

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА

4. Проверочный расчет зубьев передачи на контактную прочность

Проверочный расчет проводится после выполнения эскиза механизма с конструкторской проработкой. *Для последней пары!*
Условие контактной прочности рабочих поверхностей зубьев

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hpr} \quad (1.5)$$

где σ_H — расчетные контактные напряжения; σ_{Hpr} — допускаемое контактное напряжение (см. разд. 2.7).

Расчетные контактные напряжения:
для цилиндрической передачи

$$\sigma_H = z_H z_M z_E \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_i} \cdot \frac{(u_i + 1)}{u_i}} \quad (1.6)$$

~~для конической передачи~~

~~$$\sigma_H = z_H z_M z_E \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1 + 2u \cos \Sigma}}{u}}$$~~

~~Коэффициент v_H учитывает изменение нагрузочной способности конической передачи по сравнению с цилиндрической в силу конструктивных отличий: $v_H = 0,85$ для прямозубых передач, $v_H = 0,8 + 0,15u$ для косозубых передач с высокой поверхностной твердостью; $v_H = 1,2 + 0,2u$ для косозубых передач при твердости менее 350 НВ~~

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА. СТР 2

4.1. Определение коэффициентов z_H, z_M, z_E , входящих в формулы (1.6) и (1.7)

4.1.1. Коэффициент z_H , учитывающий форму сопряженных поверхностей зуба:

$$z_H = \frac{\cos \beta}{\sqrt{\cos \alpha_{f_w} \cdot \sin \alpha_w}} \quad z_H = 1,76$$

Для колес, нарезанных без смещения или со смещением $x_1 + x_2 = 0$, углы зацепления $\alpha_{f_w} = \alpha_w = 20^\circ$, тогда для цилиндрических передач $z_H = 1,76 \cos \beta$; для конических передач $z_H = 1,76 \cos \beta_m$.

4.1.2. Коэффициент z_M , учитывающий упругие свойства материалов зубьев

$$z_M = \sqrt{0,35 E} \quad (\text{для стальных зубьев } z_M = 270 \text{ МПа}^{1/2}). \quad z_M = 190$$

4.1.3. Коэффициент z_E , учитывающий суммарную длину контактных линий в зацеплении

Для прямых зубьев ($\beta = 0$) $z_E = 1$, для косых — $z_E = \sqrt{\frac{1}{K_1 \epsilon_\alpha}}$.
Коэффициенты ϵ_α и K_1 определены в п. 2.8.4.

4.2. Удельная расчетная окружная сила при определении контактных напряжений w_{Ht}

$$w_{Ht} = \frac{F_t \cdot i}{b_i} \cdot K_\alpha \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \quad w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \quad F_t = \frac{2T_1}{d_i} \quad \begin{matrix} T_1 - \text{II} - d_1 \\ T_2 - \text{III} - d_2 \\ T_3 - \text{IV} - d_3 \end{matrix}$$

где F_t — окружная сила в зацеплении (Н); для цилиндрической передачи $F_t = \frac{2T_1}{d_1} K_\beta$ ($d_1 = d_{n1}$ — делительный диаметр шестерни); для конической — $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} K_\beta$ ($d_{m1} = m_{nm} z_1$ — средний диаметр конической шестерни).

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{H\beta}$ определены в пп. 2.8.1 и 2.8.2.

Коэффициент $K_{HV} = 1 + \frac{w_{HV} \cdot b_i}{F_t}$, где w_{HV} — удельная окружная динамическая нагрузка:

$$w_{HV} = \begin{matrix} v_2 - \text{Э-II} \\ v_3 - \text{Л-II} \\ v_4 - \text{Л-I} \end{matrix}$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{w_{HV} \cdot b_i}{F_t}$$

$K_{H\alpha} = 1$
 $K_{H\beta} = \text{см.}$

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА. СТР 3

$d_{w12} \leftarrow z_{11} \rightarrow u_{12}$
 $d_{w2'3} \leftarrow z_{11} \rightarrow u_{2'3}$
 $d_{w3'4} \leftarrow z_{11} \rightarrow u_{3'4}$

для цилиндрических передач $\sigma_H = \delta_H \delta_o V \sqrt{\frac{a_w}{u}} \leq \sigma_{HV}$
 для конических передач $\sigma_H = \delta_H \delta_o V \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{2u}} \leq \sigma_{HV}$

В последних формулах V — окружная скорость в зацеплении:

для цилиндрических передач $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}$ м/с; $d_1 \leftarrow z_{11} \rightarrow n_{I}$
 $d_2' \leftarrow z_{11} \rightarrow n_{II}$
 $d_3' \leftarrow z_{11} \rightarrow n_{III}$

~~для конических передач $V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 10^3}$ м/с;~~

δ_H — коэффициент, учитывающий модификацию головки зуба и твердость рабочих поверхностей (табл. 1.15)

Таблица 1.15

Твердость контактных поверхностей зубьев колес и шестерни	Вид зубьев	δ_H
$HRC_2 \leq HRC_3 \leq 350$	Прямые без модификации головок	0,006
	Прямые с модификацией головок	0,004
	Косые	0,002
$HRC_1 \geq HRC_2 > 380$ $HRC > 35$	Прямые без модификации головок	0,014
	Прямые с модификацией головок	0,010
	Косые	0,004

δ_o — коэффициент, учитывающий погрешность зацепления по шагу (табл. 1.16); σ_{HV} — предельное значение удельной окружной динамической силы (табл. 1.16)

Таблица 1.16

Модуль m , мм	Ступень точности по нормам иластности 1643-72							
	5		6		7		8	
	δ_o	σ_{HV}	δ_o	σ_{HV}	δ_o	σ_{HV}	δ_o	σ_{HV}
до 3,55	28	85	38	160	47	240	56	380
свыше 3,55 до 10	31	105	42	194	53	310	61	410

2.3.2. Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов:

$$K_{H\beta} = \sqrt{1 + c_{\theta} \sqrt{\psi_{ba} c_H c_{ob}}} ; \quad \psi_{ba} - \text{задано}$$

где c_H — коэффициент, учитывающий относительную твердость контактных поверхностей, что сказывается на качестве приработки: $c_H = \sqrt{\frac{HB_1}{600} \cdot \frac{HB_2}{600}} = \sqrt{\frac{HRC_1}{60} \cdot \frac{HRC_2}{60}}$; c_{θ} — коэффициент, учитывающий влияние расположения колес относительно опор. Разница углов прогиба валов в местах расположения колес приводит к относительному перекосу зубчатых венцов шестерни и колес (рис. 1.4); c_{ob} — коэффициент, учитывающий влияние смятения краев обода колеса (рис. 1.5), компенсирующего перекос венцов шестерни и колеса.

для Д-I и Д-II

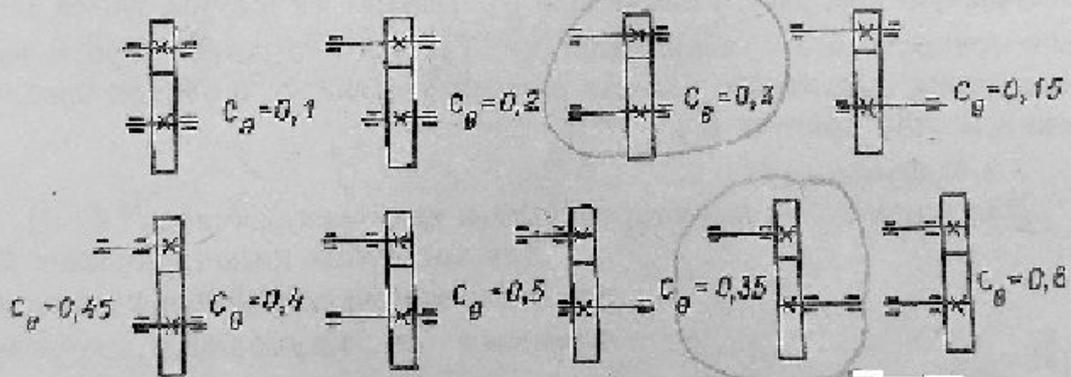


Рис. 1.4

для Д-II

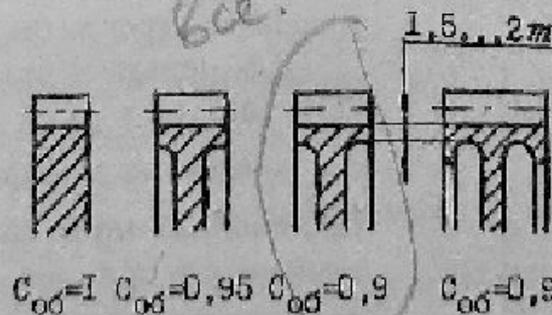


Рис. 1.5

Для определения коэффициента c_{ob} можно воспользоваться таблицей