

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва»

## **ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

*Сборник задач и вопросов для самоподготовки*

*Рекомендовано редакционно-издательской комиссией  
по проектированию, производству и эксплуатации  
авиационной техники  
в качестве методических указаний*

Самара 2017

УДК 621.833

Составители: Б.М. Силаев, В.П. Тукмаков

Рецензент: д-р техн. наук, профессор С.В. Фалалеев

**Зубчатые передачи. Сборник задач и вопросов для самоподготовки:** метод. указания / сост. *Б.М. Силаев, В.П. Тукмаков.* – Самара: Самар. ун-т, 2017. – 39 с.: ил.

Предназначен для самоподготовки студентов по разделу «Зубчатые передачи» курса детали машин.

Рекомендованы студентам инженерно-технических специальностей всех форм обучения.

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

© Самарский университет, 2017

## СОДЕРЖАНИЕ

Общие сведения о зубчатых передачах	4
1. Определение усилий, действующих в зацеплении зубчатых колёс	6
2. Элементы кинематического и геометрического расчётов зубчатых передач	12
3. Оценка коэффициента долговечности и числа циклов перемены напряжений	17
4. Влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных характеристик на силовые соотношения и контактную прочность зубьев	25
5. Влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных характеристик на изломную прочность зубьев	32
6. Схема билета для контрольной работы по теме «Зубчатые передачи»	38
Библиографический список	39

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Зубчатыми передачами называют механизмы, служащие для передачи при помощи зубчатого зацепления механической энергии с преобразованием угловых скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов и законов движения.

При параллельных валах используют передачи с цилиндрическими зубчатыми колёсами, которые могут иметь прямые, косые и шевронные зубья. Для валов с пересекающимися осями применяют передачи с коническими зубчатыми колёсами, которые могут иметь прямые, тангенциальные и круговые зубья. При перекрещивающихся осях применяют винтозубчатые и гипоидные передачи. Преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляют цилиндрическим колесом и рейкой.

Из всех видов механических передач наибольшее распространение получили зубчатые передачи, которые практически применяют во всех областях техники. Это объясняется рядом их достоинств: возможностью применения в широком диапазоне мощностей (от десятых долей до десятков тысяч кВт), скоростей (до 200 м/с) и передаточных отношений (до нескольких тысяч); высоким КПД (до 0,99 в одной ступени); компактностью (по сравнению с другими передачами зубчатые имеют наименьшие габариты и массу); высокой надёжностью в работе; постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания; относительной простотой обслуживания. К недостаткам зубчатых передач могут быть отнесены: требования высокой точности изготовления, шум при работе со значительными скоростями и невозможность бесступенчатого изменения передаточного отношения.

Основной проблемой зубчатых передач является проблема прочности зубьев. Циклический характер нагружений элементов зубьев обуславливает наиболее часто встречающиеся виды повреждений зубчатых колес – поломку зубьев и повреждение их рабочих поверхностей в виде усталостного выкрашивания. Поэтому основным критерием работоспособности зубчатых передач является усталостная прочность по контактным напряжениям на рабочих поверхностях (выкрашивание) и напряжениям излома у основания зубьев.

Расчёт на прочность цилиндрических зубчатых передач стандартизирован ГОСТ-21354-87. Стандартизированы также модули, параметры исходного контура и основные размеры цилиндрических и конических зубчатых колёс. В приведенных ниже задачах при отсут-

ствии дополнительных указаний следует (по «правилу умолчания») принимать стандартные значения величин, а также нулевые значения коэффициентов смещения инструментов при нарезании колёс.

В настоящем сборнике приведены задачи и вопросы, не связанные со значительными вычислениями, но требующие для своего решения умения проводить анализ и сопоставить результаты, что помогает глубже понять смысл отдельных зависимостей, расчётных коэффициентов, допущений и конструктивных решений, встречающихся в курсе деталей машин.

# 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

Знание усилий в зацеплении необходимо для расчёта зубьев, валов и их опор. При определении усилий, возникающих в зацеплении зубчатых колёс, распределённую по линии контакта между парами зубьев нагрузку заменяют сосредоточенной нормальной силой  $F_n$ , приложенной в среднем сечении зубчатого венца в полюсе зацепления. При этом силами трения, возникающими при скольжении профилей, ввиду их малости пренебрегают.

*Задание: Определить силы, возникающие в зацеплении зубчатых колёс.*

**1.1.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 160$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2200$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и модуль зацепления  $m = 6$  мм.

1.  $F_r = 3150$  Н;      2.  $F_r = 3370$  Н;      3.  $F_r = 3210$  Н.

**1.2.** Определить окружную силу  $F_t$  в зацеплении прямозубой конической передачи с внешним конусным расстоянием  $R_e = 150$  мм, рабочей шириной зубчатых венцов  $b_w = 45$  мм, если передаваемая мощность  $P_1 = 120$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2000$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и окружной модуль на внешнем торце  $m_{te} = 4$  мм.

1.  $F_t = 13480$  Н;      2.  $F_t = 19200$  Н;      3.  $F_t = 18400$  Н.

**1.3.** Определить полную нормальную силу  $F_n$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 150$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2000$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 20$  и модуль зацепления  $m = 5$  мм.

1.  $F_n = 12850$  Н;      2.  $F_n = 15240$  Н;      3.  $F_n = 13720$  Н.

**1.4.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 150$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2200$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и нормальный модуль

зацепления  $m_n = 4$  мм.

1.  $F_r = 4880$  Н;      2.  $F_r = 4620$  Н;      3.  $F_r = 4740$  Н.

**1.5.** Определить осевую силу  $F_a$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи с углом наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 15^\circ 40'$  передаваемая мощность  $P_1 = 100$  кВт частота вращения шестерни  $n_1 = 2000$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и модуль зацепления  $m_n = 5$  мм.

1.  $F_a = 2060$  Н;      2.  $F_a = 2480$  Н;      3.  $F_a = 2240$  Н.

**1.6.** Определить радиальную силу шестерне  $F_{r1}$  в зацеплении прямозубой ортогональной ( $\Sigma = 90^\circ$ ) конической передачи с передаточным числом  $u_{12} = 2$  и средним конусным расстоянием  $R_m = 206$  мм, если передаваемый крутящий момент на шестерне  $T_1 = 10^6$  Н·мм.

1.  $F_{r1} = 3350$  Н;      2.  $F_{r1} = 3500$  Н;      3.  $F_{r1} = 3640$  Н.

**1.7.** Определить окружную силу  $F_t$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи с углом наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 14^\circ$ , если передаваемая мощность  $P_1 = 150$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2200$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и нормальный модуль зацепления  $m_n = 4$  мм.

1.  $F_t = 12300$  Н;      2.  $F_t = 12600$  Н;      3.  $F_t = 13600$  Н.

**1.8.** Определить осевую силу на шестерне  $F_{a1}$  в зацеплении прямозубой ортогональной ( $\Sigma = 90^\circ$ ) конической передачи со средним конусным расстоянием  $R_m = 200$  мм, если передаваемый крутящий момент на шестерне  $T_1 = 10^6$  Н·мм.

1.  $F_{a1} = 1620$  Н;      2.  $F_{a1} = 1820$  Н;      3.  $F_{a1} = 1360$  Н.

**1.9.** Определить окружную силу  $F_t$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 150$  кВт и частота вращения шестерни  $n_1 = 2000$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 20$  и модуль зацепления  $m = 5$  мм.

1.  $F_t = 13520$  Н;      2.  $F_t = 15210$  Н;      3.  $F_t = 14330$  Н.

**1.10.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 10$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 330$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и нормальный модуль зацепления  $m_n = 8$  мм.

1.  $F_r = 940$  Н;      2.  $F_r = 1050$  Н;      3.  $F_r = 1230$  Н.

**1.11.** Определить радиальную силу на шестерне  $F_{r1}$  в зацеплении прямозубой ортогональной ( $\Sigma = 90^\circ$ ) конической передачи с передаточным числом  $u = 2,5$  и со средним конусным расстоянием  $R_m = 150$  мм, если передаваемый крутящий момент на шестерне  $T_1 = 8 \cdot 10^5$  Н·мм.

1.  $F_{r1} = 4700$  Н;      2.  $F_{r1} = 4850$  Н;      3.  $F_{r1} = 4950$  Н.

**1.12.** Определить окружную силу  $F_t$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 100$  кВт и частота вращения шестерни  $n_1 = 1800$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 18$  и модуль зацепления  $m = 5$  мм.

1.  $F_t = 10300$  Н;      2.  $F_t = 11790$  Н;      3.  $F_t = 12500$  Н.

**1.13.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 130$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2500$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 30$  и нормальный модуль зацепления  $m_n = 4$  мм.

1.  $F_r = 3010$  Н;      2.  $F_r = 4102$  Н;      3.  $F_r = 5150$  Н.

**1.14.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 120$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2400$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 24$  и модуль зацепления  $m = 5$  мм.

1.  $F_r = 2150$  Н;      2.  $F_r = 2380$  Н;      3.  $F_r = 2900$  Н.

**1.15.** Определить окружную силу  $F_t$  в зацеплении прямозубой конической передачи с внешним конусным расстоянием  $R_e = 150$  мм, рабочей шириной зубчатых венцов  $b_w = 45$  мм, если передаваемая



мощность  $P_1 = 100$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2000$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 20$  и окружной модуль на внешнем торце  $m_{te} = 5$  мм.

1.  $F_t = 10560$  Н;      2.  $F_t = 11750$  Н;      3.  $F_t = 11240$  Н.

**1.16.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 5$  кВт,  $n_1 = 330$  об/мин при параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и модуль зацепления  $m = 8$  мм.

1.  $F_r = 605$  Н;      2.  $F_r = 565$  Н;      3.  $F_r = 525$  Н.

**1.17.** Определить полную нормальную силу  $F_n$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 100$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 1800$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 18$  и модуль зацепления  $m = 5$  мм.

1.  $F_n = 9650$  Н;      2.  $F_n = 10550$  Н;      3.  $F_n = 12550$  Н.

**1.18.** Определить окружную силу  $F_t$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи с углом наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 14^\circ$ , если передаваемая мощность  $P_1 = 130$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2500$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 30$  и модуль зацепления  $m = 4$  мм.

1.  $F_t = 7310$  Н;       $F_t = 7640$  Н;      3.  $F_t = 8030$  Н.

**1.19.** Определить осевую силу  $F_a$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи с углом наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 15,5^\circ$ , если передаваемая мощность  $P_1 = 150$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2200$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и нормальный модуль зацепления  $m_n = 4$  мм.

1.  $F_a = 3815$  Н;      2.  $F_a = 3782$  Н;      3.  $F_a = 3516$  Н.

**1.20.** Определить осевую силу на шестерне  $F_{a1}$  прямозубой ортогональной ( $\Sigma = 90^\circ$ ) конической передачи со средним конусным расстоянием  $R_m = 100$  мм, если передаваемый крутящий момент на шестерне  $T_1 = 7,5 \cdot 10^5$  Н·мм.

1.  $F_{a1} = 2820$  Н;      2.  $F_{a1} = 2730$  Н;      3.  $F_{a1} = 2540$  Н.

**1.21.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 5$  кВт,  $n_1 = 330$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и нормальный модуль зацепления  $m_n = 8$  мм.

1.  $F_r = 525$  Н;            2.  $F_r = 635$  Н;            3.  $F_r = 685$  Н.

**1.22.** Определить полную нормальную силу  $F_n$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 120$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2400$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 24$  и модуль зацепления  $m = 5$  мм.

1.  $F_n = 7550$  Н;            2.  $F_n = 8470$  Н;            3.  $F_n = 9430$  Н.

**1.23.** Определить окружную силу  $F_t$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи с углом наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 14^\circ$ , если передаваемая мощность  $P_1 = 100$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2000$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и нормальный модуль зацепления  $m_n = 5$  мм.

1.  $F_t = 6730$  Н;            2.  $F_t = 6950$  Н;            3.  $F_t = 7410$  Н.

**1.24.** Определить радиальную силу на шестерне  $F_{r1}$  в зацеплении прямозубой ортогональной ( $\Sigma = 90^\circ$ ) конической передачи с передаточным числом  $u_{12} = 2$  и средним конусным расстоянием  $R_m = 100$  мм, если передаваемый крутящий момент на шестерне  $T_1 = 7,5 \cdot 10^5$  Н·мм.

1.  $F_{r1} = 5820$  Н;            2.  $F_{r1} = 5660$  Н;            3.  $F_{r1} = 5460$  Н.

**1.25.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 100$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2000$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и нормальный модуль зацепления  $m_n = 5$  мм.

1.  $F_r = 2380$  Н;            2.  $F_r = 2420$  Н;            3.  $F_r = 2590$  Н.

**1.26.** Определить окружную силу  $F_t$  в зацеплении конической прямозубой передачи с внешним конусным расстоянием  $R_e = 150$  мм, рабочей шириной зубчатых венцов  $b_w = 45$  мм, если передаваемая

мощность  $P_1 = 150$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2000$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 20$  и окружной модуль на внешнем торце  $m_{te} = 5$  мм.

1.  $F_t = 16850$  Н;      2.  $F_t = 20400$  Н;      3.  $F_t = 25300$  Н.

**1.27.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 10$  кВт,  $n_1 = 330$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 25$  и модуль зацепления  $m = 8$  мм.

1.  $F_r = 1050$  Н;      2.  $F_r = 1520$  Н;      3.  $F_r = 1710$  Н.

**1.28.** Определить осевую силу на шестерне  $F_{a1}$  в зацеплении прямозубой ортогональной ( $\Sigma = 90^\circ$ ) конической передачи со средним конусным расстоянием  $R_m = 150$  мм, если передаваемый крутящий момент на шестерне  $T_1 = 8 \cdot 10^5$  Н·мм.

1.  $F_{a1} = 2445$  Н;      2.  $F_{a1} = 2250$  Н;      3.  $F_{a1} = 1940$  Н.

**1.29.** Определить радиальную силу  $F_r$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 150$  кВт, частота вращения шестерни  $n_1 = 2000$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 20$  и модуль зацепления  $m = 5$  мм.

1.  $F_r = 5300$  Н;      2.  $F_r = 5210$  Н;      3.  $F_r = 5100$  Н.

**1.30.** Определить окружную силу  $F_t$  в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, если передаваемая мощность  $P_1 = 120$  кВт и частота вращения шестерни  $n_1 = 2400$  об/мин при известных параметрах зацепления: число зубьев шестерни  $z_1 = 24$  и модуль зацепления  $m = 5$  мм.

1.  $F_t = 5360$  Н;      2.  $F_t = 6800$  Н;      3.  $F_t = 7960$  Н.

## 2. ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО И ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЁТОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Рациональное решение вопросов выбора типа и компоновки механических приводов возможно лишь при взаимосвязанном расчёте кинематических и геометрических параметров передач. Многовариантность решений и различие их по таким важнейшим показателям передачи, как масса, габаритные размеры, КПД, технологичность, виброактивность и др. обуславливают высокую активность знаний, умений и навыков выполнять расчёты кинематики и геометрии зубчатых передач, выявлять тенденции и проводить анализ по взаимному их влиянию и по выявлению этих влияний на другие параметры передачи.

В настоящем разделе приведены задачи по определению кинематических и геометрических параметров зубчатых передач. Для решения этих задач необходимо помнить кинематические и геометрические зависимости, позволяющие определять указанные параметры.

**Задание:** *Выполните решение приведенных ниже задач, содержащих элементы кинематического и геометрического анализа зубчатых передач.*

**2.1.** Определить передаточное число  $u_{12}$  прямозубой цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления, если делительное межосевое расстояние  $a = 216$  мм, модуль зацепления  $m = 4$  мм и число зубьев шестерни  $z_1 = 24$ .

1.  $u_{12} = 2,5$ ;                      2.  $u_{12} = 3,0$ ;                      3.  $u_{12} = 3,5$ .

**2.2.** Определить эквивалентное число зубьев  $z_{v1}$  шестерни косозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления, у которой делительное межосевое расстояние  $a = 250$  мм, нормальный модуль зацепления  $m_n = 4$  мм, угол наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 16^\circ$  и передаточное число  $u_{12} = 2,5$ .

1.  $z_{v1} = 39$ ;                      2.  $z_{v1} = 45$ ;                      3.  $z_{v1} = 52$ .

**2.3.** Определить нормальный модуль  $m_n$  косозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления, если делительное межосевое расстояние  $a = 150$  мм, число зубьев шестерни  $z_1 = 24$ , колеса –  $z_2 = 40$  и угол наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 16,26^\circ$ .

1.  $m_n = 2,5$  мм;                      2.  $m_n = 3,5$  мм;                      3.  $m_n = 4,5$  мм.

**2.4.** Определить число зубьев шестерни  $z_1$  прямозубой цилиндрической пары внешнего зацепления, если суммарное число зубьев  $z_\Sigma = 120$  и передаточное число  $u_{12} = 4$ .

1.  $z_1 = 24$ ;                      2.  $z_1 = 28$ ;                      3.  $z_1 = 30$ .

**2.5.** Определить число зубьев шестерни  $z_1$  прямозубой цилиндрической пары внешнего зацепления, если суммарное число зубьев  $z_\Sigma = 100$  и передаточное число  $u_{12} = 3$ .

1.  $z_1 = 35$ ;                      2.  $z_1 = 30$ ;                      3.  $z_1 = 25$ .

**2.6.** Определить модуль зацепления  $m$  прямозубого цилиндрического колеса без смещения, если число зубьев его  $z = 38$  и диаметр вершин зубьев этого колеса  $d_a = 220$  мм.

1.  $m = 5,0$  мм;                      2.  $m = 5,25$  мм;                      3.  $m = 5,5$  мм.

**2.7.** Определить в градусах угол делительного конуса  $\delta$  конического зубчатого колеса, если внешний делительный диаметр  $d_e = 100$  мм и внешнее конусное расстояние  $R_e = 125$  мм.

1.  $\delta = 23,58^\circ$ ;                      2.  $\delta = 30,41^\circ$ ;                      3.  $\delta = 36,37^\circ$ .

**2.8.** Определить диаметр вершин зубьев  $d_a$  косозубого цилиндрического колеса, если нормальный модуль  $m_n = 5$  мм, число  $z = 49$  и угол наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 11^\circ 30'$ .

1.  $d_a = 246$  мм;                      2.  $d_a = 260$  мм;                      3.  $d_a = 288$  мм;

**2.9.** Определить число зубьев  $z_1$  шестерни прямозубой цилиндрической пары внутреннего зацепления, если суммарное число зубьев  $z_\Sigma = 120$  и передаточное число  $u_{12} = 5$ .

1.  $z_1 = 20$ ;                      2.  $z_1 = 25$ ;                      3.  $z_1 = 30$ .

**2.10.** Определить эквивалентное число зубьев  $z_{v1}$  шестерни косозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления, если суммарное число зубьев передача  $z_\Sigma = 120$ , передаточное число  $u_{12} = 2$ , нормальный модуль зацепления  $m_n = 3$  мм, угол наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 10^\circ$ .

1.  $z_{v1} = 38$ ;                      2.  $z_{v1} = 42$ ;                      3.  $z_{v1} = 44$ .

**2.11.** Определить число зубьев  $z_1$  шестерни прямозубой цилиндрической пары внешнего зацепления, если суммарное число зубьев  $z_\Sigma = 140$  и передаточное число пары  $u_{12} = 2,5$ .

1.  $z_1 = 50$ ;                      2.  $z_1 = 45$ ;                      3.  $z_1 = 40$ .

**2.12.** Определить делительное межосевое расстояние в прямозубой цилиндрической передаче внешнего зацепления с передаточным числом  $u_{12} = 3$ , если делительный диаметр шестерни  $d_1 = 50$  мм.

1.  $a = 90$  мм;            2.  $a = 100$  мм;            3.  $a = 110$  мм.

**2.13.** Определить угол делительного конуса  $\delta_1$  шестерни ортогональной ( $\Sigma = 90^\circ$ ) конической передачи с передаточным числом  $u_{12} = 4$ .

1.  $\delta_1 = 19,29^\circ$ ;            2.  $\delta_1 = 16,70^\circ$ ;            3.  $\delta_1 = 14,04^\circ$ .

**2.14.** Определить передаточное число  $u_{12}$  прямозубой цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления, если делительное межосевое расстояние  $a = 135$  мм, модуль зацепления  $m = 5$  мм и число зубьев шестерни  $z_1 = 18$ .

1.  $u_{12} = 1,5$ ;            2.  $u_{12} = 2,0$ ;            3.  $u_{12} = 2,5$ .

**2.15.** Определить эквивалентное число зубьев  $z_{v1}$  шестерни косозубой цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления, у которой делительное межосевое расстояние  $a = 300$  мм, передаточное число  $u_{12} = 3$ , нормальный модуль зацепления  $m_n = 5$  мм, угол наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 18^\circ$ .

1.  $z_{v1} \approx 41$ ;            2.  $z_{v1} \approx 43$ ;            3.  $z_{v1} \approx 33$ .

**2.16.** Определить угол делительного конуса  $\delta$  конического зубчатого колеса, если внешний делительный диаметр  $d_e = 120$  мм и внешнее конусное расстояние  $R_e = 120$  мм.

1.  $\delta = 36,87^\circ$ ;            2.  $\delta = 33,37^\circ$ ;            3.  $\delta = 30,00^\circ$ .

**2.17.** Определить угол делительного конуса  $\delta$  конического зубчатого колеса, если внешний делительный диаметр  $d_e = 90$  мм и внешнее конусное расстояние  $R_e = 150$  мм.

1.  $\delta = 14,46^\circ$ ;            2.  $\delta = 30,00^\circ$ ;            3.  $\delta = 36,87^\circ$ .

**2.18.** Определить модуль зацепления  $m$  прямозубого цилиндрического колеса без смещения, если число зубьев его  $z = 30$  и диаметр вершин зубьев этого колеса  $d_a = 128$  мм.

1.  $m = 3,5$  мм;            2.  $m = 4,0$  мм;            3.  $m = 4,5$  мм.

**2.19.** Определить диаметр вершин зубьев  $d_a$  косозубого цилиндрического колеса, если нормальный модуль  $m_n = 4$  мм, число  $z = 98$  и угол наклона зуба на делительном цилиндре  $\beta = 11,5^\circ$ .

1.  $d_a = 440$  мм;      2.  $d_a = 420$  мм;      3.  $d_a = 408$  мм.

**2.20.** Определить нормальный модуль  $m_n$  косозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления, если делительное межосевое расстояние  $a = 450$  мм, число зубьев шестерни  $z_1 = 54$ , колеса –  $z_2 = 90$  и угол наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 16,26^\circ$ .

1.  $m_n = 4,0$  мм;      2.  $m_n = 5,0$  мм;      3.  $m_n = 6,0$  мм.

**2.21.** Определить число зубьев  $z_1$  шестерни прямозубой цилиндрической пары внутреннего зацепления, если суммарное число зубьев  $z_\Sigma = 160$  и передаточное число пары  $u_{12} = 3$ .

1.  $z_1 = 40$ ;      2.  $z_1 = 45$ ;      3.  $z_1 = 50$ .

**2.22.** Определить передаточное число  $u_{12}$  прямозубой цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления, если делительное межосевое расстояние  $a = 160$  мм, модуль зацепления  $m = 4$  мм и число зубьев шестерни  $z_1 = 20$ .

1.  $u_{12} = 2,0$ ;      2.  $u_{12} = 2,5$ ;      3.  $u_{12} = 3,0$ .

**2.23.** Определить угол  $\delta_1$  делительного конуса шестерни ортогональной ( $\Sigma = 90^\circ$ ) конической передачи с передаточным числом  $u_{12} = 2$ .

1.  $\delta_1 = 26,56^\circ$ ;      2.  $\delta_1 = 21,80^\circ$ ;      3.  $\delta_1 = 16,70^\circ$ .

**2.24.** Определить модуль зацепления  $m$  прямозубого цилиндрического колеса без смещения, если число зубьев его  $z = 40$  и диаметр вершин зубьев этого колеса  $d_a = 189$  мм.

1.  $m = 3,5$  мм;      2.  $m = 4,0$  мм;      3.  $m = 4,5$  мм.

**2.25.** Определить угол делительного конуса  $\delta$  конического зубчатого колеса, если внешний делительный диаметр  $d_e = 144$  мм и внешнее конусное расстояние  $R_e = 120$  мм.

1.  $\delta = 36,87^\circ$ ;      2.  $\delta = 33,37^\circ$ ;      3.  $\delta = 30,00^\circ$ .

**2.26.** Определить эквивалентное число зубьев  $z_{v1}$  шестерни косозубой цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления, у которой делительное межосевое расстояние  $a = 200$  мм, передаточное число  $u_{12} = 2$ , нормальный модуль зацепления  $m_n = 4$  мм, угол наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 16^\circ$ .

1.  $z_{v1} \approx 36$ ;                      2.  $z_{v1} \approx 40$ ;                      3.  $z_{v1} \approx 45$ .

**2.27.** Определить эквивалентное число зубьев  $z_{v1}$  шестерни ортогональной ( $\Sigma = 90^\circ$ ) конической прямозубой передачи, если число зубьев шестерни  $z_1 = 50$  и передаточное число пары  $u_{12} = 2$ .

1.  $z_{v1} = 45$ ;                      2.  $z_{v1} = 50$ ;                      3.  $z_{v1} = 56$ .

**2.28.** Определить нормальный модуль  $m_n$  косозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления, если делительное межосевое расстояние  $a = 250$  мм, число зубьев шестерни  $z_1 = 30$ , колеса –  $z_2 = 66$  и угол наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 16,26^\circ$ .

1.  $m_n = 6$  мм;                      2.  $m_n = 5$  мм;                      3.  $m_n = 4$  мм.

**2.29.** Определить диаметр вершин зубьев  $d_a$  косозубого цилиндрического колеса, если нормальный модуль  $m_n = 3$  мм, число зубьев  $z = 147$  и угол наклона зубьев на делительном цилиндре  $\beta = 11,30^\circ$ .

1.  $d_a = 456$  мм;                      2.  $d_a = 436$  мм;                      3.  $d_a = 420$  мм.

**2.30.** Определить делительное межосевое расстояние в прямозубой цилиндрической передаче внешнего зацепления с передаточным числом  $u_{12} = 4$ , если делительный диаметр шестерни  $d_1 = 70$  мм.

1.  $a = 150$  мм;                      2.  $a = 175$  мм;                      3.  $a = 190$  мм.



### 3. ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ЧИСЛА ЦИКЛОВ ПЕРЕМЕНЫ НАПРЯЖЕНИЙ

Элементы конструкции зубчатых передач работают в условиях циклически изменяющегося напряженного состояния. Известно, что разрушение деталей в этих условиях происходит в результате постепенного накопления в материале повреждений – необратимых изменений в виде микротрещин и др. Указанные повреждения определяются наработкой деталей и уровнем нагружения. Поэтому в целях сокращения массогабаритных характеристик расчёт передачи производят с учетом условия обеспечения соответствия допускаемых напряжений заданному сроку службы. В расчётах это учитывается коэффициентом долговечности. Будущий специалист должен знать взаимозависимость допускаемых напряжений и срока службы передачи, её применение на практике. В данном разделе приведены задачи, показывающие пути решения указанного вопроса.

**Задание:** Выполните оценку величины коэффициента долговечности и числа напряжений при расчёте зубчатой передачи на выносливость.

**3.1.** Какое значение может принимать коэффициент долговечности  $k_{HL}$  при расчёте зубчатых передач на контактную прочность, если эквивалентное число циклов перемены напряжений приходится на зону неограниченной (длительной) контактной выносливости ( $N_{HE} = N_{HO}$ )?

1.  $k_{HL} = 0,89$ ;                      2.  $k_{HL} = 1,0$ ;                      3.  $k_{HL} = 1,12$ .

**3.2.** Какое значение принимает коэффициент долговечности  $k_{FL}$  при расчёте зубчатых передач на изгибную прочность, если эквивалентное число циклов перемены напряжений приходится на зону ограниченной изгибной выносливости ( $N_{FE} = 0,5 N_{FO}$ )?

1.  $k_{FL} = 1,12$ ;                      2.  $k_{FL} = 1,0$ ;                      3.  $k_{FL} = 0,89$ .

**3.3.** Какое значение принимает коэффициент долговечности  $k_{FL}$  при расчёте зубчатых передач на изгибную прочность, если эквивалентное число циклов перемены напряжений приходится на зону неограниченной (длительной) изгибной выносливости ( $N_{FE} > N_{FO}$ )?

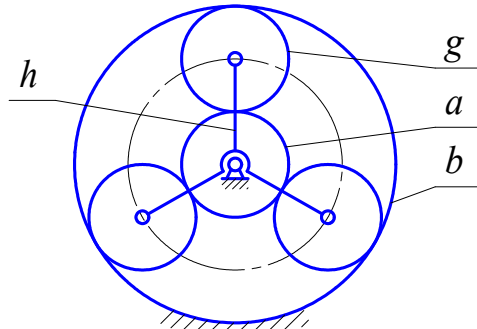
1.  $k_{FL} < 1,0$ ;                      2.  $k_{FL} = 1,0$ ;                      3.  $k_{FL} > 1,0$ .

**3.4.** Какое значение принимает коэффициент долговечности  $k_{HL}$  при расчёте зубчатых передач на контактную прочность, если эквивалентное число циклов перемены напряжений приходится на зону

ограниченной контактной выносливостью ( $N_{HE} < N_{HO}$ )?

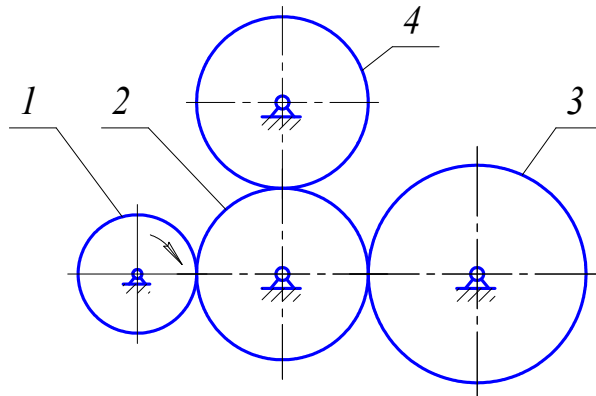
1.  $k_{HL} > 1,0$ ;                      2.  $k_{HL} < 1,0$ ;                      3.  $k_{HL} = 1,0$ .

**3.5.** Чему равно расчётное число циклов перемены контактных напряжений  $N_{HE}$  зубьев сателлита  $g$  планетарной передачи, изображенной на схеме, если частота вращения сателлита в обратном движении (при остановленном водиле)  $n_g^h = 1000$  об/мин, а время работы  $t_h = 1200$  часов?



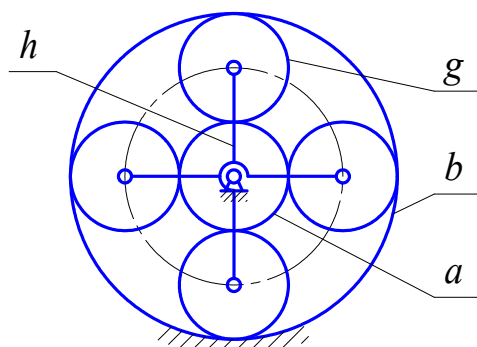
1.  $N_{HE} = 6,3 \cdot 10^7$ ;                      2.  $N_{HE} = 8 \cdot 10^7$ ;                      3.  $N_{HE} = 7,2 \cdot 10^7$ .

**3.6.** Чему равно расчётное число циклов перемены контактных напряжений  $N_{HE}$  зубьев колеса 3 передачи, изображенной на схеме, если частота вращения его  $n_3 = 750$  об/мин, а время работы  $t_h = 2000$  часов?



1.  $N_{HE} = 15 \cdot 10^7$ ;                      2.  $N_{HE} = 9 \cdot 10^7$ ;                      3.  $N_{HE} = 12 \cdot 10^7$  циклов.

**3.7.** Чему равно расчётное число циклов перемены контактных напряжений  $N_{HE}$  зубьев центрального колеса  $b$  планетарной передачи, изображенной на схеме, если частота вращения водила  $n_h = 300$  об/мин, а желаемая долговечность  $t_h = 1000$  часов?



1.  $N_{HE} = 4,4 \cdot 10^7$ ;      2.  $N_{HE} = 7,2 \cdot 10^7$ ;      3.  $N_{HE} = 4,8 \cdot 10^7$ .

**3.8.** Определить коэффициент долговечности  $k_{FL}$  по изгибной прочности зубьев шестерни из улучшенной стали ( $HV < 350$ ), если расчётное число циклов перемены нагрузений  $N_{FE} = 10^6$ .

1.  $k_{FL} = 1,06$ ;      2.  $k_{FL} = 1,16$ ;      3.  $k_{FL} = 1,26$ .

**3.9.** Определить частоту вращения  $n_1$  шестерни одноступенчатой зубчатой передачи, если ее зубья за 100 часов работы испытали  $6 \cdot 10^6$  циклов перемены нагрузений?

1.  $n_1 = 1200$  об/мин;      2.  $n_1 = 1000$  об/мин;      3.  $n_1 = 800$  об/мин.

**3.10.** При расчёте допускаемого контактного напряжения зубьев  $[\sigma_H]$  для заданного срока службы было получено, что коэффициент долговечности  $k_{HL} = 1$ . Как изменится  $[\sigma_H]$ , если срок службы увеличить в 2,5 раза?

1. Увеличится;      2. Не изменится;      3. Уменьшится.

**3.11.** Определить частоту вращения  $n_1$  шестерни одноступенчатой зубчатой передачи, если её зубья за 150 часов работы испытали  $7,2 \cdot 10^6$  циклов перемены нагрузений?

1.  $n_1 = 600$  об/мин;      2.  $n_1 = 700$  об/мин;      3.  $n_1 = 800$  об/мин.

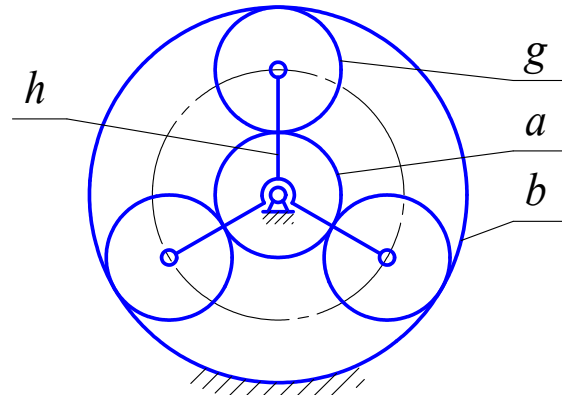
**3.12.** Определить коэффициент долговечности по контактным напряжениям  $k_{HL}$  зубчатого колеса с цементированными зубьями (твёрдость поверхности зубьев  $HRC = 58 \dots 63$ ), если расчётное число циклов перемены напряжений  $N_{HE} = 9 \cdot 10^7$ .

1.  $k_{HL} = 1,16$ ;      2.  $k_{HL} = 1,05$ ;      3.  $k_{HL} = 0,97$ .

**3.13.** Во сколько раз изменится коэффициент долговечности по контактным напряжениям  $k_{HL}$  шестерни из улучшенной стали ( $HV < 350$ ), если при изменении срока службы (ресурса) коэффициент долговечности по изгибу  $k_{FL}$  уменьшится в 1,2 раза при числе циклов нагружения в обоих случаях меньше базового?

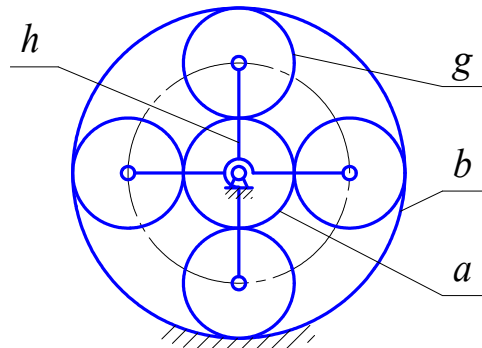
1. Уменьшится в 1,1 раза;      3. Уменьшится в 2,5 раза.  
2. Уменьшится в 1,2 раза;

**3.14.** Чему равно расчётное число циклов перемены контактных напряжений  $N_{HE}$  зубьев центрального колеса  $a$  планетарной передачи, изображенной на схеме, если частоты вращения его  $n_a = 2400$  об/мин, водила  $n_h = 300$  об/мин, а время работы  $t_h = 1000$  часов.



1.  $N_{HE} = 33,8 \cdot 10^7$ ;    2.  $N_{HE} = 42 \cdot 10^7$ ;    3.  $N_{HE} = 37,8 \cdot 10^7$ .

**3.15.** Чему равно расчётное число циклов перемены контактных напряжений  $N_{HE}$  зубьев сателлита  $g$  планетарной передачи, изображенной на схеме, если частота вращения сателлита в обратном движении (при остановленном водиле)  $n_g^h = 800$  об/мин, а время работы  $t_h = 1200$  часов?



1.  $N_{HE} = 4,66 \cdot 10^7$ ;    2.  $N_{HE} = 6,2 \cdot 10^7$ ;    3.  $N_{HE} = 5,76 \cdot 10^7$ .

**3.16.** Коэффициент долговечности при расчёте контактным напряжениям зубчатого колеса  $k_{HL} = 1,2$ . Как изменится допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H]$ , если ресурс увеличить в 1,2 раза?

1. В 0,97 раза;    3. В 1,12 раза;    3. В 1,03 раза.

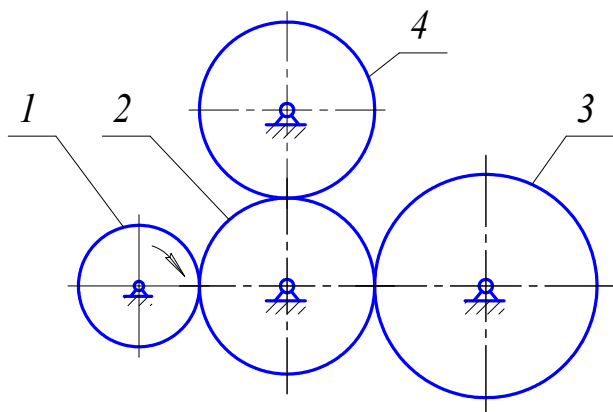
**3.17.** Определить частоту вращения  $n_1$  шестерни одноступенчатой зубчатой передачи, если её зубья за 200 часов работы испытали  $9 \cdot 10^6$  циклов перемены нагрузений?

1.  $n_1 = 1000$  об/мин;    2.  $n_1 = 900$  об/мин;    3.  $n_1 = 750$  об/мин.

**3.18.** Во сколько раз изменится коэффициент долговечности по контактным напряжениям  $k_{HL}$  зубчатого колеса из цементированной стали (твёрдость поверхности зубьев HRC = 58...63), если при изменении срока службы (ресурса) коэффициент долговечности по изгибу  $k_{FL}$  уменьшился в 1,2 раза при числе циклов нагружения в обоих случаях меньше базового?

1. Уменьшится в 1,32 раза;
2. Уменьшится в 1,22 раза;
3. Увеличится в 1,22 раза;
4. Увеличится в 1,32 раза.

**3.19.** Чему равно расчётное число циклов перемены контактных напряжений  $N_{HE}$  зубьев колеса 2 передачи изображенной на схеме, если частота вращения его  $n_1 = 1000$  об/мин, а время работы  $t_h = 1000$  часов?



1.  $N_{HE} = 10 \cdot 10^7$ ;
2.  $N_{HE} = 12 \cdot 10^7$ ;
3.  $N_{HE} = 11 \cdot 10^7$ .

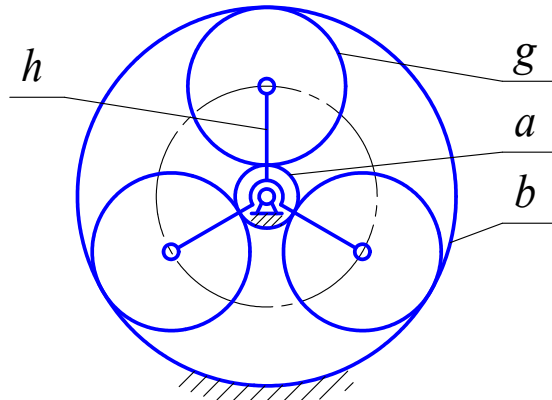
**3.20.** При определении допускаемого напряжения изгиба в зубе  $[\sigma_F]$  при заданном сроке службы (ресурсе) было получено, что коэффициент долговечности по изгибу  $k_{FL} = 1,0$ . Как изменится  $[\sigma_F]$ , если срок службы увеличится в 2 раза?

1. Увеличится;
2. Не изменится;
3. Уменьшится.

**3.21.** Коэффициент долговечности по контактным напряжениям зубчатого колеса  $k_{HL} = 1,01$ . Как изменится допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H]$ , если срок службы уменьшить в 2 раза?

1. В 1,08 раза;
2. В 1,12 раза;
3. В 1,14 раза.

**3.22.** Чему равно расчётное число циклов перемены контактных напряжений  $N_{HE}$  зубьев сателлита  $g$  планетарной передачи, изображённой на схеме, если частота вращения солнечного колеса  $n_a = 700$  об/мин,  $z_b = 6 z_a$ , а время работы (ресурс)  $t_h = 2500$  часов?

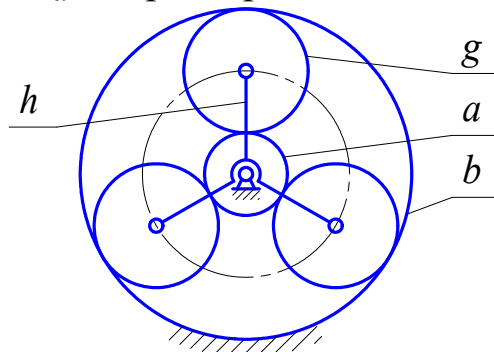


1.  $N_{HE} = 30 \cdot 10^7$ ;      2.  $N_{HE} = 36 \cdot 10^7$ ;      3.  $N_{HE} = 33 \cdot 10^7$ .

**3.23.** Определить коэффициент долговечности  $k_{FL}$  по изгибу зуба колеса из цементированной стали (твёрдость поверхности зубьев  $HRC = 58...63$ ), если расчётное число циклов перемены напряжений  $N_{FE} = 10^6$ .

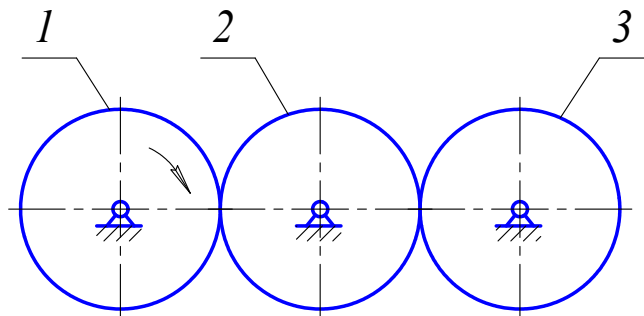
1.  $k_{FL} = 1,08$ ;      2.  $k_{FL} = 1,17$ ;      3.  $k_{FL} = 1,28$ .

**3.24.** Чему равно расчётное число циклов перемены напряжений изгиба  $N_{FE}$  зубьев корончатого колеса  $b$  планетарной передачи, изображённой на схеме, если частота вращения солнечного колеса  $n_a = 800$  об/мин,  $z_b = 4 z_a$ , а время работы  $t_h = 1000$  часов?



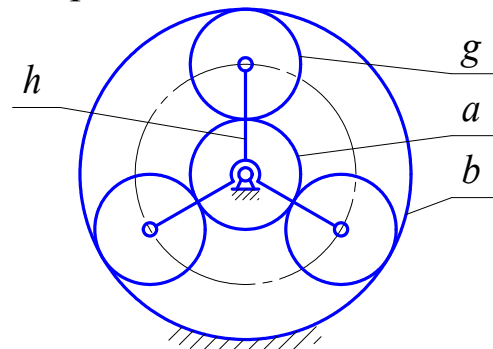
1.  $N_{FE} = 8 \cdot 10^6$ ;      2.  $N_{FE} = 18,6 \cdot 10^6$ ;      3.  $N_{FE} = 28,8 \cdot 10^6$ .

**3.25.** Определить частоту вращения  $n_1$  зубчатого колеса 1 в передаче, указанной на схеме ( $z_1 = z_2 = z_3$ ), если зубья колеса 2 за  $t_h = 250$  часов работы испытали  $N_{HE} = 3 \cdot 10^7$  перемен контактных напряжений?



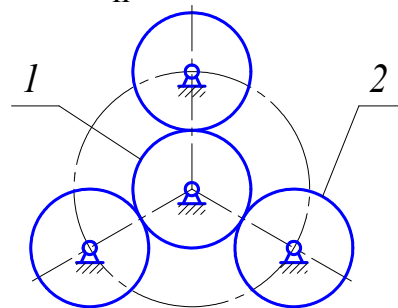
1.  $n_1 = 1000$  об/мин;      2.  $n_1 = 2000$  об/мин;      3.  $n_1 = 3000$  об/мин.

**3.26.** Чему равно расчётное число циклов перемены контактных напряжений  $N_{HE}$  зубьев центрального колеса  $b$  планетарной передачи, изображённой на схеме, если частота вращения водила  $n_h = 250$  об/мин, а время работы  $t_h = 1100$  часов.



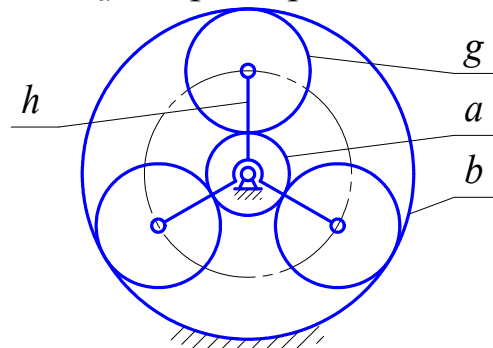
1.  $N_{HE} = 4,95 \cdot 10^7$ ;      2.  $N_{HE} = 5,75 \cdot 10^7$ ;      3.  $N_{HE} = 6 \cdot 10^7$ .

**3.27.** Чему равно число циклов перемены напряжений  $N_{HE}$  зубьев колеса 1 передачи, изображённой на схеме, если частота  $n_1 = 300$  об/мин, долговечность  $t_h = 3000$  часов.



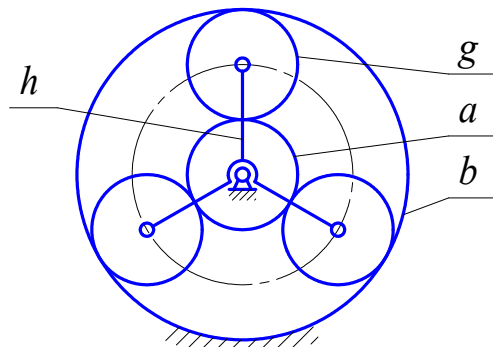
1.  $N_{HE} = 13,5 \cdot 10^7$ ;      2.  $N_{HE} = 16,2 \cdot 10^7$ ;      3.  $N_{HE} = 18 \cdot 10^7$ .

**3.28.** Чему равно расчётное число циклов перемены напряжений изгиба  $N_{FE}$  зубьев сателлита  $g$  планетарной передачи, изображённой на схеме, если частота вращения солнечного колеса  $n_a = 10000$  об/мин,  $z_b = 4 z_a$ , а время работы  $t_h = 2000$  часов?



1.  $N_{FE} = 360 \cdot 10^6$ ;      2.  $N_{FE} = 640 \cdot 10^6$ ;      3.  $N_{FE} = 560 \cdot 10^6$ .

**3.29.** Чему равно расчётное число циклов перемены контактных напряжений  $N_{HE}$  зубьев центрального колеса  $a$  планетарной передачи, изображённой на схеме, если частота вращения центрального колеса  $n_a = 2000$  об/мин, водила  $n_h = 200$  об/мин, а время работы  $t_h = 2000$  часов?



1.  $N_{HE} = 32,4 \cdot 10^7$ ;      2.  $N_{HE} = 38,4 \cdot 10^7$ ;      3.  $N_{HE} = 44 \cdot 10^7$ .

**3.30.** Определить коэффициент долговечности по напряжениям изгиба  $k_{FL}$  зубчатого колеса с цементированными зубьями (твёрдость поверхности зубьев HRC = 58... 63), если расчётное число циклов перемены напряжений  $N_{HE} = 15 \cdot 10^7$ .

1.  $k_{HL} = 1,28$ ;      2.  $k_{HL} = 1,13$ ;      3.  $k_{HL} = 1,0$ .



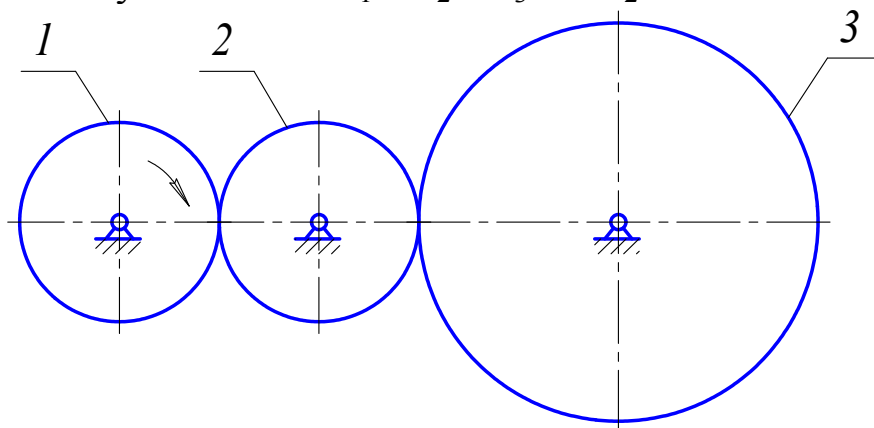
#### 4. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НА СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ И КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЬЕВ

Распределение нагрузки по отдельным участкам сопряженных поверхностей и по длине контактных линий зубчатой передачи, зависящее от конструкции кинематической пары (благоприятное или неблагоприятное положение колёс относительно опор), упругих свойств материала деталей (жёсткость валов, опор и зубчатых колёс), степени точности и условий работы, оказывает большое влияние на долговечность сопряженных поверхностей зубьев и виброакустические свойства передачи. В связи с этим для повышения надежности проектируемой передачи, снижения её массы и габаритов необходимо знать распределение нагрузки в зоне взаимодействия зубьев и уметь добиваться наиболее благоприятного её распределения воздействием как на конструктивную схему узла, так и на форму сопряжённых поверхностей.

В настоящем разделе приведены вопросы для проверки понимания влияния различных конструктивных или эксплуатационных характеристик на силовые соотношения в зубчатой паре и контактную прочность зубьев.

**Задание:** Укажите требуемые конструктивные или эксплуатационные характеристики или влияние изменений этих характеристик на силовые соотношения и контактную прочность зубьев передачи.

**4.1.** В каком из зацеплений изображенной зубчатой передачи контактные напряжения больше, если пренебречь потерями в зацеплениях, а число зубьев колёс  $z_1 = z_2$  и  $z_3 = 2 z_2$ ?



1. В зацеплении 1 – 2;
2. В зацеплении 2 – 3;
3. Одинаковые в обоих зацеплениях.

**4.2.** При каком расположении зубчатого колеса на валу следует принимать коэффициент рабочей ширины шестерни относительно её делительного диаметра  $\psi_{bd}$  большим?

1. При симметричном расположении относительно опор вала;
2. При несимметричном расположении относительно опор вала;
3. При консольном расположении.

**4.3.** Как и во сколько раз изменится крутящий момент на шестерне при увеличении частоты ее вращения и подводимой мощности в 2 раза?

1. Момент уменьшится;
2. Момент не изменится;
3. Момент увеличится.

**4.4.** Как изменится нагрузка на зубья и валы зубчатой передачи с увеличением угла зацепления?

1. Нагрузка уменьшится;
2. Нагрузка не изменится;
3. Нагрузка увеличится.

**4.5.** Для какой цилиндрической зубчатой передачи (внутреннего или внешнего зацепления) контактные напряжения будут больше при условии равенства диаметров и ширины зубчатых колёс, передаваемой мощности  $P$  и частоты вращения  $n$ ?

1. Одинаковы для обеих передач;
2. Для передач с внутренним зацеплением;
3. Для передач с внешним зацеплением.

**4.6.** Как изменится нагрузка на зубья, валы и опоры данной зубчатой передачи с увеличением межосевого расстояния при одних и тех же условиях нагружения?

1. Нагрузка увеличится;
2. Нагрузка не изменится;
3. Нагрузка уменьшится.

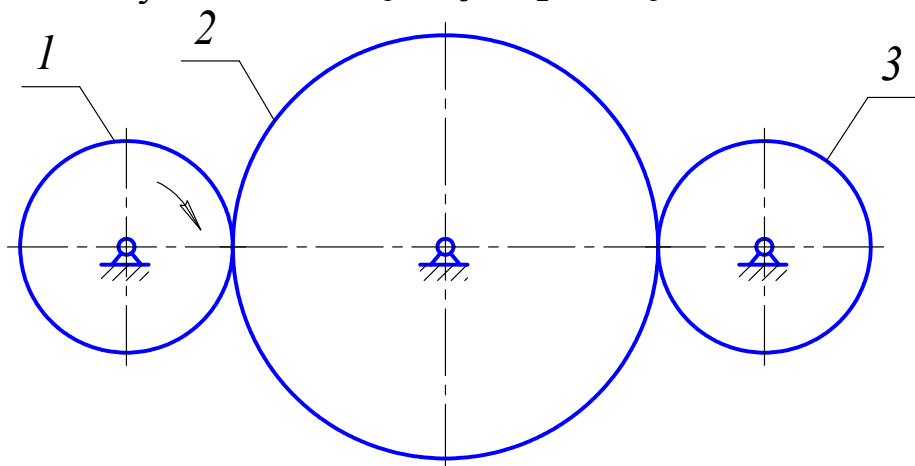
**4.7.** Как изменится контактное напряжение в зубчатой передаче, если удвоить числа зубьев колёс и соответственно уменьшить модуль зацепления вдвое?

1. Контактные напряжения уменьшатся;
2. Контактные напряжения не изменятся;
3. Контактные напряжения увеличатся.

**4.8.** Как изменится контактная прочность зубьев цилиндрической зубчатой передачи заданных габаритов ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ ) с уменьшением модуля зацепления  $m$ ?

1. Прочность не изменится;
2. Прочность уменьшится;
3. Прочность увеличится.

**4.9.** В каком из зацеплений изображённой зубчатой передачи контактные напряжения меньше, если пренебречь потерями в зацеплениях, а число зубьев колёс  $z_1 = z_3$  и  $z_2 = 2 z_1$ ?



1. Одинаковы в обоих зацеплениях;
2. В зацеплении 1-2;
3. В зацеплении 2-3.

**4.10.** Как влияет на размеры ( $d_w$ ,  $a_w$ ) цилиндрической зубчатой передачи увеличение коэффициента относительной ширины  $\psi_{bd}$  в проекторочном расчёте?

1. Размеры уменьшатся;
2. Размеры не изменятся;
3. Размеры увеличатся.

**4.11.** Как изменится эквивалентное число зубьев  $z_v$  косозубого цилиндрического колеса с увеличением угла наклона зубьев  $\beta$  на делительном цилиндре?

1. Увеличивается;
2. Не изменяется;
3. Уменьшается.

**4.12.** Как изменится контактная прочность передачи при повышении степени точности изготовления колёс?

1. Уменьшится;
2. Не изменится;
3. Увеличится.

**4.13.** Как изменится изгибная прочность зубьев передачи при повышении степени точности изготовления колёс?

1. Уменьшится;
2. Не изменится;
3. Увеличится.

**4.14.** При каком варианте конструкции нагрузочная способность зубчатой передачи, при прочих равных условиях, будет больше?

1. При консольном расположении колёс на валах;
2. При асимметричном расположении колёс на валах;
3. При симметричном расположении колёс на валах.

**4.15.** Как изменится крутящий момент на шестерне при увеличении частоты её вращения и подводимой мощности в 1,5 раза?

1. Момент увеличится;
2. Момент не изменится;
3. Момент уменьшится.

**4.16.** Как изменятся усилия в цилиндрическом зацеплении, если при том же моменте  $T$  уменьшить межосевое расстояние  $a_w$  ?

1. Усилия уменьшатся;
2. Усилия не изменятся;
3. Усилия увеличатся.

**4.17.** В каком месте на поверхности зубьев одинаковой твёрдости зубчатой передачи начинается выкрашивание?

1. До полюса зуба колеса;
2. До полюса зуба шестерни.
3. После полюса зуба колеса.

**4.18.** Каким образом изменятся усилия на зубья, валы и опоры прямозубой цилиндрической передачи, если увеличить радиальные зазоры в подшипниках при одинаковых условиях нагружения?

1. Увеличатся;
2. Не изменятся;
3. Уменьшатся.

**4.19.** Каким образом изменятся усилия на зубья, валы и опоры прямозубой цилиндрической передачи, если уменьшить радиальные зазоры в подшипниках при одинаковых условиях нагружения?

1. Уменьшатся;
2. Не изменятся;
3. Увеличатся.

**4.20.** Какая гипотеза используется в расчётах на долговечность по выкрашиванию зубьев при переменных режимах нагружения?

1. Гипотеза квадратичного суммирования повреждений;
2. Гипотезе линейного суммирования повреждений;
3. Расчет по среднеарифметическому значению нагрузок.

**4.21.** Почему контактные напряжения в зубьях зубчатых колёс нелинейно зависят от нагрузки?

1. В пределах площадки контакта разные радиусы кривизны;
2. С увеличением нагрузки увеличивается и площадь контакта;
3. С увеличением давления увеличивается модуль упругости материала.

**4.22.** Как изменится контактная прочность зубьев при отрицательном суммарном коэффициенте смещения в передаче?

1. Увеличится;
2. Не изменится;
3. Уменьшится.

**4.23.** Почему степень точности (погрешности) изготовления зубчатых колёс влияет на долговечность их по выкрашиванию?

1. Увеличивается нагрузка в полюсе зацепления;
2. Уменьшается нагрузка в полюсе зацепления;
3. Нагрузка в полюсе зацепления периодически то увеличивается, то уменьшается.

**4.24.** Почему с повышением твёрдости материала зубчатых колёс значение коэффициента динамичности ( $k_v$ ) при расчётах на контактную прочность уменьшается?

1. Уменьшается динамическая нагрузка в полюсе зацепления;
2. Уменьшается деформация зубьев под нагрузкой;
3. Можно увеличить полезную нагрузку при той же динамике в зацеплениях.

**4.25.** Какими коэффициентами учитывается влияние степени точности изготовления прямозубых зубчатых колёс при расчётах их на контактную прочность?

1. Коэффициентами  $k_\alpha$  и  $k_\nu$ ;
2. Коэффициентами  $k_\beta$  и  $k_\nu$ ;
3. Коэффициентом  $k_\nu$ .

**4.26.** Каким образом время работы (ресурс) учитывается при проектировочном определении габаритов зубчатых колёс ( $a_w$ ,  $b_w$ ,  $d_w$ ) из расчёта на выкрашивание?

1. Увеличивают коэффициент безопасности ( $S_H$ );
2. Увеличивают коэффициент динамичности ( $k_\nu$ );
3. Уменьшают коэффициент долговечности по контактной прочности ( $k_{HL}$ );

**4.27.** В редукторах современных мощных авиационных двигателях применяют прямозубые цилиндрические передачи с перекрытием больше двух ( $\epsilon_\alpha > 2$ ) для:

1. Уменьшения модуля зацепления;
2. Уменьшения габаритов передачи;
3. Уменьшения опасности заедания зубьев.

**4.28.** Как изменится контактная прочность зубьев цилиндрической зубчатой передачи габаритов ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $b_w$ ) с уменьшением модуля зацепления  $m$ ?

1. Прочность увеличится;
2. Прочность уменьшится;
3. Прочность не изменится.

**4.29.** Как изменится контактная прочность прямозубой цилиндрической передачи, в которой опоры расположены несимметрично относительно колёс, при применении бочкообразных зубьев?

1. Уменьшится;
2. Не изменится;
3. Увеличится.

**4.30.** Как ведётся проектировочный расчёт на долговечность по выкрашиванию зубьев сильно нагруженных передач при переменных режимах нагружения?

1. Учитывают действие только максимальной нагрузки;
2. Линейно суммируют повреждения по всем режимам нагружения;
3. Рассчитывают долговечности по всем режимам и их суммируют.

## 5. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЬЕВ

Обычно размеры зубчатых передач определяют из расчёта на контактную прочность активных поверхностей зубьев. Необходимую прочность зубьев на изгиб обеспечивают варьированием модуля или числа зубьев при известных основных размерах ( $d_w$  и  $b_w$ ), полученных из расчёта на контактную прочность зубьев. В случаях, когда этого не удастся достичь, прибегают к смещению исходного контура. Этот метод является достаточно простым и весьма действенным приемом, позволяющим оказывать влияние на геометрию зацепления и его несущую способность. При расчёте для обеспечения изгибной прочности зубчатого зацепления используют так называемый коэффициент формы зуба  $Y_F$ , который является интегральной характеристикой сопротивления излому.

В настоящем разделе приведены вопросы, решение которых позволит глубже уяснить влияние различных факторов на изгибную прочность зубчатого соединения и закрепить знания и умения по целенаправленному их варьированию.

***Задание:** Укажите требуемые конструктивные или эксплуатационные характеристики и влияние изменений этих характеристик на силовые соотношения и изгибную прочность зубьев передачи.*

**5.1.** При каком нагружении зубьев колеса (одностороннем или двустороннем) допускаемое напряжение изгиба  $[\sigma_F]$  будет больше?

1. Одинаковое в обоих случаях;
2. При двустороннем нагружении;
3. При одностороннем нагружении.

**5.2.** От чего зависит коэффициент формы зуба  $Y_F$ ?

1. От коэффициента смещения  $x$  и числа зубьев  $z$ ;
2. От модуля зацепления  $m$  и угла зацепления  $\alpha_w$ ;
3. От числа зубьев  $z$  и модуля зацепления  $m$ .

**5.3.** Для каких колёс (конических или цилиндрических), при прочих равных условиях, допускаемые изгибные напряжения  $[\sigma_F]$  больше?

1. Для цилиндрических;
2. Для конических;
3. Одинаковые.



**5.4.** Что учитывает коэффициент формы зуба  $Y_F$ ?

1. Влияние формы зуба на его контактную прочность;
2. Влияние формы зуба на его изгибную прочность;
3. Влияние формы зуба на его коэффициент нагрузки.

**5.5.** По каким напряжениям определяется модуль зубчатых передач?

1. По напряжениям изгиба;
2. По контактным и изгибным напряжениям;
3. По контактным.

**5.6.** Как изменится изгибная прочность зуба колеса при отрицательном смещении инструмента при нарезании?

1. Изгибная прочность увеличится;
2. Изгибная прочность не изменится;
3. Изгибная прочность уменьшится.

**5.7.** В каком случае коэффициент формы зуба  $Y_F$  больше, когда нагрузка приложена в вершине зуба или в начале однопарного зацепления?

1. В начале однопарного зацепления;
2. Одинаковые;
3. В вершине зуба.

**5.8.** Как изменится изгибная прочность зуба шестерни при отрицательном смещении инструмента при нарезании?

1. Изгибная прочность уменьшится;
2. Изгибная прочность не изменится;
3. Изгибная прочность увеличится.

**5.9.** Как изменится изгибная прочность зуба колеса при положительном смещении инструмента при нарезании?

1. Изгибная прочность уменьшится;
2. Изгибная прочность не изменится;
3. Изгибная прочность увеличится.

**5.10.** При каком числе зубьев зубчатого колеса  $z = 20$  или  $z = 25$  коэффициент формы зуба  $Y_F$  больше?

1. При  $z = 20$ ;
2. При  $z = 25$ ;
3. Одинаковые.

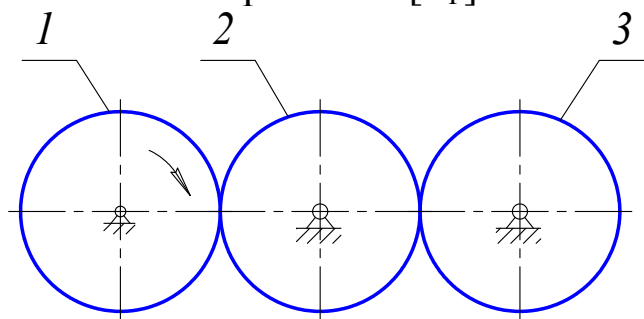
**5.11.** Где больше изгибные напряжения  $\sigma_F$ , на стороне растяжения или сжатия?

1. На стороне растяжения;
2. Одинаковые;
3. На стороне сжатия.

**5.12.** Как изменится изгибная прочность зуба шестерни при положительном смещении инструмента при нарезании?

1. Изгибная прочность увеличится;
2. Изгибная прочность не изменится;
3. Изгибная прочность уменьшится.

**5.13.** В каком из зубчатых колёс изображенной зубчатой передачи допускаемые изгибные напряжения  $[\sigma_F]$  меньше?



1. Колесо 1;
2. Колесо 2;
3. Колесо 3.

**5.14.** Как изменятся изгибные напряжения  $\sigma_F$  в зубьях колёс при увеличении частоты вращения и передаваемой мощности в 2 раза?

1. Уменьшатся;
2. Не изменятся;
3. Увеличатся.

**5.15.** Какой коэффициент учитывает влияние концентрации напряжений у ножки зуба при расчете его на изгибную прочность?

1. Коэффициент нагрузки –  $k$ ;
2. Коэффициент формы зуба –  $Y_F$ ;
3. Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба –  $k_\beta$ ;

**5.16.** Как изменится изгибная прочность зубьев зубчатых колёс с уменьшением угла наклона зубьев  $\beta$ ?

1. Прочность увеличится;
2. Прочность не изменится;
3. Прочность уменьшится.

**5.17.** Почему при одной и той же твёрдости поверхностей зубьев предел выносливости на изгиб  $\sigma_{\text{Flimb}}$  больше в случае химико-термической обработки, а не объёмной закалки?

1. Анизотропия механических характеристик слоя и сердцевины;
2. Наличие остаточных напряжений растяжения под слоем;
3. Наличие остаточных напряжений сжатия в поверхностном слое.

**5.18.** Почему при поверхностном упрочнении зубьев (наклеп) повышается предел выносливости на изгиб  $\sigma_{\text{Flimb}}$ ?

1. Повышается твердость материала;
2. Возникают остаточные напряжения сжатия;
3. Происходит «тренировка» материала.

**5.19.** Почему после шлифования зубьев цементированных зубчатых колёс желательна механическое упрочнение (наклеп, обдувка дробью и др.)?

1. Дополнительно повысит твёрдость поверхности;
2. Ликвидировать остаточные напряжения растяжения от шлифовки;
3. Уменьшить остаточные напряжения растяжения под цементированным слоем.

**5.20.** Почему цементирование зубьев зубчатых колёс приводит к возникновению остаточных напряжений сжатия в цементированном слое?

1. Уменьшение удельного объёма материала слоя;
2. Увеличение удельного объёма материала слоя;
3. Уменьшение модуля упругости слоя.

**5.21.** Почему в поверхностных слоях зубьев желательна создавать остаточные напряжения сжатия?

1. Уплотняется материал слоя;
2. Напряжений сжатия повышают предел выносливости на излом;
3. Повышается контактная прочность поверхности зубьев.

**5.22.** Какая гипотеза используется в проектировочных расчётах на долговечность по изгибу зубьев сильно нагруженных передач при переменных режимах нагружения?

1. Расчёт на долговечность только по максимальной нагрузке;
2. Расчёт на долговечность по среднему значению нагрузки;
3. Гипотеза суммирования повреждений.

**5.23.** От чего зависит распределение усилий между зубьями зубчатых колёс в области двухпарного зацепления?

1. От модуля зацепления;
2. От числа зубьев шестерни;
3. От разности основных шагов зубьев шестерни и колеса.

**5.24.** Какими коэффициентами учитывается влияние степени точности изготовления зубчатых колёс при расчётах на изгибную прочность?

1. Коэффициентами  $k_\alpha$  и  $k_\nu$ ;
2. Коэффициентами  $k_\beta$  и  $k_\nu$ ;
3. Коэффициентом  $k_\nu$ .

**5.25.** Каким образом время работы (ресурс) учитывается при проектировочном определении модуля зацепления из расчёта на изгибную прочность?

1. Увеличивается запас по изгибной прочности ( $S_F$ );
2. Уменьшают коэффициент долговечности по изгибной прочности ( $k_{FL}$ );
3. Увеличивают коэффициент динамичности ( $k_\nu$ ).

**5.26.** Каким образом изгиб и кручение валов учитывается при определении изгибных напряжений в зубьях зубчатых колёс?

1. Коэффициентами  $k_\alpha$  и  $k_\nu$ ;
2. Коэффициентами  $k_\beta$  и  $k_\nu$ ;
3. Коэффициентом  $k_\nu$ .

**5.27.** Если основные шаги зубчатого колеса меньше, чем у шестерни, то где нужно делать фланки чтобы исключить заедание зубьев?

1. На головках зубьев колеса;
2. На ножках зубьев колеса;
3. На головках зубьев шестерни.

**5.28.** Каким образом изменяются изгибные напряжения ( $\sigma_F$ ) по длине зубьев прямозубой конической передачи?

1. Больше на внешнем конусе;
2. Одинаковые по длине зубьев;
3. Больше на внутреннем конусе.

**5.29.** Каким образом можно снизить нагрузку в вершинах зубьев зубчатой передачи при одних и тех же условиях нагружения?

1. Уменьшить радиальные зазоры в подшипниках;
2. Увеличить радиальные зазоры в подшипниках;
3. Фланкировать зубья (срез на вершинах).

**5.30.** Какие колебания возможны в зубчатых колёсах при периодической смене однопарного и двухпарного зацеплений зубьев?

1. Параметрические колебания;
2. Свободные колебания;
3. Вынужденные колебания.

## 6. СХЕМА БИЛЕТА ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ ПО ТЕМЕ "ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ"

Билет для контрольной работы включает в себя 5 вопросов по одному из указанных выше разделов. Схема билета и баллы за их решение приведены в таблице.

Таблица

### ВОПРОСЫ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

Номер вопроса	Наименование раздела, по которому составлен вопрос	Балл за решение $P_i$
1	Определение сил, действующих в зацеплении зубчатых колес.	1,6
2	Элементы кинематического и геометрического расчета зубчатых передач.	1,3
3	Оценки коэффициента долговечности и числа циклов перемены напряжений	1,0
4	Оценка влияния конструктивных и эксплуатационных характеристик на силовые соотношения и контактную прочность	0,6
5	Оценка влияния конструктивных и эксплуатационных характеристик на изгибную прочность	0,5

При выполнении контрольной работы студент получает два первых вопроса билета. После их решения он переходит к проверке знаний на ЭВМ. Для этого в машину вводятся ответы на указанные два вопроса. При правильном их решении на экране дисплея появляются следующие вопросы, ответы на которые студент заносит с пульта в машину. Правильный ответ машины оценивается  $O_{Ti} = 1$ , неправильный  $O_{Ti}P_i = 0$ . Оценка за контрольную рассчитывается по формуле

$$O_{ц} = \text{INT} \left[ \sum_{i=1}^5 (O_{Ti}P_i) \right].$$

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Д. Н. Детали машин: учебник. – М.: Машиностроение, 1989. – 498 с.
2. Кудрявцев В. Н. Детали машин: учебник. – Л.: Машиностроение, Лен. отд., 1980 – 464 с.
3. Иосилевич Г. Б. Детали машин: учебник. – М.: Машиностроение, 1988 – 368 с.
4. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т., т. 2 – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.
5. Детали машин в примерах и задачах: учеб. пособие / С. Н. Ничипорчик, М.И. Корженцевский, В.Ф. Калачев [и др.]; под ред. С.Н. Ничипорчика. – 2-е изд. – Минск: Высшая школа, 1981. – 432 с.
6. Сборник задач по деталям машин: учебник / М.Я. Романов, В.А. Константинов, Н.А. Покровский. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
7. Сборник задач и примеров расчёта по курсу деталей машин: учеб. пособие / Г. М. Ицкович, С. А. Чернавский, В. А. Киселев [и др.] – 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1975. – 286 с.

