряжение изгиба формы зуба, перекрытия и наклона зубьев (способ определения Y_σ приведен в табл. 2.7);

F_t - окружная сила, определяемая по формуле, Н:

$$F_t = T_1 \cdot (u \pm 1) / a_w$$

Силы, действующих на вал от зубчатых колес, Н:

- окружная $F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_1$
- радиальная $F_r = F_t \cdot tg\ 20^o / \cos \beta$
- осевая $F_a = F_t \cdot tg\ \beta$ – только для косозубых колес.

Таблица 2.6 - Значения коэффициента концентрации K_{Hv}, K_{Fv}

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	K_{Hv}	1,03/1,01	1,06/1,06	1,12/1,03	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
	K_{Fv}	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,1	1,40/1,15	1,58/1,2	1,67/1,25
7	K_{Hv}	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	K_{Fv}	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
8	K_{Hv}	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,07	1,4/1,08
	K_{Fv}	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
9	K_{Hv}	1,05/1,01	1,1/1,03	1,2/1,05	-	-	-
	K_{Fv}	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	-	-	-

2.4 Конструирование цилиндрического колеса

Конструкция зубчатого колеса зависит от проектных размеров, материала, способа получения заготовки и масштаба производства.

Основные конструктивные элементы колеса - обод, ступица и диск (рис. 2.2).

Таблица 2.7 - Определение коэффициента $Y_\sigma = Y_{F\alpha} * Y_\beta * Y_\varepsilon$

Параметр	Обозначение	Метод определения

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряженки	$Y_{F\alpha}$	В зависимости от приведенного числа зубьев $z_V = z / \cos^3 \beta$ Y_{FS} : 4,02 3,88 3,8 3,75 При Z: 40 50 63 71
Коэффициент, учитывающий наклон зуба (только для косозубых передач)	Y_β	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$,
Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	Y_ε	Y_ε = 0,8 (для прямозубых передач), Y_ε = 0,65 (для косозубых передач)

Обод воспринимает нагрузку от зубьев и должен быть достаточно прочным и в то же время податливым, чтобы способствовать равномерному распределению нагрузки по длине зуба.

Ступица служит для соединения колеса с валом. Диск соединяет обод и ступицу. Иногда в диске колеса выполняют отверстия, которые используются при транспортировке и обработке колёс, а при больших габаритах уменьшают массу колеса. В конструктивном расчёте элементов обода, диска и ступицы используются размеры колеса, полученные в проектном расчёте: диаметр вершин зубьев d_{a2}, ширина колеса b_2 и нормальный модуль m_n.

Толщина обода, мм:

$$\delta_0 = (2{,}5...4) m_n.$$

Полученное значение округлить до ближайшего большего целого числа ($\delta_0 > 8$ мм).

Толщина диска, мм:

$$C = (0{,}25...0{,}3)\, b_2.$$

Полученное значение округлить до ближайшего большего целого числа.

Внутренний диаметр ступицы (в данной работе определяем ориентировочно), мм:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_4}{0{,}2[\tau]}} + (10...12),$$

Где [τ] = 20 Мпа – допускаемое напряжение кручения.

Полученное значение округлить до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров (Ra40).

Наружный диаметр ступицы, мм:

$$d_{cm} = 1{,}55\ d$$

Длина ступицы, мм:

$$l_{cm} \geq b_2$$

Для уменьшения массы и экономии материала в диске колеса обычно предусматривают 4...6 отверстий. Диаметр центров отверстий в диске колеса, мм:

$$D_0 = \frac{(d_{f2} - 2\delta_0) + d_{ст}}{2}.$$

Диаметры отверстий в диске колеса, мм:

$$d_0 = \frac{(d_{f2} - 2\delta_0) - d_{ст}}{3}.$$

Радиусы закруглений обычно принимают $R > 6$ (мм) и уклоны - $\gamma > 7°$.

Размеры фасок принимают по таблице 2.8

Таблица 2.8 – стандартные размеры фасок

Диаметр ступицы или обода, мм	св. 20 до 30	св. 30 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 150	св. 150 до 250	св. 250 до 500
f, мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

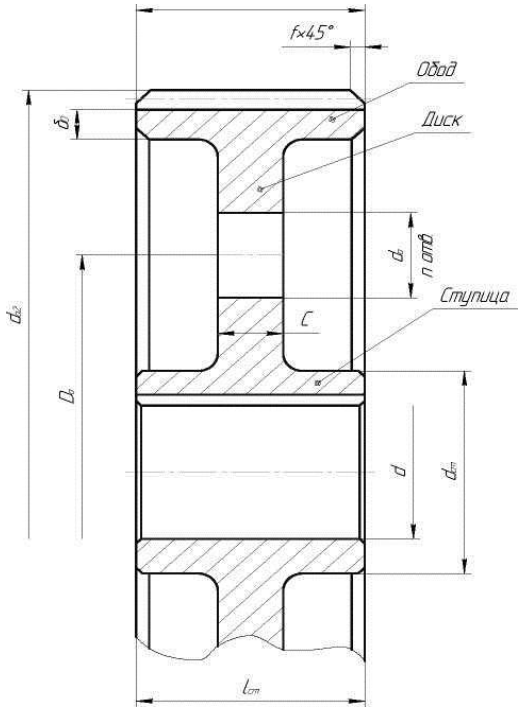


Рис.2.2 – конструкция цилиндрического колеса

2.5. Расчет цилиндрической зубчатой передачи с помощью программы Компас 3D V13

Как и в предыдущей работе, для начала расчёта необходимо запустить систему, создать новый чертёж, открыть меню «Менеджер библиотек», затем открыть папку «Расчёт и построение» и запустить приложение «КОМПАС SHAFT 2D» (рис 2.3). В запущенном приложении создать новую модель и выбрать тип отрисовки (рис. 2.4).

Если конструкция зубчатого колеса имеет симметричное расположение зубчатого венца (обода) относительно ступицы, а длина ступицы по длине равна ширине венца зубчатого колеса (обода), то построение модели значительно упрощается и можно начинать построение сразу с зубчатого венца.

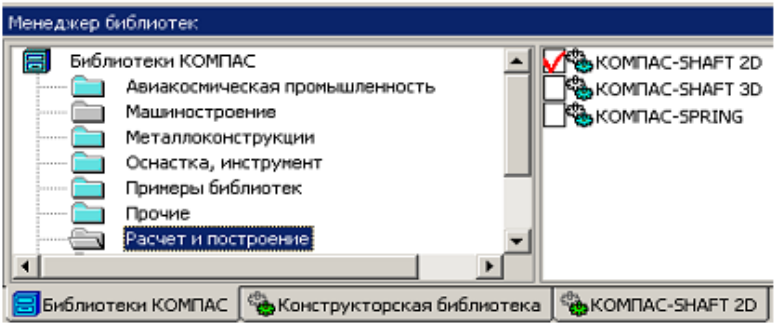


Рис. 2.3 – менеджер библиотек КОМПАС-SHAFT 2D

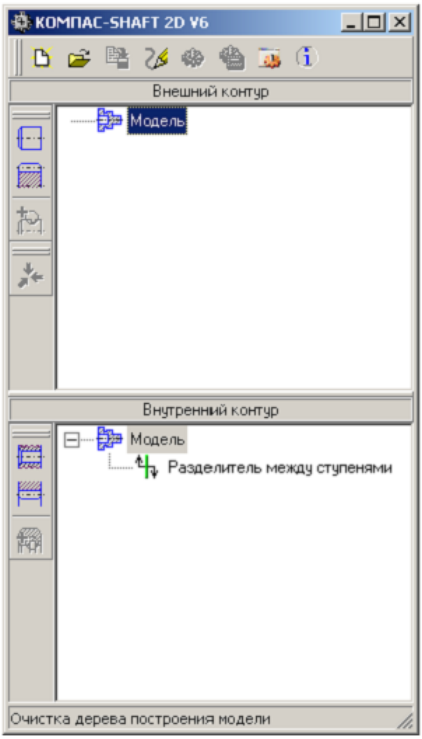


Рис. 2.4 – менеджер новой задачи

Для этого в окне программы «КОМПАС SHAFT 2D» (рис. 2.4) необходимо активировать курсором мыши значок передач В появившемся меню (рис.2.5) выбрать шестерню цилиндрической зубчатой передачи.

В появившемся меню программы расчёта механических передач «GEARS» (рис. 2.6) курсором мыши надо выбрать тип передачи (внешнее или внутреннее зацепление – по заданию) и активировать значок Запуск расчета.

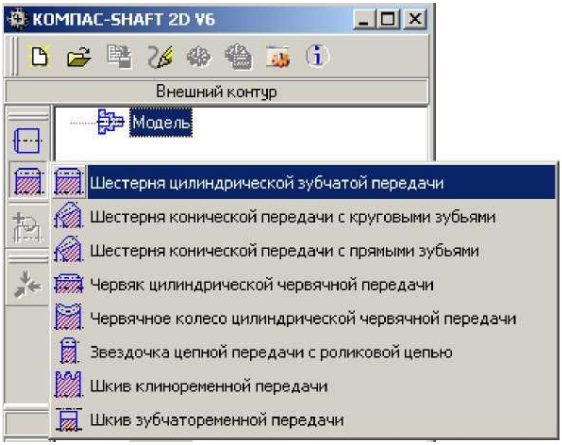
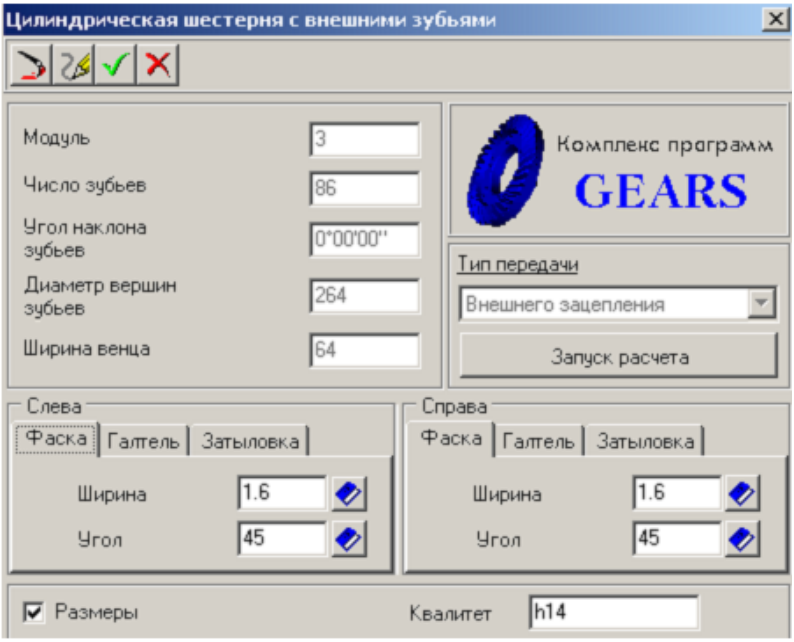


Рис.2.5–окно выбора объекта проектирования



. Рис.2.6 – меню программы расчёта механических передач «GEARS»

В появившемся окне программы «GEARS 5.1.01» (рис. 2.7) активировать значок Геометрический расчет и в появившемся меню «Вариант расчёта» выбрать расчёт по межосевому расстоянию. На экране появится меню «Геометрический расчёт» (рис.2.9), в котором необходимо ввести полученные в ходе расчёта в п. 2.2 параметры зацепления. Так же необходимо обратить внимание, что геометрический расчёт представлен на двух страницах, для перехода к следующей странице необходимо курсором мыши активировать значок Страница 2. На второй странице одним из вводимых параметров является коэффициент смещения, в данной работе коэффициенты смещения инструмента принять равными нулю.

После ввода параметров передачи следует произвести расчёт, активируя курсором мыши значок «Расчёт».

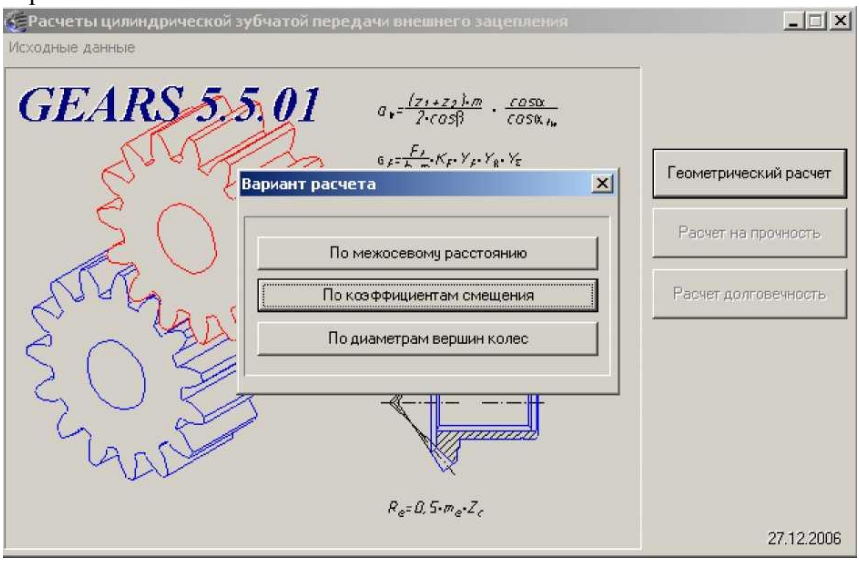


Рис.2.7 – окно выбора параметров геометрического расчета

Если все исходные данные для расчёта введены и являются корректными, то в нижней части окна меню геометрического расчета появится надпись: «Контролируемые измерительные параметры и параметры качества в норме». В окне «Выбор объекта построения» выбрать «Колесо» (рис.2.8). В меню (рис. 2.6) ввести размеры фасок и активировать опцию простановки размеров. Для завершения формирования зубчатого венца кликнуть курсором мыши на значок ✓.

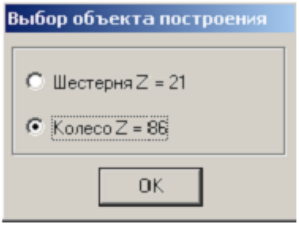


Рис. 2.8 – окно выбора объекта построения чертежа

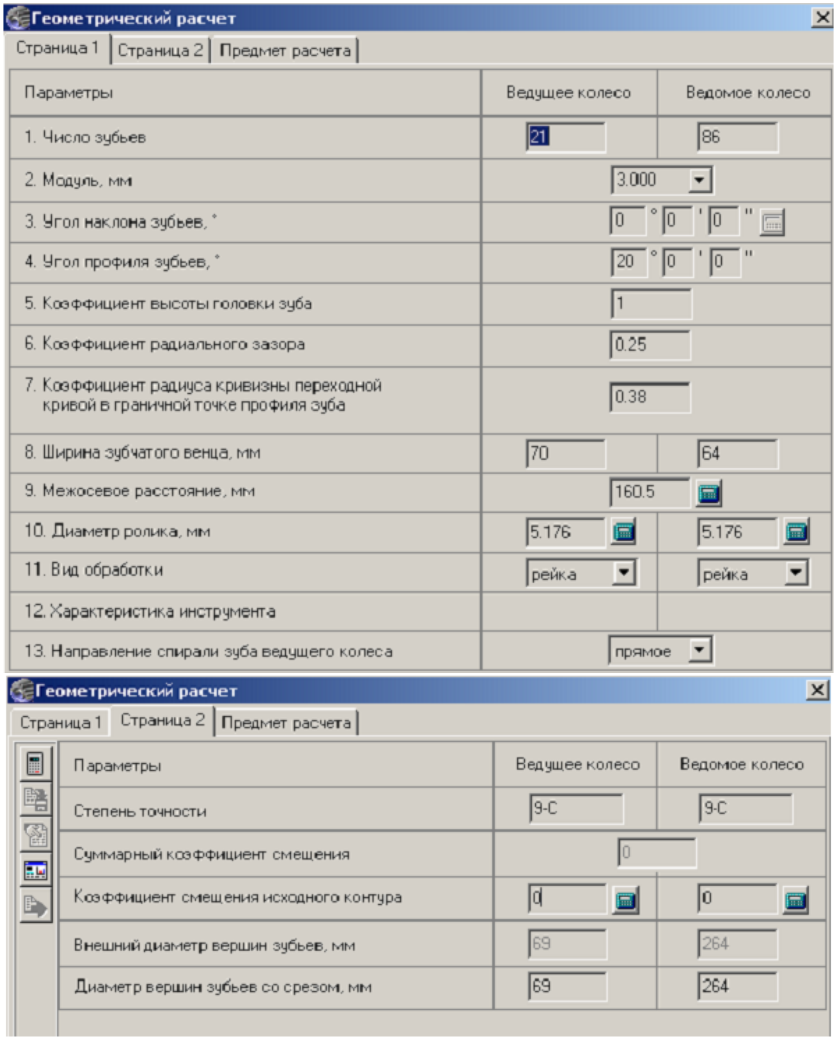


Рис. 2.9 – окно ввода параметров колеса

Программа позволяет выполнить расчёт на работоспособность. Для того чтобы выполнить этот расчет, необходимо активировать в меню «Запуск расчёта» и в появившемся окне (рис. 2.7) выбрать нужный вид расчёта (расчет на прочность или расчет долговечности). Посмотреть, сохранить и распечатать результаты выполненных расчётов можно, активировав курсором мыши в меню произведённого расчёта значок «Просмотр результата расчёта» .

Для того чтобы построить конструкцию зубчатого колеса, представленную на рис. 2.10, необходимо активировать курсором мыши в меню программы «КОМПАС SHAFT 2D» (рис. 2.3) значок «Дополнительные элементы ступеней» и выбрать значок «Кольцевые пазы» (рис. 2.11). Тип и конструктивные параметры кольцевых пазов зависят от вида заготовки зубчатого колеса. Тип кольцевых пазов может быть выбран любой, например «Тип 2».

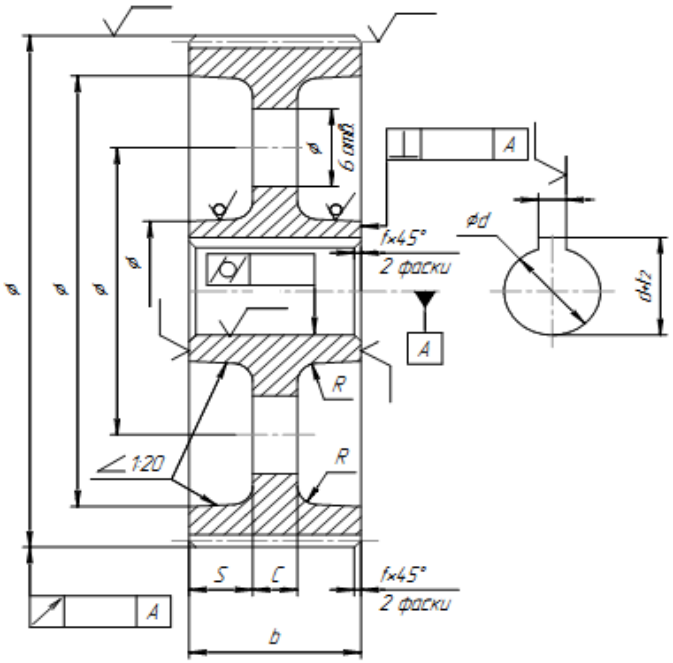


Рис. 2.10 – габаритный чертеж цилиндрического колеса

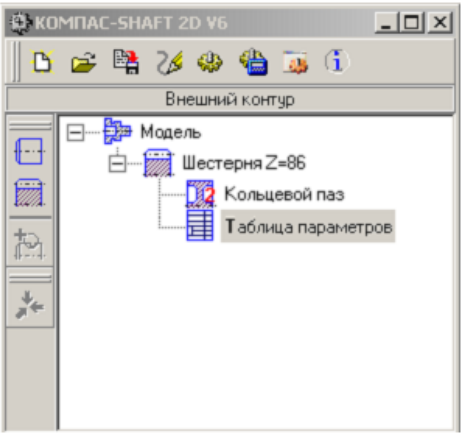


Рис.2.11 – окно выбора дополнительных параметров

В появившемся окне (рис. 2.12) необходимо задать параметры кольцевых пазов слева и справа согласно расчётам, проведенным в п. 2.4.

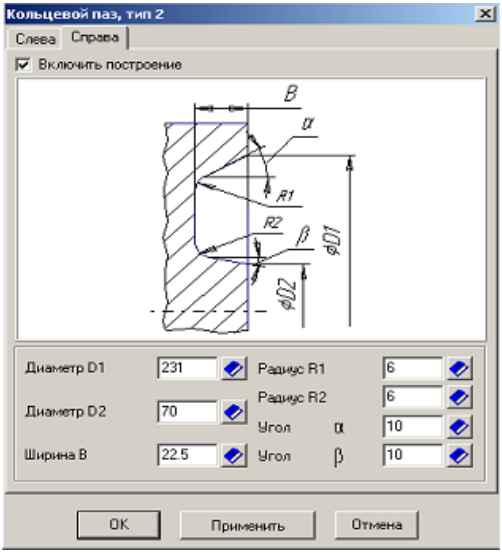


Рис.2.12 – окно параметров кольцевых пазов

Снова активируя курсором мыши значок , можно генерировать таблицу параметров проектируемого зубчатого колеса (рис. 2.13). Далее

курсором мыши кликнуть на кнопку «Применить». После чего заполненная таблица появится на рабочем чертеже.

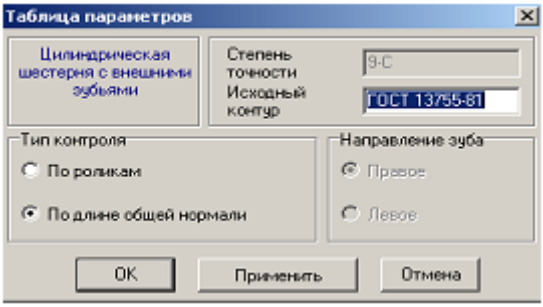


Рис.2.13 – окно таблицы параметров зубчатого колеса

Для формирования внутреннего контура модели зубчатого колеса (отверстие со шпоночным пазом в ступице) необходимо в меню окна «КОМПАС SHAFT 2D» (рис. 2.6) активировать курсором мыши значок , а затем в меню на рис.2.14 задать параметры отверстия в ступице колеса (п. 2.4).

Затем нужно задать на отверстии в ступице шпоночный паз. Для этого активируем курсором мыши значок «дополнительные элементы ступени». В появившемся меню (рис.2.14) выбираем элемент ступени – **Шпоночные пазы**, а в меню **Шпоночные пазы** - паз под соответствующий тип шпонки (призматическую по ГОСТ 23360-78).

Вид отверстия в ступице со шпоночным пазом обычно показывается на чертеже в проекционной связи с отверстием на главном виде. Для формирования изображения шпоночного паза с необходимыми размерами надо в меню окна «КОМПАС SHAFT 2D» (рис. 2.3) сначала активировать курсором значок **Дополнительные элементы ступеней** , а затем – появившийся значок Профиль шпоночного паза. После этого на экране появится меню, в котором нужно выбрать параметры изображения и вид соединения (рис. 2.14), а затем активировать кнопку **Применить**.

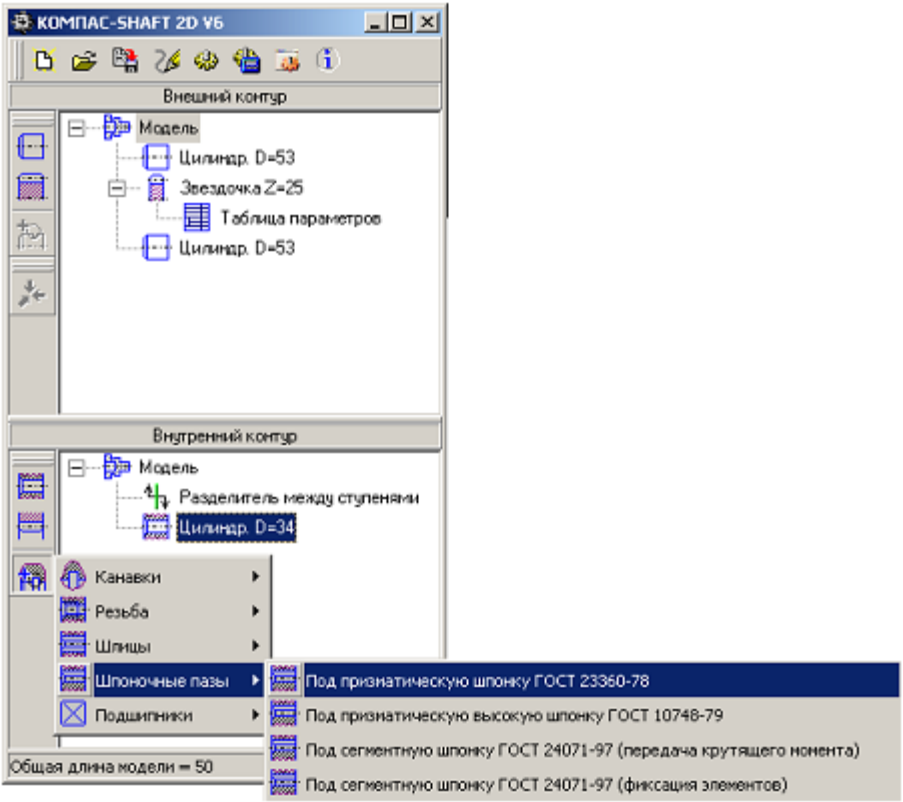


Рис.2.14 – меню параметров внутреннего контура

На чертеже колеса появится изображение шпоночного паза с размерами. Окончательно рабочий чертёж зубчатого колеса приводится к виду, представленному на рис. 2.15. На чертеже модели, построенной в «КОМПАС SHAFT 2D», таблица параметров приведена полностью. При необходимости с помощью инструментов редактирования таблицу параметров можно отредактировать.

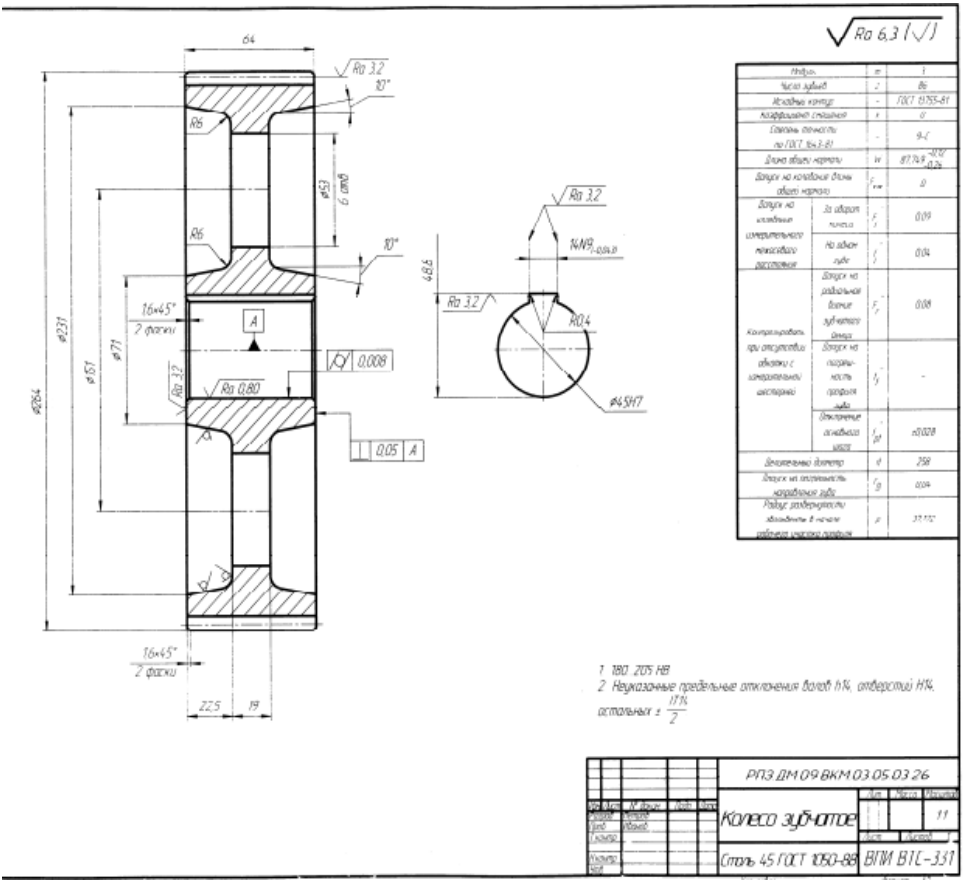


Рис.2.15 – рабочий чертеж зубчатого колеса

3 Расчёт закрытой конической зубчатой передачи

Выбор материала для изготовления конических зубчатых колёс и определение допускаемых напряжений производится так же, как и для цилиндрических зубчатых передач (см. п. 2.1).

3.1.Проектный расчёт

Предварительное значение среднего делительного диаметра шестерни, мм, определяется по формуле:

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2+1}}{0{,}85\psi_{bd}\left[\sigma_H\right]^2 \mathrm{u}}} \ ,$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, K_d = 770 МПа$^{1/3}$ – для прямозубых передач и K_d = 675 МПа$^{1/3}$ - для передач с непрямыми зубьями;

T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·м;

$K_{H\beta}$– коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; определяют по графикам (рис. 3.1) в зависимости от твердости зубьев/ коэффициента ψ_{bd} и схемы передачи;

u – передаточное число конической передачи;

ψ_{bd}– коэффициент ширины зубчатого венца;

$[\sigma]_H$– допускаемое контактное напряжение, МПа.

Коэффициент ширины зубчатого венца численно равен отношению ширины зубчатого венца b к среднему делительному диаметру шестерни d_{m1}

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} \ .$$

Рекомендуется принимать $\psi_{bd} \approx 0{,}3...0{,}4$ для неприрабатывающихся зубьев (HB >350 для колеса и HB >350 для шестерни) и при переменных (и даже резко переменных) нагрузках и $\psi_{bd} \approx 0{,}5...0{,}6$ при твердости зубьев $HB \leq 350$ и постоянной нагрузке.

Ширина зубчатого венца определяется по формуле:

$$b = d_{m1} \cdot \psi_{bd} \cdot$$

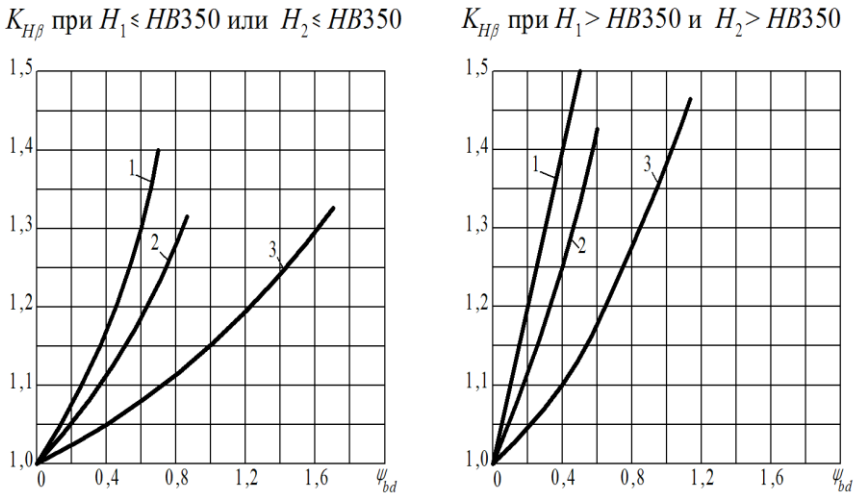


Рис. 3.1. Графики для определения значений коэффициента $K_{H\beta}$

Вычисленное значение b (мм) округляют до ближайшего целого числа.

Внешний окружной модуль определяется по формуле

$$m_{te} \geq \frac{b}{10} \ .$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего значения по ГОСТ 9563-60 (табл. 3.1), отдавая предпочтение первому ряду.

Таблица 3.1 -Значения модулей зубчатых колес (ГОСТ 9563-60)

m_{te}, мм												
	1-й ряд	1,5;	2;	2,5;	3;	4;	5;	6;	8;	10;	12;	16;	20
	2-й ряд	1,75;	2,25;	–	2,75;	3,5;	4,5;	5,5;	7;	9;	11;	14;	18

Предварительные значения углов делительных конусов определяются:

для колеса $\delta_2 = \mathrm{arctg}\, u$;

для шестерни $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$.

Рекомендуемая точность определения углов – до минуты.

Предварительное значение внешнего делительного диаметра шестерни определяют по формуле:

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1 .$$

Число зубьев шестерни и колеса определяется по формулам:

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}; \qquad z_2 = z_1 \cdot u.$$

Полученные значения округляют до целого в большую сторону.

Основные размеры конических зубчатых колес с межосевым углом ∑= 90° (рис. 3.2) определяют по формулам, приведенным в табл. 3.2

Таблица 3.2 - Основные размеры конических зубчатых колес с прямыми, тангенциальными и круговыми зубьями

Параметры зацепления	Формулы
1	2
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0{,}5 m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Среднее конусное расстояние	$R_m = R_e - 0{,}5b$
Угол делительного конуса	$\delta_1 = \mathrm{arctg}\frac{z_1}{z_2}; \qquad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Внешний делительный диаметр	$d_{e1} = m_{te} z_1; \quad d_{e2} = m_{te} z_2$
Средний делительный диаметр	$d_{m1} = d_{e1} - b\sin\delta_1;$ $d_{m2} = d_{e2} - b\sin\delta_2$
Средний нормальный модуль	$m_{nm} = m_{te}\left(1 - 0{,}5\frac{b}{R_e}\right)\cos\beta$
Высота головки зуба	$h_{ae} = m_{te}\cos\beta$

Окончание табл. 3.2

1	2
Высота ножки зуба	$h_{fe} = 1{,}2 m_{te}\cos\beta$
Полная высота зуба	$h_e = h_{ae} + h_{fe}$
Диаметр окружностей вершин	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae}\cos\delta_1;$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae}\cos\delta_2$
Диаметр окружностей впадин	$d_{fe1} = d_{e1} - 2{,}4h_{fe}\cos\delta_1;$ $d_{fe2} = d_{e2} - 2{,}4h_{fe}\cos\delta_2$

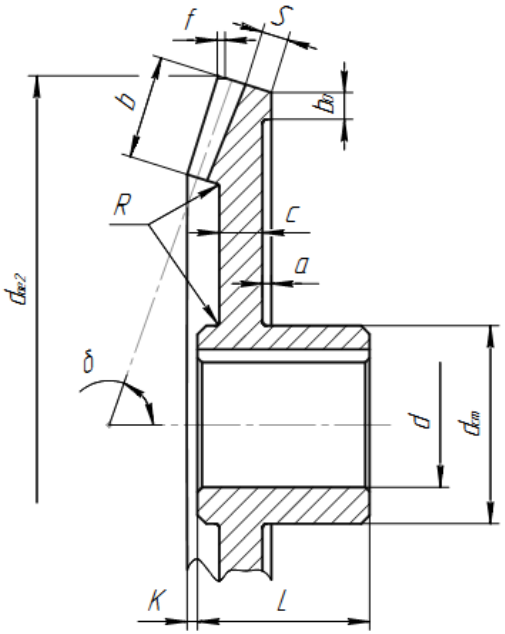


Рис. 3.2. Чертеж конического зубчатого колеса

3.2. Проверочный расчет

Окружная скорость зубчатых колес определяется по формуле

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

По окружной скорости назначается степень точности передачи (табл.2.5).

Расчет на контактную выносливость

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}\sqrt{u_2+1}}{0{,}85 \cdot d_{m1} \cdot u}} \le [\sigma_H],$$

где σ_H и $[\sigma_H]$ – соответственно действительное и допускаемое контактные напряжения, МПа;

z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев. При угле зацепления $\alpha = 20°$ и зубчатых колесах без смещения $z_H = 1{,}77\cos\beta$. Для прямозубых колес ($\beta = 0$) $z_H = 1{,}77$;

z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, для стальных зубчатых колес z_M = 275;

z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для прямозубых зубчатых колес z_ε = 1. Для конических зубчатых колес с непрямыми зубьями

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}},$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta;$$

d_{m1} – средний делительный диметр шестерни, мм;

ω_{Ht} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм, определяемая по формуле:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

где $F_t = \dfrac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}}$ – окружная сила, Н;

T_1 – крутящий момент на валу конической шестерни, Н м;

b – ширина зубчатого венца, мм;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по графикам рис. 3.1;

K_{HV} – коэффициент, учитывающий возникающую в зацеплении динамическую нагрузку, определяется по формуле:

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{Htp}} \cdot$$

где ω_{HV} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм, равная

$$\omega_{HV} = \frac{\delta_H \cdot g_o \cdot V}{u}\sqrt{R_m\left(u^2 + 1\right)},$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи, определяется по табл. 3.3;

g_o – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, определяется по табл. 3.4;

V – окружная скорость, м/с;

R_m – среднее конусное расстояние, мм;

ω_{Htp} – удельная расчетная окружная сила в зоне её наибольшей концентрации, Н/мм, равная:

$$\omega_{Htp} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta},$$

Таблица 3.3 - Значения коэффициента δ_H

Твердость поверхностей зубьев по Бринелю	Вид зубьев	δ_H
При твердости, меньшей или равной НВ 350, хотя бы одного из зубчатых колес	Прямые	0,006
	Непрямые	0,002
При твердости больше НВ 350 обоих зубчатых колес	Прямые	0,014
	Непрямые	0,004

Таблица 3.4 - Значения коэффициента g_o

Модуль m_{te},мм	Степень точности			
	6	7	8	9
До 3,55	38	47	56	73
Свыше 3,55 до 10	42	53	61	82
Свыше 10	48	64	73	100

<u>Условие прочности зуба по напряжениям изгиба</u>:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{0{,}85 m_{nm}} \le [\sigma_F],$$

где σ_F и $[\sigma_F]$ – соответственно действительное и допускаемое напряжения изгиба, МПа;

Y_F– коэффициент формы зуба, определяется по рис.3.3 в зависимости от эквивалентного числа зубьев Z_v шестерни и колеса;

Для прямозубых колес:

$z_{v1} = z_1 / \cos\delta_1$

$z_{v2} = z_2 / \cos\delta_2$

для колес с круговыми зубьями:

$z_{v1} = z_1 / (\cos\delta_1 \cos^3\beta)$

$z_{v2} = z_2 / (\cos 2_1 \cos^3\beta)$

Y_β– коэффициент, учитывающий наклон зуба; для прямозубых передач Y_β=1; для передач с непрямыми зубьями $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$ (β – угол наклона зуба в градусах);

m_{nm} – средний нормальный модуль, мм;

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм, определяемая по формуле

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} K_{FV},$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прямозубых передач $K_{F\beta}$=1, для передач с круговыми зубьями $K_{F\beta}$=1,08;

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, определяется по таблице 2.

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{Ftp}},$$

где ω_{FV} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм, равная

$$\omega_{FV} = \frac{\delta_F \cdot g_o \cdot V}{u}\sqrt{R_m\left(u^2+1\right)},$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий вид зубчатой передачи, δ_F = 0.016 – для колес с прямыми зубьями; δ_F = 0.006 – для колес с круговыми зубьями;

g_o, V, R_m – см. обозначения при расчете на контактную выносливость;

ω_{Ftp} – удельная расчетная окружная сила в зоне её наибольшей концентрации, Н/мм, равная: $\omega_{Ftp} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta}$,

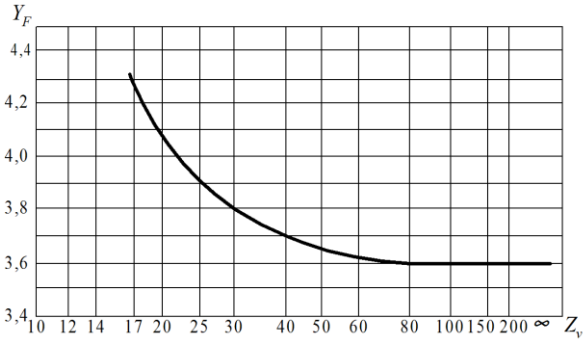


Рис. 3.3 – график для определения Y_F

Силы в зацеплении конических зубчатых колес

- окружные: $F_{t1} = F_{t2} = \dfrac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}}$;
- радиальная шестерни: $F_{r1} = \dfrac{F_t}{\cos\beta}\left(\mathrm{tg}\,\alpha \cdot \cos\delta_1 + \sin\beta \cdot \sin\delta_1\right)$;
- осевая шестерни: $F_{a1} = \dfrac{F_t}{\cos\beta}\left(\mathrm{tg}\,\alpha \cdot \sin\delta_1 + \sin\beta \cdot \cos\delta_1\right)$;
- осевая колеса: $F_{a2} = F_{r1}$;
- радиальная колеса $F_{r2} = F_{a1}$,

3.3 Определение конструктивных элементов конического колеса

- Посадочный диаметр конического колеса, мм: (см.рис.3.2)

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{T_3}{0{,}2[\tau]}} + 10$$

где [т|=25 МПа - допускаемое касательное напряжение;

T_3 – крутящий момент на валу конического колеса, Н м.

- Толщина обода, мм: $S = 2{,}5m_e$.
- Ширина обода, мм: $b_0 = S$.
- Наружный диаметр ступицы, мм: d_{cm} = 1,6d .
- Длина ступицы, мм: L = (1,2...1,5)d.
- Толщина диска, мм: c = 0,5(S + (0,3...0,4)d).
- Радиусы закруглений принимаем $R=1$ мм
- Принимаем размеры: $a = 2$ мм и $K=4$ мм.
- Размер фаски $f = 0{,}5m_e$..

3.4 Расчёт и проектирование конической зубчатой передачи с помощью системы КОМПАС-3D V13

Общий ход расчёта и проектирования конических зубчатых колёс в системе КОМПАС-3D во многом подобен расчету и проектированию цилиндрической зубчатой передачи. После запуска приложения «КОМПАС SHAFT 2D» и создания новой модели рационально вести построение конического колеса, выполняя

последовательно следующие действия:

- создать новую модель и выбрать тип отрисовки (рис. 2.4);
- на внешнем контуре модели создать простую цилиндрическую ступень длиной *K* и диаметром d_{cm}.

Затем выполнить построение диска и зубчатого венца конического колеса. Для этого необходимо в окне построения модели активировать значок «Элементы механических передач» и выбрать шестерню конической передачи с прямыми зубьями (рис. 3.4). В появившемся меню программы расчёта механических передач «GEARS» активировать значок Запуск расчета. В приложении «GEARS 5.2.04» выполнить геометрический расчёт по результатам, полученным в п. 3.1. Пример ввода данных для геометрического расчёта в программу «GEARS 5.2.04»

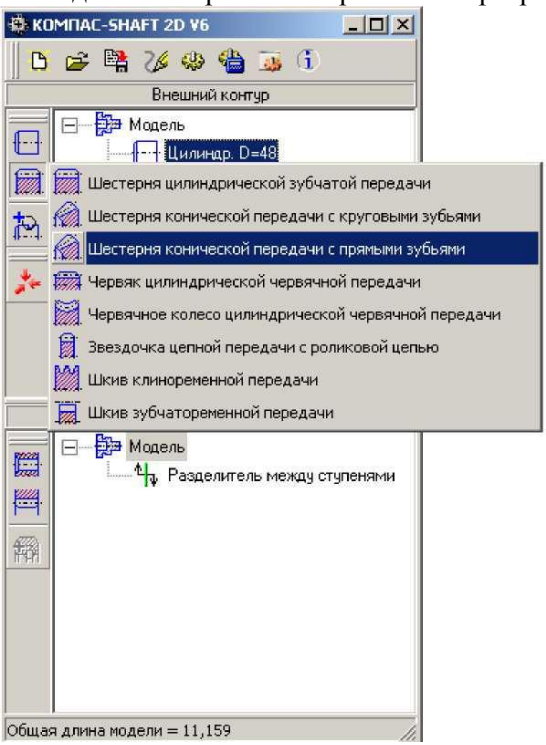


Рис. 3.4 – окно построения модели

представлен на рис. 3.5.

После завершения геометрического расчёта и возврата в меню приложения «GEARS», необходимо проверить правильность ввода геометрических параметров и активировать значок простановки размеров (рис.

3.6). При новом запуске расчета можно провести дополнительный расчет на прочность и долговечность зубьев конического колеса. Выполнив формирование и необходимые расчёты зубчатого венца и диска конического колеса, можно приступить к завершению создания внешнего контура модели. В конструкции проектируемого колеса, с правой стороны диска, предусмотрен кольцевой паз. Для генерации этого паза на модели в основном меню «КОМПАС SHAFT 2D» активируем значок «Дополнительные элементы ступеней» и выбираем тип кольцевого паза (рис. 3.7).

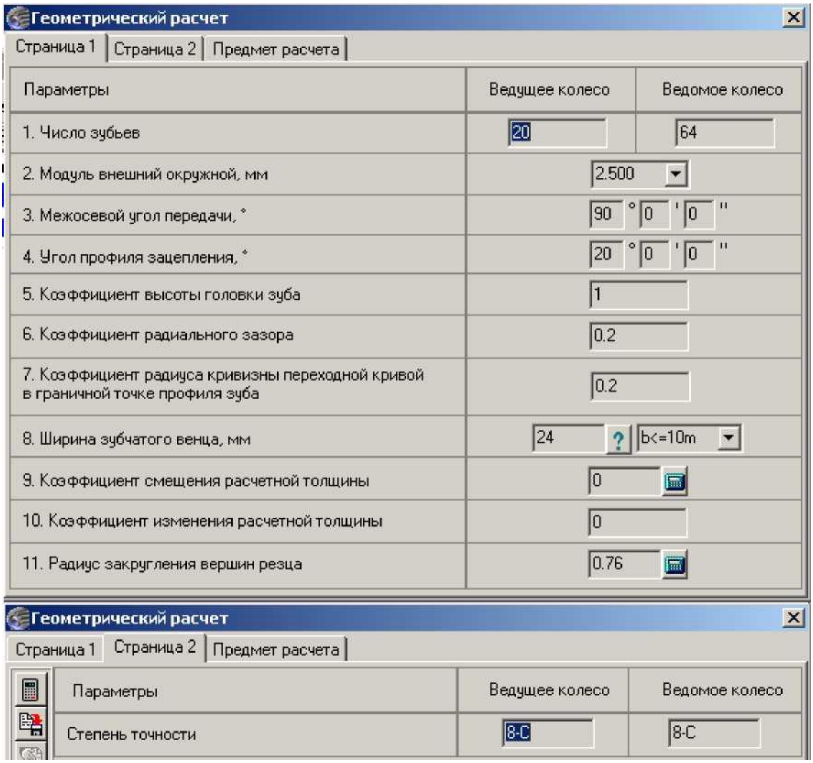


Рис.3.5 – окно ввода данных геометрического расчета

В этом же меню можно создать таблицу параметров конического зубчатого колеса. В меню построения кольцевых пазов (рис. 3.8) необходимо отключить построение кольцевого паза с левой стороны диска, а для паза с правой стороны - ввести необходимые геометрические параметры, определенные в п. 3.3.

Формирование оставшейся слева части ступицы выполняется так же, как и при создании модели звёздочки, то есть создается простая цилиндрическая часть

справа, по размерам, полученным в п. 3.3. Внутренний контур модели зубчатого колеса (отверстие со шпоночным пазом в ступице) строится так же, как в п. 2.6.

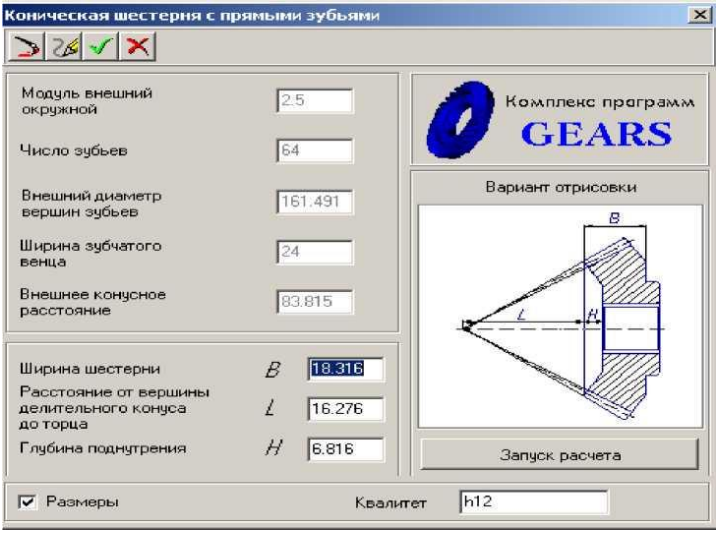


Рис.3.6 – окно ввода дополнительных параметров

Окончательный вид рабочего чертежа конического зубчатого колеса представлен на рис. 3.9 с полной таблицей параметров.

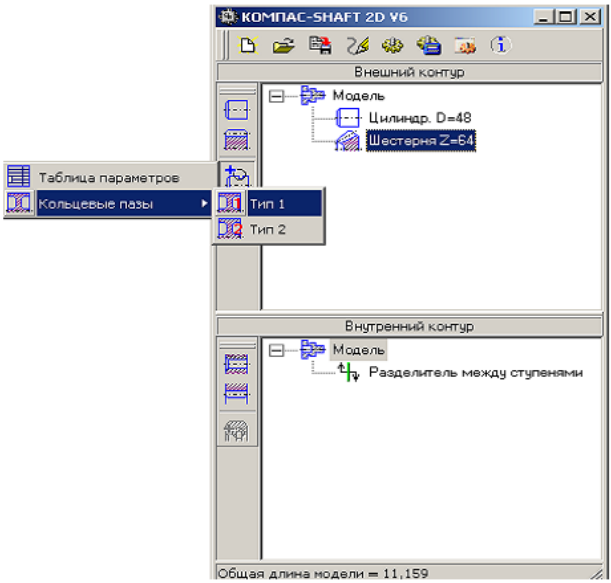


Рис. 3.7 – окно основного меню Компас

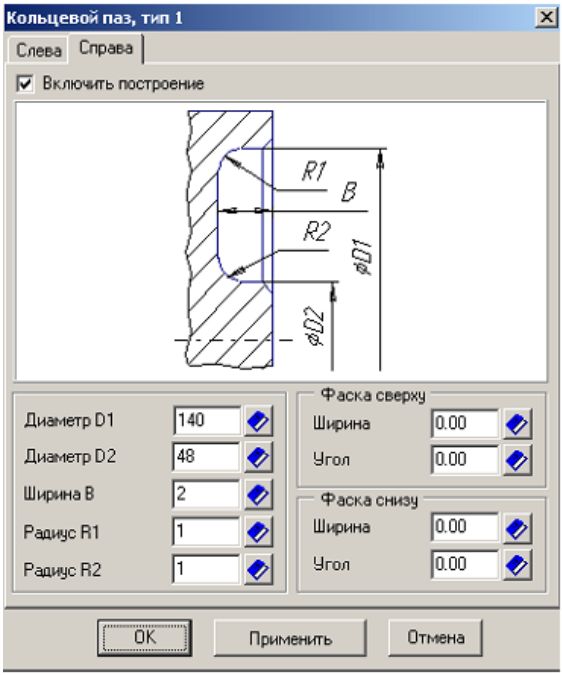


Рис.3.8 – меню построения кольцевых пазов

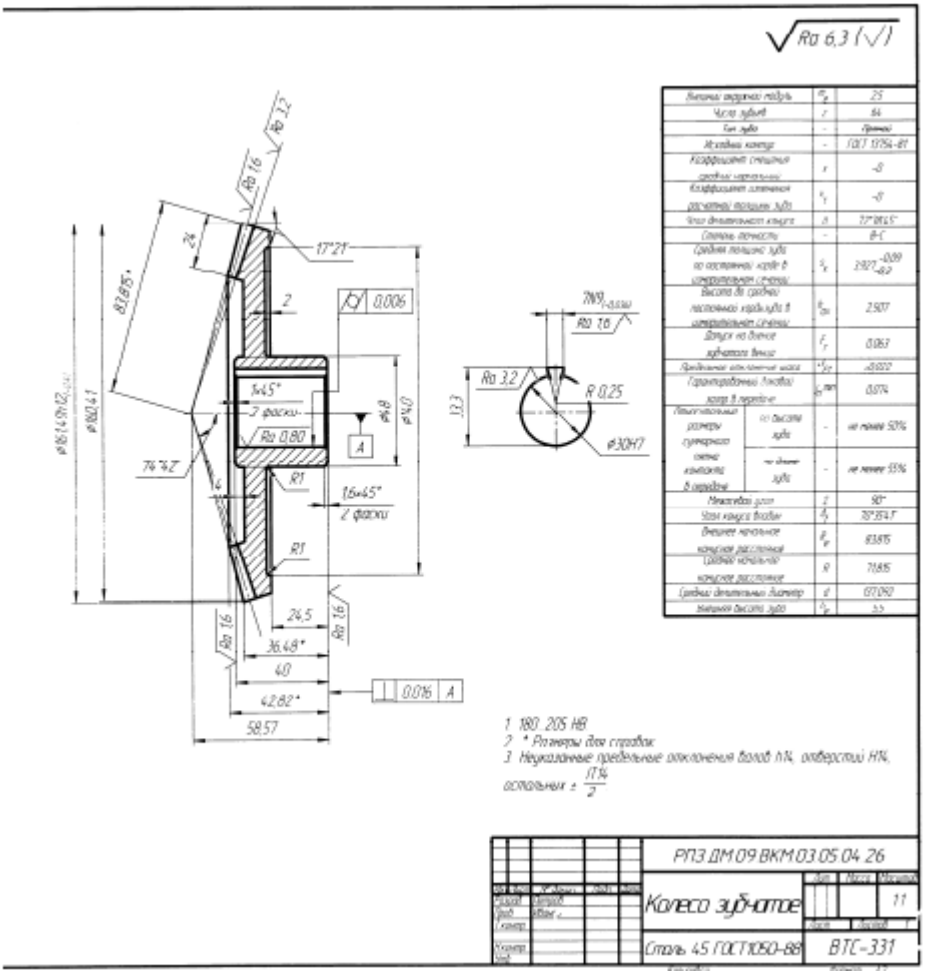


Рис.3.9 – рабочий чертеж конического зубчатого колеса

4 Расчет червячной передачи

4.1 Выбор материала. Расчет допускаемых напряжений

Предварительно определяется предполагаемую скорость скольжения. При работе витки червяка скользят по зубьям червячного колеса, как и в винтовой паре.

Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии червяка:

$$v_S \approx 4 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}$$

где n_1 - частота вращения ведущего вала, об/мин;

T_2 - крутящий момент на ведомом валу, Н·м.

Выбираются материалы червяка и червячного колеса.

Для червяка может быть использована одна из следующих марок стали: 12ХН3А, 18ХГТ, 18ХНВА, 20Х, 20Х2Н4А, 40Х, 38ХГН, 40ХН, 38Х2МЮА, 45, 50.

Среднеуглеродистые стали следует подвергать закалке с твердостью поверхности витков 45…55 HRC. Низкоуглеродистые легированные стали подвергают химико-термической обработке (цементации, азотированию) с последующей закалкой до твердости 55…63 HRC.

Зубчатые венцы червячных колес следует изготавливать из антифрикционных материалов. При скоростях скольжения меньше 2 м/с может быть использован серый или антифрикционный чугун. При скоростях скольжения до 4 м/с в тяжелонагруженных передачах следует применять безоловянные бронзы, которые значительно дешевле оловянных бронз, но имеют несколько худшие антифрикционные свойства. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы. Механические свойства некоторых материалов червячных колес приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1 - Механические свойства материалов червячных колес

Материал	Способ отливки	Механические свойства,	
		σ_B	σ_T
БрО10НФ	центробежный	285	165
БрО10Ф	в кокиль	275	200
	в землю	230	140

БрО5Ц5С5	в кокиль	200	90
	в землю	145	80
БрА10Ж4Н4	центробежный	700	460
	в кокиль	650	430
БрА10Ж3Мц1,5	в кокиль	550	360
	в землю	450	300
БрА9Ж3Л	центробежный	530	245
	в кокиль	500	230
	в землю	425	195
ЛЦ23А6Ж3Мц2	центробежный	500	330
	в кокиль	450	295
	в землю	400	260
СЧ18	в землю	$\sigma_{\underline{ви}} = 355$	-
СЧ15	в землю	$\sigma_{\underline{ви}} = 315$	-

Определяются допускаемые контактные напряжения для зубчатого венца червячного колеса, как наименее прочного.

а) для венца из оловянных бронз при цементированном червяке

$$[\sigma]_H = 0{,}9\ \sigma_в\ C_v\ K_{HL}$$

для венца из оловянных бронз при закаленном червяке

$$[\sigma]_H = 0{,}75\ \sigma_в\ C_v\ K_{HL},$$

где $\sigma_в$ - предел прочности при растяжении, Мпа;

C_v - коэффициент, учитывающий износ поверхности. Значения коэффициента C_v в зависимости от скорости скольжения приведены в таблице 4.2:

K_{HL} – коэффициент долговечности;

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$$

N_{HE} - эквивалентное число циклов нагружения, $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$/

Таблица 4.2 – зависимость коэффициента C_v от скорости скольжения

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

б) для венца из оловянных бронз при шлифованном и полированном червяке: $[\sigma]_H = (300\text{-}25\sigma_в)\ K_{HL}$;

в) для венца из чугунов при закаленном червяке:

$$[\sigma]_H = (200\text{-}35\sigma_в)\ K_{HL.}$$

4.2 Расчет геометрических размеров червячной передачи

Предварительное межосевое расстояние, мм:

$$a_{\omega} = 304(z_2 / q + 1)\sqrt[3]{\frac{K_H T}{([\sigma_H] z_2 / q)^2}},$$

где T – крутящий момент на червячном колесе, Н·м;

$K_H \approx 1{,}1 \ldots 1{,}2$ – коэффициент динамичности нагрузки по контактным напряжениям;

$z_2 = z_1 \cdot U$ – число зубьев червячного колеса;

U – передаточное число червячной передачи;

z_1 – число заходов червяка. Рекомендуется принимать $z_1 = 1$ при U>28, $z_1 = 2$ при U = 16…28; $z_1 = 4$ при U = 8…16;

q - коэффициент диаметра червяка, $q = d_1/m_s$, который в первом приближении можно принять равным $q = (0{,}22 \ldots 0{,}4)z_2$, выбирая значения, соответствующие ГОСТ 19672-74:

q= (7,1); 8; (9); 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25

Значения, указанные в скобках, являются менее предпочтительными.

Полученное значение a_{ω} следует округлить до ближайшего стандартного по ГОСТ 2144-76:

a_{ω} = 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 315; (355); 400; (450); 500.

Осевой модуль зацепления, мм:

$$m_s = (1{,}5 \ldots 1{,}7)\, a_w/z_2.$$

Полученную величину округляется до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 19672-74:

m_s = 0,5; (0,6); 0,63; 0,8; 1; 1,25; (1,5); 2; 2,5; (3); 3,15; 3,5; 4; 5; (6); 6,3; (7); 8; 10; (12); 12,5; 16; 20; 25

Уточняется коэффициент диаметра червяка по формуле:

$$q = \frac{2a_w}{m_s} - z_2$$

и округляется до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2144-76 (таблица 4.3).

Табл. 4.3 - Значения модуля (m) и коэффициента диаметра червяка (q) по ГОСТ 2144-76

Модуль	Коэффициент диаметра червяка
1; 1,25	10;12,5;16;20;25
1,6	10;(11,2);12,5;(14);16;(18);20;25
2; 2,5; 3,15; 4;5; 6,3; 8; 10	8;(9);10;(11,2);12,5;(14);16; (18);20;25
12,5	8;(9);10;(11,2);12,5;(14);16; (18);20
16	8;(9);10;12,5;16;20
20	8;(9);10;12,5;16
25	10;12,5;16

Геометрические размеры червяка, мм:

- диаметр делительной окружности червяка $d_1=m_s q$;
- диаметр начальной окружности червяка $d_{a1}=m_s(q + 2)$;
- диаметр вершин червяка $d_{a1}=d_1+2m_s$;
- диаметр окружности впадин червяка $d_{f1}=d_1-2,4m_s$;
- угол подъема витков червяка

$$\gamma = arctg\frac{z_1}{q}$$

- длина нарезанной части червяка b_1 определится по условию одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса:

при $z_1 = 1;2$ $\quad b_1>(11 + 0,06z_2)m_s$

при $z_1 = 4$ $\quad b_1 > (12,5 + 0,09z_2)m_s$.

Геометрические размеры червячного колеса, мм:

- делительной окружности колеса $d_2=m_s z_2$;
- диаметр окружности вершин зубьев колеса $d_{a2}=m_s(z_2+2)$
- наибольший диаметр колеса:

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m_s}{z_1 + 2}$$

- диаметр окружности впадин колеса $d_{f2} = m_s(z_2 - 2,4)$

- радиус закруглений головки зубьев колеса $R_a=0,5d_1-m_s$
- радиус закруглений ножки зубьев колеса: $R_f=0,5d_1+1,2m_s$
- ширина зубчатого венца колеса b_2 определяется в зависимости от числа заходов червяка

при $z_1 = 1;2$ $b_2 \leq 0,75\, d_{a1}$;

при $z1 = 4$ $b_2 \leq 0,,67\, d_{a1}$.

- угол обхвата червяка колесом: у силовых передач обычно принимают $2\delta \approx 100°$.

Фактическое значение скорости скольжения, м/с:

$$v_s = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 cos\gamma_w}.$$

Степень точности передачи в зависимости от скорости скольжения профилей:

- 7-ая степень точности при $v_s < 10$ м/с;;
- 8-ая степень точности при $vs < 5$ м/с;;
- 9-ая степень точности при $v_s < 2$ м/с.

4.3. Проверочный расчет червячной передачи

Проверка на выносливость по контактным напряжениям

Фактическое контактное напряжение, МПа:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2}\sqrt{\frac{TK_H}{d_{w1}}}$$

где K_H – коэффициент нагрузки, принимаемый в зависимости от окружной скорости на колесе:

$$v_2 = \pi d_2 n_2 /60:$$

$K_H = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с;

$K_H = 1,1\ldots1,3$ при $v_2 > 3$ м/с/

Превышение фактического напряжения над допускаемым (перегруз) - не больше 3%. Если $\boldsymbol{\sigma}_H < 0,85[\sigma_H]$, то следует принять меньшее межосевое расстояние согласно единому ряду значений и вновь определить σ_H.

Проверка на выносливость по напряжениям изгиба

Допускаемые напряжения изгиба для червячного колеса

а) для бронзовых колес при нереверсивной нагрузке:

$[\sigma]_F = (0{,}25\sigma_т + 0{,}08\sigma_в)K_{FL}$,

где K_{FL} - коэффициент долговечности, $K_{FL} = 25 \cdot 10^7$.

б) для бронзовых колес при реверсивной симметричной нагрузке:

$[\sigma]_F = 0{,}16\sigma_т K_{FL}$,

в) для чугунных колес:

$[\sigma]_F = (0{,}18\sigma_т \ldots 0{,}22)\sigma_в$.

Фактическое напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_F = \frac{K_F Y_F F_{t2} cos\gamma}{1{,}3 m_s d_{w1}} \leq [\sigma]_F$$

Где $K_F = K_H$ – коэффициент нагрузки;

$F_{t2} = 2T/d_2$ – окружная сила на червячном колесе, Н;

Y_F – коэффициент формы зуба. Определяется по таблице 4.5 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса z_v:

$$z_v = \frac{z_2}{cos^3\gamma}$$

Таблица 4.5 – коэффициент формы зуба

z_v	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
Y_F	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27

4.4 Тепловой расчет червячного редуктора

Для оценки тепловых потерь необходимо определить коэффициент полезного действия червячной передачи по формуле:

$$\eta = \psi_з - \psi_у - \psi_в - \psi_м$$

где $\psi_з$ - относительные потери мощности в зацеплении

$$\psi_з = 1 - \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho)}$$

где ρ - приведенный угла трения, зависящий от скорости скольжения v_s (табл. 4.6). Меньшие значения угла р следует принимать для оловянных бронз.

$\Psi_у \approx 0{,}045…0{,}055$ - относительные потери в уплотнении; меньшие значения принимать для больших межосевых расстояний;

$\psi_м$ - относительные потери на перемешивание и разбрызгивание масла,

$\psi_м = 0{,}02…0{,}03$ при n 1 = 1500 об/мин; меньшие значения принимать для больших межосевых расстояний

$\psi_{мi} = \psi_м (n_i/1500)^2$ при произвольной частоте n_i;

$\psi_в$ - относительные потери на вентиляцию,

$\psi_в = 0{,}03…0{,}06$ при n 1 = 1500 об/мин; меньшие значения принимать для меньших межосевых расстояний

$\psi_{вi} = \psi_в (n_i/1500)$ при произвольной частоте n_i;

Таблица 4.6 - Зависимость между трением и скоростью скольжения

Скорость v_s, м/с	Угол трения**р**
0,01	5°40'…6°50'
0,1	4°30'…5°10'
0,25	3°40'…4°20'
0,5	3°10'…3°40'
1	2°20'…3°10'
1,5	2°20'…2°50'
2	2°00'…2°30'
2,5	1°40'…2°20'
3	1°30'…2°00'
4	1°20'…1°40'
7	1°00'…1°30'
10	0°55'…1°20'
15	0°50'…1°10'

Количество тепла, выделяемого передачей:

$$W_в = (1–л)P_1 \le W_o$$

где P_1 - мощность на валу червяка, Вт.

Количество отводимого тепла:

$$W_o = AK_m(t_1 - t_0),$$

где A - площадь поверхности теплоотдачи; упрощенно ее можно определить по межосевому расстоянию: $A = 20a_w^{1,7}$;

$t_1 = 60…70$°C - максимальная температура масла;

$t_0 \approx 20$°C - температура окружающего воздуха;

K_m - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 -°С);

K_m = 8… 10 - в небольшом помещении без вентиляции;

K_m = 12… 15 - в помещении с интенсивной вентиляцией;

K_m = 20… 28 - при обдуве корпуса воздухом;

K_m = 90… 200 - при водяном охлаждении.

Если соотношение $W_в < W_o$. нарушается, необходимо применять меры по увеличению теплоотвода, такие как:

1. Для увеличения площади теплоотдачи сделать боковые поверхности червячного редуктора ребристыми.
2. Прибегнуть к водяному охлаждению с помощью водных каналов, проходящих через корпус редуктора, либо с помощью охлаждаемого змеевика, расположенного в масляной ванне.
3. Прибегнуть к циркуляционной смазке, когда в место зацепления и в подшипники непрерывно подается охлажденное масло.

Рекомендуемое количество масла в ванне, л:

$$V_м \approx (0{,}35 \ldots 0{,}7) P_1,$$

где P_1 - мощность на ведущем валу передачи, (кВт).

Глубина погружения колеса в масло не должна превышать величину высоты зуба колеса или витка червяка.

4.5 Конструирование червячного колеса

Основные конструктивные элементы колеса – обод (венец), ступица и диск (рис.4.1).

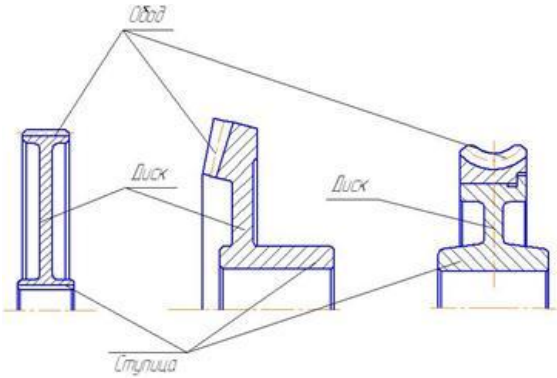


Рисунок 4.1. Конструктивные элементы колеса

Червячные колеса с целью экономии цветных металлов изготавливают обычно составными: венец – бронзовый, центр (ступица с диском) – стальной, реже чугунный.

Конструкция червячного колеса приведена на рис.4.2,а. В червячном колесе небольшого диаметра, не подвергающегося сильному нагреву, бронзовый венец обычно насаживают на центр с натягом (рис. 4.2,б). В колесах больших и средних диаметров бронзовый венец скрепляют с центром винтами (рис. 4.2, в). При серийном производстве червячные колеса изготовляют биметаллическими (рис. 4.2, г), т. е. бронзовый венец отливают центробежным способом в форме, в которую помещают чугунный центр. При скоростях скольжения $v_s < 2$ м/с червячные колеса изготавливают целиком из серого чугуна (рис.4.2, д).

Диаметр ступицы $d_{ст} = 1,6 \cdot d_{к2}$;

где $d_{к2}$ – диаметр вала, на который насаживается червячное колесо, мм:

$$d_{к2} = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}$$

Длина ступицы $l_{ст} = (1,2...1,5) \cdot d_{к2}$.

Толщина обода $s = 0,005d_2$.

Толщина диска $C = 0,5(s+0,3d_{к2})$

Радиусы скруглений зубьев: $R_a = 0.5d_2 - m$; $R_f = 0.5d_2 + 1,2\ m$

При большом диаметре колеса $d_{am2}/d_{к2} > 5$, в диске делают 4...6 отверстий диаметром $d_0 \geq 25$ мм , что снижает его массу.

На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = 0,5m$ с округлением до стандартного значения.

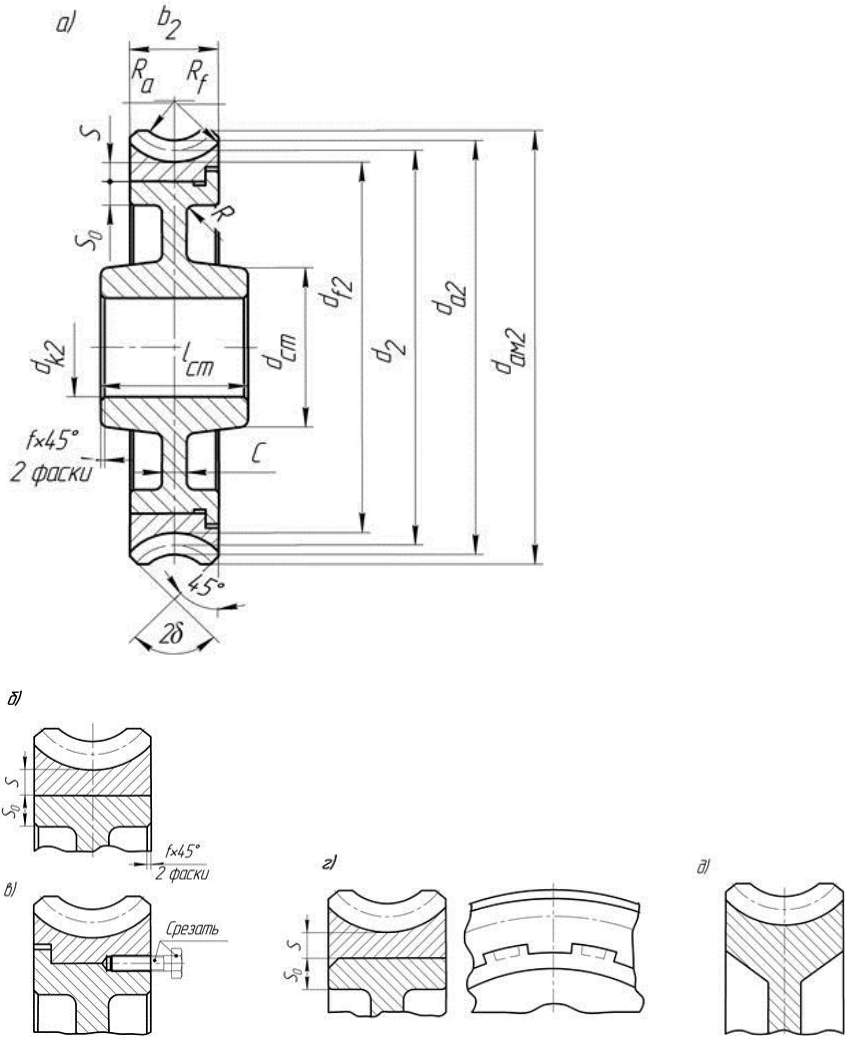


Рисунок 4.2 – конструкция червячного колеса

4.6 Расчёт и проектирование червячной передачи с помощью системы КОМПАС-3D V13

С помощью системы *Валы и механические передачи 2D* можно рассчитывать цилиндрические червячные передачи с прямолинейным или криволинейным профилем исходного контура (профилем витков червяка) для червяков следующих типов:

- архимедов червяк;
- конволютный червяк;
- эвольвентный червяк;
- цилиндрический, образованный конусом, червяк.

После запуска приложения «КОМПАС SHAFT 2D» и создания новой модели Нажмите в окне «Расчеты червячной цилиндрической передачи» (рис. 4.3) кнопку, соответствующую виду расчета «Расчет геометрии».

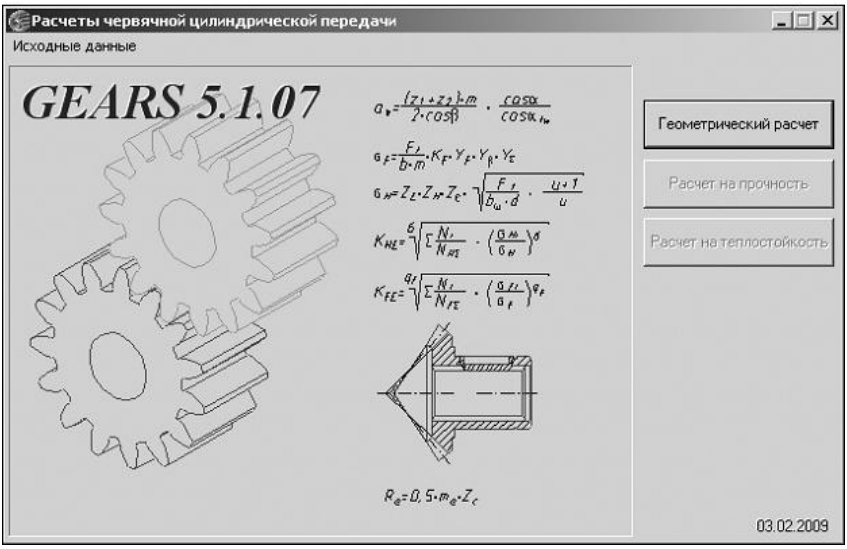


Рис. 4.3 – окно расчета червячной цилиндрической передачи

Выбирается необходимый вариант ввода исходных данных (рис. 4.4).

Вариант 1. Задан коэффициент смещения червяка.
Вариант 2. Задано межосевое расстояние передачи.

Поля ввода исходных данных располагаются на двух вкладках – **Страница 1** и **Страница 2**. Перейти на вторую вкладку и выполнить расчет можно только после ввода всех данных на первой вкладке. в которой

необходимо ввести полученные в ходе расчёта в п. 4.2 параметры зацепления.

После ввода всех параметров нажмите кнопку **Расчет** . Раскроется окно, в котором нужно задать *Длину нарезанной части червяка* и *Ширину венца червячного колеса* (рис. 4.4). Нажмите кнопку OK.

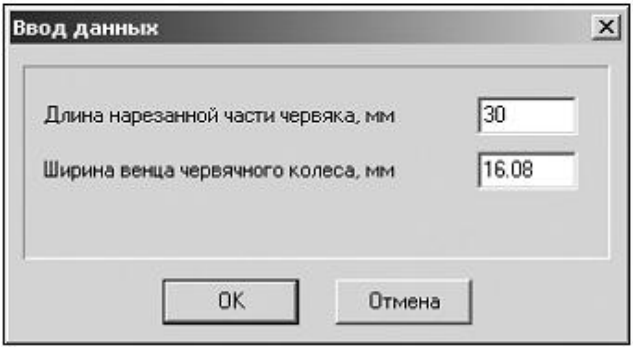


Рис.4.4 – окно ввода данных

Расчет на прочность

Поля ввода исходных данных располагаются на вкладке «Страница 1». Данные на вкладке Предмет расчета (описательная информация о расчете) постоянны для всех видов расчета передачи (геометрия, прочность, теплостойкость. Введите исходные данные для расчета (рис. 4.5), полученные в п.4.1, 4.3.

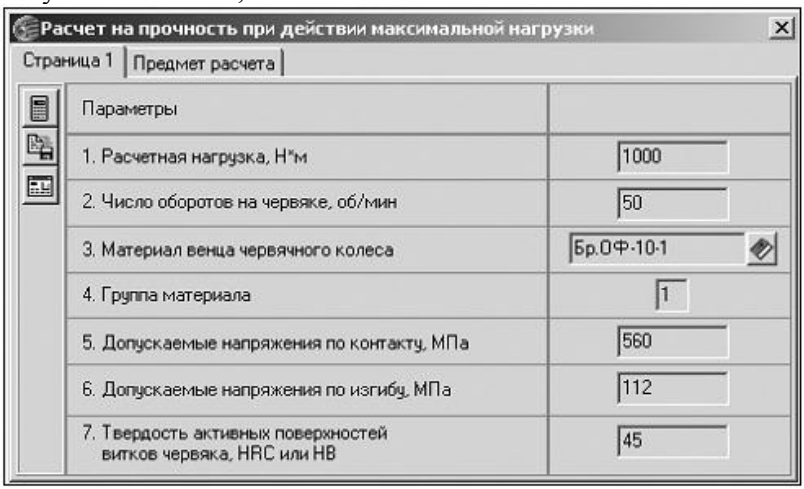


Рис. 4.5 – окно ввода данных для расчета на прочность

При вводе данных расчетная нагрузка задается на ведущем колесе. Значение материала венца червячного колеса вводится вручную или нажатием кнопки «Выбрать» задается материал при помощи «Модуля выбора материалов».

Для управления расчетом и данными можно воспользоваться кнопками инструментальной панели (табл. 4.7).

Таблица 4.7 - Команды управления расчетом

значок	команда	Назначение и использование команды
	Расчет	Расчет зубчатой передачи с указанными параметрами
	Записать данные	Запись расчетных данных в файл специального формата. После вызова команды открывается окно, в котором нужно дать название файлу с данными и указать его месторасположение
	Просмотр результатов расчета	Просмотр результатов расчета передачи, представленных в виде отчета FastReport. Из окна отчета возможен вывод результатов на принтер.
	Возврат в главное окно	Переход в главное окно расчета передачи
	Закончить расчеты	Завершение расчетов.
	Рассчитать	Автоматический расчета вводимого параметра передачи.
	Выбрать	Вызов списка возможных значений вводимого параметра.
	Добавить режим	Добавление строки для ввода нового режима нагружения при расчете на прочность или долговечность.
	Удалить режим нагружения	Удаление строки с параметрами режима нагружения при расчете на прочность или долговечность.
	Восстановить расчетные значения	Восстановление параметров, которые были получены в результате расчета, а затем изменены.
	Изменить значения	Корректировка значения, полученного в результате расчета

Расчет на теплостойкость

В результате расчета на теплостойкость определяются рабочая температура масла и время допустимой непрерывной работы передачи. Поля ввода исходных данных располагаются на вкладке Страница 1 (рис. 4.6). Ввести полученные в ходе расчёта в п. 4.4 параметры.

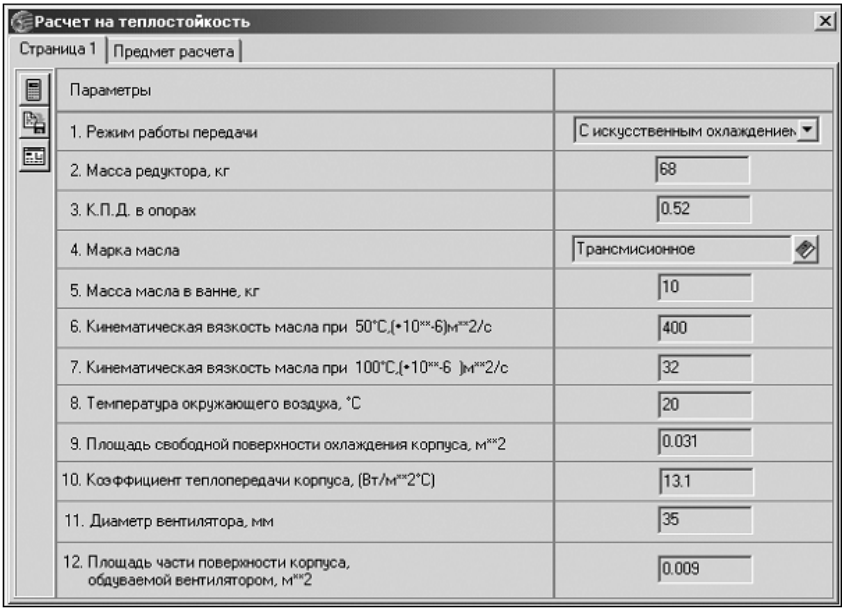


Рис. 4.6 – окно расчета на теплостойкость

Режим работы передачи

Для расчета можно выбрать из раскрывающегося списка один из предлагаемых режимов работы червячной передачи:

- непрерывный или повторно-кратковременный без искусственного охлаждения;
- непрерывный или повторно-кратковременный режим с искусственным охлаждением (вентилятор).

В случае выбора второго варианта необходимо дополнительно ввести «Диаметр вентилятора» и «Площадь части поверхности корпуса, обдуваемой вентилятором».

Марка масла

Введите значение вручную или нажмите кнопку Выбрать и укажите марку масла в предлагаемом списке.

Чтобы построить червячное колесо, необходимо активировать курсором мыши в меню программы «КОМПАС SHAFT 2D» (рис. 2.3) кнопку «Элементы механических передач внешнего контура», расположенную на инструментальной панели внешнего контура.

В раскрывшемся дополнительном меню со списком элементов механических передач выберите команду «Червячное колесо цилиндрической червячной передачи». Откроется окно, в котором нужно задать параметры для расчета (рис. 4.7).

Рис. 4.7 – окно ввода параметров расчета

Нажмите кнопку «Запуск расчета». Откроется окно модуля расчетов механических передач КОМПАС-GEARS. После выполнения расчета основные параметры червячного колеса будут показаны в качестве справочных данных в левой части окна «Червячное колесо цилиндрической червячной передачи».

Для простановки размеров на чертеже включите опцию **Размеры**. Чтобы построить выбранное зубчатое колесо, нажмите кнопку **OK.**

Для червячного колеса цилиндрической червячной передачи можно построить следующие дополнительные элементы: Таблица параметров; Кольцевые пазы; Кольцевые отверстия. (Построение этих элементов аналогично для построения цилиндрического зубчатого колеса и описано в разделе 2.5). Окончательно рабочий чертёж червячного колеса цилиндрической червячной передачи приводится к виду, представленному на рис. 4.8.

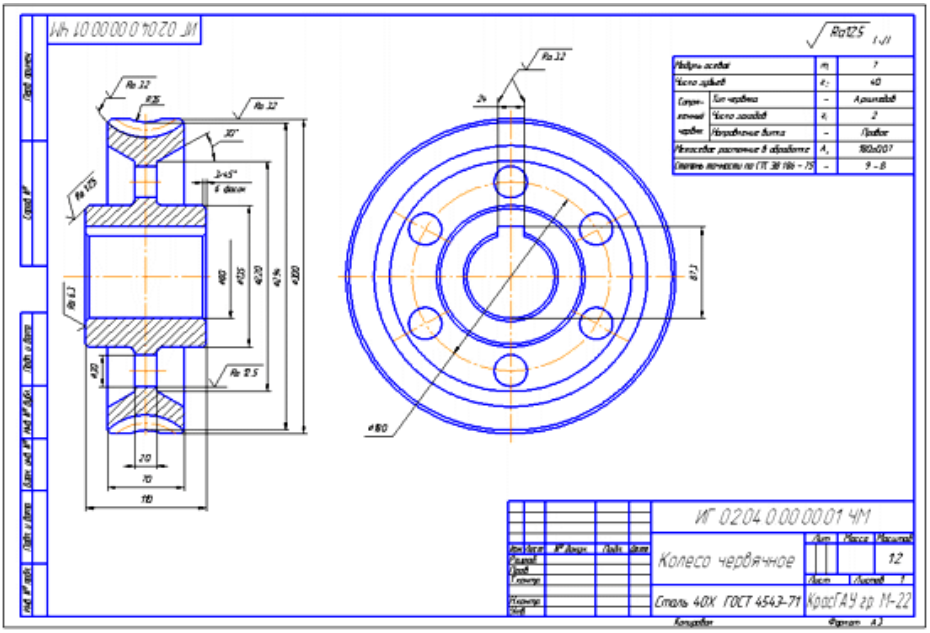


Рис. 4.8 - рабочий чертёж червячного колеса цилиндрической червячной передачи

5. Расчет клиноременной передачи

5.1. Проектный расчет

Выбираем тип и сечение ремня по номограммам (рис. 5.1 и 5.2) в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом, и его числа оборотов $n_{дв}$, об/мин. В настоящее время для обозначения клиновых ремней нормального сечения по ГОСТ 1284.1-89 используются буквы латинского алфавита (Z, A, B, C, D, E), по ГОСТ 1284-80 применялись буквы русского алфавита (О, А, Б, В, Г, Д). Клиновые ремни узкого сечения обозначаются буквами русского алфавита УО, УА, УБ, УВ, УГ, УД, а зарубежные аналоги - буквами латинского алфавита SPZ, SPA, SPB, SPC, SPD, SPE и выпускаются в соответствии с ТУ 38-40534-75. Основные параметры клиновых ремней общего назначения приведены в таблице 5.1. ремни с сечением О применяют для передаваемой мощности до 2 кВт, сечением Е – для мощности свыше 200 кВт.

Определяем минимально допустимый диаметр ведущего шкива d_{1min}, мм, по таблице 5.2. в зависимости от значения крутящего момента T_1, Н·мм, и выбранного сечения ремня. Задаёмся расчётным диаметром ведущего шкива d_1.

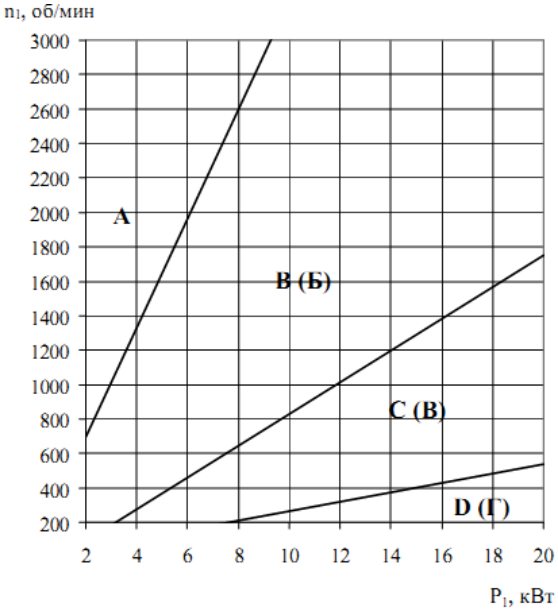


Рис.5.1 – номограмма для определения типа ремня нормального сечения

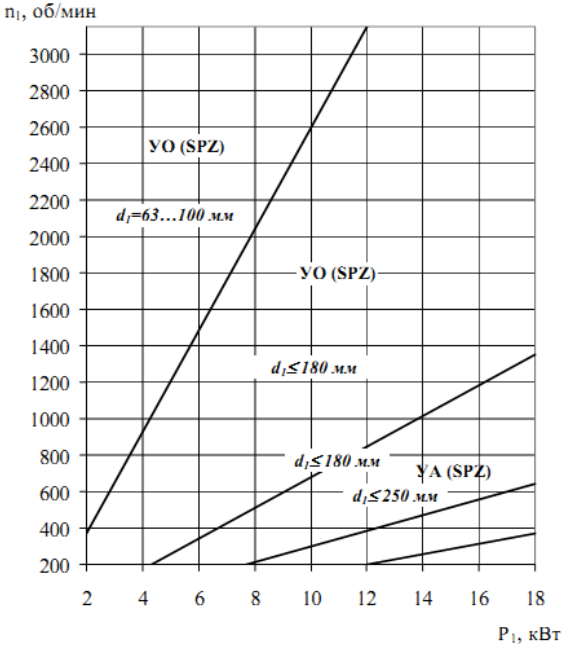
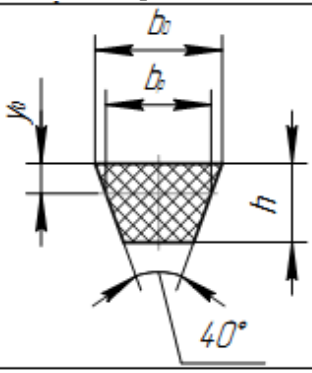


Рис.5.2 – номограмма для определения типа ремня узкого сечения

Таблица 5.1 – Основные параметры клиновых ремней общего назначения

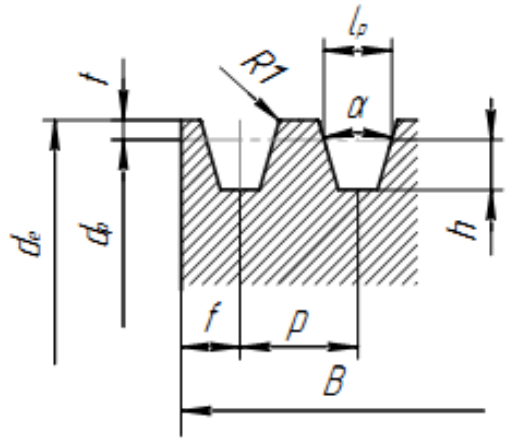
Основные размеры, мм						
	Обозначение сечения ремня					
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284-80			Узкое сечение по ТУ 38-40534-75		
	Z (О)	А	В (Б)	УО (SPZ)	УА (SPA)	УБ (SPB)
b_p	8,5	11	14	8,5	11	14
b_0	10	13	17	10	13	17
h	6	8	10,5	8	10	13
y_0	2,1	2,8	4	2	2,8	3,5
Площадь сечения S, мм^2	47	81	138	56	95	158
Предельное значение l, мм	425…2500	500…5300	560…9000	630…3550	800…4500	1250…8000
Масса 1 м длины q, кг	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,2

Примечание: 1. l - расчётная длина ремня на уровне нейтральной линии. 2. Стандартный ряд длин l, мм: 425, 500, 530, 560, 600, 630,710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1080, 1100, 1120, 1150, 1180, 1250, 1320, 1400, 1450, 1500, 1550, 1600, 1625, 1650, 1700, 1750, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3500, 3550, 3650, 3750, 4000, 4150, 4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5500, 5600, 6000, 6300, 6500, 7250, 7620, 8500, 9000.

Таблица 5.2 - Минимальные значения диаметра меньших шкивов

Обозначение сечения ремня	Нормальное сечение			Узкое сечение		
	Z (О)	А	В (Б)	SPZ (УО)	SPA (УА)	SPB (УБ)
Крутящий момент T_1, Н×м	< 30	15…60	50…150	< 150	90…400	300…2000
d_{1min}	63	90	125	63	90	140

Таблица 5.3 – Размеры профиля канавок для клиновых ремней



Тип ремня	Сечение ремня	Размеры, мм					Значения α, град			
							34	36	38	40
		t	l_p	p	f	h	Расчётные диаметры шкивов d_p, мм			
Клиновой	Z (О)	2,5	8,5	12	8	7	63…71	80…100	112…160	≥ 180
	A	3,3	11	15	10	8,7	90…112	125…160	180…400	≥ 450
	B (Б)	4,2	14	19	12,5	10,8	125…160	180…224	250…500	≥ 560
Узкий клиновой	SPZ (УО)	2,5	8,5	12	8	10	63…80	-	> 80	-
	SPA (УА)	3,0	11	15	10	13	90…118	-	> 118	-
	SPB (УБ)	4,0	14	19	12,5	17	140…190	-	> 190	-

Примечание: Расчётные диаметры шкивов dp выбирают из стандартного ряда: 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000.

В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром d_1 большим d_{1min} из стандартного ряда (таблица 5.3).

Диаметр ведомого шкива d_2, мм:

$$d_2 = d_1 \cdot u_{рем} (1 - \varepsilon),$$

где ε = 0,01... 0,02 - коэффициент упругого скольжения ремня.

Полученное значение d_2 округлить до ближайшего стандартного по таблице 5.3.

Фактическое передаточное отношение $u_{фрп}$ и проверяем его отклонение Δu от заданного $u_{рем}$:

$$u_{рпф} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}, \qquad \Delta u = \frac{\left|u_{рпф} - u_{рп}\right|}{u_{рп}} 100\% =\leq 3\%.$$

Ориентировочное межосевое расстояние a, мм:

$$a = 0,55(d1 + d2) + h,$$

где h – высота сечения ремня, мм. Определяется по таблице 5.3 в соответствии с выбранным типом ремня.

Расчётная длина ремня l, мм:

$$l = 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Полученное значение l округлить до ближайшего большего стандартного по таблице 5.1.

Уточняем межосевое расстояние a по стандартной длине ремня l:

$$a = \frac{1}{8}\left(2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{(2l - \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2}\right).$$

Угол обхвата ремнём малого шкива α, град:

$$\alpha_1 = 180^o - 57^o \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 120^o.$$

Окружная скорость ремня v, м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \leq [v],$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин;

[v] - допускаемая скорость ремня, м/с; для клиновых ремней нормального сечения [v] = 25 м/с; для клиновых ремней узкого сечения [v] = 40 м/с.

Таблица 5.4 - Допускаемая приведённая мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнём или узким клиновым ремнём

Тип ремня	Сечение, l_0, мм	Диаметр меньшего шкива d_1, мм	Скорость ремня v, м/с						
			3	5	10	15	20	25	30
Клиновой	Z (О) 1320	63	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	A 1700	90	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	B (Б) 2240	125	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07
Узкий клиновой	SPZ (УО) 1600	63	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
		71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-
		80	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	-
		90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
		112	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
		125	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85
	SPA (УА) 2500	90	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-
		100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-
		112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-
		125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10
		140	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43
		160	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
	SPB (УБ) 2500	140	1,96	2,95	5,00	6,37	-	-	-
		160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-
		180	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
		200	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3
		224	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1

Частота пробегов ремня U, с-1:

$$U = \frac{v}{l10^{-3}} \le [U],$$

где [U] = 30 с-1 - допускаемая частота пробегов.

Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнём [P], кВт:

$$[P]=\frac{[P_0]}{C_p}C_\alpha C_l C_z,$$

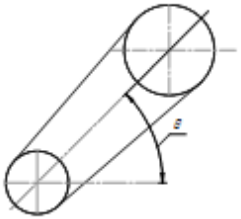
где $[P_0]$ - допускаемая приведённая мощность, передаваемая одним клиновым ремнём (таблица 5.4.),
Cp, Cα, C_l, Cz - поправочные коэффициенты (таблица 5.5).

Таблица 5.5 – Значения поправочных коэффициентов

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p				
Число смен	Характер нагрузки			
	спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями	ударная и резко неравномерная
1	1	1,1	1,3	1,5
2	1,1	1,2	1,4	1,6
3	1,2	1,3	1,5	1,7

Коэффициент угла обхвата α_l на меньшем шкиве C_α							
Угол обхвата α_l, град.	180	170	160	150	140	130	120
C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы C_v							
Скорость ремня v, м/с	1	5	10	15	20	25	30
C_v	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6

Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту C_θ				
Угол наклона θ, град.		0…60	60…80	80…90
C_θ		1	0,9	0,8

Коэффициент влияния отношения расчётной длины ремня l_p к базовой l_0 C_l							
Отношение l_p/l_0		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
C_l	клиновой ремень нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	клиновой ремень узкого сечения	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06

Коэффициент числа ремней C_z			
Ожидаемое число ремней	2…3	4…5	6
C_z	0,95	0,90	0,85

Число ремней z: $z = P_1 / [P]$.

Полученное значение z округлить до ближайшего большего целого числа. Для уменьшения неравномерности нагружения ремней рекомендуется принимать число ремней z < 6. Если z > 6, то рекомендуется увеличить сечения ремня или диаметр ведущего шкива d_{1min} и заново произвести расчет.

5.2 Проверочный расчет

Силы и напряжения в ветвях ремня.

Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней Ft, Н:

$$F_t = \frac{10^3 P_1}{v}.$$

Сила предварительного натяжения одного ремня F_0, Н:

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_l}{z v C_\alpha C_p}.$$

Сила натяжения ведущей ветви Fj, Н:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z}.$$

Сила натяжения ведомой ветви F2, Н:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z}.$$

Сила давления на вал Fрп, Н:

$$F_{pn} = 2F_0 z \sin\frac{\alpha_1}{2}.$$

Напряжение в ведущей ветви ремня σ_1, МПа:

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{S} + \frac{F_t}{2zS},$$

где S - площадь поперечного сечения ремня, мм^2. Определяется по таблице 5.1 в соответствии с выбранным типом ремня.

Напряжение от центробежной силы σ_v, МПа:

$$\sigma_v = \rho v^2 10^{-6},$$

где ρ = 1250...1300 кг/м - плотность материала ремня.

Напряжения изгиба σ_u, МПа:

$$\sigma_u = E\frac{h}{d_1},$$

где E = 60 ... 90 МПа модуль продольной упругости материала ремня.

Максимальные напряжения в ремне σ_{max}, МПа:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_u \le [\sigma],$$

где $[\sigma]$ = 10 МПа - допускаемое напряжение растяжения.

Если $\sigma_{max} > [s]$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчёт передачи.

5.3. Конструирование шкивов клиноременной передачи

Шкивы проектируемой клиноремённой передачи изготавливают из серого чугуна марок СЧ 15, СЧ 20. Конструктивно шкив состоит из обода, диска и ступицы.

Ободом называется наружная часть шкива, на которой устанавливают ремни. Обод шкива клиноременной передачи выполняется с канавками клиновой формы, в которых помещаются клиновые ремни (рис 5.2).

Наружный диаметр шкива, мм:

$de = dp + 2t$,

где dp - расчетный диаметр шкива.

Ширина шкива, мм: $B = (z - 1)\, p + 2\, f$

Толщина обода для чугунных шкивов клиноремённых передач, мм:

$d = 1{,}2\,(t + h)$.

Значения коэффициентов t, f, r, h выбираются по таблице 5.3 в соответствии с выбранным типом ремня.

Диск шкива соединяет обод со ступицей. Шкивы с диаметром $dp < 350$ мм выполняют со сплошным диском или с диском, имеющим отверстия для уменьшения массы и удобства транспортировки.

Толщина диска, мм: $C = l{,}2d$.

Центральная часть шкива, насаживаемая на вал, называется ступицей.

Диаметр ступицы:

$d = 1{,}6d$,

где d - диаметр отверстия.

Для ведущего шкива d равен диаметру выходного участка вала электродвигателя $d = d_{дв}$. Для ведомого шкива определить диаметр d можно по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2}{5}}\ .$$

Где T_2 – крутящий момент на ведомом валу, Н·мм.

Длина ступицы: 1ст = (1,2...1,5)d .

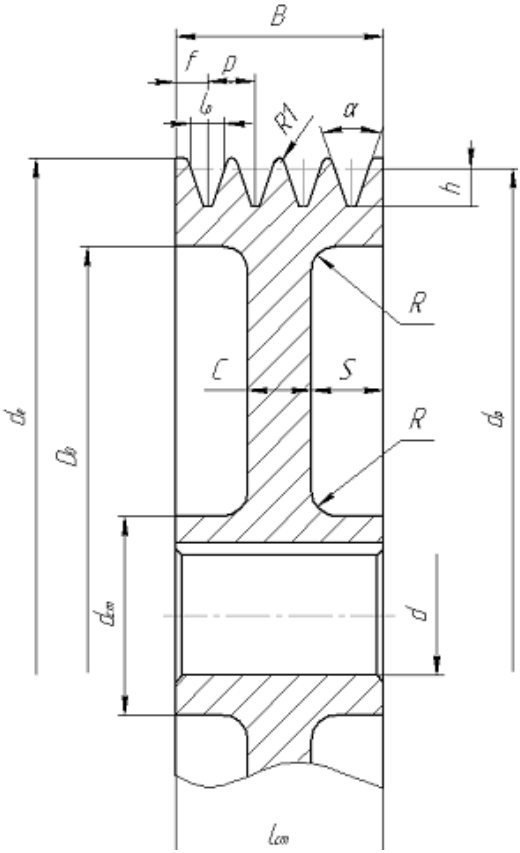


Рисунок 5.3 – конструкция шкива клиноременной передачи

5.4. Расчёт и проектирование клиноремённой передачи с помощью системы КОМПАС-3D V13

Основные принципы построения модели шкива клиноремённой передачи аналогичны принципам построения моделей звёздочек и зубчатых колёс. После запуска приложения «КОМПАС SHAFT 2D» и выбора типа отрисовки модели этапы построения рационально выполнять в следующем порядке:

- левой кнопкой мыши щелкнуть на кнопке **элементы механических передач внешнего контура**, расположенной на инструментальной панели внешнего контура;

• в дополнительном меню со списком элементов механических передач необходимо левой кнопкой мыши выбрать команду **шкив клиноременной передачи.**

После вызова команды на экран выводится диалоговое окно (рис. 5.4), в котором имеется две вкладки: **Рассчитать передачу** и **Построить шкив**. Вкладка **Рассчитать передачу** имеет поля с параметрами шкива, которые до начала расчёта содержат нулевые значения и не активны.

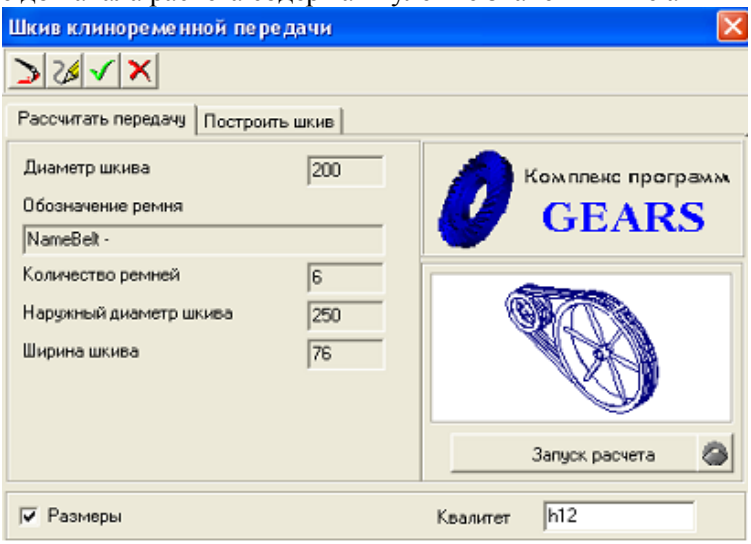


Рис. 5.4 – окно шкив клиноременной передачи

Если после расчёта нужно получить чертеж шкива с указанием **Размеры** и в поле **Квалитет** ввести обозначение необходимого поля допуска или оставить рекомендуемое значение.

Вкладка **Построить шкив** (рис. 5.5) позволяет построить шкив клиноремённой передачи без расчёта по уже известным его параметрам. Вкладка имеет поля для ввода значений параметров шкива. Если нужно получить чертеж шкива с указанием размеров, также необходимо включить опцию **Размеры** и в поле **Квалитет** ввести обозначение необходимого поля допуска или оставить рекомендуемое значение, полученное в п.5.3. Для получения чертежа необходимо нажать кнопку **Применить значения**.

Для запуска расчета следует выполнить команду **Запуск расчета** на вкладке **Рассчитать передачу**. В появившемся окне (рис. 5.6) следует выбрать вид расчёта. Для шкива клиноремённой передачи

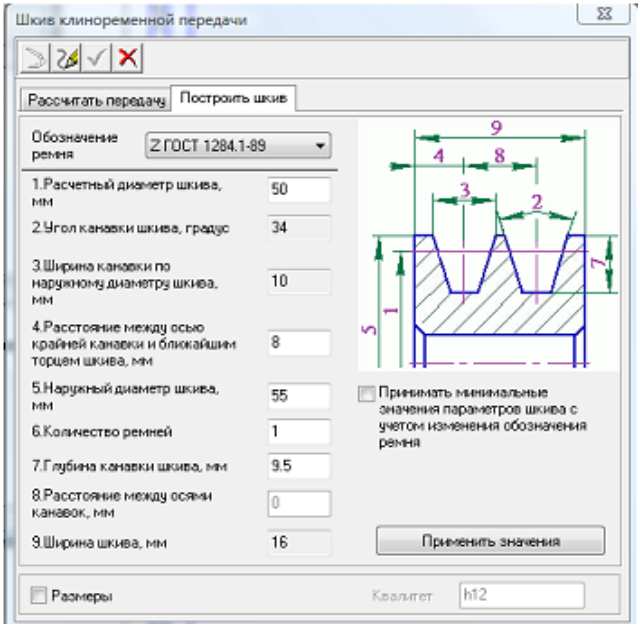


Рис.5.5 - Вкладка построения шкива клиноременной передачи

Предусмотрено два вида расчёта – проектный и проверочный. После окончания расчётов на экран будет выведено окно (рис. 5.7), в котором следует выбрать для построения один из шкивов.

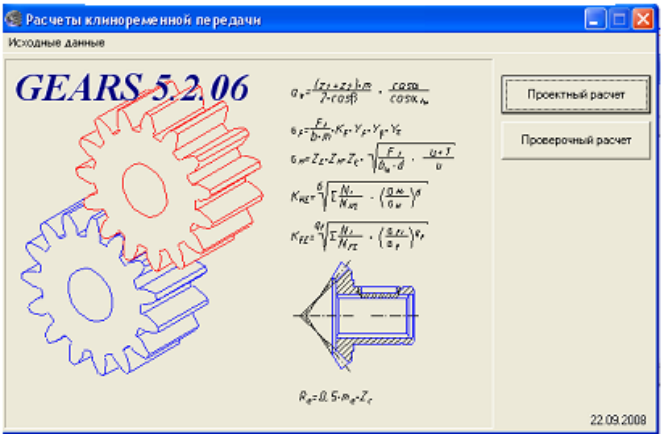


Рис. 5.6. - Окно расчёты клиноремённой передачи

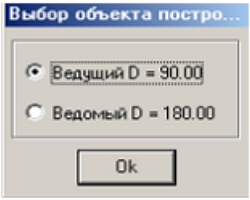


Рис. 5.7 – окно выбора объекта построения

Проектный расчет

Поля ввода исходных данных располагаются на одной странице (рис. 5.8), где необходимо ввести исходные данные для расчёта.

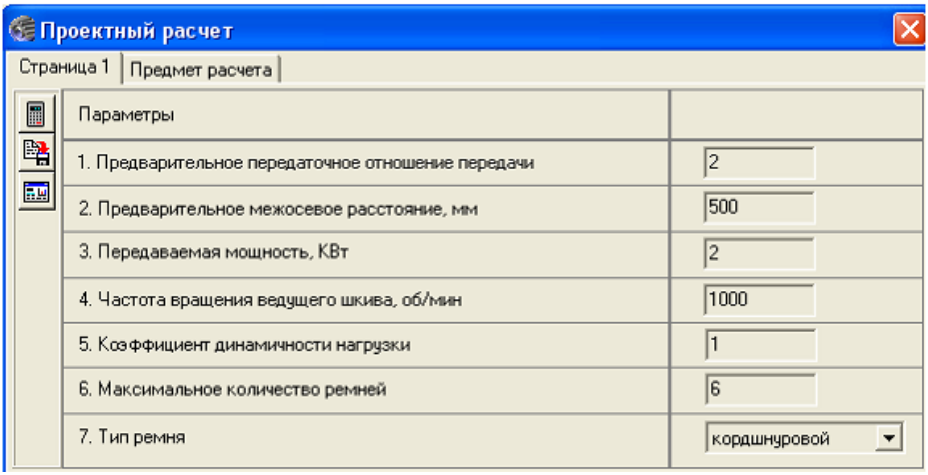


Рис. 5.8 -. Окно ввода исходных данных проектного расчёта

Коэффициент динамичности нагрузки

Таблица 5.6 - Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы

Характер нагрузки и оборудование	Значение
Спокойная. Пусковая до 120% нормальной	1,0
Умеренные колебания. Пусковая до 150% нормальной	1,15
Значительные колебания. Пусковая до 200% нормальной	1,30
Ударная и резконеравномерная. Пусковая до 300% нормальной	1,55

При частых и резких пусках двигателя коэффициент следует повышать на 15%.

Таблица 5.7 - Коэффициент динамичности видов оборудования

Оборудование	Значение
Электрические генераторы; вентиляторы; центробежные насосы и компрессоры; ленточные транспортёры; станки с непрерывным процессом резания	1,00
Поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилин¬драми; пластинчатые транспортёры; станки-автоматы	1,15

Реверсивные приводы; станки строгальные и долбёжные; поршневые насосы и компрессоры с одним или двумя ци¬линдрами; транспортёры винтовые и скребковые; элеваторы	1,30
Подъёмники; экскаваторы; драги; эксцентриковые и винто¬вые прессы; ножницы; молоты; бегуны; мельницы	1,55

Тип ремня

В кордтканевых ремнях корд выполнен в виде нескольких слоев корд-ткани с основой из крученых шнуров и тонких редких нитей утка. Эти ремни применимы при нестесненных габаритах передачи; в этом случае они обла¬дают достаточной долговечностью.

В кордшнуровых ремнях корд состоит из одного слоя кордшнура, намотанного по винтовой линии и заключенного в слой мягкой резины для уменьшения трения. Их, как более гибкие и долговечные, применяют для передач, работающих в напряженных условиях, в частности при необходимости использования шкивов малых диаметров.

В последнее время происходит постепенный общий переход на корд-шнуровые ремни.

После ввода необходимых для расчета данных станет доступной инструментальная панель, содержащая следующие кнопки:

- Кнопка **Расчет** позволяет начать расчёт ремённой передачи.
- Кнопка **Записать данные** позволяет записать данные расчёта в файл.
- Кнопка **Возврат в основное окно** позволяет перейти в главное окно и выбрать следующий вид расчёта.

На странице **Предмет расчета** можно ввести любую описательную ин-формацию.

После окончания расчёта выводится список передач (рис. 5.9), подобранных из общей базы, удовлетворяющих исходным данным.

Можно самостоятельно варьировать значениями диаметров шкивов (клавиша <F4>), имея при этом возможность посмотреть результаты расчета по каждой из передач (клавиша <F3>), а также вернуться к первоначальным значениям диаметров шкивов (клавиша <F9>). Те же самые функции доступны из выпадающего меню.

Подобранные передачи

Обозначение ремня	Диаметр ведущего шкива	Диаметр ведомого шкива	Длина ремня	Передаточное отношение	Межосевое расстояние	Число ремней	Коэффициент запаса
Z ГОСТ 1284.1-89	63	125	1320	2,004	511	4	1,267
Z ГОСТ 1284.1-89	71	140	1400	1,992	533	3	1,074
Z ГОСТ 1284.1-89	80	160	1400	2,02	510	3	1,203
Z ГОСТ 1284.1-89	90	180	1500	2,02	536	3	1,353
Z ГОСТ 1284.1-89	100	200	1500	2,02	512	3	1,492
Z ГОСТ 1284.1-89	112	224	1600	2,02	533	2	1,11
Z ГОСТ 1284.1-89	125	250	1600	2,02	502	2	1,226
Z ГОСТ 1284.1-89	140	280	1700	2,02	515	2	1,363
Z ГОСТ 1284.1-89	160	315	1800	1,989	521	2	1,542
Z ГОСТ 1284.1-89	180	355	1900	1,992	522	2	1,713
Z ГОСТ 1284.1-89	200	400	2000	2,02	519	2	1,876
Z ГОСТ 1284.1-89	224	450	2120	2,029	518	1	1,033
Z ГОСТ 1284.1-89	250	500	2240	2,02	516	1	1,131

Рис. 5.9 -. Окно списка подобранных передач

При расчете используются следующие кнопки:

• кнопка **Просмотр результата расчета** позволяет увидеть результаты в виде отчёта;

• кнопка **Изменить диаметры шкивов** позволяет изменить диаметры шкивов относительно расчётных;

• кнопка **Восстановить расчётные значения диаметров шкивов** позволяет вернуться к первоначальным значениям диаметров шкивов;

• кнопка **Записать данные** позволяет записать данные для расчёта в файл;

• кнопка **Возврат в главное окно** позволяет перейти в главное окно и выбрать следующий вид расчёта;

• кнопка **закончить расчёты** позволяет закончить расчёты и вывести на экран окно, в котором следует выбрать для дальнейшей работы один из шкивов (рис. 5.7).

Проверочный расчет

Поля ввода исходных данных (рис. 13.7) также располагаются на одной странице. После ввода необходимых для расчета данных станет доступной инструментальная панель, содержащая те же кнопки что и для проектного расчёта.

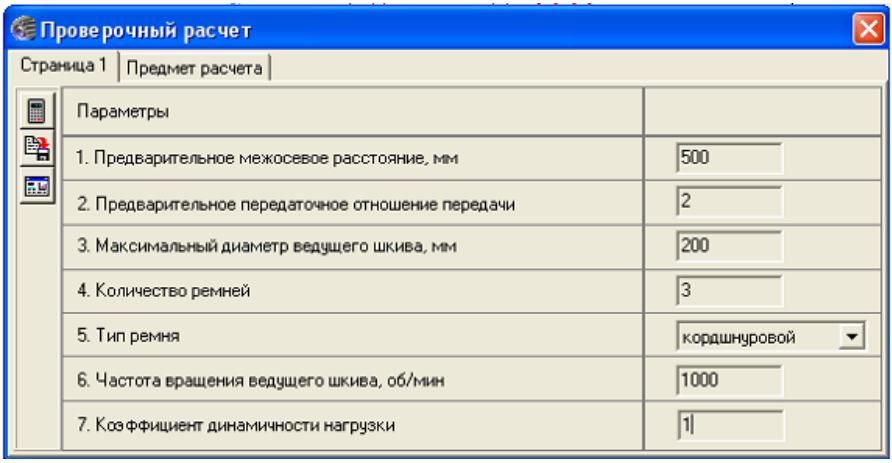
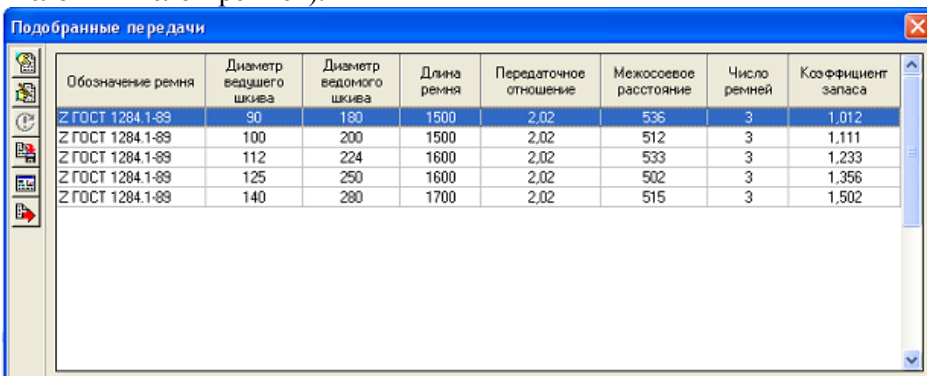


Рис. 5.10 - Окно ввода исходных данных проверочного расчёта

После окончания расчёта выводится список передач (рис. 5.11), подобранных из общей базы, удовлетворяющих исходным данным (выводятся все передачи с выбранными при расчёте передаточным числом и числом ремней).



Подобранные передачи

Обозначение ремня	Диаметр ведущего шкива	Диаметр ведомого шкива	Длина ремня	Передаточное отношение	Межосевое расстояние	Число ремней	Коэффициент запаса
Z ГОСТ 1284.1-89	90	180	1500	2,02	536	3	1,012
Z ГОСТ 1284.1-89	100	200	1500	2,02	512	3	1,111
Z ГОСТ 1284.1-89	112	224	1600	2,02	533	3	1,233
Z ГОСТ 1284.1-89	125	250	1600	2,02	502	3	1,356
Z ГОСТ 1284.1-89	140	280	1700	2,02	515	3	1,502

Рис. 5.11 - Окно списка подобранных передач

Дополнительные элементы шкива

Для шкива клиноремённой передачи возможно построение дополнительных элементов: кольцевые пазы и кольцевые отверстия (рис. 5.12).

Рис. 5.12 - Дополнительные элементы шкива

Окончательный вид рабочего чертежа шкива клиноременной передачи представлен на рис. 5.13.

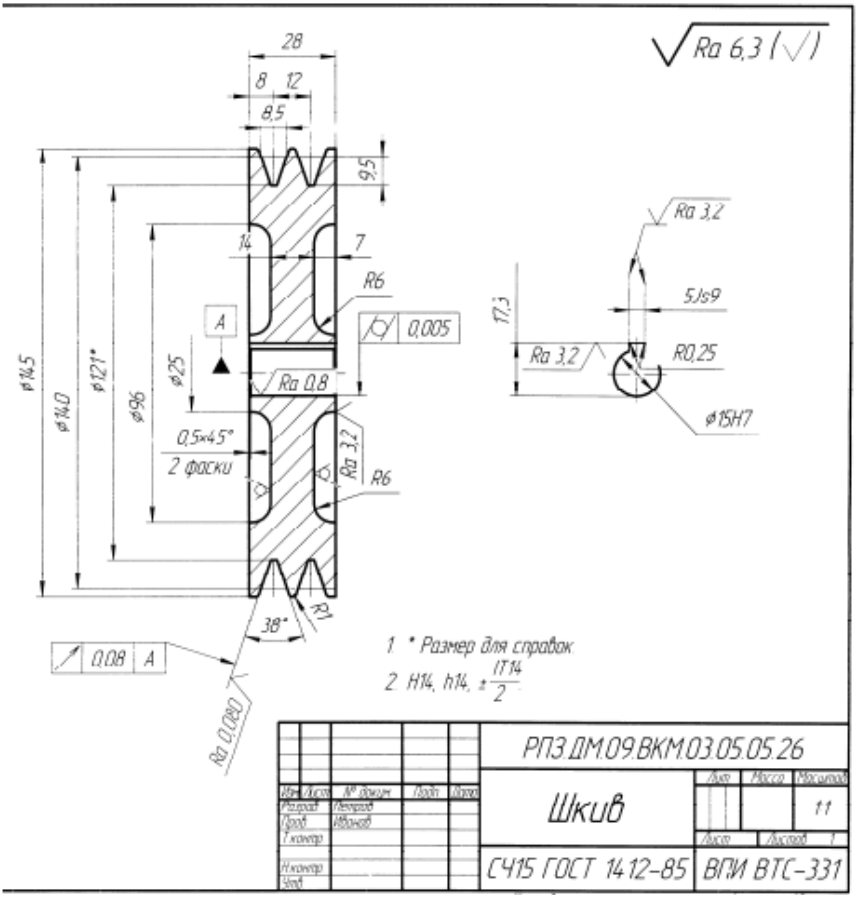


Рис. 5.13 - Рабочий чертеж шкива клиноременной передачи

6. Расчет цепной передачи
6.1 Проектный расчет

Шаг приводной цепи p, мм:

$$p = 0{,}45\sqrt[3]{T_2},$$

где T_2 – крутящий момент на выходном валу передачи, Н·м.

Полученное значение шага цепи p округляется до ближайшего большего стандартного по табл. 6.1.

Таблица 6.1 - Цепи приводные роликовые нормальной серии однорядные типа ПР

Обозначение цепи	p	$b_з$	d_1	d_3	h	Разрушающая нагрузка F_p, Н	Масса 1 м цепи q, кг
ПР-8-460	8,0	3	2,31	5,0	7,5	4600	0,2
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	9100	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10	9000	0,3
ПР-12,7-900-2		3,3					0,35
ПР-12,7-1820-1		5,4	4,45	8,51	11,8	18200	0,65
ПР-12,7-1820-2		7,75					0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	23000	0,8
ПР-15,875-2300-2		9,65			14,8		1
ПР-19,05-3180	19,05	12,7	5,94	11,91	18,2	31800	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	60000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	89000	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	127000	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	172400	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	227000	9,7
ПР-63,5-35400	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	354000	16

Число зубьев ведущей звёздочки:

$$z_1 = 29 - 2u_{цп}.$$

Полученное значение z_1 округлить до целого нечетного числа, что в сочетании с нечётным числом зубьев ведомой звёздочки z_2 и чётным числом звеньев цепи lp обеспечит более равномерное изнашивание зубьев звёздочек и шарниров цепи.

Число зубьев ведомой звёздочки:

$$Z_2 = Z_1\ U_{цп}\ .$$

Полученное значение z_2 рекомендуется округлить до целого нечётного числа. Для предотвращения соскакивания цепи необходимо, чтобы $z_2 \leq 120$.

Фактическое передаточное число:

$$U_{цпф} = z_2 / z_1$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного:

$$\Delta u = \frac{\left|u_{цпф} - u_{цп}\right|}{u_{цп}} 100\% =\leq 4\%\ .$$

Оптимальное межосевое расстояние из условия долговечности цепи, мм:

$$a = (30...50)\ p\ ,$$

где p - стандартный шаг цепи. Причём меньшие значения рекомендуется принимать для меньших *Uцп*, а большие - для больших.

Межосевое расстояние цепи в шагах:

$$a_p = a / p = 30...50.$$

Число звеньев цепи:

$$l_p = 2a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a_p}\ .$$

Полученное значение lp округляется до ближайшего целого чётного числа.

Уточняем межосевое расстояние в шагах:

$$a_p = 0{,}25\left\{l_p - 0{,}5(z_2 + z_1) + \sqrt{\left[l_p - 0{,}5(z_2 + z_1)\right]^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right\}.$$

Полученное значение a_p не округляется до целого числа.

Фактическое межосевое расстояние, мм:

$$a_ф = p \cdot a_p$$

Для обеспечения необходимого провисания ведомой ветви цепи принимаем монтажное межосевое расстояние, мм:

$$a_м = 0995 a_ф\ .$$

Длина цепи, мм: $l = l_p \cdot p$.

Полученное значение l не округляется до целого числа.

Диаметры звёздочек.

Делительные диаметры, мм:

- ведущей звёздочки - ведомой звёздочки

$$d_{\partial 1} = \frac{p}{\sin\frac{180^o}{z_1}}, \qquad d_{\partial 2} = \frac{p}{\sin\frac{180^o}{z_2}}.$$

Диаметры окружности выступов, мм:

- ведущей звёздочки - ведомой звёздочки

$$D_{e1} = p\left(K + ctg\frac{180^o}{z_1}\right), \qquad D_{e2} = p\left(K + ctg\frac{180^o}{z_2}\right),$$

где K - коэффициент высоты зуба, определяется по таблице 2.2 в зависимости от геометрической характеристики зацепления.

Геометрическая характеристика зацепления определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{p}{d_3}.$$

Диаметры окружности впадин, мм:

- ведущей звёздочки - ведомой звёздочки

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2r, \qquad D_{i2} = d_{\partial 2} - 2r,$$

где r - радиус впадины зуба, определяемый по формуле:

$r = 0{,}5025d_3 + 0{,}05$.

Таблица 6.2 – коэффициент высоты зуба

λ	Св. 1,4 до 1,5	Св. 1,5 до 1,6	Св. 1,6 до 1,7	Св. 1,7 до 1,8	Св. 1,8 до 2
K	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565

6.2 Проверочный расчёт

Проверяем частоту вращения ведущей звёздочки по условию $n_2 < [n]$, где $[n] = 15000 / p$, об/мин. – допускаемая частота вращения.

Число ударов цепи о зубья звездочек:

$$U = \frac{4z_1 n_4}{60 l_p} \le [U],$$

где $[U] = 508 / p$ – допускаемое число ударов.

Фактическая скорость цепи, м/с:

$$v = \frac{z_1 p n_2}{60 \cdot 1000}.$$

Окружная сила, передаваемая цепью, Н: $F_{tц} = \frac{P_2 \cdot 10^3}{v \eta_{цеп}}$.

Давление в шарнирах цепи, МПа: $p_ц = \frac{F_{tц} K_э}{d_1 b_3} \le [p_ц],$

где $K_э$ - эксплуатационный коэффициент: $K_э = K_d K_c K_e K_{рег} K_p$.

Значения поправочных коэффициентов выбираются из таблицы 6.3. Допускаемое давление в шарнирах цепи [p] необходимо уточнить в соответствии с фактической скоростью цепи v по таблице 6.4.

Перегрузка цепи не допускается. Если условие прочности не выполняется, рекомендуется выбрать цепь с более крупным шагом, или увеличить число зубьев ведущей звёздочки и повторить расчёт передачи

Таблица 6.3 – значения поправочных коэффициентов

Условия работы передачи			Коэффициент	
			Обозна-чение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная Переменная или толчкообразная		$K_д$	1 1,2… 1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами Оттяжными звёздочками или нажимным роликом		$K_{рег}$	1 1,25
Положение передачи	Наклон линии центров звёздочек к горизонту	0 < 60° 0 > 60°	$K_Θ$	1 1,25
		0 = 0...40° 0 = 40...90°	$к_Θ$	1,15 1,05
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне) Капельный Периодический		K_c	0,8 1, 1,5
Режим работы	Односменный Двухсменный Трёхсменный		K_p	1 1,25 1,5

Таблица 6.4 - Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей

v, м/с	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
[p], МПа	32	28	25	21	17	14	12	10

Силы, действующие в передаче

Сила предварительного натяжения цепи от провисания, Н:

$$F_0 = K_f q g a_м 10^{-3},$$

где K_f- коэффициент провисания, $K_f = 6$ для горизонтальной цепи;

K_f-= *4* - с углом наклона до 40°; K_f-= *4* – с с углом наклона свыше 40° ;

K_f-= *4* – вертикальная;

q - масса 1м цепи, кг (по табл.6.1),

g = 9,81 м/с2 - ускорение свободного падения;

Натяжение цепи от центробежной силы, Н:

$$F_v = qv^2;$$

Сила давления цепи на вал, Н:

$$F_{оп} = k_в F_{tц} + 2F_0.$$

Проверка цепи на прочность по коэффициенту запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_{tц} K_д + F_0 + F_v} \geq [S],$$

где F_p - разрушающая нагрузка цепи (табл. 6.1),

[S] - допускаемый коэффициент запаса прочности (табл. 6.4).

Таблица 6.4 - Допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых цепей

Шаг p, мм	Частота вращения ведущей звёздочки, об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	-	-	-	-

6.3 Конструирование звёздочек роликовых цепей

Звёздочки изготавливают из сталей 40 и 45 по ГОСТ 1050-88 или 40Л и 45Л по ГОСТ 977-88 с закалкой до 40...50 HRC. Конструкция звёздочки разрабатывается с учетом стандарта на профиль зубьев и поперечное сечение обода по ГОСТ 591-69.

Форму поперечного сечения обода выбирают в зависимости от соотношения толщины диска С и диаметра обода De. При относительно большой толщине диска С и De ≤ 200 мм применяют сплошной диск или диск с отверстиями, позволяющими экономить металл. При De > 200 мм рекомендуется применять составную конструкцию.

Положение ступицы относительно диска с ободом принимается по конструктивным соображениям. При консольной установке звёздочки на выходном конце вала, её, с целью уменьшения изгибающего момента, следует располагать как можно ближе к опоре.

Конструирование звёздочки однорядной роликовой цепи производится по следующим рекомендациям (см. рис. 6.1.).

Обод:

- ширина зуба, мм: $b = 0{,}93b_3 - 0{,}15$;
- зуб звёздочки может выполняться со скосом или с закруглением: угол скоса $g = 20^o$, фаска зуба $f \approx 0{,}2b$;
- радиус закругления зуба (наибольший) $R = 1{,}7d_3$;
- расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления $к = 0{,}8d_3$; радиус закругления $r_4 = 1{,}6$ мм при шаге цепи $p < 35$ мм, $r_4 = 2{,}5$ мм при шаге цепи $p > 35$ мм;
- длина наибольшей хорды, для звёздочек без смещения центров дуг впадин, мм:

$$L_x = d_д \cos\frac{90^o}{z} - 2r,$$

- со смещением центров дуг впадин:

$$L_x = d_д \cos\frac{95^o}{z} - 2r.$$

Диск:

- толщина, мм: $C = b + 2r_4$;
- диаметр проточки, мм:

$$D_c = pctg\left(\frac{180^o}{z}\right) - 1{,}3h\,.$$

Ступица:

- внутренний диаметр, мм:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0{,}2[\tau]}}$$

где T – крутящий момент соответствующего вала, Н·м;

[t] = 20 МПа - допускаемое напряжение при кручении;

- наружный диаметр, мм: *dcm = 1,55d* ;
- длина, мм: *1cm = (0,8...l,5)d;*
- размеры шпоночного паза: ширину b и глубину t_2 выбираются в соответствии с внутренним диаметром ступицы из таблицы 6.5, длину шпонки принимают конструктивно из значений стандартного ряда на 5.. .10 мм меньше длины ступицы.

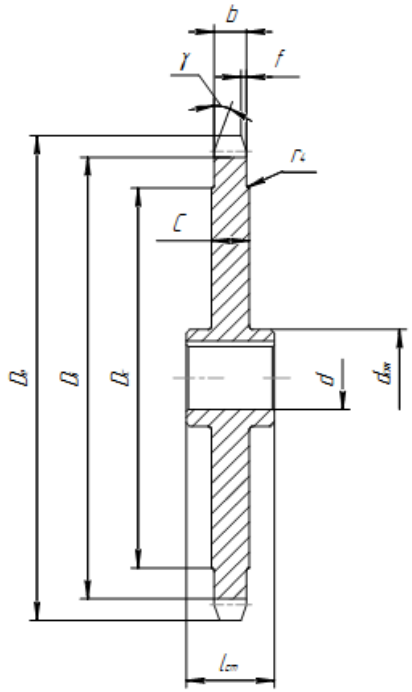


Рис. 6.1 – конструкция звездочки роликовой цепи

Таблица 6.5 - Шпонки призматические (ГОСТ 23360 – 78

Диаметр вала d, мм	Сечение шпонки		Г лубина паза		Фаска, мм	Длина l, мм
	b, мм	h, мм	Вала 1 мм	Ступицы $t2$, мм		
Свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	0,25...0,4	10…56
Свыше 17 до 22	6	6	3,5	2,8		14…70
Свыше 22 до 30	8	7	4	3,3	0,4… 0,6	18…90
Свыше 30 до 38	10	8	5	3,3		22…110
Свыше 38 до 44	12					28…140
Свыше 44 до 50	14	9	5,5	3,8		36…160
Свыше 50 до 58	16	10	6	4,3		45…180
Свыше 58 до 65	18	11	7	4,4		50…200
Свыше 65 до 75	20	12	7,5	4,9		56…220
Свыше 75 до 85	22	14	9	5,4	0,6… 0,8	63…250
Свыше 85 до 95	25					70…280

Примечание: 1. Длины призматических шпонок *l* выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20,22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250 мм.
2.Пример условного обозначения шпонки размерами b = 16 мм, h = 10 : Шпонка 16x10x50 ГОСТ 23360 - 78.

6.4 Расчёт и проектирование цепной передачи с помощью системы КОМПАС-3D V13

Для выполнения расчета цепной передачи с роликовой цепью с помощью системы КОМПАС-3Б необходимо запустить систему, создать новый чертёж, затем открыть в меню «Менеджер библиотек» (на верхней панели значок , затем открыть папку **Расчёт и построение** и запустить приложение «КОМПАС SHAFT 2D» (рис. 6.2).

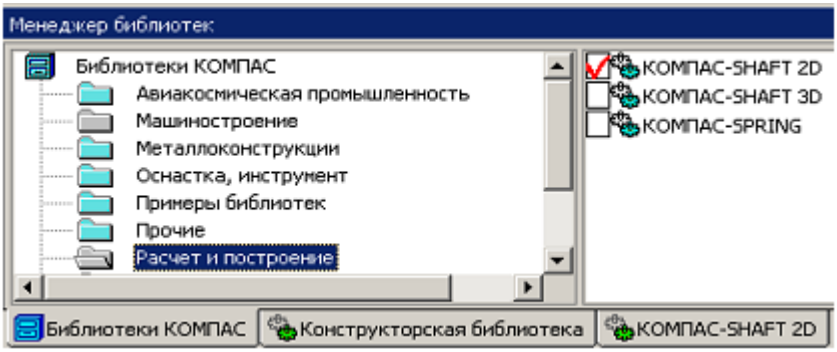


Рис. 6.2 – окно менеджера бибилиотек

В открывшемся окне выбрать **Построение модели**. После появления на экране окна «КОМПАС SHAFT 2D» создать, кликнув курсором мыши на значок , новую модель. В открывшемся окне выбрать тип отрисовки модели, наиболее подходящий для отображения детали на рабочем чертеже (например «В разрезе»). После закрытия окна выбора типа отрисовки, необходимо кликнуть курсом мыши на поле открытого чертежа, чтобы указать начальную точку. После этого на экране появится изменённое меню «КОМПАС SHAFT 2D» (рис. 6.3), в котором можно создавать внешние и внутренние контуры звёздочки.

Создание контура звёздочки следует начать с разработки ступицы. Так как расчет конструктивных параметров ступицы системой КОМПАС- 3D не выполняется, то данные для построения d_{cm} и l_{cm} необходимо взять из конструктивного расчета ступицы (п. 6.3). Кликнув курсором мыши на значок , выбрать соответствующую форму ступени в появившемся меню (рис. 6.4). В данной работе - форма цилиндрическая. После выбора формы ступени на экране появится меню (рис 6.5), в соответствующих окнах которого ввести наружный диаметр ступицы и ее длину. Длину ступени необходимо предварительно определить из следующих соображений. Построение модели ведется слева направо, поэтому для принятой конструкции звёздочки с симметричным расположением диска относительно ступицы длина первой ступени - это полуразность между длиной ступицы и шириной диска (*0,5(1cm - C)*). Значение диаметра можно выбрать из ряда нормальных линейных размеров Ra40, активируя курсором мыши значок .

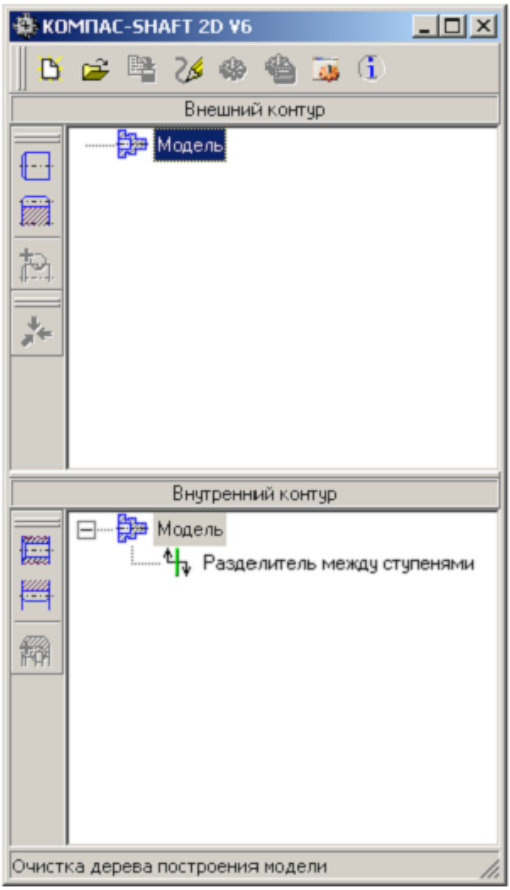


Рис. 6.3 – окно выбора модели

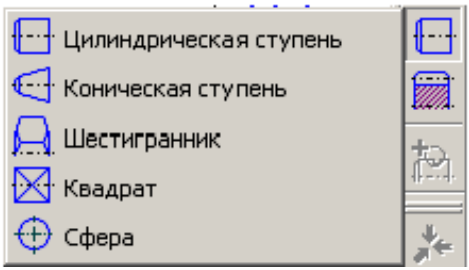


Рис. 6.4 – окно выбора формы

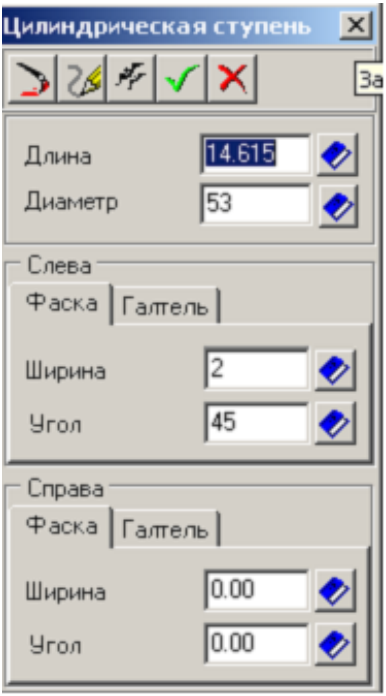


Рис. 6.5 – окно ввода данных

Кроме длины и диаметра ступицы в этом же окне можно ввести размеры фаски. Так как свободный торец ступени находится слева, то и параметры фаски указываются «Слева» (рис. 6.5).

Программа позволяет задавать необходиме размеры перемещением мыши непосредственно на чертеже. Для этого необходимо активировать в меню окна значок . После выбора и ввода значений соответствующих размеров необходимо кликнуть курсором мыши на значок .

После формирования внешнего контура первой ступени ступицы звёздочки следует приступить к формированию диска и зубчатого венца. Для этого необходимо в меню окна «КОМПАС SHAFT 2D» (рис. 6.3) активировать курсором мыши значок **Элементы механических передач**. В появившемся меню (рис. 6.6) выбрать звёздочку цепной передачи с роликовой цепью. На экране появится меню программы расчета активировать значок Запуск расчета.

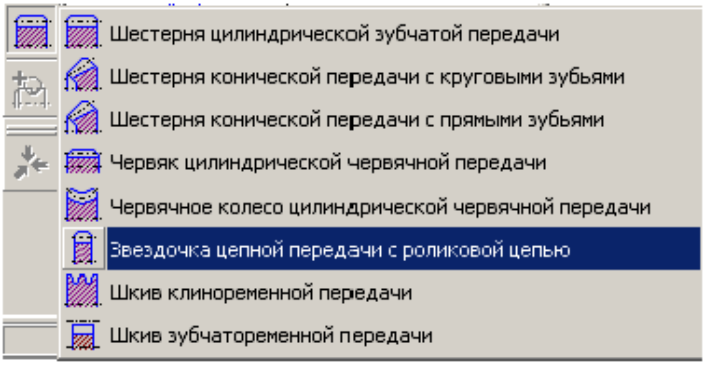


Рис. 6.6 - меню программы расчета

В появившемся окне программы «GEARS 5.1.01» выбрать вид расчёта: **Геометрический расчёт** или **Проектный расчёт.**

После запуска геометрического расчёта на экране появится окно (рис. 6.7), в котором необходимо задать параметры проектируемой цепной передачи. Для выбора обозначения цепи надо активировать курсором мыши значок и выбрать обозначение цепи из списка в окне (рис. 6.8). После ввода параметров цепной передачи следует произвести расчёт, активируя курсором мыши значок **Расчёт**.

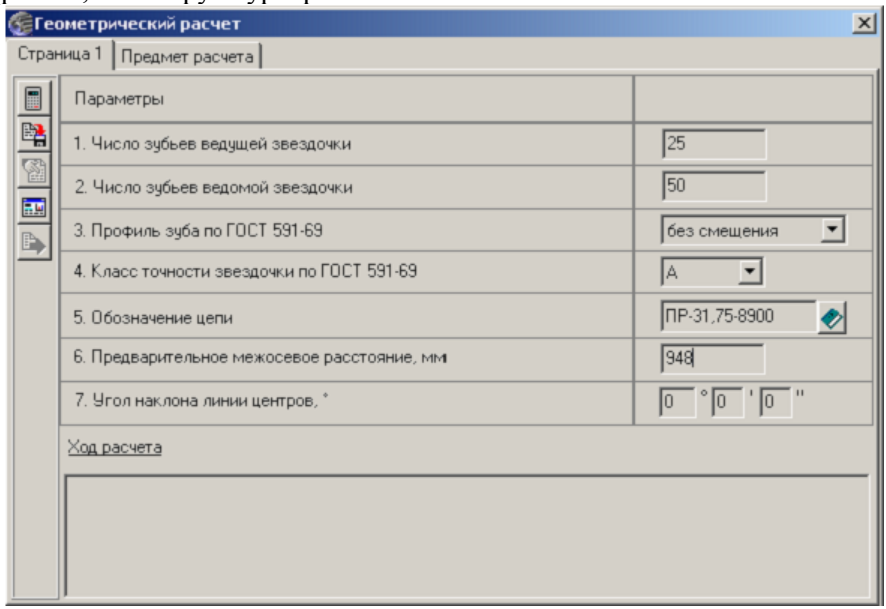


Рис. 6.7 – окно меню геометрического расчета

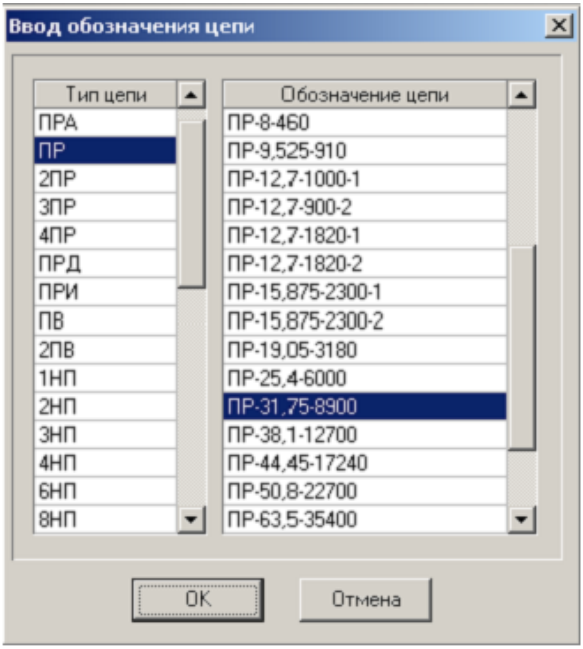


Рис. 6.8 – окно выбора типа цепи

Если исходные данные для расчёта введены и являются корректными, то в нижней части окна меню геометрического расчета появится надпись надпись «Контролируемые измерительные параметры и параметры качества в норме» (рис.6.9).

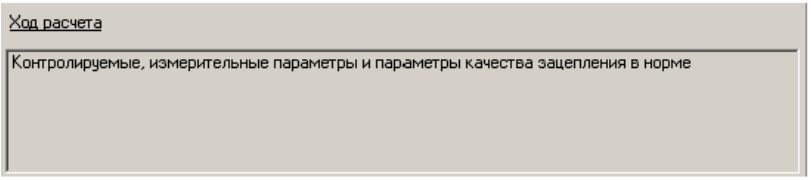


Рис. 6.9 – окно подтверждения правильности ввода параметров расчета

Для просмотра результатов расчёта надо активировать курсором мыши значок а для окончания геометрического расчета - значок . После возвращения программы в режим построения звёздочки на экране появится меню выбора объекта построения (рис. 6.10), в котором необходимо произвести выбор звёздочки, чертеж которой выполняется.

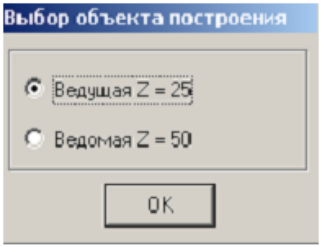


Рис. 6.10 – окно выбора объекта построения

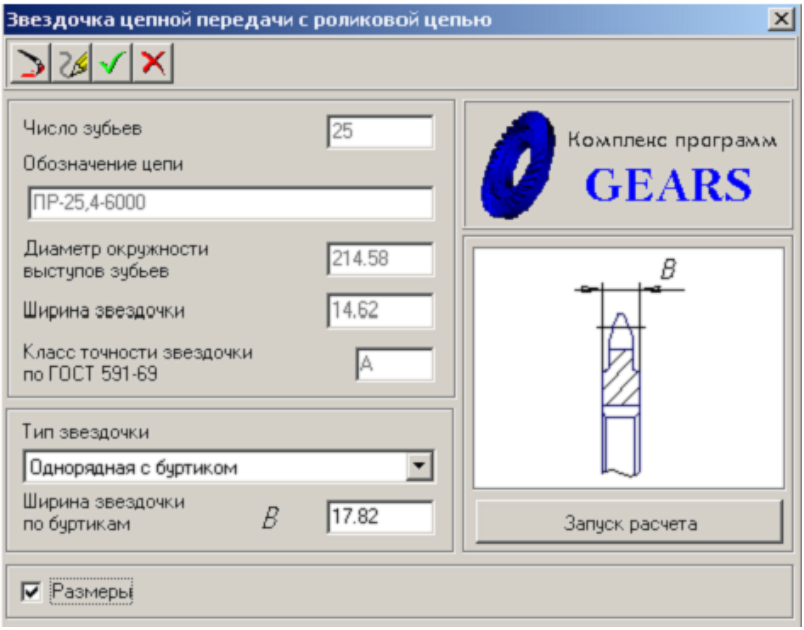


Рис. 6.11 – окно парметров звездочки

После произведённого проектного расчёта в окне программы «GEARS» (рис. 6.11) появятся параметры проектируемой звёздочки. В этом окне надо выбрать тип звёздочки (с буртиком или плоская), а также можно задать простановку размеров зубчатого венца, поставив курсором мыши галочку в окне «Размеры».

Программа позволяет выполнить расчёт на работоспособность. Для того чтобы выполнить этот расчет, необходимо активировать в меню «Запуск расчёта» и в появившемся окне (рис. 6.12) выбрать нужный вид расчёта. Посмотреть, сохранить и распечатать результаты выполненных расчётов можно, активировав курсором мыши в меню произведённого

расчёта значок . **Просмотр результата расчёта**. Для завершения формирования зубчатого венца кликнуть курсором мыши на значок .
Для формирования таблицы параметровнеобходимо в меню программы (рис. 6.3) активировать значок **Дополнительные элементы ступеней.** В появившемся окне) выбрать раздел **Таблица параметров**. В появившемся окне **Таблица параметров** (рис. 6.12) курсором мыши кликнуть на кнопку **Применить**. После чего заполненная таблица появится на рабочем чертеже.

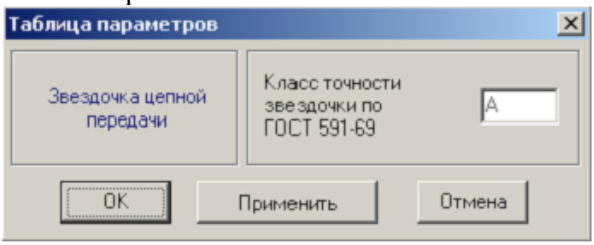


Рис. 6.12 – окно таблицы параметров

После формирования внешнего контура звёздочки необходимо сформировать внутренний контур отверстия в ступице.
Для формирования внутреннего контура ступицы необходимо в меню окна «КОМПАС SHAFT 2D» (рис. 6.3) активировать курсором мыши значок , а затем в меню, аналогичном меню, представленному на рис. 6.5, задать параметры отверстия в ступице звёздочки (п. 6.3).

Так как отверстие в ступице имеет шпоночный паз, то для формирования на чертеже шпоночного паза необходимо активировать курсором мыши значок **Дополнительные элементы ступени**. В появившемся меню выбрать **Шпоночные пазы**, а в раскрывшемся меню – паз под соответствующую шпонку (рис. 2.13).

Для формирования изображения шпоночного паза с необходимыми размерами надо в меню «КОМПАС SHAFT 2D» активировать значок **Дополнительные элементы ступеней,** а затем – появившийся значок Профиль шпоночного паза.

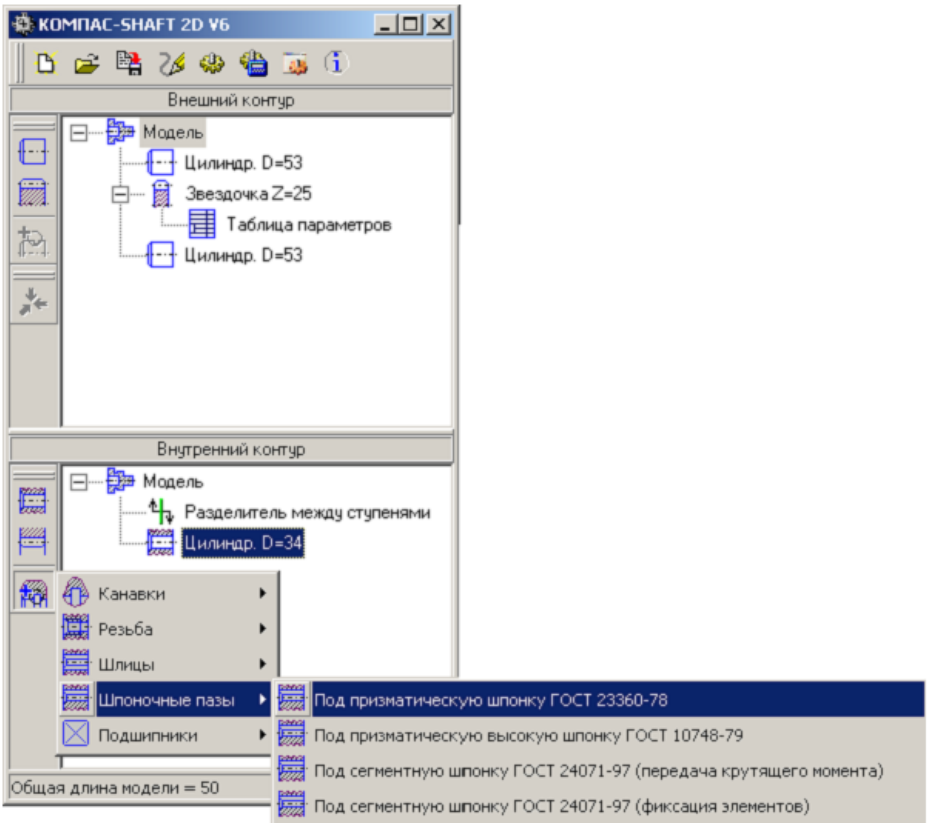


Рис. 6.13 – порядок конструирования шпоночного паза

После этого на экране появится меню, в котором надо выбрать параметры изображения и вид соединения (рис.6.14), а затем активировать кнопку **Применить**. На чертеже звёздочки появится изображение шпоночного паза с размерами.

Для завершения формирования модели надо кликнуть курсором мыши на значок . При этом произойдет закрытие программы «КОМПАС SHAFT 2D» и в поле чертежа или фрагмента появится изображение созданной по геометрическому расчёту звёздочки. Полученное изображение ещё не является готовым чертежом и требует определенного редактирования для приведения чертежа к виду на рис. 6.15.

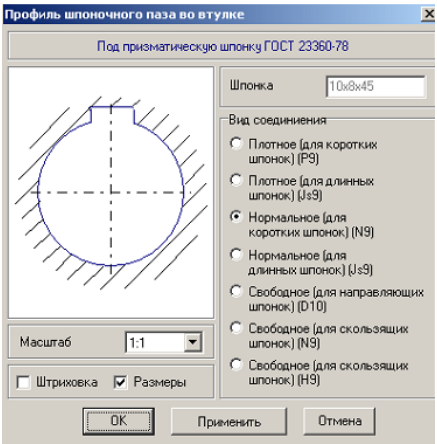


Рис. 6.14 – окно профиля шпоночного паза

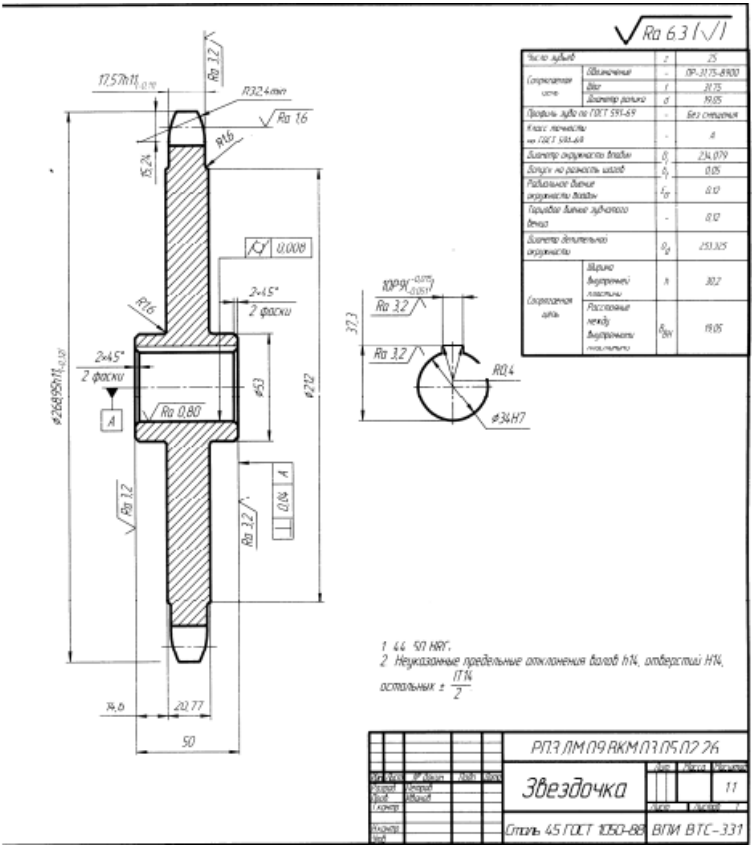


Рис. 6.15 – рабочий чертеж звездочки

Список литературы

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / Под ред. И. Н. Жестковой. — 8-е изд., перераб. и доп.. — М.: Машиностроение, 2001. — ISBN 5-217-02962-5.
2. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2005.- 536с..
3. Интегрированная система проектирования тел вращения КОМПАС-SHAFT 2D. Руководство пользователя. АО АСКОН. 19 июня 2006 г.
4. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.С.. Расчёты деталей машин: Справ. пособие.- 3-е изд. перераб. и доп.- Мн.: Выш. шк., 1986.-400 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцев. - 3-е изд. -М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. - 416 с.
6. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: учебное пособие для студентов вузов. 3-е изд., исправл.. - М.: Машиностроение, 2004. 560 с.

Подписано в печать 27.03.2017 г
Формат 60x84x16 Бумага офсетная Печать ризографическая
Уч.изд.л. 6,5 Усл.печ.л 6,5 Тираж 50 экз.
Заказ № 823
Издательско-полиграфический центр
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университета

423810, г. Набережные Челны, пр. Мира, 68/19
тел/факс (8552) 39-65-99