

## Практическая работа №15

Проектный расчет цилиндрической зубчатой передачи.

Ее геометрический, кинематический и силовой расчеты.

### Цель:

- 1) изучить теоретический материал по теме «Зубчатые передачи»;
- 2) научиться рассчитывать основные параметры, размеры и силы в зацеплении зубчатой передачи.

**Задание.** Расчет зубчатой передачи.

Рассчитать основные параметры, размеры и силы в зацеплении закрытой косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора с прирабатывающимися зубьями привода конвейера.

Данные для расчета взять согласно варианта и занести в таблицу 1.

Таблица 1. Исходные данные зубчатой передачи

Передача	Мощность на быстроходном валу (б/х), $P_1$ , кВт	Передачное число, $u_{зуб}$	КПД, $\eta_{зуб}$	Частота вращения б/х вала, $n_1$ , об/мин	Вращающий момент на б/х валу, $M_1$ , Н·м
Зубчатая					

## 1 Предварительный расчет

### 1.1 Выбираем материал шестерни и колеса:

для изготовления зубчатых колес выбираем сталь 40XH с различной термообработкой, а именно:

для шестерни — улучшение, твердость сердцевины  $H_1 = 269...302$  НВ и закалка зуба ТВЧ до твердости на поверхности зубьев  $H_1 = 48...53$  HRC<sub>Э</sub> при диаметре заготовки  $D \leq 200$  мм;

для колеса — улучшение, средняя твердость сердцевины  $H_2 = 269...302$  НВ

### 1.2 Определяем базовый предел контактной выносливости, $\sigma_{Hlimb}$ , МПа:

$$\sigma_{Hlimb1} = 17H_{1cp} + 200; \quad (1)$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2H_{2cp} + 70, \quad (2)$$

где  $\sigma_{Hlimb1}$ ,  $\sigma_{Hlimb2}$  – базовые пределы выносливости,

$H_{1cp}$  – средняя твердость сердцевины шестерни,

$H_{2cp}$  – средняя твердость сердцевины колеса.

### 1.3 Определяем допускаемые контактные напряжения, $[\sigma_{Hi}]$ , МПа:

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlimb1} Z_N / S_H; \quad (3)$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlimb2} Z_N / S_H, \quad (4)$$

где  $Z_N$  — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем  $Z_N \approx 1$ ;

$S_H$  — коэффициент запаса прочности,  $S_H = 1,1$  (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

### 1.4 Определяем условное допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H]$ , МПа:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \quad (5)$$

при этом должно выполняться условие  $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]^1$  (6)

### 1.5 Определяем базовый предел выносливости зубьев при изгибе, $\sigma_{Flimb}$ , МПа:

$$\sigma_{Flimb1} = 550 \text{ МПа}; \quad (7)$$

$$\sigma_{Flimb2} = 1,75H_{2cp} \quad (8)$$

<sup>1</sup>При невыполнении условия прочности более чем на 5% необходимо заменить марку материала или вид термообработки зубчатых колес.

1.6 Определяем допустимое напряжение изгиба зубьев,  $[\sigma_{Fi}]$  МПа:

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flimb1} Y_N \cdot Y_A / S_F; \quad (9)$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{Flimb2} Y_N \cdot Y_A / S_F, \quad (10)$$

где  $Y_N$  — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем  $Y_N \approx 1$ ;

$Y_A$  — коэффициент реверсивности нагрузки,  $Y_A = 1$  — при неререверсивной работе;

$S_F$  — коэффициент запаса прочности,  $S_F = 1,7$  (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

## 2 Проектировочный расчет

2.1 Определяем межосевое расстояние,  $a_w$ , мм:

$$a_w \geq K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}} \quad (11)$$

где  $M_1$  — вращающий момент, действующий на валу шестерни, Н·м;

$\Psi_{ba}$  — коэффициент ширины зубчатого колеса по межцентровому расстоянию, выбирается из стандартного ряда:  $\Psi_{ba} = 0,2; 0,25; 0,315; 0,4$ .

$K_{H\beta}$  — коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии,  $K_{H\beta} = 1,022$ ;

$K_a$  — вспомогательный коэффициент, для косозубых передач  $K_a = 410 \text{ КПа}^{1/3}$ ;

$u_{зуб}$  — передаточное число зубчатой передачи.

Полученное значение  $a_w$  округляют до ближайшего большего стандартного значения: 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500.

2.2 Определяем ширину зубчатого венца,  $b_i$ , мм:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w; \quad (12)$$

$$b_1 = b_2 + 5 \quad (13)$$

2.3 Определяем нормальный модуль зубьев колес,  $m_n$ , мм:

$$m_n \geq K_m \frac{M_1 \cdot K_{F\beta} (u + 1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_{F2}]}, \quad (14)$$

где  $K_m$  — вспомогательный коэффициент, для косозубых колес  $K_m = 2,8 \cdot 10^3$ ;

$K_{F\beta}$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий,  $K_{F\beta} = 1,017$ .

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения: 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,25; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 8,0; 9,0; 10.

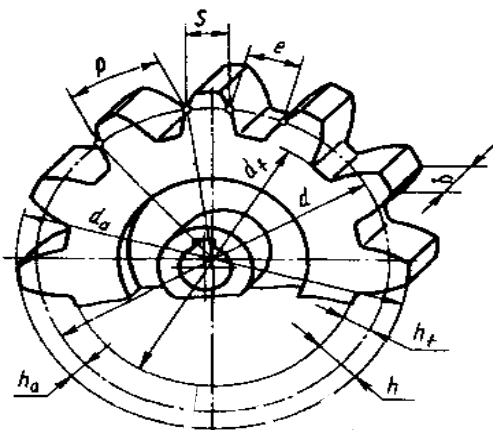


Рисунок 1. Геометрические параметры  $\beta$ , градус

2.4 Определяем угол наклона зубьев,  $\beta_{min}$ , градус:

$$\beta_{min} = \arcsin(4 \cdot m_n / b_2) \quad (15)$$

2.5 Определяем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = 2a_w \cos \beta_{min} / m_n \quad (16)$$

2.6 Определяем числа зубьев колес:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u_{зуб} + 1); \quad (17)$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 \quad (18)$$

2.7 Определяем фактический угол наклона зуба,

$$\beta = \arccos(0,5 z_{\Sigma} \cdot m_n / a_w) \quad (19)$$

### 3. Расчет геометрических, кинематических и силовых параметров передачи

При расчетах все линейные и угловые параметры передачи следует округлять с точностью до третьего знака после запятой.

Изобразить рис. 1 и написать название всех параметров цилиндрического эвольвентного колеса.

3.1 Определяем делительный диаметр зубьев колес,  $d_i$ , мм:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta ; \quad (20)$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta \quad (21)$$

3.2 Определяем диаметр вершин зубьев колес,  $d_{ai}$ , мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n ; \quad (23)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n. \quad (24)$$

3.3 Определяем диаметр впадин зубьев колес,  $d_{fi}$ , мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n ; \quad (25)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n. \quad (26)$$

3.4 Определяем окружную скорость колес,  $v$ , м/с:

$$v = \pi d_1 \cdot n_1 / 60000 \quad (27)$$

Назначаем степень точности передачи :

Степень точности передачи            6    7    8    9

Окружная скорость колес (max), м/с 30   15   10   4

3.5 Определяем усилия в зубчатом зацеплении (рис. 2):

$$\text{Окружная сила (Н): } F_{t1} = 2000 \cdot M_1 / d_1 \quad (28)$$

$$\text{Радиальная сила (Н): } F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta \quad (29)$$

$$\text{Осевая сила (Н): } F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (30)$$

где  $\alpha$  — угол зацепления,  $\alpha = 20^\circ$ .

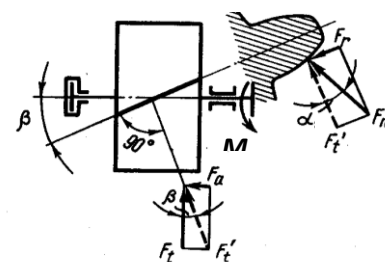


Рисунок 2. Схема сил, действующих в косозубой

Рассчитанные параметры зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу 2

Таблица 2. Параметры зубчатой передачи

Параметры	Значения
Делительный диаметр колеса; $d_2$ , мм	
Диаметры вершин зубьев колес, мм	$d_{a1}, d_{a2}$
Ширины венцов зубчатых колес; мм	$b_1, b_2$
Нормальный модуль зубьев колес; $m_n$ , мм	
Число зубьев колес	$z_1, z_2$
Угол наклона зубьев колес, $\beta$ , градус	
Межосевое расстояние передачи; $a_w$ , мм	
Силы, действующие в зацеплении, Н	$F_{t1} = F_{t2}; F_{r1} = F_{r2}; F_{a1} = F_{a2}$

Примечание. Чертеж схемы зубчатой передачи должен иметь два вида передачи: сверху и сбоку. На чертеже должны быть проставлены габаритные размеры передачи, межосевое расстояние, числа и нормальный модуль зубьев колес, значение и направление угла наклона зубьев колес, направление и значение скорости вращения шестерни (рис. 3).

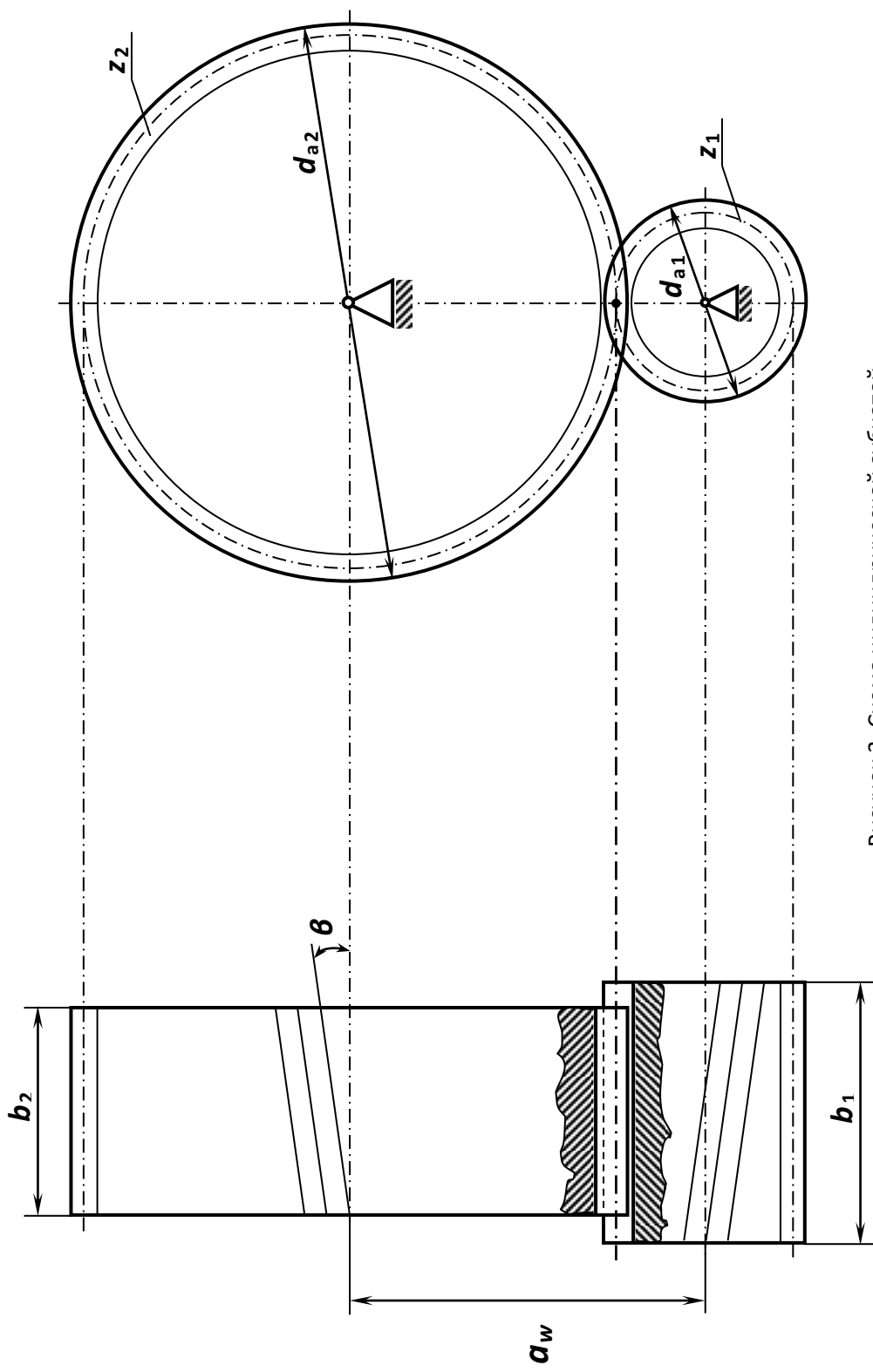


Рисунок 3. Схема цилиндрической зубчатой