

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

Прикладная механика

Раздел: Детали машин.

Расчеты деталей машин в системах проектирования 3D

Методические указания по выполнению расчетно-графических работ для студентов специальностей:

- 1-50 02 01 «Конструирование и технология швейных изделий»;
- 1-50 01 02 «Конструирование и технология изделий из кожи»;
- 1-50 01 01 «Производство текстильных материалов»;
- 1-54 01 01-04 «Метрология, стандартизация и сертификация (легкая промышленность)»

Витебск
2021

УДК 621.81

Составители:

В. С. Бабаев, В. Г. Буткевич, А. С. Куландин

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 9 от 28.05.2021.

Прикладная механика. Раздел: Детали машин. Расчеты деталей машин в системах проектирования 3D: методические указания по выполнению расчетно-графических работ / сост. В. С. Бабаев, В. Г. Буткевич, А. С. Куландин. – Витебск: УО «ВГТУ», 2021. – 41 с.

В методических указаниях представлены расчеты всех видов передач привода, необходимых для выполнения студентами расчетно-графических работ и построения 3D моделей по дисциплине «Прикладная механика» (раздел: «Детали машин»). Методические указания составлены для студентов специальностей 1-50 02 01 «Конструирование и технология швейных изделий»; 1-50 01 02 «Конструирование и технология изделий из кожи»; 1-50 01 01 «Производство текстильных материалов»; 1-54 01 01-04 «Метрология, стандартизация и сертификация (легкая промышленность)».

УДК 621.81

© УО «ВГТУ», 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	4
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.....	5
2 РГР № 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА.....	6
3 РГР № 2. РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	9
4 РГР № 3. РАСЧЁТ ПРИВОДНОГО ВАЛА КОНВЕЙЕРА	17
5 УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ ПО УСТАНОВКЕ И ИСПОЛЬЗОВАНИЮ КОМПАС SHAFT 3D	30
ЛИТЕРАТУРА.....	40

ПРЕДИСЛОВИЕ

В предлагаемых методических указаниях для студентов специальностей: 1-36 01 01 «Технология машиностроения»; 1-50 02 01 «Конструирование и технология швейных изделий»; 1-50 01 02 «Конструирование и технология изделий из кожи»; 1-50 01 01 «Производство текстильных материалов»; 1-54 01 01-04 «Метрология, стандартизация и сертификация (легкая промышленность)» дневной и заочной форм обучения приведены методики кинематического расчета различных передач привода и построения 3D-моделей.

Задача пособия – изложить учебный материал в форме, наиболее удобной для использования при проектировании машин.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Приведенные ниже программы (методики) предназначены для расчета передач привода. Методика изложения материала в указаниях построена на основе деления расчета на проектировочный и проверочный.

Расчеты передач привода выполняются в следующей последовательности:

- выбираются материалы;
- определяются геометрические размеры зубчатых колес;
- производится проверка передачи на контактную усталость и сопротивления усталости при изгибе.

Точность выполняемых расчетов до двух знаков после запятой, в том числе и геометрических расчетов передач привода.

1.1 Обозначения и сокращения

ДВ – электродвигатель;

С – синхронная (частота вращения);

ОП – открытая передача (ременная, цепная, зубчатая), т.е. передача расположения вне редуктора;

ЗП – закрытая передача (цилиндрическая или коническая зубчатая и червячная), т.е. передача редуктора;

ЦЗП – цилиндрическая зубчатая передача;

КЗП – коническая зубчатая передача;

ЧП – червячная передача;

РП – ременная передача;

ЦП – цепная передача;

ПК – подшипник качения

М – муфта;

ПР – машинный привод;

Тр – требуемая величина;

Б – быстроходный (входной) вал редуктора;

Т – тихоходный (выходной) вал редуктора;

В – приводной (выходной) вал привода;

1 – индекс, относящийся к ведущему элементу передачи (шестерне);

2 – индекс, относящийся к ведомому элементу передачи (колену);

Н – твердость поверхности зубьев;

min – минимальное значение величины;

max – максимальное значение величины.

2 РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА

Исходные данные для расчета

кинематическая схема привода;

мощность на выходном (приводном) валу привода $P_B =$ кВт;

частота вращения выходного (приводного) вала привода $n_B =$ мин⁻¹;

режим нагружения (рабочая нагрузка) привода принимается постоянным.

1.2 Порядок кинематического расчёта привода

1.2.1 Принимаем последовательность соединения элементов привода [1, с. 6, табл. 1]:

Дв → ОП → ЗП → СМ → В

1.2.2 Принимаем значения коэффициентов полезного действия элементов, входящих в привод:

$$\eta_{СМ} = 0,98;$$

$$\eta_{ЗП} =$$

$$\eta_{ОП} =$$

$$\eta_{ПК} = 0,99;$$

где $\eta_{ПК}$ – КПД пары подшипников качения.

1.2.3 Определение общего КПД привода $\eta_{ПР}$:

$$\eta_{ПР} = \eta_{СМ} \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{ОП} \cdot \eta_{ПК}^3 =$$

1.2.4 Определение требуемой мощности электродвигателя, кВт:

$$P_{тр.Дв} = \frac{P_B}{\eta_{ПП}} =$$

1.2.5 Предварительно принимаем передаточные числа u' передач входящих в привод [1, с. 8, табл. 3]:

$$u'_{зП} =$$

$$u'_{оп} =$$

Где штрих указывает на предварительное значение принятой величины.

1.2.6 Определение предварительного значения передаточного числа u' привода:

$$u'_{ПП} = u'_{зП} \cdot u'_{оп} =$$

1.2.7 Определение требуемой частоты вращения вала электродвигателя, мин^{-1} :

$$n_{тр.Дв} = n_B \cdot u'_{ПП} =$$

1.2.8 В качестве приводного механизма привода принимаем по каталогу электродвигатель типа АИР с техническими характеристиками [1, с. 9, табл. 4]:

$$P_{Дв} = \text{кВт} - \text{мощность электродвигателя};$$

$n_C = \text{мин}^{-1}$ – синхронная частота вращения электродвигателя;

$$n_{Дв} = \text{мин}^{-1} - \text{номинальная частота вращения электродвигателя.}$$

1.2.9 Определение действительного передаточного числа $u_{ПП}$ привода:

$$u_{ПП} = \frac{n_{Дв}}{n_B} =$$

1.2.10 Передаточное число $u_{зП}$ зубчатой передачи редуктора принимаем равным [1, с. 8, табл. 3]:

$$u_{зП} =$$

1.2.11 Определение действительного передаточного числа открытой передачи $u_{ОП}$:

$$u_{ОП} = \frac{u_{ПР}}{u_{ЗП}} =$$

1.2.12 Передаточные числа передач привода:

$$u_{ЗП} =$$

$$u_{ОП} =$$

1.2.13 Определение мощностей P , частот вращения n и крутящих моментов T на валах привода.

Таблица 2.1 – Параметры двигателя и деталей

Параметр	Вал	Последовательность соединения элементов привода (формула строения)	
		ДВ→ОП→ЗП→СМ→В	ДВ→СМ→ЗП→ОП→В
Мощность P , кВт	ДВ	$P_{Дв}^* =$	$P_{Дв}^* =$
	Б	$P_B = P_{Дв} \cdot \eta_{ОП} \cdot \eta_{ПК} =$	$P_B = P_T \cdot \eta_{СМ} \cdot \eta_{ПК} =$
	Т	$P_T = P_B \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{ПК} =$	$P_T = P_B \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{ПК} =$
	В	$P_B = P_T \cdot \eta_{СМ} \cdot \eta_{ПК} =$	$P_B = P_T \cdot \eta_{ОП} \cdot \eta_{ПК} =$
Частота вращения n , мин ⁻¹	ДВ	$n_{Дв} =$	$n_{Дв} =$
	Б	$n_B = \frac{n_{Дв}}{u_{ОП}} =$	$n_B = n_{Дв} =$
	Т	$n_T = \frac{n_B}{u_{ЗП}} =$	$n_T = \frac{n_B}{u_{ЗП}} =$
	В	$n_B = n_T =$	$n_B = \frac{n_T}{u_{ОП}} =$
Крутящий (вращающий) момент T , Н·мм	ДВ	$T_{Дв} = 9550 \cdot \frac{P_{Дв}}{n_{Дв}} \cdot 10^3 =$	
	Б	$T_B = 9550 \cdot \frac{P_B}{n_B} \cdot 10^3 =$	
	Т	$T_T = 9550 \cdot \frac{P_T}{n_T} \cdot 10^3 =$	
	В	$T_B = 9550 \cdot \frac{P_B}{n_B} \cdot 10^3 =$	

3 РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2

РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета

крутящий момент на шестерне $T_1 =$	Н·мм;
крутящий момент на колесе $T_2 =$	Н·мм;
частота вращения шестерни $n_1 =$	мин ⁻¹ ;
частота вращения колеса $n_2 =$	мин ⁻¹ ;
передаточное число передачи $U' =$	
срок службы передачи $L_h =$	ч.

3.1 Выбор материалов и определения допускаемых напряжений

3.1.1 Материал зубчатого колеса – сталь [1, с. 13, табл. 7] с механическими характеристиками:

Термообработка –

Твёрдость $H_2 =$

Механические характеристики МПа (Н/мм²):

Предел прочности $\sigma_B =$ Мпа;

Предел текучести $\sigma_T =$ Мпа.

3.1.2 Материал шестерни – сталь [1, с. 13, табл. 7] с механическими характеристиками:

Термообработка –

Твёрдость $H_1 =$

Механические характеристики МПа:

Предел прочности $\sigma_B =$ Мпа;

Предел текучести $\sigma_T =$ Мпа.

3.1.3 Определение средних значений твёрдостей шестерни H_{1cp} и колеса H_{2cp} :

$$H_{1cp} = 0,5(H_{1min} + H_{1max}) =$$

$$H_{2cp} = 0,5(H_{2min} + H_{2max}) =$$

Средние значения твёрдостей, полученные в HRC, перевести в HB, и дальнейшие расчёты вести в HB.

3.1.4 Определение длительного предела контактной выносливости для активных поверхностей зубьев шестерни σ_{Hlim1} и колеса σ_{Hlim2} , МПа:

$$\sigma_{Hlim1} = 2 \cdot H_{1cp} + 70 =$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot H_{2cp} + 70 =$$

3.1.5 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_H]_1 =$ и колеса $[S_H]_2 =$

3.1.6 Принимаем для длительно работающих передач коэффициенты долговечности при расчёте на контактную усталость для шестерни $K_{HL1} = 1$ и колеса $K_{HL2} = 1$.

3.1.7 Определение допускаемых контактных напряжений для зубьев шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, МПа:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{[S_H]_1} \cdot K_{HL1} =$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{[S_H]_2} \cdot K_{HL2} =$$

3.1.8 Принимаем в качестве расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ меньшее значение из полученных для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$,

$$[\sigma_H] = \quad \text{Мпа.}$$

3.1.9 Определение пределов выносливостей активных поверхностей зубьев по напряжениям изгиба для шестерни σ_{Flim1} и колеса σ_{Flim2} , МПа:

$$\sigma_{F \text{ lim } 1} = 1,8 \cdot H_{1cp} =$$

$$\sigma_{F \text{ lim } 2} = 1,8 \cdot H_{2cp} =$$

3.1.10 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_F]_1 = 1,75$ и колеса $[S_F]_2 = 1,75$.

3.1.11 Принимаем коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверс) $Y_A = 1$.

3.1.12 Определение допускаемых напряжений изгиба для зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$, МПа:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 1}}{[S_F]_1} \cdot K_{FL1} \cdot Y_A =$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 2}}{[S_F]_2} \cdot K_{FL2} \cdot Y_A =$$

3.2 Проектный расчет передачи

3.2.1 Принимаем значение коэффициента межосевого расстояния передачи $K'_a = 49,5$.

3.2.2 Принимаем коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния передачи $\Psi_{ba} =$ [1, с. 17, табл. 10].

3.2.3 Принимаем предварительное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K'_{H\beta} =$ [1, с. 18, табл. 11].

3.2.4 Определение предварительного значения межосевого расстояния передачи a'_W , из условия контактной усталости (прочности) рабочих поверхностей зубьев, мм:

$$a'_W = 0,85 \cdot (U' + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K'_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot (U')^2 \cdot \Psi_{ba}}} =$$

3.2.5 Определение предварительного значения b'_2 ширины зубчатого колеса, мм:

$$b'_2 = \Psi_{ba} \cdot a'_W =$$

3.2.6 Полученное значение ширины зубчатого колеса $b'_2 =$ округляем до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров $b_2 =$ мм [1, с. 18, табл. 12].

3.2.7 Определяем диапазон рекомендуемых значений окружного модуля передачи m'_t , мм:

$$m'_t = (0,01 \dots 0,02) \cdot a'_W = (0,01 \dots 0,02).$$

3.2.8 Принимаем стандартное значение окружного модуля $m_t =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $m'_t =$ мм [1, с. 19, табл. 14].

3.2.9 Определение предварительного значения Z'_1 числа зубьев шестерни:

$$Z'_1 = \frac{2 \cdot a'_W}{m_t \cdot (1 + U')} =$$

3.2.10 Полученное значение числа зубьев шестерни $Z'_1 =$ округляем до ближайшего целого числа $Z_1 = \leq [Z_1] = 18$.

3.2.11 Определение предварительного значения числа зубьев колеса Z'_2 :

$$Z'_2 = Z_1 \cdot U' =$$

3.2.12 Определение действительного передаточного числа U зубчатой передачи:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} =$$

3.2.13 Определение отклонения ΔU действительного передаточного числа передачи $U =$ от заданного $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% =$$

3.2.14 Определение действительного значения межосевого расстояния передачи a_w , мм:

$$a_w = \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} =$$

3.2.15 Определение делительных диаметров шестерни d_1 и колеса d_2 , мм:

$$d_1 = m_t \cdot Z_1 =$$

$$d_2 = m_t \cdot Z_2 =$$

3.2.16 Определение диаметров окружностей вершин зубьев шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} , мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_t =$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_t =$$

3.2.17 Определение диаметров окружностей впадин зубьев шестерни d_{f1} и колеса d_{f2} , мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_t =$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_t =$$

3.2.18 Определение диапазона рекомендуемых значений ширины шестерни:

$$b'_1 = b_2 + (2...5) = \quad \text{мм.}$$

3.2.19 Принимаем из ряда нормальных линейных размеров стандартное значение ширины шестерни $b_1 =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $b'_1 =$ мм [1, с. 18, табл. 12].

3.3 Проверочный расчет передачи

3.3.1 Определение окружной скорости зубчатых колёс V , м/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

3.3.2 Назначаем степень точности передачи $ST =$ в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс $V =$ м/с [1, с. 21, табл. 15].

3.3.3 Определение значения коэффициента ширины шестерни относительно среднего ее диаметра d_1 :

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} =$$

3.3.4 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K_{H\beta} =$ [1, с. 21, табл. 16].

3.3.5 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{HV} =$ [1, с. 22, табл. 17].

3.3.6 Определение коэффициента нагрузки передачи K_H

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} =$$

3.3.7 Определение окружной силы F_t в зацеплении зубчатых колёс, Н:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} =$$

3.3.8 Принимаем угол зацепления (профиля делительный) $\alpha_w = 20^\circ$.

3.3.9 Определение радиальной силы F_r в зацеплении зубчатых колёс, Н:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w =$$

3.3.10 Принимаем для прямозубой передачи значение вспомогательного коэффициента, учитывающего суммарную длину контактных линий, форму сопряжённых поверхностей зубьев и материал зубчатых колёс равным $K = 436$.

3.3.11 Определение действительного контактного напряжения σ_H , в зацеплении зубчатых колёс, МПа:

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (U + 1) \cdot K_H}{d_1 \cdot b_2}} =$$

3.3.12 Определение отклонения действительного контактного напряжения в зацеплении зубчатых колёс $\sigma_H =$ МПа от расчётного допускаемого $[\sigma_H] =$ МПа [1, с. 23].

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% =$$

3.3.13 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса $K_{F\beta} =$ [1, с. 24, табл. 19].

3.3.14 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{Fv} =$ $K_{Fv} =$ [1, с. 24, табл. 20].

3.3.15 Определение коэффициента нагрузки передачи:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} =$$

3.3.16 Принимаем в зависимости от чисел зубьев шестерни $Z_1 =$ и колеса $Z_2 =$ значения коэффициентов формы зубьев шестерни $Y_{F1} =$ и колеса $Y_{F2} =$ [1, с. 23, табл. 18].

3.3.17 Определяем действительное напряжение изгиба менее прочного звена передачи колеса (шестерни) σ_{F2} (σ_{F1}) и сравниваем с допускаемым напряжением изгиба колеса $[\sigma_F]_2$ (шестерни $[\sigma_F]_1$), МПа:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b_2 \cdot m_t} =$$

Таблица 3.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры прямозубой цилиндрической передачи

Параметр	Значение
Число зубьев шестерни Z_1	
Число зубьев колеса Z_2	
Модуль зацепления m_t , мм	
Диаметр делительной окружности шестерни d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности колеса d_2 , мм	
Межосевое расстояние передачи a_w , мм	
Ширина шестерни передачи b_1 , мм	
Ширина колеса передачи b_2 , мм	
Угол наклона зубьев передачи β , град	0°
Степень точности передачи ST	
Окружная скорость зубчатых колёс V , м/с	
Окружная сила в зацеплении зубчатых колёс F_t , Н	
Действительное контактное напряжение в зубчатом зацеплении σ_H , МПа	
Допускаемое напряжение изгиба для зубьев колеса $[\sigma_{F_2}]$, МПа	
Действительное напряжение изгиба зубьев колеса σ_{F_2} , МПа	
Коэффициент смещения x	0

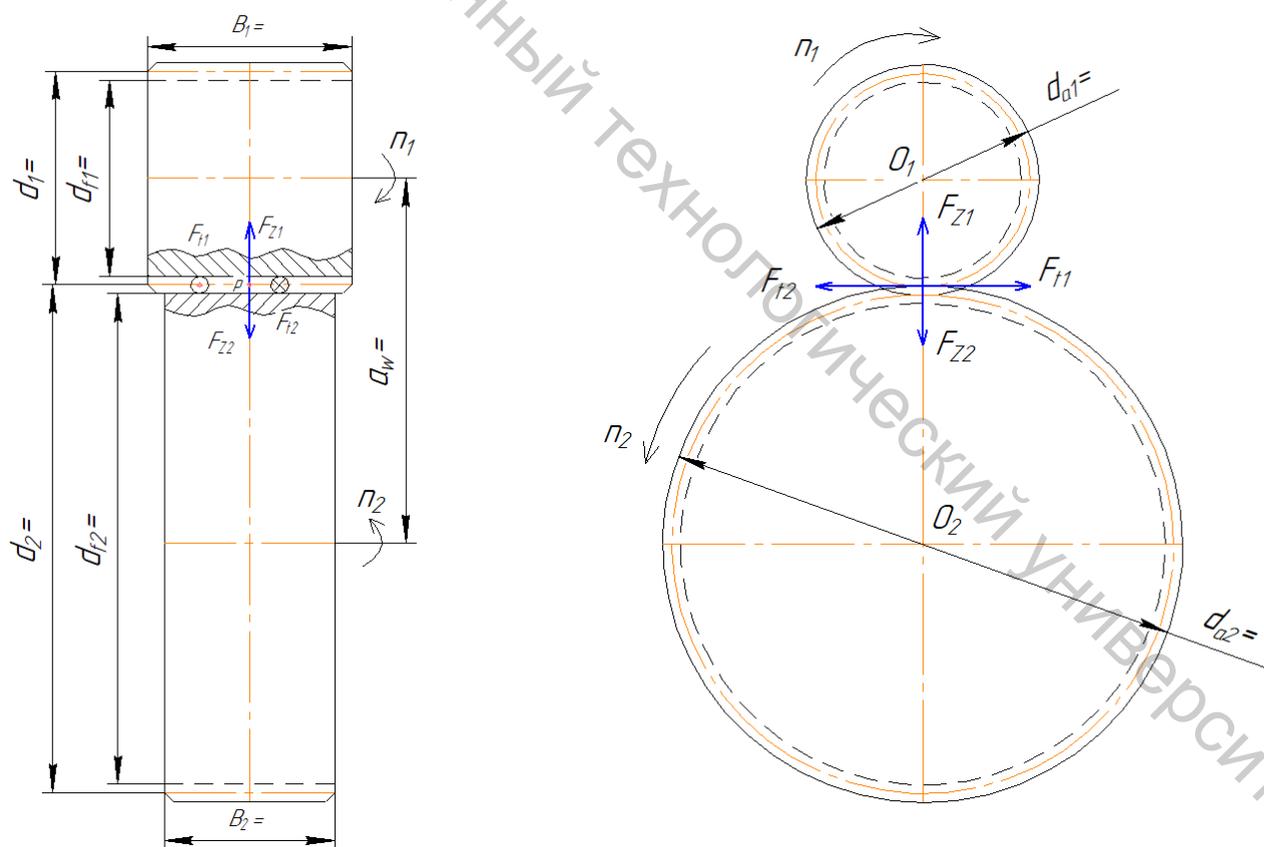


Рисунок 3.1 – Цилиндрическая зубчатая передача: геометрические размеры и усилия в зацеплении

4 РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3

РАСЧЁТ ПРИВОДНОГО ВАЛА КОНВЕЙЕРА

Исходные данные для расчета

кинематическая схема привода;

крутящий (вращающий) момент на выходном (приводном валу) привода

$$T_B = \quad n \cdot \text{мм};$$

мощность на выходном (приводном) валу привода $P_B =$ кВт;

частота вращения выходного (приводного) вала привода $n_B =$ мин⁻¹;

диаметр приводного барабана $D_B =$ мм;

диаметр приводного барабана $L_B =$ мм;

срок службы привода $L_h =$ ч.

4.1 Проектирование вала

4.1.1 Принимаем в качестве материала вала Сталь 45 ГОСТ 1050 – 13 с термообработкой – улучшение, твёрдостью 192 ... 240 НВ.

4.1.2 Принимаем допускаемое напряжение материала вала на кручение $[\tau] = 25 \text{ МПа}$, пониженное значение для компенсации не учтённых на данном этапе напряжений изгиба и переменности режима нагружения.

4.1.3 Определение предварительного значения диаметра концевой участка вала d'_1 из условия прочности на кручение, мм:

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{T_B}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

4.1.4 Принимаем диаметр концевой участка вала $d_1 =$ мм, в зависимости от предварительного значения диаметра $d_1 =$ мм и детали, расположенной на нём (табл. 4.1).

4.1.5 Принимаем длину концевой участка вала $l_1 =$ мм, в зависимости от диаметра вала $d_1 =$ мм и детали, расположенной на нём (табл. 4.1).

Таблица 4.1 – Выбор длины концевой участка вала

Элемент (детали), установленный на концевом участке вала	Диаметр участка вала d_1 , мм	Длина участка вала l_1 , мм	
Ведомая звёздочка цепной передачи	Ближайшее большее стандартное значение d_1 , из ряда нормальных линейных размеров [2, с. 7, табл. 1]	$l_1 = 1,2 \cdot d_1$ Полученную длину l_1 , округляем до большего стандартного значения l_1 , из ряда нормальных линейных размеров [2, с. 7, табл. 1]	
Соединительная муфта (принимается цепная, или зубчатая)	Ближайшее большее стандартное значение d_1 , под посадочный диаметр полумуфты [2, с. 7, табл. 2]	d_1 , мм	l_1 , мм
		до 30	42
		Свыше 30 до 40	58
		Свыше 40	82

4.1.6 Принимаем высоту упорного буртика вала $t =$ мм, исходя из принятого диаметра концевой участка вала $d_1 =$ мм [2, с. 8, табл. 4].

4.1.7 Определение предварительного значения диаметров вала под подшипники качения d'_2 , мм:

$$d'_2 = d_1 + 2 \cdot t =$$

4.1.8 Полученное значение диаметров вала под подшипники качения $d'_2 =$ мм, округляем до ближайшего большего стандартного значения $d_2 =$ мм, оканчивающегося на 0 или 5.

4.1.9 Принимаем в качестве опор приводного вала шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники качения средней серии по ГОСТ 28428 – 90 типа 13 ... [3, с. 418 ... 419, табл. 24.12].

4.1.10 Принимаем значение фаски внутреннего кольца подшипника $r =$ мм, в зависимости от диаметра вала под подшипник $d_2 =$ мм [2, с. 11, табл. 7], [3, с. 418 ... 419, табл. 24.12].

4.1.11 Определение требуемого значения диаметра упорного буртика вала, для фиксации подшипника качения в осевом направлении $d'_3 =$ мм:

$$d'_3 = d_2 + 3,2 \cdot r =$$

4.1.12 Полученное значение диаметра упорного буртика вала $d'_3 =$ мм округлить до ближайшего стандартного значения $d_3 =$ мм, под манжетное уплотнение [2, с. 9, табл. 5], [3, с. 430 ... 431, табл. 24.26].

4.1.13 Определение диапазона рекомендуемых значений диаметра вала под ступицу барабана d'_4 , мм:

$$d'_4 = d_3 + (2...5) \text{ мм} =$$

4.1.14 Принимаем ближайшее стандартное значение диаметра вала под ступицу барабана $d_4 =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $d'_4 =$ мм [2, с. 7, табл. 1].

4.1.15 Определение предварительного значения диаметра упорного буртика вала для фиксации барабана в осевом направлении d'_5 , мм:

$$d'_5 = d_4 + 10 \text{ мм} =$$

4.1.16 Принимаем стандартное значение диаметра упорного буртика вала $d_5 =$ мм, ближайшее значение из ряда нормальных линейных размеров [2, с. 7, табл. 1].

4.1.17 Принимаем длину участка вала под подшипник с левой фиксирующей его подшипниковой крышки, мм:

$$l_2 = 63 \text{ мм} .$$

4.1.18 Принимаем длину участка вала под вторую подшипниковую крышку и зазор между нею и торцом приводного барабана, мм:

$$l_3 = 50 \text{ мм} .$$

4.1.19 Принимаем длину участка вала под барабан, равной длине приводного барабана:

$$l_4 = L_B =$$

4.1.20 Принимаем длину участка упорного буртика вала для фиксации барабана в осевом направлении, мм:

$$l_5 = 12...15$$

4.1.21 Принимаем длину участка вала под подшипник, равным ширине подшипника B_{II} , мм [3, с. 418 ... 419, табл. 24.12], мм:

$$l_6 = B_{II} =$$

4.1.22 Определение требуемой длины ступиц барабана l'_{CT} , мм:

$$l'_{cm} = 1,2 \cdot d_4 =$$

4.1.23 Полученное значение длины ступицы барабана $l'_{CT} =$ мм
 округляем до ближайшего большего стандартного значения $l_{CT} =$ мм, из
 ряда нормальных линейных размеров [2, с. 7, табл. 1].

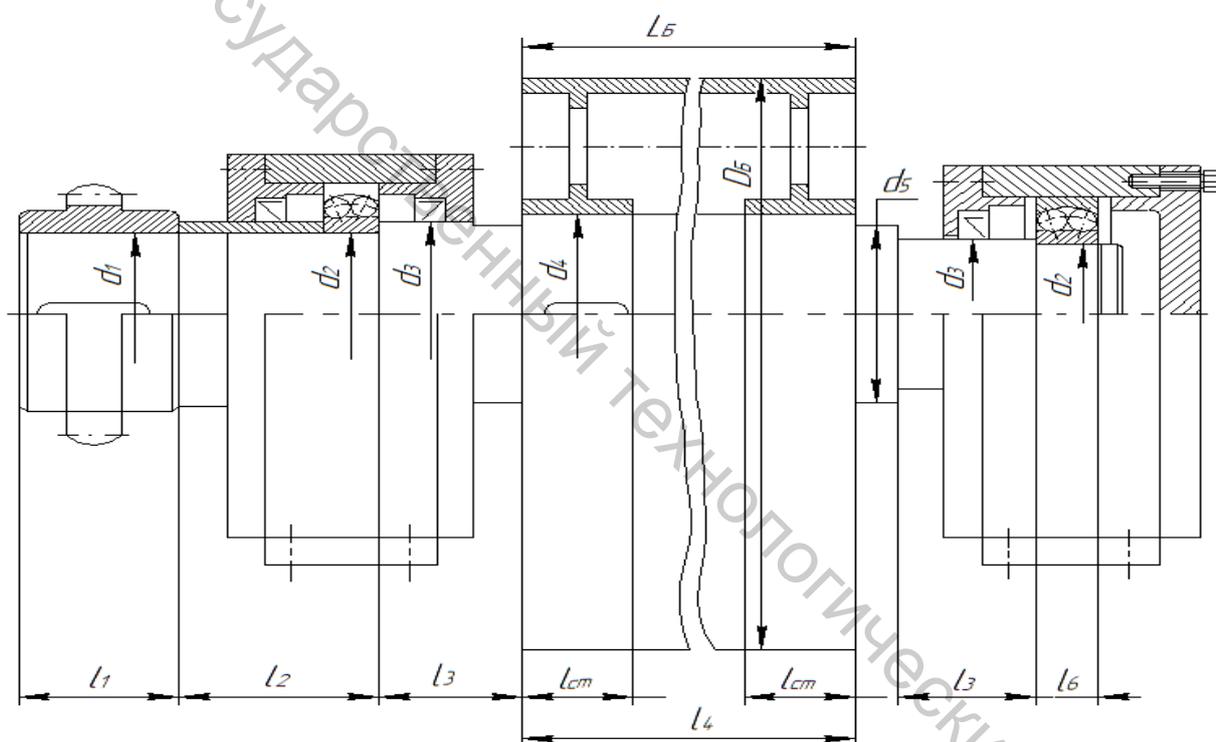


Рисунок 4.1 – Приводной вал ленточного конвейера

4.2 Нагружение приводного вала

4.2.1 Определение силы, действующей на концевой участок приводного вала F_K , Н.

Таблица 4.2 – Определение силы, действующей на концевой участок приводного вала

Деталь, установленная на концевом участке вала	Сила приложенная к концевому участку вала F_K , Н	
	Наименование действующей силы	Величина действующей силы
Соединительная муфта	Усилие от муфты на вал, приложено к концу вала	$F_K = 125 \cdot \sqrt{T_B} =$ где $T_B =$ н*м – крутящий момент на приводном валу
Ведомая звёздочка цепной передачи	Сила давления на вал со стороны цепной передачи, приложена посередине концевом участка вала l_1	$F_K = \frac{P_B \cdot 60 \cdot 10^6}{n_B \cdot P_{ц} \cdot z} =$ где $P_{ц} = 25,4$ мм – среднее значение шага цепи; $z = 50$ – среднее значение числа зубьев ведомой звёздочки

4.2.2 Принимаем значение коэффициента трения между лентой и проводным барабаном $f = 0,2$.

4.2.3 Принимаем значение угла обхвата лентой приводного барабана $\alpha = 200^\circ$.

4.2.4 Принимаем коэффициенты запаса $K_3 = 1,1$.

4.2.5 Определение силы давления ленты на приводной барабан конвейера F_B , приложенной посередине длины барабана L_B , Н:

$$F_B = \frac{2 \cdot K_3 \cdot T_B}{D_{ПБ}} \cdot \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{fa} - 1} \right) =$$

4.3 Напряжения, возникающие на приводном валу конвейера

4.3.1 Составляем расчётную схему вала, на которой указываем все действующие силы F_K ; F_B и крутящий момент T_B .

4.3.2 Действия опор на вал заменяем реакциями в опорах R_B и R_E , приложенными посередине соответствующих опор в точках В и Е вала.

4.3.3 Определение расстояний между точками приложения сил и реакциями на приводном валу конвейера; мм:

$$a = l_1 + l_2 - 0,5 \cdot B_{\Pi} =$$

Приведённая формула для случая установки на конце вала полумуфты, если на конце вала устанавливается ведомая звёздочка цепной передачи, то в формуле принимается значение $a = 0,5 \cdot l_1$, где B_{Π} – ширина принятого подшипника.

$$b = \frac{B_{\Pi}}{2} + l_3 + 0,5 \cdot l_{cm} =$$

$$c = d = \frac{L_{\PiБ} - l_{cm}}{2} =$$

$$l = \frac{B_{\Pi}}{2} + l_3 + l_5 + 0,5 \cdot l_{cm} =$$

4.3.4 Для определения реакции в опорах составляем суммы изгибающих моментов всех сил относительно точек В и Е:

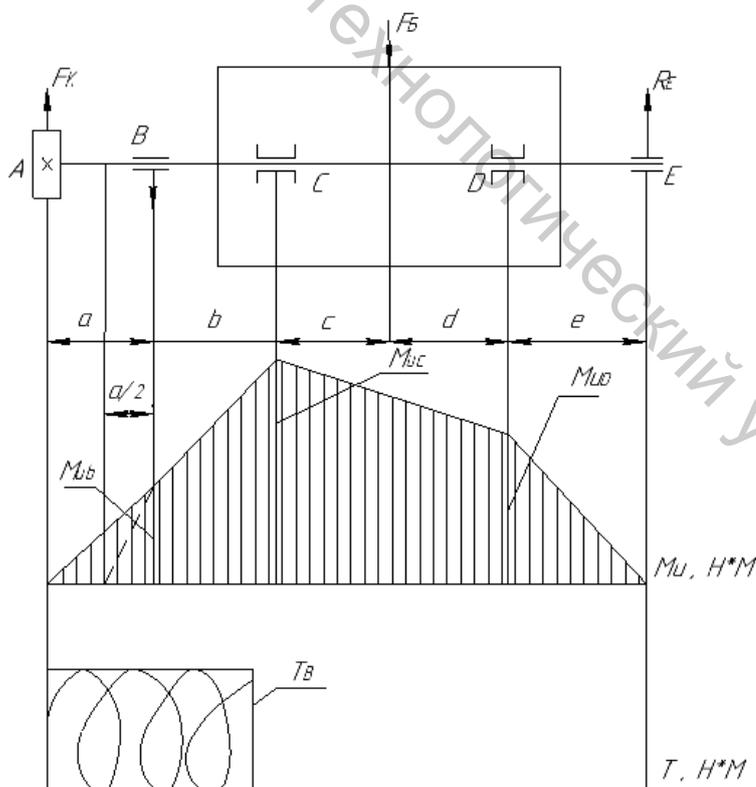


Рисунок 4.2 – Расчётная схема приводного вала с эпюрами изгибающего и крутящего моментов

$$\begin{aligned}\sum M_{u6} &= 0; -F_K \cdot a - F_B \cdot (b + c) + R_E \cdot (b + c + d + e) = 0; \\ \sum M_{u6} &= 0; -F_K \cdot (a + b + c + d + e) + R_B \cdot (b + c + d + e) + F_B \cdot (d + e).\end{aligned}$$

Из уравнения равновесия сил определяем реакции в опорах R_B и R_E , м:

$$\begin{aligned}R_E &= \frac{F_K \cdot a + F_B \cdot (b + c)}{b + c + d + e} = \\ R_B &= \frac{F_K (a + b + c + d + e) - F_B (d + e)}{b + c + d + e} =\end{aligned}$$

4.3.5 Для проверки сумма проекций всех сил на ось y должна равняться нулю:

$$\sum F_y = 0; F_K - R_B - F_B + R_E =$$

4.3.6 Определение значений изгибающих моментов в поперечных сечениях А, В, С, D, Е приводного вала, $H \cdot M$:

$$M_{uA} = F_K \cdot 0 = 0;$$

$$M_{uB} = F_K \cdot a =$$

$$M_{uC} = F_K \cdot (a + b) - R_B \cdot b =$$

$$M_{uD} = R_E \cdot e =$$

$$M_{uE} = R_E \cdot 0 = 0.$$

4.3.7 Принимаем, что значения крутящего момента T во всех сечениях участка АС равны крутящему моменту T_B , $H \cdot MM$:

$$T = T_B =$$

4.3.8 По найденным значениям $M_{\square i}$ и T_i строим эпюры изгибающих и крутящих моментов приводного вала.

Примечание: штриховой линией показан участок АВ эпюры изгибающих моментов, для случая установки на концевом участке вала ведомой звёздочки цепной передачи.

4.3.9 Исходя из построенных эпюр, опасное сечение вала в точке С под ступицей приводного барабана, т.к. в этом сечении эпюра изгибающих моментов M_u имеет максимальное значение.

4.3.10 В опасном сечении С вала действует максимальный изгибающий момент $T_{\max} = H \cdot MM$.

4.3.11 Диаметр вала в опасном сечении С равен, мм:

$$D = d_4 =$$

4.3.12 Принимаем, что нормальные напряжения в поперечном сечении вращающегося приводного вала изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения по пульсирующему (отнулевому) циклу.

4.3.13 Амплитудные значения цикла нормальных напряжений σ_a равны, МПа:

$$\sigma_a = \frac{M_{u \max}}{W_u} = \frac{M_{u \max}}{0,1 \cdot d^3} =$$

4.3.14 Средние значения цикла нормальных напряжений равны

$$\sigma_m = 0$$

4.3.15 Амплитудные τ_a и средние τ_m значения цикла касательных напряжений равны, МПа:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_{\max}}{W_p} = \frac{T_B}{2 \cdot 0,2 \cdot d^3} =$$

4.4 Расчёт приводного вала на сопротивление усталости (прочности)

4.4.1 Принимаем значения пределов выносливости для стали 45 при изгибе $\sigma_{-1} = 250$ МПа и кручении $\tau_{-1} = 150$ МПа с симметричным знакопеременным циклом нагружения.

4.4.2 Принимаем значения коэффициентов, характеризующих чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения при изгибе $\psi_\sigma = 0$ и кручении $\psi_\tau = 0$.

4.4.3 Принимаем значения коэффициентов концентрации напряжений при изгибе $K_\sigma = 1,75$ и кручении $K_\tau = 1,5$, учитывающие ослабление вала шпоночным пазом.

4.4.4 Принимаем значения коэффициентов, учитывающих влияние поперечного размера вала (диаметра вала $d =$ мм, в месте установки на вал ступицы барабана) [3, с. 170, табл. 10.7].

$$K_{d\sigma} =$$
$$K_{d\tau} =$$

4.4.5 Принимаем значение коэффициента поверхностного упрочнения вала K_V [3, с. 170, табл. 10.9], для принятого вала без поверхностного упрочнения $K_V = 1$.

4.4.6 Определение коэффициента запаса усталости S_σ вала по нормальным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{K_{d\sigma} \cdot K_V} + \psi_\tau \cdot \sigma_m} =$$

4.4.7 Определение коэффициента запаса усталости S_τ вала по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau - 1}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{K_{d\tau} \cdot K_V} + \psi_\tau \cdot \tau_m} =$$

4.4.8 Принимаем значение требуемого коэффициента запаса усталости вала с необходимым запасом жесткости $[S] = 2,5$.

4.4.9 Определение действительного коэффициента запаса усталости S и сравнение его с требуемым запасом $[S]$:

4.5 Расчёт подшипников приводного вала

4.5.1 В качестве опор приводного вала приняты шариковые радиальные сферические подшипники качения средней серии шипа 13, установленные по плавающей схеме.

4.5.2 Подшипники качения типа 13 обеспечивают статическую грузоподъёмность C_0 и динамическую грузоподъёмность C_r [3, с. 418...419, табл. 24.12]:

$$C_0 = \quad \text{Н,}$$

$$C_r = \quad \text{Н.}$$

4.5.3 Подшипники приводного вала нагружены силами (реакциями в опорах)

$$R_B = \quad \text{Н,}$$

$$R_E = \quad \text{Н.}$$

4.5.4 Более нагруженным является подшипник В(Е), у которого реакция в опоре больше, по которому и будем вести дальнейший расчёт. Максимальная нагрузка на который равна

$$R_{\max} = R_{B(E)} = \quad \text{Н.}$$

4.5.5 Осевые нагрузки F_a на приводной вал не действуют, поэтому $F_a=0$.

4.5.6 Для всех радиальных подшипников число рядов тел качения принимается $i=1$.

4.5.7 Определение отношения осевой силы на подшипники F_a к их статической грузоподъёмности C_0 .

$$\frac{i \cdot F_a}{C_0} = 0$$

4.5.8 Так как отношение осевой силы на подшипники к его статической грузоподъёмности равно нулю, то значение коэффициента радиальной нагрузки принимаем равным $X=1$, а значение коэффициента осевой нагрузки принимаем равным $y=0$ [3, с. 106].

4.5.9 У принятой конструкции приводного вала (рис. 4.2) вращается внутреннее кольцо подшипника вместе с валом, исходя из этого принимаем коэффициент вращения колец подшипников $V = 1$.

4.5.10 В качестве радиальной нагрузки принимаем значение наибольшей радиальной реакции на подшипники:

$$F_r = R_{B(E)} = \quad \text{Н.}$$

4.5.11 Осевая сила на подшипники не действует, исходя из этого $F_a=0$.

4.5.12 Принимаем значение температурного коэффициента K_T при температуре.

4.5.13 Принимаем значение температурного коэффициента K_T ; при температуре нагрева менее 100°C , температурный коэффициент равен $K_T=1$.

4.5.14 Принимаем значение коэффициента безопасности K_σ ; при нагрузке, не превышающей 125 % от номинальной, коэффициент безопасности $K_\sigma=1,2$ [3, с. 107, табл. 7.4].

4.5.15 Определение эквивалентной динамической нагрузки наиболее нагруженной опоры P_9 приводного вала ленточного конвейера, м:

$$P_9 = (X \cdot V \cdot F_r + y \cdot F_a) \cdot K_T \cdot K_\sigma = X \cdot V \cdot R_{B(E)} \cdot K_T \cdot K_\sigma =$$

4.5.16 Принимаем значение показателя степени в уравнении долговечности, для шариковых подшипников $q=3$ [3, с. 108].

4.5.17 Определение действительной долговечности принятых подшипников качения типа 13 в миллионах оборотов L_σ , млн об.

$$L_\sigma = \left(\frac{C_r}{P_9} \right) \cdot q =$$

4.5.18 Определение действительной долговечности принятых подшипников в часах L_{hd} и сравнение её с заданной долговечностью (сроком службы) привода L_h , ч:

$$L_{hd} = \frac{L_d \cdot 10^6}{60 \cdot n_B} = \text{час} > L_h = \text{ч}$$

где n_B – частота вращения приводного вала, мин^{-1} .

Примечание: если приведённое условие не выполняется, то необходимо изменить серию подшипника по наружному диаметру, что ведёт к изменению динамической грузоподъёмности подшипников C_r , Н.

4.6 Расчёт шпоночного соединения приводного вала

4.6.1 Для передачи крутящего (вращающего) момента с соединительной полумуфты (ведомой звёздочки цепной передачи) на приводной вал ленточного конвейера принимаем призматическую шпонку.

4.6.2 По диаметру d_1 концевого участка приводного вала принимаем размеры поперечного сечения призматической шпонки [3, с. 432... 433, табл. 24.29]:

$b =$ мм – ширина шпонки, $h =$ мм – высота шпонки.

4.6.3 По длине концевого участка вала $l_1 =$ мм принимаем ближайшее меньшее стандартное значение длины шпонки $l =$ мм из ряда длин шпонок [3, с. 432...433, табл. 24.29].

4.6.4 Для установки полумуфты (ведомой звёздочки цепной передачи) на приводной вал принимаем призматическую шпонку с размерами, мм:

$$b \cdot h \cdot l =$$

4.6.5 Принимаем значение глубины паза вала для установки призматической шпонки, $t_1 =$ мм, исходя из диаметра концевого участка приводного вала

$d_1 =$ мм [3, с. 432...433, табл. 24.29].

4.6.6 Определение рабочей длины принятой призматической шпонки, мм

$$l_p = l - b =$$

4.6.7 Принимаем допускаемые значения напряжений шпонки на снятие $[\sigma_{см}] = 150$ МПа и срез $[\tau_{ср}] = 150$ Мпа:

4.6.8 Определение действительного напряжения рабочей поверхности шпонки на снятие $\sigma_{см}$ и сравнение его с допускаемым значением $[\sigma_{см}]$, Мпа

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_B}{d_1 \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \leq [\sigma_{см}] =$$

4.6.9 Определение действительного напряжения рабочей поверхности шпонки на срез $\tau_{ср}$ и сравнение его с допускаемым значением $[\tau_{ср}]$, Мпа:

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot T_B}{d_1 \cdot b \cdot l_p} = \leq [\tau_{ср}] =$$

5 УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ ПО УСТАНОВКЕ И ИСПОЛЬЗОВАНИЮ КОМПАС SHAFT 3D

Внимание! Shaft работает корректно с версией V18, для версии V18.1 библиотеки нет.

5.1 Установка

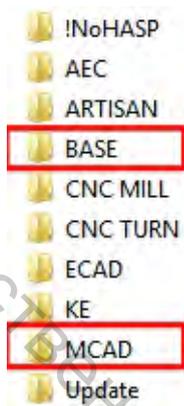


Рисунок 5.1

Сперва устанавливается базовый пакет Компаса из папки «BASE», главное, чтобы отсутствовали иные версии компаса на компьютере (рис. 5.1).

5.2 Добавление библиотеки

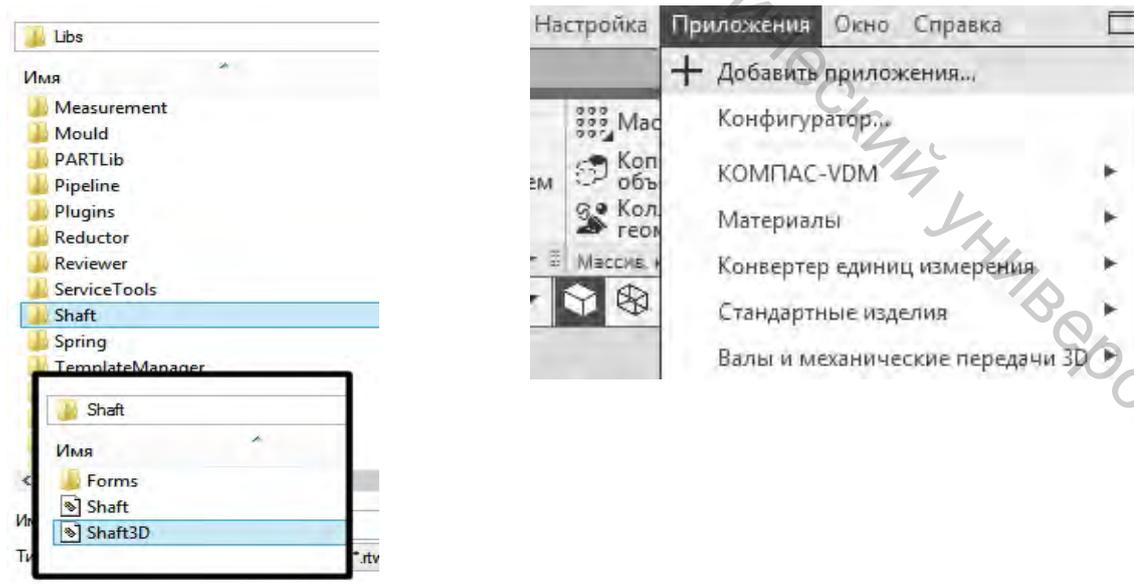


Рисунок 5.2

При создании нового документа выбираем «Деталь».

В строке меню: Приложения > Добавить приложения/или/Менеджер библиотек.

Устанавливаем библиотеку: Shaft>Shaft3D.rtw (рис. 5.2).

5.3 Создание шестерней

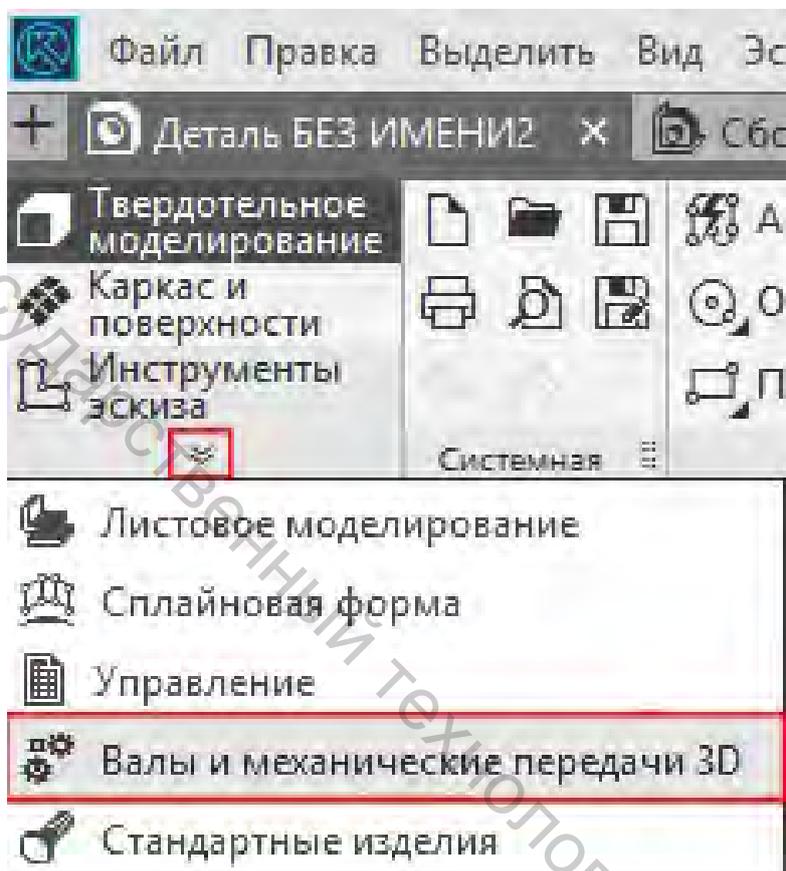


Рисунок 5.3

Переходим в режим «Валы и механические передачи 3D» (рис. 5.3).

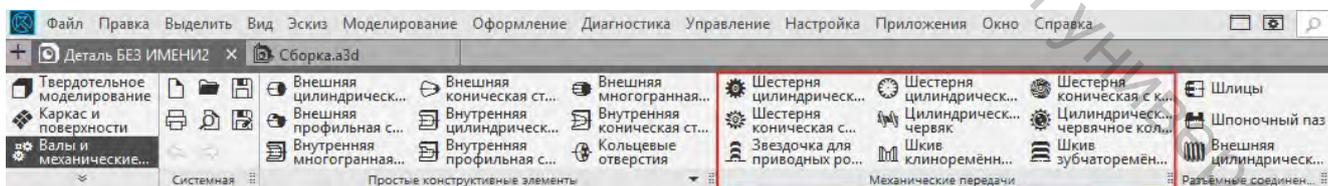


Рисунок 5.4

В данном примере будет строиться и рассчитываться прямозубая цилиндрическая передача (рис. 5.4).

Выбираем «Шестерня цилиндрическая с внешними зубьями».

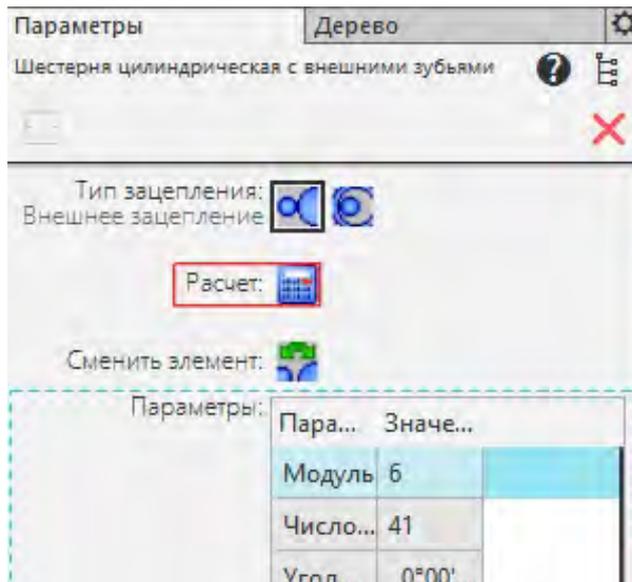


Рисунок 5.5

Слева в параметрах нажимаем на «Расчет» (рис. 5.5).

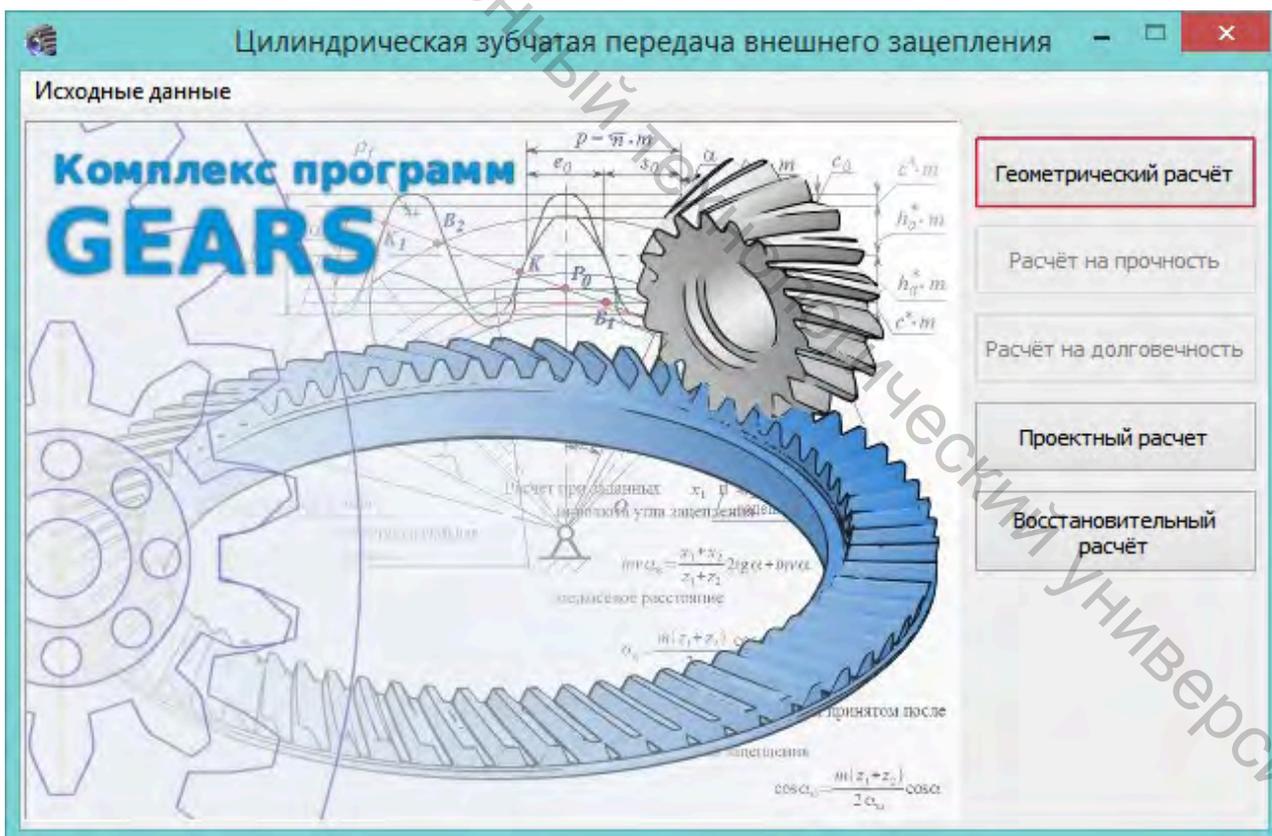


Рисунок 5.6

Нажимаем на «геометрический расчет» (рис. 5.6).

Геометрический расчёт

Страница 1 Страница 2 Предмет расчёта

Наименование и обозначение параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
1. Число зубьев	z_1, z_2	26	97
2. Модуль, мм	m_n	2.5	
3. Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0 ° 0 ' 0 "	
4. Направление линии зуба ведущего колеса	—	прямое	▼
5. Угол профиля зуба исходного контура	α	20 ° 0 ' 0 "	
6. Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	
7. Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0.25	
8. Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0.38	
9. Ширина зубчатого венца, мм	b_1, b_2	63	60
10. Коэффициент смещения исходного контура	x_1, x_2	0	0
11. Диаметр измерительного ролика, мм	D_1, D_2	4.345	4.345
12. Тип зуборезного инструмента	—	червячная фреза ▼	червячная фреза ▼
13. Параметры зуборезного инструмента	Число зубьев	z_{o1}, z_{o2}	14
	Диаметр вершин, мм	d_{ao1}, d_{ao2}	100
14. Ширина межвенцовый канавки для выхода инструмента (у шевронных колёс), мм	b_{i1}, b_{i2}	—	—

Рисунок 5.7

Z_1, Z_2, b_1, b_2, m_n – значения из расчета.

x_1, x_2 – устанавливаются по нулям (рис. 5.7).

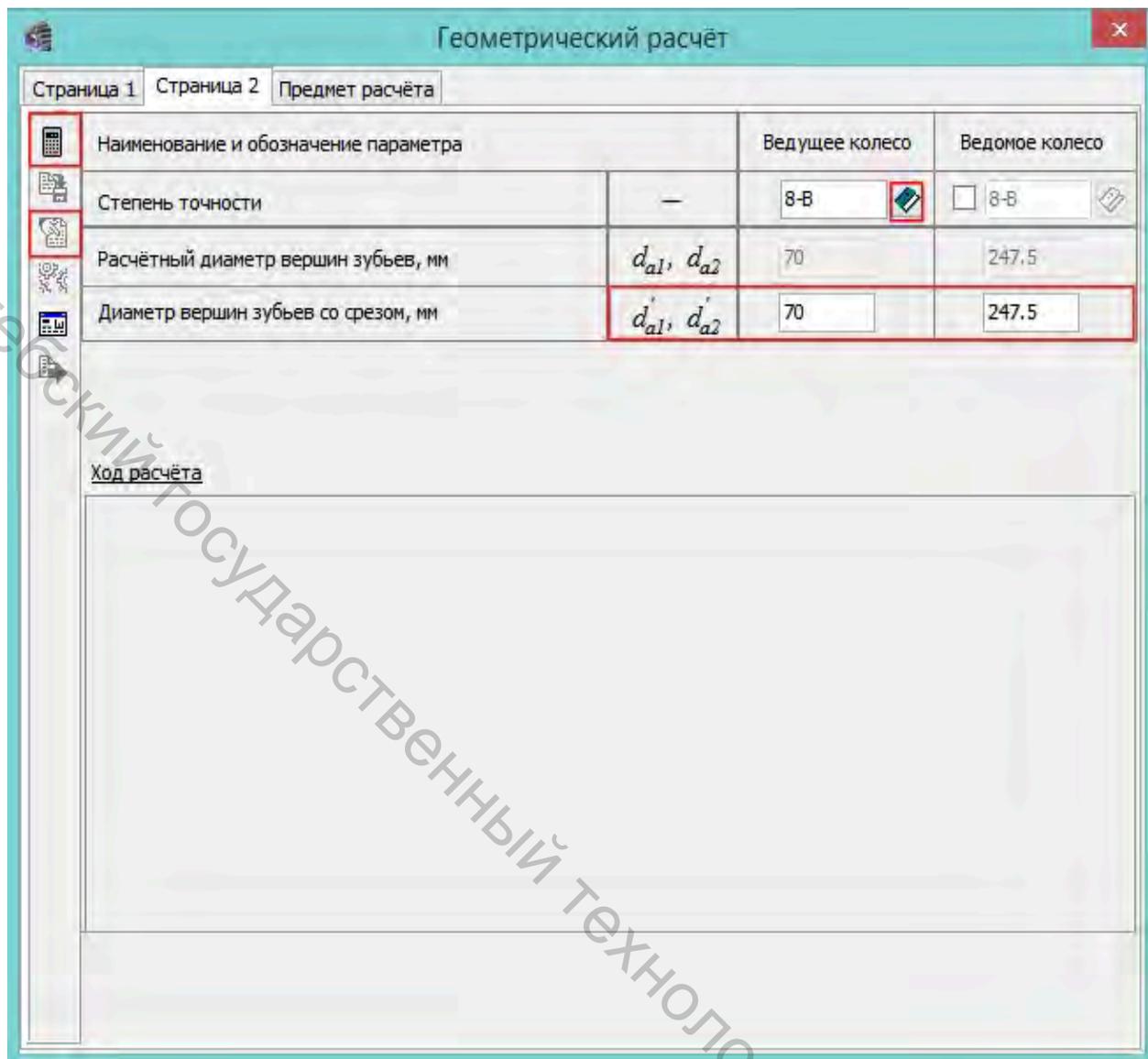


Рисунок 5.8

Степень точности для прямозубой цилиндрической передачи 8-B (при реверсе или при планетарном зацеплении 8-C), при точности 6 и 7 берем C (при реверсе или при планетарном зацеплении 6-D, 7-D).

d_{a1}, d_{a2} – значения из расчета.

После введенных значений слева нажимаем на «Расчет», а после – на «Результаты расчета» (рис. 5.8).

Результаты расчета

По ширине страницы

Таблица 1. Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * ¹ копесо	Ведомое * ² копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	z_1, z_2	26	97
Модуль, мм	m_n	2,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0°00'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-2015	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_n^*	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f	0,38	

Номер таблицы 1

Закреть

Рисунок 5.9

Сверяем данные и сохраняем расчет. Закрываем результаты расчета (рис. 5.9).



Рисунок 5.10

После сохранения расчета станет доступна вкладка «Расчет на прочность» (рис. 5.10).

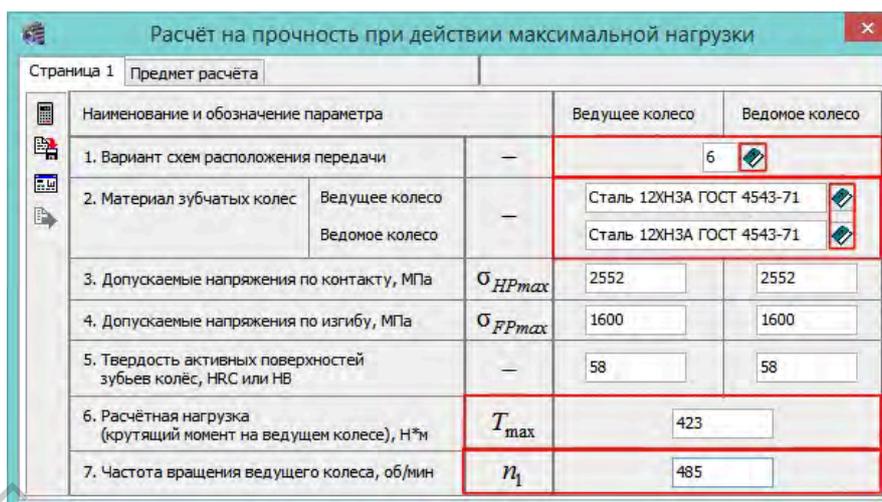


Рисунок 5.11

Вариант схем расположения передачи, расчетная нагрузка и частота вращения ведущего колеса, заданные в начале расчета.

Внимание! Расчетная нагрузка в расчете указана в Н*мм, а в программе Н*м (рис. 5.11).

Материал зубчатых колес так же указан в расчете, если в списке программы нет необходимого – смотреть ниже (рис. 5.12).

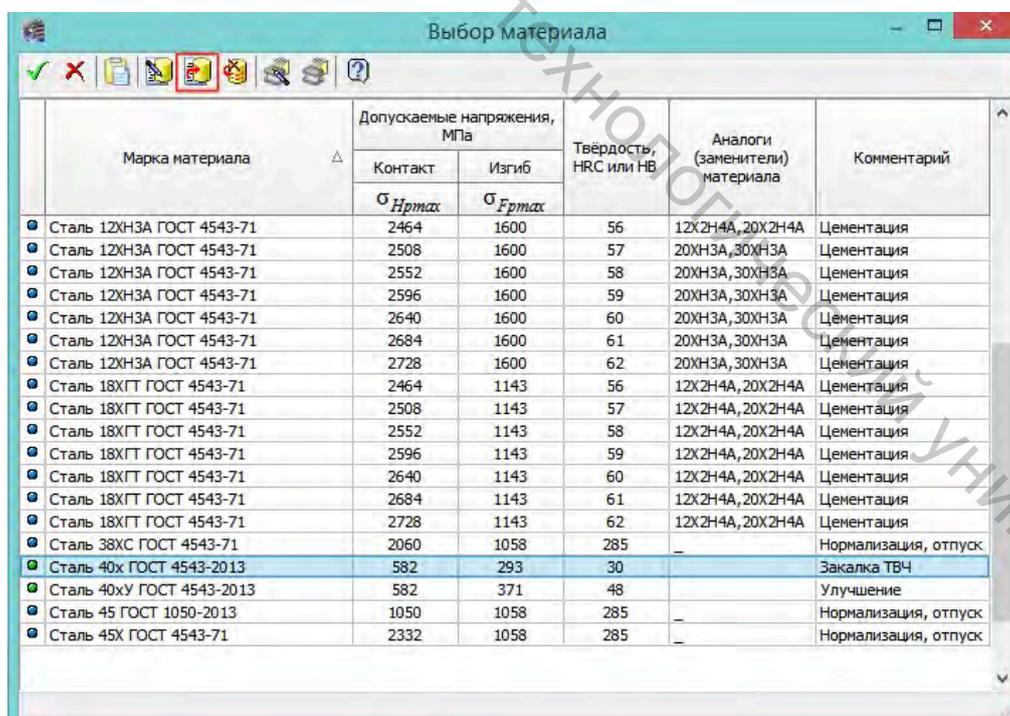


Рисунок 5.12

Выделяем материал, ближайший по свойствам, и в верхнем меню выбираем «Создать материал на основе текущего» (рис. 5.12).

Механические свойства материала

Наименование материала: Сталь 45X

НТД на материал: ГОСТ 4543-71

Принадлежность к группе материалов: II.II

Заменители материала:

Способ термообработки: Нормализация

Твёрдость: HRC (HB) 30
HRC = 30, HB = 285, HV = 301

Модуль упругости E МПа: 210600

Модуль сдвига G МПа: 81000

Коэффициент Пуассона μ : 0.3

Плотность материала ρ кг/м³: 7850

Предел прочности σ_B МПа: 980

Предел текучести σ_T МПа: 833

Прочностные характеристики, применяемые в расчётах зубчатых колёс

Допускаемое напряжение при максимальной нагрузке при:

- контакте $\sigma_{H_{pmax}}$ МПа: 2332
- изгибе $\sigma_{F_{pmax}}$ МПа: 1058

Предел выносливости при:

- контакте $\sigma_{H_{limb}}$ МПа: 640
- изгибе $\sigma_{F_{limb}}$ МПа: 498

Коэффициент безопасности S_H : 1.1

Коэффициент безопасности S_F : 1.7

Показатель кривой выносливости материала q_F : 6

Рисунок 5.13

Устанавливаем необходимые параметры из расчета.
Внимание! Твёрдость необходимо установить в HRC (рис. 5.13).

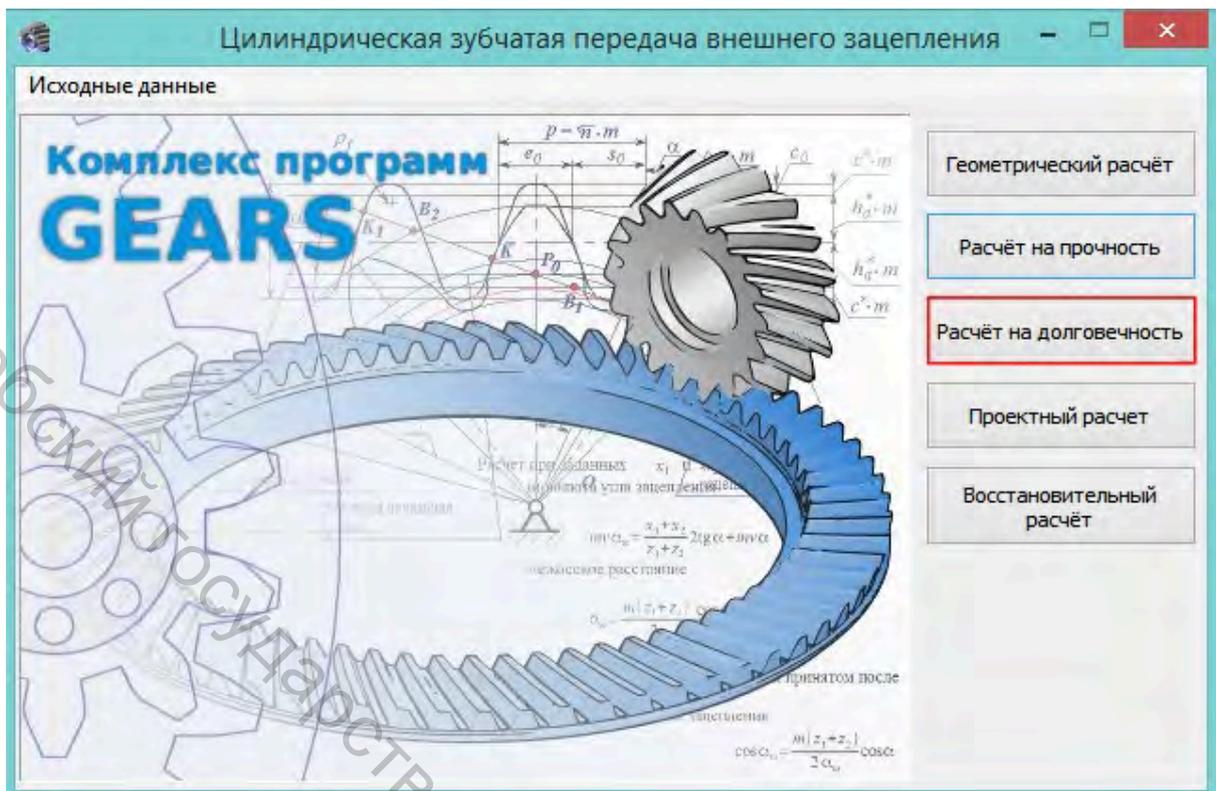


Рисунок 5.14

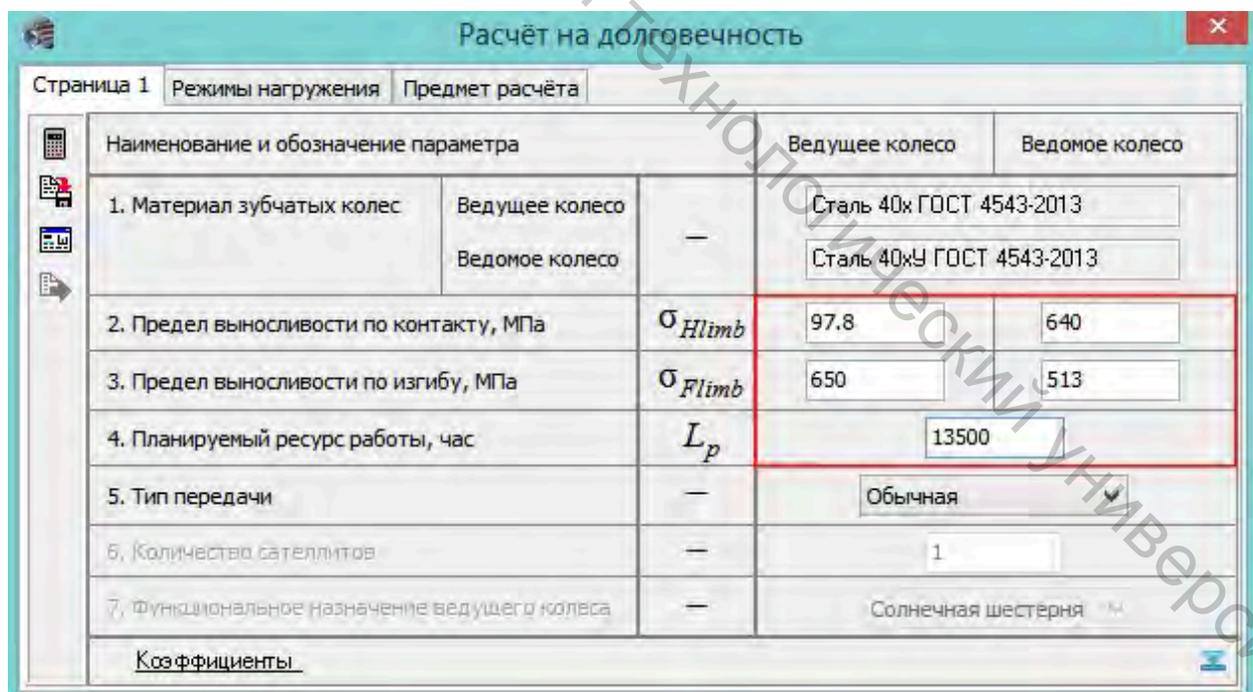


Рисунок 5.15

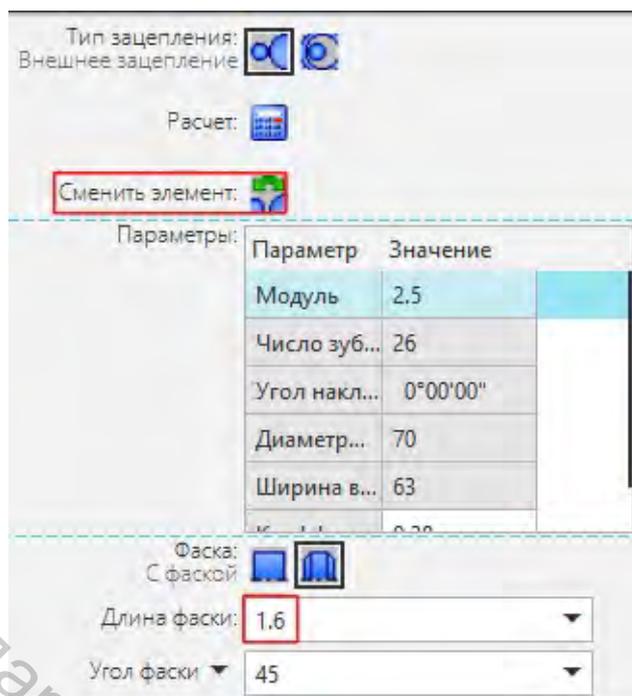


Рисунок 5.16

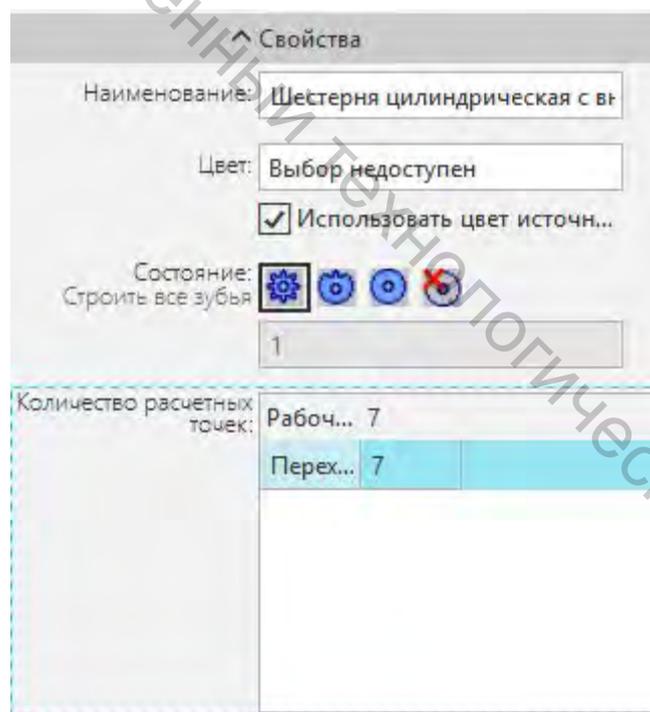


Рисунок 5.17

Устанавливаем фаску, состояние: строить все зубья (рис. 5.17).

После установки первой шестерни в начало координат повторяем данную операцию для второй шестерни в другом документе «Деталь», после чего производится сборка. Готово!

ЛИТЕРАТУРА

1. Федосеев, Г. Н. Детали машин: методические указания к курсовому проектированию для студентов технологических специальностей дневной и заочной формы обучения с расчётами зубчатых передач. Часть 2 / Г. Н. Федосеев. – Витебск: ВГТУ, 2003. – 60 с.

2. Бабаев, В. С. Детали машин: методические указания к курсовому проектированию с эскизом компоновкой редуктора для студентов технологических специальностей. Часть 4 / В. С. Бабаев. – Витебск ВГТУ, 2005. – 45 с.

3. Дукаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов / П. Ф. Дукаев. – 6-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2000. – 477 с.

4. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для техникумов / А. Е. Шейнблит. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.

Учебное издание

Прикладная механика

Раздел: Детали машин.

Расчеты деталей машин в системах проектирования 3D

Методические указания по выполнению расчетно-графических работ

Составители:

Бабаев Виктор Степанович
Буткевич Вячеслав Гарьевич
Куландин Антон Сергеевич

Редактор *Т.А. Осипова*
Корректор *Т.А. Осипова*
Компьютерная верстка *А.С. Куландин*

Подписано к печати 10.06.2021. Формат 60x90¹/₁₆. Усл. печ. листов 2,6.
Уч.-изд. листов 3,2. Тираж 35 экз. Заказ № 131.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр-т, 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.