

Министерство образования и науки Российской Федерации

Вологодский государственный университет

Машиностроительный техникум

## **ДЕТАЛИ МАШИН**

### **Расчет цилиндрических зубчатых передач**

Методические указания для студентов всех форм обучения

Вологда  
2016

УДК 621.833(076)

ББК 34.44

Детали машин. Расчет цилиндрических зубчатых передач: методические указания для студентов всех форм обучения. – Вологда: ВоГУ, 2016 – 11 с.

Методические указания соответствуют требованиям к уровню подготовки обучающихся по специальностям: 15.02.01 «Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям)», 15.02.08 «Технология машиностроения», 23.02.03 «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта».

Методические указания предназначены для проведения практических занятий и организации самостоятельной работы студентов очного и заочного отделений.

Утверждено редакционно-издательским советом ВоГУ

Составитель Н.Н. Гулина, преподаватель высшей категории

Рецензент А.В. Козырева, преподаватель высшей категории

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ .....	5
2 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ .....	6
2.1 Допускаемые показатели контактной прочности .....	6
3 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	7
3.1 Межосевое расстояние .....	7
4 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ .....	8
4.1 Модуль зацепления .....	8
4.2 Суммарное число зубьев .....	8
4.3 Число зубьев шестерни и колеса.....	9
4.4 Уточняем межосевое расстояние .....	9
4.5 Делительные диаметры шестерни и колеса.....	9
4.6 Диаметры вершин и впадин зубьев.....	9
4.7 Ширина венца шестерни и колеса .....	9
4.8 Окружная скорость в зацеплении .....	9
4.9 Силы, действующие в зацеплении.....	9
5 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ .....	10
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	11

## ВВЕДЕНИЕ

В типовых заданиях на курсовое проектирование деталей машин широко применяются зубчатые редукторы.

Редуктор – это механизм, состоящий из зубчатых передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служит для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение крутящего момента.

Зубчатая передача - это механизм, который с помощью зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляется цилиндрическими колесами с прямыми, косыми и шевронными зубьями.

Зубчатые передачи составляют наиболее распространенную и важную группу механических передач. Их применяют в широком диапазоне областей и условий работы: от часов и приборов до самых тяжелых машин, для передачи окружных сил от миллиньютонов до десятков меганьютонов и мощностей от ничтожно малых до гигантских.

Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают существенными достоинствами: малыми габаритами, высоким КПД, большой надежностью в работе, постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания.

К недостаткам зубчатых передач могут быть отнесены требования высокой точности изготовления, шум при работе со значительными скоростями.

# 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ [1][3][5]

Исходные данные:

$n_1, n_2, P$

Коэффициент полезного действия  $\eta$

Передаточное отношение:

$$U = \frac{n_1}{n_2} \quad (1)$$

Угловые скорости:

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} \quad (2)$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n}{30} \quad (3)$$

Вращающие моменты:

$$M_1 = \frac{P}{\omega} \quad (4)$$

$$M_2 = M_1 * U * \eta \quad (5)$$

## 2 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ [2][4]

Основным материалом для изготовления зубчатых колес служат легированные или углеродистые стали. Они имеют наибольшую твердость, наименьшие габариты и массу. Рекомендуется назначать для шестерней и колеса сталь одной и той же марки, но обеспечивать соответствующей термообработкой твердость поверхности зубьев шестерни на 20-30 единиц Бринелля выше, чем колеса.

### 2.1 Допускаемые показатели контактной прочности

$$[\sigma]_H = \frac{\delta_{H \lim \sigma} \cdot K_{HL}}{[S_H]}, \text{ где} \quad (6)$$

$\delta_{H \lim \sigma} = 2HB + 70(n / \text{мм}^2)$  предел контактной выносливости. ( $HB$ - твердость выбранная для колеса)

### 3 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ [1][4]

#### 3.1 Межосевое расстояние:

$$a_w = K_a(u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \text{ где} \quad (7)$$

$u$  - передаточное число для зубчатой передачи;

$M_2$  - вращающий момент на валу колеса, Н\*мм;

$\psi_{BA}$  коэффициент ширины зубчатого венца;

$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$ , где  $K_{H\alpha}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;  $K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;  $K_{H\nu}$  - динамический коэффициент.

## 4 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ [3][5]

### 4.1 Модуль зацепления

$$m_n = (0,01-0,02) a \quad (8)$$

### 4.2 Суммарное число зубьев.

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 \quad (9)$$

для косозубых и шевронных с нормальным модулем:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{m_n}, \text{ где} \quad (10)$$

$\beta$  - угол наклона линии зуба

### 4.3 Число зубьев шестерни и колеса

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{Z_{\Sigma}}{u+1}; \\ Z_2 &= Z_{\Sigma} - Z_1 \end{aligned} \quad (11)$$

По округленным значениям  $Z_1$  и  $Z_2$  уточняем передаточное число

$$u = Z_2/Z_1 \quad (12)$$

### 4.4 Уточняем межосевое расстояние

$$a_w = 0,5 (Z_1 + Z_2) m_n / \cos \beta \quad (15)$$

### 4.5 Делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = z_1 \frac{m_n}{\cos \beta}; d_2 = z_2 \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad (16)$$

#### 4.6 Диаметры вершин и впадин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n \quad (17)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n \quad (18)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n \quad (19)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m_n \quad (20)$$

#### 4.7 Ширина венца шестерни и колеса

$$b_2 = \Psi_{BA} \quad (21)$$

#### 4.8 Окружная скорость в зацеплении

$$v = \frac{d_1 \omega_1}{2} \quad (22)$$

#### 4.9 Силы, действующие в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1} \quad (23)$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (24)$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t * \operatorname{tg} \beta \quad (25)$$

## 5 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ [4][5]

Проверочный расчет на контактную усталость рабочих поверхностей зубьев передачи

$$\delta_n = \frac{270}{a_\omega} \cdot \sqrt{\frac{K_n \cdot M_2 (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq |\delta_n|, \text{ где} \quad (26)$$

$b_2$  - ширина колеса

$K_n$  - коэффициент нагрузки

$$K_n = K_{n\alpha} \cdot K_{n\beta} \cdot K_{n\delta}, \text{ где}$$

$K_{n\alpha}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями

$K_{n\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца

$K_{n\delta}$  - динамический коэффициент

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Мархель, И. И. Детали машин: учебник / И.И. Мархель. – Москва: ФОРУМ; ИНФРА- М, 2008. – 336 с.
2. Олофинская, В. П. Детали машин: Краткий курс и тестовые задания: учеб. пособие / В. П. Олофинская. – 2-е изд. испр. и доп. – Москва: ФОРУМ, 2009. – 207 с.
3. Хруничев, Т. В. Детали машин: Типовые расчеты на прочность: учебное пособие / Т.В. Хруничев. – М.: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2007. – 224 с.: ил.
4. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / А.Е. Шейнблит. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Калининград: Янтарный сказ, 2004. – 455 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / [С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин [и др.]]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: ИНФРА-М, 2014. – 412, [1]с.; ил.