

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ИНГУШСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерно-технический институт

Кафедра «Нефтегазовое дело»

**Методические указания
для выполнения курсовой работы по дисциплине «Основы конструирования»**

Для направления подготовки

21.03.01 Нефтегазовое дело

МАГАС, 2023

Составитель Мержоева М. С., Гатиев М. Ш.

УДК 378.14

Методические указания по для выполнения курсовой работы по дисциплине «Основы конструирования» /Ингуш. гос. ун-т: Сост. Мержоева М. С., Гатиев М. Ш. , 2023. 25 с.

Излагаются методические рекомендации для выполнения курсовой работы по дисциплине «Основы конструирования»

Предназначены для индивидуальной самостоятельной работы студентов

Таблиц 1. Ил. нет. Библиогр: 5 назв.

Рецензент БулчаевН. Д.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ	4
2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ	12
ЛИТЕРАТУРА	20
ПРИЛОЖЕНИЕ	21

ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа по дисциплине «Основы конструирования» является самостоятельной инженерной работой студентов. Концентрация курса основы конструирования в учебных планах в двух семестрах и отсутствие у студентов практического навыка в проектировании затрудняют выполнение курсовой работы в срок. В настоящих методических указаниях рассматриваются примеры проектирования приводов общего назначения с одноступенчатым зубчатым редуктором (цилиндрическим, коническим и червячным). Приобретение практического навыка в проектировании способствует успешному выполнению курсовой работы.

1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

Исходными данными для расчета являются требуемое передаточное отношение, передаваемые моменты на валах шестерни и колеса, частоты вращения шестерни и колеса, ресурс передачи, т.е. время работы передачи за срок службы механизма.

Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи производится в следующей последовательности.

1.1. Выбирается материал для изготовления зубчатых колес.

При выборе материалов шестерни и колеса следует руководствоваться данными, приведенными в Приложении. Рекомендуются выбирать материалы и упрочняющую технологию таким образом, чтобы твердость поверхности зубьев шестерни была больше твердости зубьев колеса не менее, чем на 20...30 *HB*.

1.2. Определяются допускаемые напряжения с учетом фактических условий нагружения зубьев колеса и шестерни

$$[\sigma_n]_i = (\sigma_{n \lim bi} / S_{ni}) \cdot K_{HLi} \quad [\sigma_k]_i = (\sigma_{F \lim bi}^0 / S_{Fi}) \cdot K_{FCi} \cdot K_{FLi},$$

где $i = 1, 2$ – индекс; $i = 1$ – для шестерни, $i = 2$ – для колеса;

$\sigma_{n \lim bi}$ – предел контактной выносливости;

$\sigma_{F \lim bi}$ – предел выносливости на изгиб при отнулевом цикле изменения напряжений;

S_{ni} – коэффициент безопасности при расчете на контактную прочность зубьев;

S_{fi} – коэффициент безопасности при расчете зубьев на изгиб.

Величины $\sigma_{n \lim bi}$ и $\sigma_{F \lim bi}$ для различных материалов приведены в таблице 1.

Коэффициенты долговечности K_{HL} и K_{FL} учитывают влияние ресурса и режима нагрузки передачи.

$$K_{HLi} = (N_{H0i} / N_{HEi})^{1/6} ; \quad K_{FLi} = (N_{F0i} / N_{FEi})^{1/m};$$

где N_{Hoi} , N_{Foi} - базовые числа циклов напряжений;

N_{HEi} , N_{FEi} - расчетное число циклов напряжений;

$m = 6$ - для зубчатых колес из незакаленных сталей и других мягких материалов ($HB < 350$);

$m = 9$ - для зубчатых колес из закаленных сталей ($HB > 350$).

При расчете на контактную прочность зубьев принимается $N_{Hoi} = 30HB$.

При расчете на изгиб зубьев колес, выполненных из сталей, принимается $N_{Foi} = 4 \cdot 10^6$, для зубчатых колес из других материалов $N_{Foi} = 3 \cdot 10^6$.

При постоянном режиме нагрузки, который является наиболее тяжелым для механизма, расчетное число циклов напряжений равно фактическому числу циклов нагружений каждого зуба за срок службы механизма и с учетом того, что за каждый оборот колеса каждый зуб испытывает один цикл нагружений, определяется

$$N_{HEi} = N_{FEi} = 60 \cdot n_i \cdot t_{\Sigma},$$

где n_i - частота вращения зубчатого колеса, об/мин;

t_{Σ} , – время работы передачи за срок службы (ресурс передачи), часы;

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут}, \text{ , } L \text{ срок службы, годы;}$$

$K_{год}$, $K_{сут}$ – коэффициенты использования передачи в году и сутках.

Если $N_{HEi} > N_{Hoi}$ или $N_{FEi} > N_{Foi}$, то принимают соответственно $K_{HLi} = 1$ и $K_{FLi} = 1$.

Если $K_{HLi} = (N_{Hoi}/N_{HEi})^{1/6} \geq 2,4$, то для расчета принимается $K_{HLi} = 2,4$.

Если $K_{FLi} = (N_{Foi}/N_{FEi})^{1/} \geq 2$, то для расчета принимается $K_{FLi} = 2$.

Если $K_{FLi} = (N_{Foi}/N_{FEi})^{1/9} \geq 1,6$, то для расчета принимается $K_{FLi} = 1,6$.

При переменном режиме нагрузки, который характеризуется циклограммой изменения нагрузки (крутящего момента) во времени, за расчетную нагрузку принимается максимальная по циклограмме, а расчет коэффициентов K_{HL} и K_{FL} ведется по эквивалентным числам циклов напряжений. Методы определения N_{HE} и N_{FE} при переменных режимах

нагрузки подробно изложены в работах [1,2, 3]. Коэффициент K_{FCi} , учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи):

$K_{FCi} = 1$ – односторонняя нагрузка;

$K_{FCi} = 0,7 \dots 0,8$ – реверсивная нагрузка.

1.3. Определяются числа зубьев шестерни, колеса и передаточное число.

Число зубьев шестерни по условию отсутствия подрезания для прямозубых колес должно быть $Z_1 > 17$, а для косозубых и шевронных колес $Z_1 > 17 \cdot \cos^3 \beta$.

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot i_{12}$,

где i_{12} – требуемое передаточное отношение передачи (отношение угловых скоростей шестерни и колеса);

β - угол наклона линии зуба принимается для косозубых колес в интервале ($8 \dots 15^\circ$), для шевронных – ($25 \dots 45^\circ$)

Передаточное число $u = Z_2/Z_1$ определяется по найденным значениям Z_1 и Z_2 , округленных до целых чисел, и не должно отличаться от требуемого передаточного отношения не более, чем на 3%.

1.4. Определяется требуемое межосевое расстояние передачи из условия контактной прочности поверхностей зубьев

$$a_w = (u+1) \{ 0,78 \cdot M_2 \cdot K_n \cdot \cos \beta \cdot E_1 \cdot E_2 / ([\sigma_n] \cdot u)^2 \Psi_{ba} \cdot (E_1 + E_2) \}^{1/3},$$

где M_2 – крутящий момент на колесе, Н·мм;

Ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого колеса, выбирается по таблице 2;

K_n - коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные вредные нагрузки, сопутствующие работе передачи; предварительно

принимается $K_n = 1,2$ для колес с твердостью поверхностей

зубьев $< HB 350$ и $K_n = 1,35$ с твердостью $HB 350$;

E_1, E_2 – модули упругости первого рода соответственно материала

шестерни и колеса;

$[\sigma_H]$ - расчетное допускаемое контактное напряжение.

Расчетное допускаемое контактное напряжение определяется следующим образом:

при расчете прямозубых колес ($\beta = 0$) $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min}$,

при расчете косозубых колес ($\beta \neq 0$) и в случаях большой разности твердостей зубьев прямозубых шестерни и колеса ($HB_1 - HB_2 \geq 70$)

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2),$$

где $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$ – допускаемые контактные напряжения соответственно

для зубьев шестерни и колеса;

$[\sigma_H]_{min}$ - минимальное из двух значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$

Следует иметь в виду, что в любом случае должно выполняться условие $[\sigma_H] < 1,23 \cdot [\sigma_H]_{min}$.

1.5. Определяется нормальный модуль передачи

$$m_n = 2a_w \cdot \cos \beta / (Z_1 + Z_2)$$

Полученное значение m_n округляют до ближайшего стандартного по СТ СЭВ 310-76 (см. таблица 3).

1.6. Уточняется межосевое расстояние передач

$$a_w = 0,5 (Z_1 + Z_2) m_n / \cos \beta.$$

За результат определения уточненного принимается целая часть полученного значения. При проектировании стандартных редукторов полученное значение округляют до ближайшего значения параметрического ряда по таблице 4.

1.7. Для косозубой передачи уточняется угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos [0,5 (Z_1 + Z_2) m_n / a_w].$$

1.8. Рассчитываются геометрические параметры зубчатой передачи

Делительный диаметр шестерни $d_1 = m_n \cdot Z_1 / \cos\beta$.

Делительный диаметр колеса $d_2 = m_n \cdot Z_2 / \cos\beta$.

Диаметр вершин шестерни $d_{a1} = d_1 + 2 m_n$.

Диаметр вершин колеса $d_{a2} = d_2 + 2 m_n$.

Диаметр впадин шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5 m_n$.

Диаметр впадин колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5 m_n$.

Ширина колеса $b_2 = \Psi_{bd} \cdot a_w$.

Ширина шестерни $b_1 = 1,12 b_2$.

Коэффициент ширины шестерни $\Psi_{bd} = b_2 / d_1$.

1.9. Определяется окружная скорость на делительном диаметре зубчатых колес

$$V = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1) / 60\,000,$$

где n_1 – частота вращения шестерни, об/мин.

1.10. Выбирается степень точности зубчатой передачи в соответствии с окружной скоростью V и рекомендациями, приведенными в таблице 5.

1.11. Уточняется значение коэффициента нагрузки K_n

$$K_n = K_{na} \cdot K_{n\beta} \cdot K_{nv},$$

где K_{na} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки; для

прямозубых колес $K_{na} = 1$, для косозубых и шевронных

определяется по таблице 6;

$K_{n\beta}$ – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки,

определяется по таблице 7;

K_{nv} – коэффициент, учитывающий динамичность приложения

нагрузки, определяется по таблице П8.

1.12. Производится проверочный расчет контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев

$$\sigma_H = Z_\varepsilon \{ 4,35 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot \cos \beta \cdot M_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} (u+1) / (E_1 + E_2) \cdot d^2 \cdot b_2 \}^{1/2} \leq [\sigma_H],$$

где Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; для прямозубых колес при $\alpha = 20^\circ$, $Z_\varepsilon = 0,9$ для косозубых и шевронных $Z_\varepsilon = 0,8$.

Если полученное в результате расчета контактное напряжение меньше или превышает допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ не более, чем на 3%, т.е.

$$E = (\sigma_H - [\sigma_H]) / [\sigma_H] \cdot 100\% < 3\%,$$

то прочность зубчатой передачи по контактным напряжениям считается обеспеченной.

Если же $E > 3\%$, то необходимо увеличить a_w , или подобрать для изготовления зубчатых колес материал, обеспечивающий более высокое значение $[\sigma_H]$. В зависимости от принятого решения производятся вновь необходимые расчеты в соответствии с данной методикой.

1.13. Определяются силы, действующие в зацеплении зубчатых колес

Окружная сила $F_t = 2 M_2 / d_2$.

Радиальная сила $F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta$.

Осевая сила $F_a = F_t \cdot \tan \beta$.

1.14 Производится проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = (Y_F \cdot Y_\beta \cdot F_t \cdot K_\alpha \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu}) / b_2 \cdot m_n \leq [\sigma_F]$$

где Y_F – коэффициент формы зуба; принимается по таблице П9 в

зависимости от эквивалентного числа зубьев Z_v ,

определяемого $Z_v = Z / \cos^3 \beta$;

Y_β - коэффициент наклона зуба, определяемый $Y_\beta = 1 - \beta/140$;

K_{Fa} – коэффициент распределения нагрузки; для прямозубых

передач $K_{Fa} = 1$, для косозубых и шевронных передач

значения K_{Fa} принимаются по таблице 10;

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; принимается по

таблице 11;

K_{Fv} - коэффициент динамичности нагрузки; принимается по

таблице 12.

Расчет ведется для зубьев того из колес, для которого отношение (σ_F/Y_F) меньше.

Если полученное в результате расчета напряжение изгиба меньше или превышает допускаемое напряжение не более, чем на 3%, т.е.

$$E = \{ \sigma_F - [\sigma_F] \} / [\sigma_F] \cdot 100\% < 3\%,$$

прочность зубьев на изгиб считается обеспеченной.

Если же $E > 3\%$, то необходимо увеличить m_n или b_2 , или подобрать для изготовления зубчатых колес материал, обеспечивающий более высокое значение $[\sigma_F]$. В зависимости от принятого решения производятся вновь необходимые расчеты в соответствии с данной методикой.

1.15. В ряде случаев σ_F оказывается значительно меньше $[\sigma_F]$. В этих случаях недогруженность передачи по напряжениям изгиба позволяет уменьшить значение m_n без изменения a_w и увеличить соответственно Z_1 и Z_2 . Увеличение Z_1 и Z_2 без изменения a_w благоприятно сказывается на работе передачи — уменьшаются погрешности в зацеплении при той же степени точности изготовления колес, снижается интенсивность шума и виброактивность, снижаются потери на трение.

Расчет по обеспечению большей равнопрочности зубьев по контактным напряжениям изгиба проводится в следующей последовательности.

1.15.1. Уменьшается стандартное значение m_n по таблице 3.

1.15.2. Определяется суммарное число зубьев передачи

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2, Z_{\Sigma} = 2 a_w \cdot \cos\beta / m_n.$$

1.15.3. Определяются числа зубьев шестерни и колеса

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (i_{12} + 1), Z_2 = Z_1 \cdot i_{12}.$$

Значения Z_1 и Z_2 округляют до целых.

1.15.4. Определяется уточненное передаточное число $u = Z_2 / Z_1$.

1.15.5. Повторяются расчеты по пунктам 1.6 — 1.14.

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

Необходимо выполнить расчет закрытой косозубой цилиндрической передачи.

Исходные данные:

Частота вращения шестерни $n_1 = 1500$ об/мин.

Требуемое передаточное отношение передачи $i_{12} = 3,55$.

Крутящий момент на валу шестерни $M_1 = 19100$ Н·мм.

Крутящий момент на валу колеса $M_2 = 65770$ Н·мм.

Передача нереверсивная. Режим нагрузки постоянный.

Срок службы $L = 5$ лет.

Коэффициент использования передачи в году $K_{год} = 0,8$; в сутках $K_{сут} = 0,5$.

Шестерня и колесо расположены несимметрично относительно опор.

2.1. Расчет выполняется вручную

2.1.1. Выбираем материал для изготовления шестерни и колеса. Так как заданием не предусматривается специальных требований к габаритам и массе передачи, по таблице 1 выбираем в качестве материалов для изготовления зубчатых колес стали со средними механическими

характеристиками и относительно невысокой стоимостью. Для шестерни – 40Х, термообработка – улучшение НВ 245, $\sigma_{H \lim b1} = 560$ МПа, $S_{H1} = 1,1$; $\sigma_{F \lim b2}^0 = 440$ МПа, $S_{F1} = 1,6$; для колеса – сталь 45, термообработка – нормализация НВ=190, $\sigma_{H \lim b2} = 455$ МПа, $S_{H2} = 1,1$; $\sigma_{F \lim b2}^0 = 350$ МПа, $S_{F2} = 1,65$.

2.1.2. Рассчитываем допускаемые напряжения с учетом фактических условий нагружения.

Базовое число циклов напряжений

$$N_{HO1} = 30 \text{ НВ}^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7;$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot 190^{2,4} = 8,8 \cdot 10^6;$$

$$N_{FO1} = N_{FO2} = 4 \cdot 10^6$$

Время работы передачи за весь срок службы

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{zod} \cdot 24 \cdot K_{cym} = 5 \cdot 365 \cdot 0,8 \cdot 24 \cdot 0,5 = 17520 \text{ часов}$$

Число циклов напряжений

$$N_{HE1} = N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 1500 \cdot 17520 = 1,58 \cdot 10^9$$

$$N_{HE2} = N_{FE2} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} / i_{1,2} = 60 \cdot 1500 \cdot 17520 / 3,55 = 4,45 \cdot 10^8$$

Коэффициенты долговечности $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$, так как $N_{HE1} > N_{HO1}$ и

$N_{HE2} > N_{HO2}$; $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$, так как $N_{FE1} > N_{FO1}$ и $N_{FE2} > N_{FO2}$.

Коэффициенты $K_{FC1} = K_{FC2} = 1$, для неревверсивной передачи.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H]_1 = (\sigma_{H \lim b1} / S_{H1}) \cdot K_{HL1} = (560 / 1,1) \cdot 1 = 509 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_H]_2 = (\sigma_{H \lim b2} / S_{H2}) \cdot K_{HL2} = (455 / 1,1) \cdot 1 = 414 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при изгибе

$$[\sigma_F]_1 = (\sigma_{F \lim b1}^0 / S_{F1}) \cdot K_{FC1} \cdot K_{FL1} = (440 / 1,6) \cdot 1 \cdot 1 = 275 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_2 = (\sigma_{F \lim b2}^0 / S_{F2}) \cdot K_{FC2} \cdot K_{FL2} = (350 / 1,65) \cdot 1 \cdot 1 = 212 \text{ МПа}.$$

2.1.3. Определяем числа зубьев шестерни колеса и передаточное число.

Принимаем угол наклона линии зуба $\beta = 11^\circ$.

Число зубьев шестерни по условию неподрезания $Z_1 > 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 11^\circ = 16,08$.

Принимаем $Z_1 = 16$.

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot i_{12} = 16 \cdot 3,55 = 56,8$ принимаем $Z_2 = 57$.

Передаточное число $u = Z_2 / Z_1 = 57/16 = 3,56$.

Относительное расхождение между передаточным числом и требуемым передаточным отношением

$$(u - i_{12})/i_{12} \cdot 100\% = (3,56 - 3,55)/3,55 \cdot 100\% = 0,35\%,$$

что допустимо.

2.1.4. Определяем требуемое межосевое расстояние передачи из условия контактной прочности.

$$\begin{aligned} a_w &= (u+1) \{ 0,78 \cdot M_2 \cdot K_H \cdot \cos \beta \cdot E_1 \cdot E_2 / ([\sigma_H] \cdot u)^2 \cdot \Psi_{ba} \cdot (E_1 + E_2) \}^{1/3} = \\ &= \\ &(3,56+1) \{ 0,78 \cdot 65770 \cdot 1,2 \cdot \cos 11^\circ \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,1 \cdot 10^5 / (414 \cdot 3,56)^2 \cdot 0,25 \cdot (2,1+2,1) \cdot 10^5 \}^{1/3} = \\ &= 103,47 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Коэффициент нагрузки предварительно принимаем $K_H = 1,2$;

$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа (см. таблица 1).

Расчетное допускаемое напряжение

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min} = [\sigma_H]_2 = 414 \text{ МПа.}$$

Коэффициент Ψ_{ba} с учетом твёрдости \leq НВ 350 и несимметричного расположения колес относительно опор по таблице 2 принимаем $\Psi_{ba} = 0,250$.

2.1.5. Определяем модуль передачи

$$m_n = (2 \cdot a_w \cdot \cos \beta) / (Z_1 + Z_2) = 2 \cdot 103,47 \cdot \cos 11^\circ / (16+57) = 2,78 \text{ мм.}$$

По таблице 3 принимаем стандартное значение модуля $m_n = 2,75$ мм.

2.1.6. Уточняем межосевое расстояние передачи

$$a_w = 0,5(Z_1 + Z_2)m_n / \cos\beta = 0,5(16 + 57) 2,75 / \cos 11^\circ = 102,25 \text{ мм.}$$

За уточненное значение принимаем целую часть $a_w = 102$ мм.

2.1.7. Уточняем угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos[0,5(Z_1 + Z_2)m_n / a_w] = \arccos 0,5(16 + 57) 2,75 / 102 = 10,241^\circ = 10^\circ 14' 29''.$$

2.1.8 Рассчитываем геометрические параметры зубчатой передачи.

Делительные параметры

$$d_1 = m_n \cdot Z_1 / \cos\beta = 2,75 \cdot 16 / \cos 10^\circ 14' 29'' = 44,712 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_n \cdot Z_2 / \cos\beta = 2,75 \cdot 57 / \cos 10^\circ 14' 29'' = 159,288 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 44,712 + 2 \cdot 2,75 = 50,212 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 159,288 + 2 \cdot 2,75 = 164,788 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 44,712 - 2,5 \cdot 2,75 = 37,837 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 159,288 - 2,5 \cdot 2,75 = 152,413 \text{ мм.}$$

Ширина колеса $b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 102 = 25,5$ мм, принимаем $b_2 = 25$ мм.

Ширина шестерни $b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 28$ мм.

Коэффициент ширины шестерни $\Psi_{bd} = b_2 / d_1 = 25 / 44,712 = 0,56$.

2.1.9. Определяем окружную скорость на делительном диаметре зубчатых колес

$$v = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1) / 60 \cdot 1000 = (\pi \cdot 44,712 \cdot 1500) / 60 \cdot 1000 = 3,61 \text{ м/с.}$$

2.1.10. Принимаем с учетом рекомендаций, приведенных в таблицах 5,8 степень точности передачи.

2.1.11. Уточняем значения коэффициентов нагрузки

$K_{H\alpha} = 1,09$ – по таблице П6;

$K_{H\beta} = 1,06$ – по таблице П7;

$K_{Hv} = 1,04$ – по таблице П8.

2.1.12. Производим проверочный расчет контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_\varepsilon \{4,35 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot \cos \beta \cdot M_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} (u+1) / (E_1 + E_2) \cdot d_2 \cdot b_2\}^{1/2} = \\ &= 0,8 \{4,35 \cdot (2,1 \cdot 10^5)^2 \cdot \cos 10^\circ 14' \cdot 65770 \cdot 1,08 \cdot 1,06 \cdot 1,04 (3,56+1) / (2,1+2,1) \cdot 10^5 \cdot (15 \\ &9,288)^2 \cdot 25\} = \\ &= 401,47 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 414 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

$Z_\varepsilon = 0,8$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для косозубых колес при $\alpha = 20^\circ$.

2.1.13. Определяются силы, действующие в зацеплении зубчатых колес

Окружная сила

$$F_t = 2 \cdot M_2 / d_2 = 2 \cdot 65770 / 159,288 = 825,79 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ / \cos \beta = 825,79 \cdot \tan 20^\circ / \cos 10^\circ 14' 29'' = 305,42 \text{ Н}.$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \tan \beta = 825,79 \tan 10^\circ 14' 29'' = 149,19 \text{ Н}.$$

2.1.14. Определяем коэффициенты формы зубьев шестерни Y_{FI} и колеса Y_{F2}

$$Y_{FI} = 4,28 \text{ по таблице 9 для } Z_{V1} = Z_1 \cdot \cos^3 \beta = 16 / \cos^3 10^\circ 14' 29'' = 15,2;$$

$$Y_{F2} = 3,65 \text{ по таблице 9 для } Z_{V2} = Z_2 \cdot \cos^3 \beta = 57 / \cos^3 10^\circ 14' 29'' = 54,3.$$

2.1.15. Определяем коэффициент наклона зуба

$$Y_{\beta} = 1 - \beta / 140 = 1 - 10,24138/140 = 0,926.$$

2.1.16. Определяем коэффициенты нагрузки для расчета напряжений изгиба зубьев $K_{Fa} = 0,91$ – таблице 10;

$$K_{F\beta} = 1,12 \text{ – таблице 11};$$

$$K_{Fv} = 1,11 \text{ – таблице 12.}$$

2.1.17. Определяем отношения $[\sigma_F]/Y_F$

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} = 275 / 4,28 = 64,25 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 / Y_{F2} = 212 / 3,65 = 58,08 \text{ МПа.}$$

2.1.18. Производим проверочный расчет напряжений изгиба в опасном сечении зубьев колеса, т.к. должно быть $\{[\sigma_F]_2 / Y_{F2}\} < \{[\sigma_F]_1 / Y_{F1}\}$

$$\sigma_A = (H_{A2} \cdot H_{\beta} \cdot A_e \cdot K_{A\alpha} \cdot K_{A\beta} \cdot K_{Am}) \cdot (u_2 \cdot b_m) =$$

$$= (3,65 \cdot 0,926 \cdot 825,19 \cdot 0,91 \cdot 1,12 \cdot 1,11) / (25 \cdot 2,75) = 45,89 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 45,89 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 212 \text{ МПа.}$$

2.1.19. С целью обеспечения большей равнопрочности передачи и увеличения Z_1 и Z_2 уменьшаем m_n при том же значении a_w .

Принимаем по таблице 3 стандартное значение $m_n = 1,5$ мм.

2.1.20. Определяем суммарное число зубьев $Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2$

$$Z_{\Sigma} = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta / m_n = 2 \cdot 102 \cdot \cos 10^\circ 14' 29'' / 1,5 = 133,8.$$

2.1.21. Определяем числа зубьев шестерни и колеса

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (i_{12} + 1) = 133,8 / 3,55 + 1 = 29,4 \text{ принимаем } Z_1 = 29.$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot i_{12} = 29 \cdot 3,55 = 102,95 \text{ принимаем } Z_2 = 103.$$

2.1.22. Определяем передаточное число

$$u = Z_1 / Z_2 = 103 / 29 = 3,5517.$$

Относительное расхождение между u и i_{12} очень мало.

2.1.23. Уточняем угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos [0,5 (Z_1 + Z_2) m_n / a_w] =$$
$$= \arccos [0,5 (29 + 103) \cdot 1,5 / 102] = 13,93055^\circ = 13^\circ 55' 50''.$$

2.1.24. Рассчитываем геометрические параметры зубчатой передачи

$$d_1 = m_n \cdot Z_1 / \cos \beta = 1,5 \cdot 29 / \cos 13^\circ 55' 50'' = 44,818 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_n \cdot Z_2 / \cos \beta = 1,5 \cdot 103 / \cos 13^\circ 55' 50'' = 159,182 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 44,818 + 2 \cdot 1,5 = 47,818 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 159,182 + 2 \cdot 1,5 = 162,182 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 44,818 - 2,5 \cdot 1,5 = 41,068;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 159,182 - 2,5 \cdot 1,5 = 155,432 \text{ мм};$$

$$b_2 = 25 \text{ мм}. b_1 = 28 \text{ мм } \Psi_{bd} = 0,62.$$

2.1.25. Повторяем проверочный расчет контактных напряжений

$$\sigma_H = 0,8 \{ [4,35 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cos 13^\circ 55' \cdot 65770 \cdot 1,09 \cdot 1,06] / [(2,1 + 2,1) 10^5 \cdot (159,182)^2 \cdot 25] \}^{1/2} =$$

$$= \{ 1,04(3,55 + 1) \}^{1/2} = 401,39 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 414 \text{ МПа}.$$

2.1.26. Определяем силы в зацеплении

$$F_t = 2 \cdot M_2 / d_2 = 2 \cdot 65770 / 159,182 = 826,35 \text{ Н};$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 826,34 \cdot \tan 20^\circ / \cos 13^\circ 55' 50'' = 309,88 \text{ Н};$$

$$A_\phi = A_e \cdot e_{p\beta} = 826634 \cdot e_{p 13^\circ 55' 50''} = 204697 \text{ Нью}$$

2.1.27. Определяем коэффициенты зубьев Y_{F1} и Y_{F2}

$$Y_{F1} = 3,90 Z_{V1} = Z_1 \cos^3 \beta = 29 \cos^3 13^\circ 55' 50'' = 26,5;$$

$$Y_{F2} = 3,60 Z_{V2} = Z_2 \cos^3 \beta = 103 \cos^3 13^\circ 55' 50'' = 94,1.$$

2.1.28. Определяем коэффициент наклона зуба

$$Y_{\beta} = 1 - \beta/140 = 1 - 13,93055 / 140 = 0,90.$$

2.1.29. Определяем коэффициенты нагрузки

$$K_{Fa} = 0,91; K_{F\beta} = 1,12; K_{FV} = 1,11.$$

2.1.30. Определяем отношения

$$[\sigma_F]_1 / YF1 = 275 / 3,90 = 70,51 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 / YF2 = 212 / 3,60 = 58,88 \text{ МПа}.$$

2.1.31. Повторяем проверочный расчет напряжений изгиба в опасном сечении зубьев колеса, т.к.

$$\sigma_F = (3,60 \cdot 0,90 \cdot 826,34 \cdot 0,91 \cdot 1,12 \cdot 1,11) / (25 \cdot 1,5) = 80,82 \text{ МПа}.$$

Сравниваем полученное значение с допускаемым напряжением изгиба

$$\sigma_F = 80,82 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 212 \text{ МПа}$$

и видим, что условие прочности на изгиб выполняется, что даёт нам основание считать выполненные расчёты верными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования [Электронный ресурс]: учебник для вузов / Д.В. Чернилевский. – Электрон. текстовые данные. – М.: Машиностроение, 2012. – 672 с.
- Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/5210.html>
2. Никитин Д.В. Детали машин и основы конструирования. Часть 1. Механические передачи [Электронный ресурс]: учебное пособие / Д.В. Никитин, Ю.В. Родионов, И.В. Иванова. – Электрон. текстовые данные. – Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, 2015. – 112 с.
Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/64080.html>
3. Плотников П.Н. Детали машин. Расчет и конструирование [Электронный ресурс]: учебное пособие / П.Н. Плотников, Т.А. Недошивина. – Электрон. текстовые данные. – Екатеринбург: Уральский федеральный университет, ЭБС АСВ, 2016. – 236с. Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/68327.html>

Дополнительная литература

1. Копченков В.Г. Детали машин [Электронный ресурс]: практикум / В.Г. Копченков. – Электрон. текстовые данные. – Ставрополь: Северо-Кавказский федеральный университет, 2016. – 110с.
2. Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования [Электронный ресурс]: учебник / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик. – Электрон. текстовые данные. – Минск: Вышэйшая школа, 2006. – 561 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ТАБЛИЦА 2

Рекомендуемые значения коэф. ширины зубчатого колеса $\Psi_{ba} = b_w / a$

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$\leq \text{HB } 350$	$> \text{HB } 350$
Симметричное	0,30...0,50	0,25...0,30
Несимметричное	0,25...0,40	0,20...0,25
Консольное	0,20...0,25	0,15...0,20

Значения коэффициента Ψ_{ba} следует назначать из ряда:

0,100; 0,125; 0,160; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25.

ТАБЛИЦА 3

Значение модулей m_n по СТ СЭВ 310-76

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18

Следует предпочитать первый ряд.

ТАБЛИЦА 4

Параметрический ряд значений межосевого расстояния a_w по ряду $R_a 40$

50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, 170
180, 190, 200, 212, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 335, 355, 375, 400

ТАБЛИЦА 5

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности передачи

Степень точности передачи (ГОСТ 1643-81)	Окружная скорость, м/с, не более		Примечание
	прямозубые	косозубые	
6 (высокоточные)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи - делительные, отсчетные и т.п. Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных скоростях и умеренных нагрузках. Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности. Тихоходные передачи с пониженными требованиями по точности.
7 (точные)	10	15	
8 (средней точности)	6	10	
9 (пониженной точности)	2	4	

ТАБЛИЦА 6

Значения коэффициента распределения нагрузки $K_{на}$ для косозубых и шевронных передач

Степень точности передачи	Окружная скорость V , м/с				
	до 1	1...5	5...10	10...15	15...20
6	1,00	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,10	1,16	-	-	-

ТАБЛИЦА 7

Значения коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}$

$\Psi_{bd}=b_2/d_1$	Твердость поверхностей зубьев					
	$\leq \text{HB } 350$			$> \text{HB } 350$		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,00	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Данные в столбце I, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса; II- к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; III- к передачам с симметричным расположением по отношению к опорам.

ТАБЛИЦА 8

Значения коэффициента динамичности приложения нагрузки K_{Hv}

Степень точности передачи	Твердость поверхности зубьев HB	Окружная скорость V , м/с					
		До 1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,03/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
	> 350	1,02/1,00	1,04/1,00	1,07/1,02	1,10/1,02	1,15/1,03	1,18/1,04
7	≤ 350	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	> 350	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
8	≤ 350	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
	> 350	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
9	≤ 350	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
	> 350	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05

В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе- для косозубых.

ТАБЛИЦА 9

Значения коэффициента формы зуба Y_F для некорригированных зубчатых колес внешнего зацепления												
Z_v	17	20	25	32	40	50	60	71	80	90	100	≥180
Y_F	4,28	4,07	3,90	3,78	3,70	3,68	3,62	3,61	3,60	3,60	3,60	3,62

ТАБЛИЦА 10

Значения коэффициента распределения нагрузки K_{Fa} для косозубых и шевронных передач					Для прямозубых передач ($\beta = 0$) $K_{Fa} = 1,00$
Степень точности передачи	6	7	8	9	
Коэффициент K_{Fa}	0,72	0,81	0,91	1,00	

ТАБЛИЦА 11

Значения коэффициента концентрации нагрузки $K_{F\beta}$								
$\Psi_{bd} = b_2/d_1$	Твердость поверхностей зубьев							
	≤ HB 350				> HB 350			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колес относительно опор; II- к несимметричному; III- к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV- то же, но при установке валов на роликовых подшипниках.

ТАБЛИЦА 12

Значения коэффициента динамичности нагрузки K_{Fv}

Степень точности передачи	Твердость поверхности зубьев, HB	Окружная скорость V , м/с					
		До 1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,10	1,40/1,15	1,58/1,20	1,67/1,25
	> 350	1,02/1,01	1,04/1,02	1,08/1,03	1,11/1,04	1,14/1,06	1,17/1,07
7	≤ 350	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
	> 350	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	≤ 350	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	> 350	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	≤ 350	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,77/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	> 350	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе - для косозубых.