

Эта часть работы выложена в ознакомительных целях. Если вы хотите получить работу полностью, то приобретите ее воспользовавшись формой заказа на странице с готовой работой:

<https://studservis.ru/kurovaya-rabota/353840>

Тип работы: Курсовая работа

Предмет: Механика (другое)

- 1 Техническая характеристика механизма 2
- 2 Предварительный кинематический расчет 4
- 3 Энергетический расчет механизма и выбор электродвигателя 4
- 4 Уточненный кинематический расчет механизма 5
- 5 Предварительный силовой расчет 6
- 6 Выбор материалов для зубчатых колес, метод их упрочнения 7
- 7 Расчеты на прочность зубчатых колес 7
- 7.1 Общие сведения о расчетах на прочность зубьев 7
- 7.2 Проектировочные расчеты на выносливость зубьев и вычерчивание эскизных компоновок зубчатых венцов 14
- 7.3 Проверочные расчеты зубьев на выносливость и на прочность при кратковременных нагрузках 15
- 8 Предварительный расчет на прочность валов, подбор подшипников 16
- 9 Расчет размеров обода и ступиц колес 27
- 10 Расчет основных размеров корпусных деталей 31
- 11 Формирование эскизной компоновки редуктора 32
- Заключение 34
- Список использованных источников 35

- 1 Техническая характеристика механизма

Рисунок 1 – Кинематическая схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – рама; 4 – редуктор; 5 – муфта; 6 – полигональное сито

Мощность движущих сил, действующих на муфту 5, $P = 3$ кВт, частота вращения муфты 5 $n = 28$ об/мин.

Рисунок 2 - Кинематическая схема редуктора привода

Передаточное отношение быстроходной передачи: $i_B = k \cdot \sqrt{i_p}$

где i_p - передаточное отношение редуктора;

k - изменяется от 1,2 до 1,25.

Электромеханический привод, показанный на кинематической схеме, передает энергию вращательного движения от электродвигателя поз. 1 полигональному ситу поз. 6. Проектируемый в данной работе привод состоит из электродвигателя поз.1, муфты поз.2, двухступенчатого цилиндрического редуктора поз.3, и муфты поз.5. Редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью, тихоходной ступенью, зубчатые передачи прямозубые. Выходной вал редуктора через муфту соединен с полигональным ситом.

Проектируем редуктор с раздвоенным потоком мощности быстроходной ступени. Симметричное расположение колес относительно опор позволяет устранить концентрацию нагрузки по длине зубьев от изгиба валов, особенно для плохо прирабатывающихся колес с твердостью рабочих поверхностей зубьев $HV > 350$. Мощность движущих сил, действующих на муфту 5, $P = 3$ кВт, частота вращения муфты 5 $n = 28$ об/мин.

- 2 Предварительный кинематический расчет

Найдем коэффициент полезного действия (КПД) привода:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_{1П} \cdot \eta_{2П} \cdot \eta_{2ПШ} \cdot \eta_{3Ш} = 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.97 \cdot 0.99 \cdot 0.99 = 0.89.$$

Расчетная (требуемая) мощность электродвигателя, кВт:

$$P_{дв} = P_{вых} / \eta = 3000 / 0.89 = 3370 \text{ Вт}.$$

Передаточное число привода:

$$u_{\max} = u_{(3П1 \max)} \cdot u_{(3П2 \max)} = 6 \cdot 5 = 30;$$

$$u_{\min} = u_{(\text{рем. min})} \cdot u_{(3П1 \min)} \cdot u_{(3П2 \min)} = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8;$$

$$u = u_{(3П1)} \cdot u_{(3П2)} = 5.5 \cdot 4.6 = 25.3.$$

Действительное передаточное число привода:

$$u = n_{\text{ном}} / n_{\text{вых}} = 716 / 28 = 25.57.$$

Разбивка передаточного числа привода по ступеням:

$$u_{(\text{ред.})} = u_{(3П1)} \cdot u_{(3П2)} = 6 \cdot 4.3 = 25.8$$

3 Энергетический расчет механизма и выбор электродвигателя

Составим схему передачи энергии, определим мощность двигателя, которую он должен развивать, обеспечив мощность движущих сил, действующих на муфту 5, $P = 3$ кВт.

Расчетная $\max$ и $\min$ частота вращения вала электродвигателя, об/мин:

$$n_{(\text{дв. max})} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\max} = 28 \cdot 30 = 840 \text{ об/мин};$$

$$n_{(\text{дв. min})} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\min} = 28 \cdot 8 = 224 \text{ об/мин}.$$

Выбор электродвигателя (по ГОСТ):

$$P_{\text{ном}} \geq P_{\text{дв.}},$$

$n_{(\text{дв. min})}$ Выбираем электродвигатель АИР132S8; $P_{(\text{ном.})} = 4$ кВт; $n_{\text{ном}} = 716$ об/мин. Двигатель допускает кратковременные перегрузки $M_{\text{пуск}} / M_{\text{ном}} = 1.8$.

4 Уточненный кинематический расчет механизма

$$n_{\text{ном}} = 716 \text{ об/мин}$$

$$n_{\text{Б}} = n_{\text{ном}} \text{ об/мин};$$

$$n_{\text{П}} = n_{\text{Б}} / i_{3П1} = 716 / 6 = 119.3 \text{ об/мин};$$

$$n_{\text{Т}} = n_{\text{П}} / i_{3П2} = 119.3 / 4.3 = 27.7 \text{ об/мин};$$

$$\omega_{\text{ном}} = (\pi \cdot n_{\text{ном}}) / 30 = (3.14 \cdot 716) / 30 = 75 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{Б}} = (\pi \cdot n_{\text{Б}}) / 30 = (3.14 \cdot 716) / 30 = 75 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{П}} = (\pi \cdot n_{\text{П}}) / 30 = (3.14 \cdot 119.3) / 30 = 12.5 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{Т}} = (\pi \cdot n_{\text{Т}}) / 30 = (3.14 \cdot 27.7) / 30 = 2.9 \text{ с}^{-1}.$$

5 Предварительный силовой расчет

Мощности моментов сил, вращающих быстроходный, промежуточный и тихоходный валы:

$$P_{\text{дв}} = 3.37 \text{ кВт}$$

$$P_{\text{Б}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ш}} (\text{подш.}) = 3.37 \cdot 0.98 \cdot 0.99 = 3.27 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{П}} = P_{\text{Б}} \cdot \eta_{3П1} \cdot \eta_{\text{ш}} (\text{подш.}) = 3.27 \cdot 0.97 \cdot 0.99 = 3.14 \text{ Вт};$$

$$P_{\text{Т}} = P_{\text{П}} \cdot \eta_{3П2} \cdot \eta_{\text{ш}} (\text{подш.}) = 3.14 \cdot 0.97 \cdot 0.99 = 3.0 \text{ Вт}.$$

Найдем крутящие моменты, действующие на быстроходный, промежуточный и тихоходный валы:

$$M_{\text{дв}} = P_{\text{дв}} / \omega_{\text{ном}} = 3.37 / 75 = 44.9 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{Б}} = P_{\text{Б}} / \omega_{\text{ном}} = 3.27 / 75 = 43.6 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{П}} = P_{\text{П}} / \omega_{\text{Б}} = 3.14 / 12.5 = 251.2 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{Т}} = P_{\text{Т}} / \omega_{\text{Т}} = 3.0 / 2.9 = 1034 \text{ Нм}.$$

Таблица 1. Силовые и кинематические параметры привода

Тип двигателя АИР132S8 $P_{\text{ном}} = 4$ кВт; $n_{\text{ном}} = 716$ об/мин

Пара-метр Передача Параметр Вал

Закрытая

(редук-тор)

Муф-та Дви-

гате-

ля Редуктора Приводной

рабочей
машины

I II Быстро-ход-ный Проме-жуточ-ный Тихо-ход-ный

Переда-точное число и 6 4,3 - Расчетная мощность P, кВт 3,37 3,27 3,14 3,0 3,0

Угловая скорость ω , 1/с 75 75 12,5 2,9 2,9

КПД

η 0,97 0,97 0,98 Частота вращения n, об/мин 716 716 119,3 27,7 27,7

Вращаю-щий момент

M, Н•м 44,9 43,6 251,2 1034 1034

6 Выбор материалов для зубчатых колес, метод их упрочнения

Проектируемый редуктор относится к изделиям индивидуального производства, поэтому можем взять более качественный материал Сталь 40Х.

Для упрочнения поверхности зубьев назначим термообработку «улучшение» и учтем, что твердость шестерни должна быть приблизительно на 20...30 единиц по шкале Бринелля больше твердости колеса.

Принимаем для быстроходной передачи: шестерня – 300 HB; колесо 270 HB.

Принимаем для тихоходной передачи: шестерня – 270 HB; колесо 240 HB.

Назначим ресурс проектируемого изделия, что данный редуктор должен работать 5 лет непрерывно 365 дней в году, 24 часа.

$L_h = 43800$ ч.

Определение числа циклов перемены напряжений:

$N_b = 573 \omega_b L_h = 573 \cdot 75 \cdot 5 \cdot 365 \cdot 24 = 1882305000$;

$N_p = 573 \omega_p L_h = 573 \cdot 12,5 \cdot 5 \cdot 365 \cdot 24 = 313717500$;

$N_t = 573 \omega_t L_h = 573 \cdot 2,9 \cdot 5 \cdot 365 \cdot 24 = 72782460$.

7 Расчеты на прочность зубчатых колес

7.1 Общие сведения о расчетах на прочность зубьев

Определение допускаемых контактных напряжений:

а) Первая ступень:

Шестерня быстроходного вала (300 HB)

$[\sigma]_{H1} = 1,8 \sqrt{HB_{cp}} + 67 = 1,8 \cdot 300 + 67 = 607 \text{ МПа}$;

$[\sigma]_{F1} = 1,03 \sqrt{HB_{cp}} = 1,03 \cdot 300 = 309 \text{ МПа}$.

Колесо промежуточного вала (270 HB)

$[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{H2} = 1,8 \sqrt{HB_{cp}} + 67 = 1,8 \cdot 270 + 67 = 553 \text{ МПа}$;

$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = 1,03 \sqrt{HB_{cp}} = 1,03 \cdot 270 = 278,1 \text{ МПа}$.

б) Вторая ступень:

Шестерня промежуточного вала (270 HB)

$[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{H2} = 1,8 \sqrt{HB_{cp}} + 67 = 1,8 \cdot 270 + 67 = 553 \text{ МПа}$;

$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = 1,03 \sqrt{HB_{cp}} = 1,03 \cdot 270 = 278,1 \text{ МПа}$.

Колесо тихоходного вала (240 HB)

$[\sigma]_{H2} = 1,8 \sqrt{HB_{cp}} + 67 = 1,8 \cdot 240 + 67 = 499 \text{ МПа}$;

$[\sigma]_{F2} = 1,03 \sqrt{HB_{cp}} = 1,03 \cdot 240 = 272,2 \text{ МПа}$;

$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$.

Таблица 2. Механические характеристики материалов зубчатой передачи

Элемент передачи Марка стали Dперед Термооб-работка HB1 ср. σ_B σ_{-1} $[\sigma]_H$ $[\sigma]_F$

Сперед HB2 ср. МПа

Шестерня

Колесо Сталь 40Х

Сталь 40Х 125

80 У

У 300

270 900
900 410
410 522 278
Шестерня
Колесо Сталь 40Х
Сталь 40Х 125
125 У
У 270
240 900
790 410
375 473 272

Первая ступень

Межосевое расстояние:

$$a_w \geq K_a (u+1) \sqrt[3]{((M_2 \cdot 10^3)/(\psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2))} K_{(H \beta)} \geq 49.5(6+1) \sqrt[3]{((251,2 \cdot 10^3)/(0.4 \cdot 6^2 \cdot 553^2))} \cdot 1 \geq 133,5 \text{ мм.}$$

Согласно ряду R40 принимаем $a_w = 130$ мм.

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = 2au/(u+1) = (2 \cdot 130 \cdot 6)/7 = 222,9 \text{ мм}$$

Ширина колеса: $b_2 = \Psi_{ab} \cdot a = 0.4 \cdot 130 = 52$.

Модуль зацепления:

$$m = (2K_m T_2 \cdot 10^3)/(d_2 b_2 [\sigma]_F) = (2 \cdot 5.8 \cdot 251,2 \cdot 10^3)/(222,9 \cdot 52 \cdot 278.1) = 0,9 \text{ мм};$$

принимаем $m = 1,5$, принимаем модуль больше, чтобы диаметр вала не оказался больше диаметра впадин шестерни.

Суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = (2a_w)/m = (2 \cdot 130)/1.5 = 173.$$

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = z_\Sigma/(1+u) = 173/7 = 24,7.$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 173 - 25 = 148.$$

Фактическое передаточное отношение

$$u_\phi = z_2/z_1 = 148/25 = 5,92;$$

$$\Delta u = |u_\phi - u|/u \cdot 100\% = |5,92 - 6|/6 \cdot 100\% = 1,3\%.$$

Фактическое межосевое расстояние:

$$a_w = (z_1 + z_2)m = (25 + 148) \cdot 1,5 = 259,5 \text{ мм.}$$

1. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998.

2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. Изд-е 2.-Калининград: Янтарный сказ, 1999.

3. Чернавский С.А. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1988.

4. Ануриев В.И. Справочник конструктора –машиностроителя. – М.: Машиностроение, 1982.

Эта часть работы выложена в ознакомительных целях. Если вы хотите получить работу полностью, то приобретите ее воспользовавшись формой заказа на странице с готовой работой:

<https://stuservis.ru/kurovaya-rabota/353840>