



**Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»
(ФГБОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН»)**

Институт автоматизации и робототехники

Кафедра робототехники и мехатроники

Дисциплина «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование»

**Курсовая работа
на тему:
«Приводной модуль поворота звена мехатронного устройства»**

Задание №27

Выполнил:

студент группы АДБ-17-11 Абдулзагиров М.М.
(ФИО)

(подпись)

Принял

преподаватель:

Егоров О.Д.
(ФИО)

(подпись)

Оценка: _____

Дата: _____

Москва 2019

Расчёт цилиндрической прямозубой реверсивной передачи

Провести расчёт цилиндрической прямозубой реверсивной зубчатой передачи, если известен вращающий момент на шестерне 1 $T_1 = 11 \text{ Н*м}$, частота вращения колеса $n_{K_2}=86$ об/мин и передаточное отношение передачи $U = 2,7$.

Выбираем материал шестерни 1 и колеса 2 Сталь 45 объёмной закалки с твёрдостью $HRC = 48$.

Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL}.$$

σ_{Hlimb} —предел контактной выносливости.

$$\sigma_{Hlimb1,2} = 17HRC + 200 = 17 * 48 + 200 = 1016 \text{ МПа}.$$

Коэффициент долговечности принимаем $K_{HL} = 1$.

$S_H=1,2$ – коэффициент безопасности.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL} = \frac{1016}{1,2} * 1 = 847 \text{ МПа}.$$

Предельное допускаемое изгибное напряжение:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FL} K_{FC}.$$

где предел изгибной выносливости для шестерни и колеса:

$$\sigma_{Flimb,2} = 525 \text{ МПа}.$$

$S_F = 1,55 \dots 1,7$ – коэффициент безопасности. Принимаем $S_F=1.6$

$K_{FL} = 1$ – коэффициент долговечности.

$K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент реверсивности. Принимаем $K_{FC} = 0,75$

Допускаемое изгибное напряжение для шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{F1,2} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FL} K_{FC} = \frac{525}{1,6} * 0,75 = 246,093 \text{ МПа}$$

Проектный расчёт передачи

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (U + 1)}{\psi_{bd} [\sigma]_H^2 U}} = 770 \sqrt[3]{\frac{11 * 1,01 (2,7 + 1)}{0,4 * 847^2 * 2,7}} = 28,93 \text{ мм}$$

Принимаем $d_1 = 29 \text{ мм}$.

где $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Его определяют в зависимости от степени точности передачи по таблицам в зависимости от окружной скорости шестерни. Принимаем $K_{H\beta} = 1,01$.

$K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$ – для стальных прямозубых колес;

ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца. $\psi_{bd} = 0,2 \dots 0,6$. Принимаем $\psi_{bd} = 0,4$.

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 * 10^3} = \frac{3,14 * 29 * 232,2}{60 * 10^3} = 0,352 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Где n_1 – частота вращения шестерни.

$$n_1 = n_2 U = 86 * 2,7 = 232,2 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Выбираем степень точности передачи СТ=7. Тогда $K_{H\beta} = 1,03$.

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = d_1 U = 29 * 2,7 = 78,3 \text{ мм}$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 (U + 1)}{2} = \frac{29 (2,7 + 1)}{2} = 53,65 \text{ мм}.$$

Модуль зубьев из условия контактной выносливости:

$$m \geq (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) 53,65 = (0,536 \dots 1,073) \text{ мм}$$

Модуль зубьев из условия изгибной выносливости:

$$m \geq \frac{2 K_m T_2}{d_2 b_w [\sigma]_F} = \frac{2 * 6,8 * 28,512 * 10^3}{78,3 * 11,6 * 246,093} = 1,73 \text{ мм}.$$

Здесь T_2 - вращающий момент на колесе 2.

$$T_2 = T_1 U \eta = 11 * 2,7 * 0,96 = 28,512 \text{ Н * м} = 28,512 * 10^3 \text{ Н * мм}.$$

η - коэффициент полезного действия зубчатой передачи.

$$\eta = \eta_3 \eta_{\pi}^2 = 0,98 * 0,99^2 = 0,96.$$

$K_m = 6,8$ – для прямозубых колес.

b_w - ширина зубчатого венца.

$$b_w = \psi_{bd} d_1 = 0.4 * 29 = 11,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_w = 11,6$ мм; Принимаем $\psi_{bd} = 0,4$ - коэффициент ширины зубчатого венца.
Окончательно выбираем модуль по стандарту $m = 1,5$ мм.

Вычисляем число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{29}{1,5} = 19,33;$$

Принимаем $z_1 = 19$.

$$z_1 = 19 \geq z_{min} = 17.$$

Округляем полученное значение до целого числа и уточняем значение делительного диаметра:

$$d_1 = m z_1 = 1,5 * 19 = 28,5 \text{ мм.}$$

Находим число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 U = 19 * 2.7 = 51,3.$$

Принимаем $z_2 = 52$.

Округляем до целого значения и уточняем величину его делительного диаметра:

$$d_2 = m z_2 = 1,5 * 52 = 78 \text{ мм.}$$

Вычисляем новое значение межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{28,5 + 78}{2} = 53,25 \text{ мм.}$$

и действительное значение передаточного отношения:

$$U_d = \frac{z_2}{z_1} = \frac{52}{19} = 2,736.$$

$$\Delta U = \frac{U_d - U}{U} * 100\% = \frac{2.736 - 2.7}{2.7} * 100\% = 1,36\% < [\Delta U] = 4\%.$$

Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\epsilon_\alpha = 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{52} \right) = 1.65$$

Расчет цилиндрической зубчатой передачи на контактную выносливость.

Условие контактной выносливости:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}(U+1)}{d_1 U}} \leq [\sigma]_H.$$

Где $Z_H=1,76$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$$Z_H = 1,76 * \cos \beta = 1,76 * \cos 0^\circ = 1,76.$$

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес;
 Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линии.

Для прямозубых колёс:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.65}{3}} = 0,885.$$

Удельная расчетная окружная сила:

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{2 * 10^3 T_1}{b_w d_1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{2 * 10^3 * 11}{11,6 * 28,5} 1 * 1,01 * 1,04 = 69,899 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

$K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{Hv}$ – находим по таблицам для 7 степени точности:

$K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

$$K_{H\alpha} = 1 \text{ — для прямозубых колес.}$$

$K_{H\beta} = 1,01$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки;

$$K_{Hv} = 1,04 \text{ — для прямозубых колёс.}$$

Вычисляем контактное напряжение:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}(U+1)}{d_1 U}} = 1,76 * 275 * 0,885 \sqrt{\frac{69,899(2,7+1)}{28,5 * 2,7}} = 785,272 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H = 785 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 847 \text{ МПа.}$$

Условие контактной выносливости выполняется.

Проверочный расчёт зубьев на выносливость при изгибе

Условие изгибной выносливости:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma]_F.$$

По таблице выбираем значение коэффициентов форма зуба:

$$Y_{F1} = 4,07. \quad Y_{F2} = 3.65.$$

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}.$$

для прямозубых колёс $Y_\varepsilon = 1$.

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140} = 1.$$

Вычисляем удельную расчётную окружную силу:

$$W_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = \frac{2 * 10^3 T_1}{b_w d_1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{2 * 10^3 * 11}{11,6 * 28,5} 1 * 1,03 * 1,08 = 74,025 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Где F_t – окружная сила;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;

$$K_{F\alpha} = 1 \text{ — для прямозубых колёс;}$$

Коэффициенты $K_{F\beta}$ и K_{Fv} находим по таблице.

$K_{F\beta}=1,03$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки.

$$K_{Fv} = 1,08 \text{ — для прямозубых колёс;}$$

Вычисляем изгибное напряжение:

-для шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m} = 4,07 * 1 * 1 \frac{74,025}{1,5} = 200,854 \text{ МПа.}$$

-для колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} \frac{W_{Ft}}{m} = 3.65 * 1 * 1 \frac{74,025}{1,5} = 180.128 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F1} = 200,854 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 328 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = 180.128 \text{ МПа} < [G]_{F2} = 328 \text{ МПа}$$

Условия выполняются.

Силы в зацеплении

Силы в зацеплении двух прямозубых цилиндрических колёс 1 и 2:

-окружная сила:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 * 10^3 * 11}{28,5} = 771,93 \text{ Н}$$

-радиальная сила:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = 771,93 * \operatorname{tg} 20^\circ = 280.96 \text{ Н}$$

-нормальная сила:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} = 771,93 * \operatorname{tg} 20^\circ = 821.47 \text{ Н}$$

При нарезании зубьев инструментальной рейкой без смещения $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.