

Оглавление

Введение	5
1. Общий расчет привода.....	7
1.1 Кинематическая схема и ее анализ. Исходные данные	7
Привод лопастного питателя	7
1.2 Выбор электродвигателя	7
1.3 Кинематический расчет привода	8
1.4 Силовой расчет привода.....	9
2. Расчёт одноступенчатого редуктора с цилиндрической прямозубой и косозубой передачей	11
2.1 Выбор материала и термической обработки колес	11
2.2 Допускаемые контактные напряжения	11
2.3 Допускаемые изгибные напряжения	13
2.4 Проектировочный и проверочный расчеты прямозубой передачи	15
2.4.1 Межосевое расстояние	15
2.4.2 Предварительные основные размеры прямозубого колеса	16
2.4.3 Модуль передачи (зацепления).....	16
2.4.4 Фактическое передаточное число	18
2.4.5 Размеры колеса прямозубой передачи.....	18
2.4.6 Силы в зацеплении.....	20
2.4.7 Степень точности зацепления.....	21
2.4.8 Проверочный расчет зубьев колеса.....	21
2.5 Эскизное проектирование цилиндрической прямозубой и косозубой передачи.....	26
2.5.1 Геометрические размеры входного вала	26
2.5.2 Геометрические размеры выходного вала.....	27
2.5.3 Выбор подшипников валов	28
2.5.4 Эскизная компоновка передачи.....	28
3. Проверочный расчет выходного вала	30
3.1 Определение неизвестных внешних нагрузок – реакций в опорах	31
3.2 Определение изгибающих и крутящих моментов по длине вала	32

и построение эпюор $M_x(z)$, $M_y(z)$	32
3.3 Выбор материала. Расчет вала на статическую прочность.....	35
4. Проверочный расчёт подшипников выходного вала редуктора	37
4.1 Методика и пример расчета шарикового радиального однорядного подшипника выходного вала цилиндрического прямозубого редуктора	37
4.1.2 Расчет динамической грузоподъемности	38
5. Расчет шпоночного соединения вал-стуница выходного вала цилиндрического редуктора.....	40
5.1 Расчётная схема. Исходные данные.....	40
5.2 Выбор и расчёт основных параметров шпонки	40
5.3 Проверочный расчёт шпоночного соединения на прочность	41
6. Выбор и расчет муфты для соединения вала электродвигателя с цилиндрическим концевым участком входного вала цилиндрического редуктора.....	42
Заключение.....	43
Список литературы.....	44

Введение

Производственные процессы в большинстве отраслей народного хозяйства выполняют машины, и дальнейший рост материального благосостояния тесно связан с развитием машиностроения. Непрерывное совершенствование и развитие машиностроения связано с прогрессом станкостроения, поскольку металлорежущие станки с некоторыми другими видами технологических машин обеспечивают изготовление любых новых видов оборудования.

К важнейшим требованиям, предъявляемым к проектируемой машине, относятся экономичность в изготовлении и эксплуатации, удобство и безотказность обслуживания, надёжность и долговечность.

Для обеспечения этих требований детали должны удовлетворять ряду критериев, важнейшие среди которых - прочность, надёжность, износостойкость, жёсткость, виброустойчивость, теплостойкость, технологичность.

В данной работе произведен расчет, необходимый для того, чтобы спроектировать привод редуктора.

Курсовой проект по деталям машин является первой конструкторской работой студента и поэтому её значение весьма существенно. Изучение основ конструирования начинают с конструирования простейших узлов машин – приводов редукторов.

Introduction

Production processes in most sectors of the economy are performed by machines, and a further increase in material well-being is closely connected with the development of mechanical engineering. Continuous improvement and development of mechanical engineering is associated with the progress of machine tools, as metal cutting machines with some other types of technological machines provide for the manufacture of any new types of equipment.

The most important requirements for the designed machine include cost-effectiveness in manufacturing and operation, convenience and reliability of service, reliability and durability.

To ensure these requirements, parts must satisfy a number of criteria, the most important of which are strength, reliability, wear resistance, rigidity, vibration resistance, heat resistance, and processability.

In this work, the calculation necessary to design a gear drive is made. The course project on machine parts is the first design work of a student and therefore its significance is very significant. The study of the basics of design begins with the design of the simplest units of machines - gear drives.

1. ОБЩИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Общий расчет электромеханического привода (ЭМП) включает: выбор кинематической схемы и её анализ, выбор и обоснование исходных данных, выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты.

1.1 Кинематическая схема и ее анализ. Исходные данные

Привод лопастного питателя



Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,6	1,9	2,3	1,8	2,1	2,5	2,0	2,3	2,1	1,5
n , об/мин	110	95	150	90	120	170	95	90	160	95
L_g , лет	4	6	3	6	7	4	5	7	3	5

Ресурс – 30000 часов

Рис.1.1 Кинематическая схема электромеханического привода с одноступенчатым цилиндрическим прямозубым редуктором

1.2 Выбор электродвигателя

Рассмотрим расчет электромеханического привода с одноступенчатым цилиндрическим косозубым редуктором для исполнительного механизма штатной техники с исходными данными:

мощность на выходном валу редуктора $P_{\text{вых}} = 1.9 \text{ кВт}$;

частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}} = 95 \text{ об/мин}$;

нагрузка спокойная, переменная, реверсивная; ресурс работы t не менее 30000 часов.

Выбор электродвигателя:

Требуемую мощность электродвигателя определяют по формуле

$$P_{э.тр.} = P_{вых} / \eta_{\Sigma}, \quad (1.1)$$

где η – КПД передачи

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_k = \eta_{мурфты} \cdot \eta_{б} \cdot \eta_{т} \cdot \eta_{п} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,89$$

$$P_{э.тр.} = P_{вых} / \eta_{\Sigma} = 1.9 / 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 2,13 \text{ кВт}$$

Требуемую частоту вращения вала электродвигателя определяют по формуле

$$n_{э.тр} = n_{вых} u, \quad (1.2)$$

где $u = 2,0 \dots 6,3$ – передаточное число цилиндрической передачи

$$n_{э.тр} = n_{вых} u = 95 (2,0 \dots 6,3) \cdot 2 = (380 \dots 3770) \text{ об/мин}$$

$$u_{\Sigma} = u_b \cdot u_t = 5 \cdot 5 = 25$$

$$n_{вх} = u_{\Sigma} n_{вых} = 25 \cdot 95 = 2375 \text{ об/мин}$$

Учитывая условия выбора электродвигателя:

$P_e \geq P_{э.тр}$ и $n_{э.тр \min} \leq n_{э.тр} \leq n_{э.тр \max}$, по таблице 11 [Р. 10] выбираем электродвигатель 100L6/95 мощностью $P_e = 3,2 \text{ кВт}$ и частотой вращения $n_e = 950 \text{ об/мин}$. Электродвигатель постоянного тока серии 100L общепромышленного применения, напряжением 27 В, закрытого типа с независимым охлаждением, 4-х полюсный, высота оси вала от опорной поверхности лапок двигателя 132 мм, для умерено – холодного климата.

Диаметр вала электродвигателя $d_e = 28 \text{ мм}$

1.3 Кинематический расчет привода

Кинематический расчет привода включает:

передаточное число привода:

$$u_{\Sigma} = n_{эд} / n_{вых}; \quad u_{\Sigma} = 950 / 95 = 10;$$

$$u_t = 0,88\sqrt{u_{\Sigma}} = 2,8$$

$$u_6 = u_{\Sigma}/u_t = 10/2,8 = 3,55$$

частота вращения валов В1, В2, В3:

$$n_1 = n_3; \quad n_1 = 950 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_3/u_6; \quad n_2 = 950/3,55 = 267,6 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2/u_t; \quad n_3 = 267,6/2,8 = 95,57 \text{ об/мин};$$

угловые скорости вращения валов:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}; \quad \omega_1 = (3,14 \cdot 950) / 30 = 99,43 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}; \quad \omega_2 = (3,14 \cdot 267,6) / 30 = 28,15 \text{ рад/с}.$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30}; \quad \omega_3 = (3,14 \cdot 95,57) / 30 = 9,94 \text{ рад/с}.$$

1.4 Силовой расчет привода

вращающий момент на выходном валу

$$P_1 = P_0 \cdot \eta_M \cdot \eta_{PK} = 1,9 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2,13 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{II}^3 \cdot \eta_{PK} = 2,13 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,05 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{II}^3 \cdot \eta_{PK} = 2,02 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 1,97 \text{ кВт}$$

$$T_1 = P_1/\omega_1; \quad T_1 = (2,13 \cdot 10^3) / 99,43 = 21,42 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$T_2 = P_2/\omega_2; \quad T_2 = (2,05 \cdot 10^3) / 28,15 = 72,82 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$T_3 = P_3/\omega_3; \quad T_3 = (1,97 \cdot 10^3) / 9,94 = 198,19 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Проверка $u_{\Sigma}' = u_6 \cdot u_t = 2,80 \cdot 3,55 = 9,94$

$$\sigma = \left| \frac{u_{\Sigma}' - u_{\Sigma}}{u_{\Sigma}} \right| * 100\% = (9,94 - 10) / 9,94 * 100\% = 0,6\% < 3\%$$

Результаты общего расчета привода с одноступенчатым цилиндрическим
прямозубым редуктором

Наименование параметров и размерность	Обозначение	Величина
		с прямо-зубым редуктором
Мощность электродвигателя, кВт	P_3	2,2
Требуемая мощность электродвигателя, кВт	$P_{\text{тр}} = P_{\text{вх}}$	2,13
КПД привода	η	0,96
Передаточное отношение (число) привода (редуктора)	u_6 u_t u_{Σ}	3,55 2,80 10
Частоты вращения валов, мин ⁻¹ (об/мин): вала электродвигателя (входного вала) промежуточного вала выходного вала редуктора	n_1 n_2 n_3	950 267,6 95
Угловые скорости вращения валов, рад/с: вала электродвигателя (входного вала) промежуточного вала выходного вала редуктора	ω_1 ω_2 ω_3	99,43 28,15 9,94
Вращающие моменты на валах, Н·м: на входном валу промежуточного вала на выходном валу	T_1 T_2 T_3	21,42 72,82 198,19
Диаметр вала электродвигателя, мм	d_3	28
Ресурс работы, час	t	30000

2. РАСЧЁТ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ И КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

2.1 Выбор материала и термической обработки колес

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем широко применяемые недорогие материалы: для колеса – сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость поверхности зубьев 235...262 НВ; для шестерни – сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость поверхности зубьев 269...302 НВ.

2.2 Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения определяют отдельно для колеса $[\sigma]_{H2}$ и шестерни $[\sigma]_{H1}$ по формуле

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{HO},$$

где $[\sigma]_{HO}$ – допускаемые напряжения, соответствующие базовым числам циклов нагружений, $[\sigma]_{HO} = 1,8 \text{ HB}_{cp} + 67$

K_{HL} – коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям.

При числе циклов перемены напряжений N больше базового N_{HO} ($N \geq N_{HO}$) $K_{HL} = 1,0$, при других значениях N рассчитывается по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}} \leq K_{HLmax},$$

где N_{HO} – базовое число циклов нагружения;

N – действительное число циклов перемены напряжений; K_{HLmax} – максимальное значение коэффициента долговечности (при термообработке – улучшение $K_{HLmax} = 2,6$, при термообработке закалка $K_{HLmax} = 1,8$).

При расчете на контактную прочность базовые числа циклов нагружений определяют по формуле $N_{HO} = (HB)^3_{cp}$, в зависимости от средней твердости материала колес $HB_{cp} = 0,5 (HB_{min} + HB_{max})$. (2.1)

I – быстроходная передача

Действительные числа циклов перемены напряжений:

$$\text{для колеса } N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h; \quad (2.2)$$

$$\text{для шестерни } N_1 = N_2 \cdot u_b,$$

где $L_h = t$ - ресурс работы передачи.

Допускаемые контактные напряжения определяют по формулам:

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} [\sigma]_{H01}; \quad (2.3)$$

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} [\sigma]_{H02}.$$

В соответствии с изложенным определяется средняя твердость материала:

колеса $HB_{cp} = 0,5 (235 + 262) = 248,5$;

шестерни $HB_{cp} = 0,5 (269 + 302) = 285,5$.

Базовые числа циклов нагружений:

колеса $N_{HO2} = 248,5^3 = 15,3 \cdot 10^6$;

шестерни $N_{HO1} = 285,5^3 = 23,3 \cdot 10^6$.

Действительные числа циклов перемены напряжений:

колеса $N_2 = 60 \cdot 267,5 \cdot 30000 = 481,5 \cdot 10^6$;

шестерни $N_1 = 481,5 \cdot 10^6 \cdot 3,55 = 1709,33 \cdot 10^6$.

Поскольку $N_2 = 481,5 \cdot 10^6 > N_{HO2} = 15,3 \cdot 10^6$, то $K_{HL2} = 1$;

$N_1 = 1709,33 \cdot 10^6 > N_{HO1} = 23,3 \cdot 10^6$, то $K_{HL1} = 1$;

$[\sigma]_{H02} = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514 \text{ Н/мм}^2$;

$[\sigma]_{H01} = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 581 \text{ Н/мм}^2$,

тогда допускаемые контактные напряжения будут иметь значения:

$[\sigma]_{H2} = 514 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma]_{H1} = 581 \text{ Н/мм}^2$.

Для дальнейших расчетов принимается меньшее из значений

$[\sigma]_{H2}$ и $[\sigma]_{H1}$, т.е. $[\sigma]_H = 514 \text{ Н/мм}^2$.

II – тихоходная передача

Действительные числа циклов перемены напряжений:

$$\text{для колеса } N_2 = 60 \cdot n_3 \cdot L_h; \quad (2.2)$$

$$\text{для шестерни } N_1 = N_3 \cdot u_t,$$

где $L_h = t$ - ресурс работы передачи.

Допускаемые контактные напряжения определяют по формулам:

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} [\sigma]_{H01}; \quad (2.3)$$

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} [\sigma]_{H02}.$$

В соответствии с изложенным определяется средняя твердость материала:

колеса $HV_{cp} = 0,5 (235 + 262) = 248,5;$

шестерни $HV_{cp} = 0,5 (269 + 302) = 285,5.$

Базовые числа циклов нагружений:

колеса $N_{HO2} = 248,5^3 = 15,3 \cdot 10^6;$

шестерни $N_{HO1} = 285,5^3 = 23,3 \cdot 10^6.$

Действительные числа циклов перемены напряжений:

колеса $N_2 = 60 \cdot 95 \cdot 30000 = 171 \cdot 10^6;$

шестерни $N_3 = 171 \cdot 10^6 \cdot 2,8 = 478,8 \cdot 10^6.$

Поскольку $N_2 = 171 \cdot 10^6 > N_{HO2} = 15,3 \cdot 10^6$, то $K_{HL2} = 1;$

$N_3 = 478,8 \cdot 10^6 > N_{HO1} = 23,3 \cdot 10^6$, то $K_{HL1} = 1;$

$[\sigma]_{H02} = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514 \text{ Н/мм}^2;$

$[\sigma]_{H01} = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 581 \text{ Н/мм}^2,$

тогда допускаемые контактные напряжения будут иметь значения:

$[\sigma]_{H2} = 514 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma]_{H1} = 581 \text{ Н/мм}^2.$

Для дальнейших расчетов принимается меньшее из значений

$[\sigma]_{H2}$ и $[\sigma]_{H1}$, т.е. $[\sigma]_H = 514 \text{ Н/мм}^2.$

2.3 Допускаемые изгибные напряжения

Допускаемые напряжения изгиба определяют отдельно для колеса $[\sigma]_{F2}$ и шестерни $[\sigma]_{F1}$ по формуле $[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0},$

где K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на изгиб, $K_{FL} = 1,0$ при $N \geq 4 \cdot 10^6$; при других значениях N рассчитывается по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}} \leq K_{FLmax},$$

где m - показатель степени, при термообработке - улучшение $m = 6$ и при термообработке – закалка $m = 9$;

K_{FLmax} - максимальное значение коэффициента при термообработке - улучшение $K_{FLmax} = 2,08$; при термообработке - закалка $K_{FLmax} = 1,63$;

$[\sigma]_{F0}$ – допускаемые предельные напряжения изгибной выносливости зубьев, соответствующие базовым числам циклов напряжений при расчете на изгиб $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, выбираются в зависимости от средней твердости колес NB_{cp} . Для нашего случая $[\sigma]_{F0} = 1,03 NB_{cp}$.

Допускаемые изгибные напряжения для колеса и шестерни определяются по формулам:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F2} &= K_{FL2} [\sigma]_{F02}; \\ [\sigma]_{F1} &= K_{FL1} [\sigma]_{F01}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

I – быстроходная передача

Так как действительные числа циклов перемены напряжений

$$N_2 = 481,5 \cdot 10^6 > N_{HO2} = 4 \cdot 10^6, \text{ то } K_{HL2} = 1;$$

$$N_1 = 1709,33 \cdot 10^6 > N_{HO1} = 4 \cdot 10^6, \text{ то } K_{HL1} = 1;$$

$$\text{В этом случае: } [\sigma]_{F02} = 1,03 \cdot 248,5 = 256 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{F01} = 1,03 \cdot 285,5 = 294 \text{ Н/мм}^2,$$

и допускаемые изгибные напряжения будут иметь значения:

$$[\sigma]_{F2} = 256 \text{ Н/мм}^2, [\sigma]_{F1} = 294 \text{ Н/мм}^2.$$

II – тихоходная передача

Так как действительные числа циклов перемены напряжений

$$N_2 = 171 \cdot 10^6 > N_{HO2} = 4 \cdot 10^6, \text{ то } K_{HL2} = 1;$$

$$N_3 = 478,8 \cdot 10^6 > N_{HO1} = 4 \cdot 10^6, \text{ то } K_{HL1} = 1;$$

В этом случае: $[\sigma]_{F02} = 1,03 \cdot 248,5 = 256 \text{ Н/мм}^2$;

$$[\sigma]_{F01} = 1,03 \cdot 285,5 = 294 \text{ Н/мм}^2,$$

и допускаемые изгибающие напряжения будут иметь значения:

$$[\sigma]_{F2} = 256 \text{ Н/мм}^2, [\sigma]_{F1} = 294 \text{ Н/мм}^2.$$

2.4 Проектировочный и проверочный расчеты прямозубой передачи

2.4.1 Межосевое расстояние

Межосевое расстояние передачи определяется из условия контактной прочности зубьев

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H.$$

Межосевое расстояние

$$a \geq K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2}}, \quad (2.5)$$

где a – межосевое расстояние в мм;

K_a – коэффициент межосевого расстояния (для прямозубых колес $K_a = 49,5$);

u – передаточное число;

ψ_a – стандартное значение коэффициента ширины колес (при симметричном расположении колес относительно опор $\psi_a = 0,315$);

T_2 – врачающий момент в Н·мм;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение в Н/мм² (МПа);

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки (при HB≤350 $K_{H\beta} = 1$).

Таким образом:

I – быстроходная передача

$$a = 49,5 (3,55+1) \sqrt[3]{\frac{1,0 \cdot 72,82 \cdot 10^3}{0,315 \cdot 3,52^2 \cdot 514^2}} = 92,56 \text{ мм.}$$

Вычисленное межосевое расстояние округляем в большую сторону до стандартного числа $a = 95$ мм.

II – тихоходная передача

$$a = 49,5 (2,8+1) \sqrt[3]{\frac{1,0 \cdot 198,19 \cdot 10^3}{0,315 \cdot 2,8^2 \cdot 514^2}} = 126,03 \text{ мм.}$$

Вычисленное межосевое расстояние округляем в большую сторону до стандартного числа $a = 130$ мм.

2.4.2 Предварительные основные размеры прямозубого колеса

I – быстроходная передача

Делительный диаметр

$$d'_2 = 2a \cdot u / (u + 1) = \frac{2 \cdot 95 \cdot 3,55}{3,55 + 1} = 148 \text{ мм}, \quad (2.6)$$

$$\text{ширина колеса } \epsilon_2 = \Psi_a \cdot a = 0,315 \cdot 95 = 29,9 \text{ мм.} \quad (2.7)$$

Ширину колеса после вычисления округляем в ближайшую сторону до целого числа, т.е. $\epsilon_2 = 30$ мм.

II – тихоходная передача

Делительный диаметр

$$d'_2 = 2a \cdot u / (u + 1) = \frac{2 \cdot 130 \cdot 2,88}{2,88 + 1} = 193 \text{ мм}, \quad (2.6)$$

$$\text{ширина колеса } \epsilon_2 = \Psi_a \cdot a = 0,315 \cdot 130 = 40,95 \text{ мм.} \quad (2.7)$$

Ширину колеса после вычисления округляем в ближайшую сторону до целого числа, т.е. $\epsilon_2 = 41$ мм.

2.4.3 Модуль передачи (зазепления)

Предварительно модуль передачи определяют по формуле

$$m' \geq \frac{2K_m T_2}{d'_2 \epsilon_2 [\sigma]_F}, \quad (2.8)$$

где $K_m = 6,8$ - коэффициент модуля для прямозубых колес;

$[\sigma]_F$ - допускаемое изгибное напряжение, подставляют меньшее из $[\sigma]_{F2}$ и $[\sigma]_{F3}$, т.е. $[\sigma]_F = [\sigma]_{F2} = 256 \text{ Н/мм}^2$ (МПа).

I – быстроходная передача

В результате расчета получим модуль передачи прямозубого зацепления

$$m' = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 72,82 \cdot 10^3}{148 \cdot 30 \cdot 256} = 0,87 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $m = 1,0$ мм.

II – тихоходная передача

В результате расчета получим модуль передачи прямозубого зацепления

$$m' = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 198,19 \cdot 10^3}{193 \cdot 41 \cdot 256} = 1,33 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $m = 1,50$ мм.

2.5.4 Числа зубьев прямозубых колес

I – быстроходная передача

Суммарное число зубьев для прямозубых колес

$$z_{\Sigma} = 2a / m_1 = 2 \cdot 95 / 1,0 = 190.$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{190}{3,55 + 1} = 41,76 \approx 42 \geq 17;$$

$$z_2 = 190 - 42 = 148.$$

II – тихоходная передача

Суммарное число зубьев для прямозубых колес

$$z_{\Sigma} = 2a / m_2 = 2 \cdot 130 / 1,5 = 174.$$

$$z_1 = \frac{174}{2,88 + 1} = 44,85 \approx 45 \geq 17;$$

$$z_2 = 174 - 45 = 129.$$

2.4.4 Фактическое передаточное число

I– быстроходная передача

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{148}{42} = 3,52.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100 = \frac{|3,52 - 3,55|}{3,55} = 0,85 \% \leq 4 \%.$$

II– тихоходная передача

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{129}{45} = 2,87.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100 = \frac{|2,87 - 2,88|}{2,88} = 0,35 \% \leq 4 \%.$$

2.4.5 Размеры колеса прямозубой передачи

Делительные диаметры шестерни d_2 и колеса d_3 определяются с точностью расчета до первого знака после запятой:

$$d_1 = z_1 \cdot m; \quad (2.12)$$

$$d_2 = 2a - d_1.$$

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин зубьев d_f :

$$\text{шестерни } d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad (2.13)$$

$$\text{колеса } d_{a2} = d_2 + 2m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m.$$

I– быстроходная передача

Определяем размеры колес:

$$\text{шестерни } d_1 = 42 \cdot 1,0 = 42 \text{ мм}; \quad \text{колеса } d_2 = 2 \cdot 95 - 42 = 148 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

шестерни $d_{a1} = 42 + 2 \cdot 1,0 = 44$ мм; колеса $d_{a2} = 148 + 2 \cdot 1,0 = 150$ мм.

Диаметры окружностей впадин зубьев:

шестерни $d_{f1} = 42 - 2,5 \cdot 1,0 = 39,5$ мм; колеса $d_{f2} = 148 - 2,5 \cdot 1,0 = 145,5$ мм.

Ширина колеса в нашем случае $e_2 = 30$ мм, тогда

$$e_1 = 30 \cdot 1,01 = 30,3 \text{ мм.}$$

Полученное значение e_1 округляют до целого числа равного 31.

Высота головки зуба $h_a = m = 1$ мм.

Высота ножки зуба $h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 1 = 1,25$ мм.

Высота зуба $h = h_a + h_f = 1 + 1,25 = 2,25$ мм.

Окружной шаг $\rho = \pi m = 3,14 \cdot 1 = 3,14$ мм.

Толщина зуба s , равная ширине впадины « e », т.е.

$$s = e = 0,5\rho = 0,5 \cdot 3,14 = 1,57 \text{ мм.}$$

Радиальный зазор между зубьями $c = 0,25m = 0,25 \cdot 1 = 0,25$ мм.

II – тихоходная передача

Определяем размеры колес:

шестерни $d_1 = 45 \cdot 1,5 = 67,5$ мм; колеса $d_2 = 2 \cdot 130 - 67,5 = 192,5$ мм.

Диаметры окружностей вершин зубьев:

шестерни $d_{a1} = 67,5 + 3 = 70,5$ мм; колеса $d_{a2} = 192,5 + 3 = 195,5$ мм.

Диаметры окружностей впадин зубьев:

шестерни $d_{f1} = 67,5 - 3,75 = 63,75$ мм; колеса $d_{f2} = 192,5 - 3,75 = 188,75$ мм.

Ширина колеса в нашем случае $e_2 = 41$ мм, тогда

$$e_1 = 41 \cdot 1,08 = 44,28 \text{ мм.}$$

Полученное значение e_1 округляют до целого числа равного 45.

Высота головки зуба $h_a = m = 1,5$ мм.

Высота ножки зуба $h_f = 1,25 \cdot m = 1,88$ мм.

Высота зуба $h = h_a + h_f = 3,38$ мм.

Окружной шаг $\rho = \pi m = 3,14 \cdot 1,5 = 4,71$ мм.

Толщина зуба s , равная ширине впадины « e », т.е.

$$s = e = 0,5\rho = 0,5 \cdot 4,71 = 2,36 \text{ мм.}$$

Радиальный зазор между зубьями $c = 0,25m = 0,25 \cdot 1,5 = 0,375 \text{ мм.}$

2.4.6 Силы в зацеплении

В прямозубом зацеплении действуют окружная \vec{F}_t и радиальная \vec{F}_r силы.

Осевая сила для прямозубой передачи равна нулю, так как $\beta = 0$.

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_3}{d_3}. \quad (2.14)$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha, \quad (2.15)$$

где $\alpha = 20^0$ – стандартный угол зацепления.

Для стандартного угла $\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}20^0 = 0,364$.

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg}\beta. \quad (2.16)$$

I– быстроходная передача

$$\text{окружная сила } F_t = \frac{2 \cdot 72,82 \cdot 10^3}{148} = 984 \text{ Н;}$$

$$\text{радиальная сила } F_r = 984 \cdot 0,364 = 358 \text{ Н;}$$

$$\text{осевая сила } F_a = 0.$$

II– тихоходная передача

$$\text{окружная сила } F_t = \frac{2 \cdot 198,19 \cdot 10^3}{192,5} = 2059 \text{ Н;}$$

$$\text{радиальная сила } F_r = 2059 \cdot 0,364 = 749 \text{ Н;}$$

$$\text{осевая сила } F_a = 0.$$

2.4.7 Степень точности зацепления

Степень точности передачи определяют зависимости от окружной скорости колеса

$$V = \frac{\pi d_3 n_3}{60000} \text{ (м/с).}$$

I – быстроходная передача

$$V = (3,14 \cdot 148 \cdot 267,6) / 60000 = 2,07 \text{ м/с.}$$

По окружной скорости определяем 8-ю среднюю степень точности зацепления.

II – тихоходная передача

$$V = (3,14 \cdot 192,5 \cdot 95) / 60000 = 0,96 \text{ м/с.}$$

По окружной скорости определяем 9-ю пониженную степень точности зацепления.

2.4.8 Проверочный расчет зубьев колеса

2.4.8.1 Проверка зубьев прямозубого колеса по напряжениям изгиба зубьев

Условие прочности $\sigma_F \leq 1,1 [\sigma]_F$, где σ_F – расчетное (действительное) напряжение изгиба.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{K_{Fa} Y_\beta K_{F\beta} K_{FV} Y_{F3} F_t}{b_3 m}, \quad (2.17)$$

где K_{Fa} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями: для прямозубых колес $K_{Fa} = 1$;

$Y_\beta = 1 - (\beta^\circ / 140)$ – коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба; при $\beta = 0$, $Y_\beta = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; для приработанных зубьев колес и скорости $V \leq 15$ м/с, $K_{F\beta} = 1$;

K_{FY} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, принимают для прямозубых колес при твердости зубьев ≤ 350 НВ – 1,4;

Y_F – коэффициент формы (прочности) зуба, принимают по эквивалентному числу зубьев $z_V = z / \cos^3 \beta$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}}. \quad (2.18)$$

Расчетное напряжение изгиба может отклоняться от допускаемых

$$\sigma_F \leq 1,1 [\sigma]_F.$$

II–тихоходная передача

$$\sigma_{F2} = \frac{1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,4 \cdot 3,59 \cdot 984}{30 \cdot 1,0} = 165 \text{ H/mm}^2;$$

Y_F – коэффициент формы (прочности) зуба, принимают по эквивалентному числу зубьев $z_V = z / \cos^3 \beta$.

Для шестерни при $z_1 = 42$ $Y_{F1} = 3,70$;

для колеса $z_2 = 148$ $Y_{F2} = 3,59$.

$$\sigma_{F1} = \frac{165 \cdot 3,70}{3,59} = 170 \text{ H/mm}^2.$$

Условия прочности зубьев по напряжениям изгиба выполняются, так как $\sigma_{F2} = 165 \text{ H/mm}^2 < [\sigma]_{F1} = 256 \text{ H/mm}^2$;

$$\sigma_{F1} = 170 \text{ H/mm}^2 < [\sigma]_{F2} = 294 \text{ H/mm}^2$$

II–тихоходная передача

$$\sigma_{F2} = \frac{1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,4 \cdot 3,59 \cdot 2059}{41 \cdot 1,5} = 168 \text{ H/mm}^2;$$

Y_F – коэффициент формы (прочности) зуба, принимают по эквивалентному числу зубьев $z_V = z / \cos^3 \beta$.

Для шестерни при $z_1 = 40$ $Y_{F1} = 3,70$;

для колеса $z_2 = 140$ $Y_{F2} = 3,59$.

$$\sigma_{F1} = \frac{168 \cdot 3,63}{3,59} = 170 \text{ Н/мм}^2.$$

Условия прочности зубьев по напряжениям изгиба выполняются, так как $\sigma_{F2} = 168 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{F1} = 256 \text{ Н/мм}^2$;

$$\sigma_{F1} = 170 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{F2} = 294 \text{ Н/мм}^2.$$

2.4.8.2 Проверка зубьев прямозубого колеса по контактным напряжениям

Условие прочности $\sigma_H = (0,9 \dots 1,05) [\sigma]_H$.

Расчетное контактное напряжение для прямозубых колес

$$\sigma_H = 436 \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \frac{(u+1)F_t}{d_3 \epsilon_3}}, \quad (2.19)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1,0$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, для приработанных зубьев колес и скорости $V \leq 15 \text{ м/с}$, $K_{H\beta} = 1$;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки для прямозубых колес при твердости зубьев $\leq 350 \text{ НВ} - 1,2$; $> 350 \text{ НВ} - 1,1$;

u - передаточное число.

I– быстроходная передача

$$\sigma_H = 436 \sqrt{1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \frac{(3,55+1)984}{148 \cdot 30}} = 480 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_H = (0,9 \dots 1,05) [\sigma]_H = (0,9 \dots 1,05) 514 = (462,6 \dots 539,7) \text{ Н/мм}^2.$$

II– тихоходная передача

$$\sigma_H = 436 \sqrt{1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \frac{(2,88+1)2059}{192,5 \cdot 41}} = 481 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_H = (0,9 \dots 1,05) [\sigma]_H = (0,9 \dots 1,05) 514 = (462,6 \dots 539,7) \text{ Н/мм}^2.$$

Результаты расчета быстроходной прямозубой передачи

Допускаемое контактное напряжение, Н/мм ²	$[\sigma]_H$	514
Допускаемое напряжение изгиба для колеса, Н/мм ²	$[\sigma]_{F2}$	256
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни, Н/мм ²	$[\sigma]_{F1}$	294
Межосевое расстояние, мм	a	95
Модуль передачи (зацепления), мм	m	1
Число зубьев шестерни	z_1	42
Число зубьев колеса	z_2	148
Фактическое передаточное число	u_ϕ	3,52
Делительный диаметр шестерни, мм	d_1	42
Делительный диаметр колеса, мм	d_2	148
Диаметр окружности вершин зубьев шестерни, мм	d_{a1}	44
Диаметр окружности вершин зубьев колеса, мм	d_{a2}	150
Диаметр окружности впадин зубьев шестерни, мм	d_{f1}	39,5
Диаметр окружности впадин зубьев колеса, мм	d_{f2}	145,5
Ширина зубчатого венца шестерни, мм	e_1	31
Ширина зубчатого венца колеса, мм	e_2	30

Высота головки зуба, мм	h_a	1
Высота ножки зуба, мм	h_f	1,25
Высота зуба, мм	h	2,25
Окружной шаг, мм	ρ	3,14
Толщина зуба, ширина впадины, мм	$s = e$	1,57
Радиальный зазор, мм	c	0,25
Окружная сила, Н	F_t	984
Радиальная сила, Н	F_r	358
Осевая сила, Н	F_a	0
Расчетное напряжение изгиба, Н/мм ² :		
зубьев шестерни	σ_{F1}	170
зубьев колеса	σ_{F2}	165
Расчетное контактное напряжение зубьев, Н/мм ²	σ_H	480

Результаты расчета тихоходной прямозубой передачи

Допускаемое контактное напряжение, Н/мм ²	$[\sigma]_H$	514
Допускаемое напряжение изгиба для колеса, Н/мм ²	$[\sigma]_{F2}$	256
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни, Н/мм ²	$[\sigma]_{F1}$	294
Межосевое расстояние, мм	a	130
Модуль передачи (зацепления), мм	m	1,5
Число зубьев шестерни	z_1	45
Число зубьев колеса	z_2	129
Фактическое передаточное число	u_ϕ	2,87
Делительный диаметр шестерни, мм	d_1	67,5
Делительный диаметр колеса, мм	d_2	192,5
Диаметр окружности вершин зубьев шестерни, мм	d_{a1}	70,5
Диаметр окружности вершин зубьев колеса, мм	d_{a2}	195,5
Диаметр окружности впадин зубьев шестерни, мм	d_{f1}	63,75
Диаметр окружности впадин зубьев колеса, мм	d_{f2}	188,75
Ширина зубчатого венца шестерни, мм	e_1	45

Ширина зубчатого венца колеса, мм	ϵ_2	41
Высота головки зуба, мм	h_a	1,5
Высота ножки зуба, мм	h_f	1,88
Высота зуба, мм	h	3,38
Окружной шаг, мм	ρ	4,71
Толщина зуба, ширина впадины, мм	$s = e$	2,36
Радиальный зазор, мм	c	0,375
Окружная сила, Н	F_t	2059
Радиальная сила, Н	F_r	749
Осевая сила, Н	F_a	0
Расчетное напряжение изгиба, Н/мм ² :		
зубьев шестерни	σ_{F1}	170
зубьев колеса	σ_{F2}	168
Расчетное контактное напряжение зубьев, Н/мм ²	σ_H	481

2.5 Эскизное проектирование цилиндрической прямозубой и косозубой передачи

2.5.1 Геометрические размеры входного вала

Минимальный диаметр вала рассчитывается из условия только на кручение, по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau]$ по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{21,42 \cdot 10^3}{0,2[25]}} = 18 \text{ мм}, \quad (2.34)$$

, где $[\tau] = 15 \dots 25 \text{ Н/мм}^2$;

T_1 - вращающий момент на входном валу в $\text{Н}\cdot\text{мм}$.

Диаметр цапфы вала под подшипники d_{II} округляется до значения, кратного 5, принимаем $d_{II} = 20 \text{ мм}$.

Диаметр буртика подшипников d_{BII}

$$d_{BII} = d_{II} + 3r = 20 + 3 \cdot 1,5 = 24,5 \text{ мм, округляем до } d_{BII} = 25 \text{ мм,}$$

где $r = 1,5$ мм.

Для эскизной компоновки передачи можно принимать (с последующим уточнением):

длину посадочного конца вала $\ell_{MB} = 1,5d = 1,5 \cdot 17,5 = 26,25$ мм;

длину промежуточного участка $\ell_{KB} = 1,4d_{II} = 1,4 \cdot 20 = 28$ мм.

Ширина буртиков подшипников уточняется после определения размеров вала; окончательные размеры ℓ_{KB} , ℓ_{MB} – определяются при конструировании крышек подшипников, выбора типа уплотнения и муфты, конструировании корпуса редуктора.

2.5.2 Геометрические размеры выходного вала

Диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{198,19 \cdot 10^3}{0,2[25]}} = 36 \text{ мм}, \quad (2.35)$$

где T_2 - врачающий момент на выходном валу в Н·мм;

$[\tau] = 15 \dots 25$ Н/мм² – допускаемое напряжение на кручение, принимаем $[\tau] = 20$ Н/мм².

Диаметр цапфы вала под подшипники d_{II} округляется до значения, кратного 5, принимаем $d_{II} = 40$ мм.

Диаметр буртика для подшипников d_{BP} :

$$d_{BP} = d_{II} + 3r = 40 + 3 \cdot 1,5 = 44,5 \text{ мм},$$

где $r = 1,5$ мм.

Диаметр буртика для колеса $d_{BK} = d_K + 3f = 44,5 + 3 \cdot 1,6 = 49,3$ мм,

где $d_K = d_{BP} = 44,5$ мм – диаметр участка вала для посадки колеса;

$f = 1,6$ мм определяется по таблице 34 [Р. 10].

Длина посадочного конца вала

$$\ell_{MT} = 1,5 d = 1,5 \cdot 36 = 54 \text{ мм.}$$

Длина промежуточного участка

$$\ell_{\text{КТ}} = 1,2 d_{\Pi} = 1,2 \cdot 40 = 48 \text{ мм.}$$

2.5.3 Выбор подшипников валов

В качестве опор для входного вала по $d_{\Pi} = 20$ мм по таблице 40 [Р. 10] выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 333-79) легкой серии 104 со следующими параметрами: $b = 12$ мм, $D = 42$ мм, $C_r = 7,21$ кН, $C_0 = 4,45$ кН.

Для промежуточного вала по $d_{\Pi} = 30$ мм выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 831-75) легкой серии 206 со следующими параметрами: $d = 30$ мм, $D = 72$ мм, $B = 16$ мм, $C_r = 35$ кН, $C_0 = 10$ кН.

Для выходного вала по $d_{\Pi} = 40$ мм выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75) средней серии 308 со следующими параметрами: $d = 40$ мм, $D = 90$ мм, $B = 23$ мм, $C_r = 31,3$ кН, $C_0 = 22$ кН.

2.5.4 Эскизная компоновка передачи

В результате эскизной компоновки определяются:

расчетная длина выходного вала (расстояние между серединами подшипников): $\ell_{p2} = \varepsilon_2 + 2a + B_2$ - для прямозубой передачи;

расчетная длина входного вала:

$$\ell_{p1} = \varepsilon_1 + 2a + B_1 \text{ - для прямозубой передачи;}$$

где B_1, B_2 - ширина шариковых радиальных однорядных подшипников для прямозубой передачи;

T_1, T_2 - ширина роликовых конических однорядных подшипников для косозубой передачи;

полная длина выходного вала $\ell_{\Pi2} = \ell_{p2} + \ell_{\text{КТ}} + \ell_{\text{МТ}} + 3$ мм;

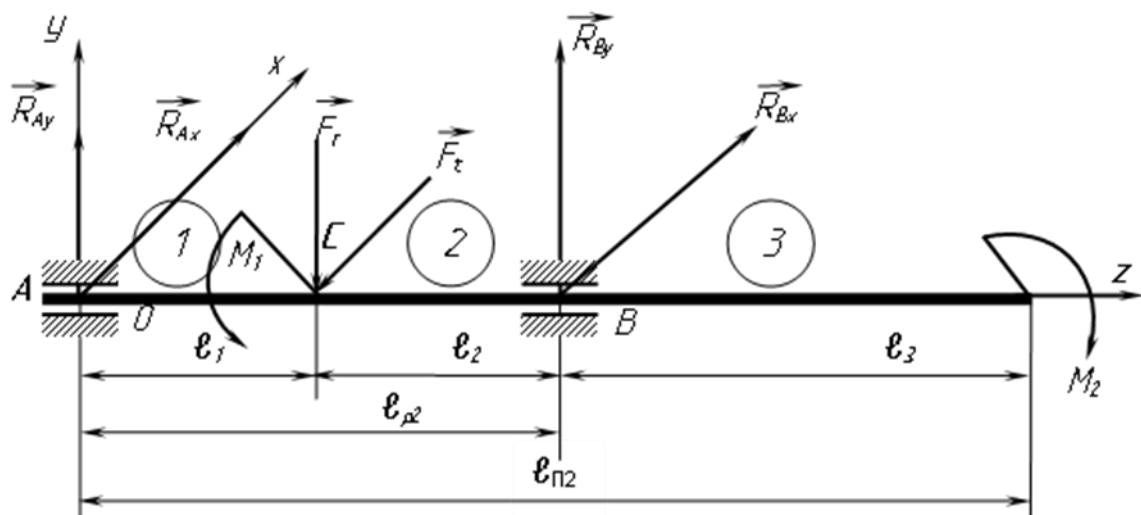
полная длина входного вала $\ell_{\Pi1} = \ell_{p1} + \ell_{\text{КБ}} + \ell_{\text{МБ}} + 3$ мм.

Результаты расчетов для эскизного проектирования прямозубого зацепления

Наименование параметров и размерность	Обозначение	Величина
Входной вал В1		
Диаметр концевого участка, мм	d	17,5
Диаметр вала (цапфы) под подшипники, мм	d _П	20
Диаметр буртика для подшипников, мм	d _{БП}	25
Длина концевого участка, мм	ℓ _{МБ}	26,25
Длина промежуточного участка, мм	ℓ _{КБ}	28
Зазор между колесами и стенкой корпуса, мм	a	9
Расчётная длина, мм	ℓ _{Р1}	71,25
Длина вала, мм	ℓ _{П1}	130,75
Подшипники входного вала:	104	
наружный диаметр, мм	D	42
внутренний диаметр, мм	d	20
ширина, мм	T	12
динамическая грузоподъемность, кН	C _г	7,21
Выходной вал – В2		
Диаметр концевого участка, мм	d	36

Диаметр вала под подшипники, мм	d_{Π}	40
Диаметр буртика для подшипников, мм	$d_{БП}$	49,3
Диаметр буртика для колеса, мм	$d_{БК}$	48
Длина промежуточного участка, мм	$\ell_{КТ}$	59
Зазор между колесами и стенкой корпуса, мм	a	10
Расчётная длина, мм	ℓ_{p2}	104
Длина вала, мм	$\ell_{\Pi2}$	203
Подшипники выходного вала:		
наружный диаметр, мм	D	90
внутренний диаметр, мм	d	40
ширина, мм	B	23
динамическая грузоподъемность, кН	C_r	31,3

3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВЫХОДНОГО ВАЛА



Исходные данные:

диаметр вала под колесом $d_K = 48$ мм;

вращающие моменты $M_1 = M_2 = T_2 = 198.19$ Н·м;

радиальная сила $F_r = 749$ Н;

окружная сила $F_t = 2059$ Н.

Считая, что силы в зацеплении сосредоточенные и приложенные в середине ступицы, по компоновочной схеме определяем:

$$\ell_1 = 108 \text{ мм}$$

$$\ell_2 = 54 \text{ мм};$$

$$\ell_3 = \ell_{\Pi 2} - \ell_{p2} = 252 - 162 = 90 \text{ мм}$$

3.1 Определение неизвестных внешних нагрузок – реакций в опорах

Вал подвергается изгибу и кручению одновременно. В плоскости УОZ – вертикальной плоскости, действуют силы реакции в опорах R_{Ay} , R_{By} и радиальная сила F_r . Реакции в опорах определяются путем решения уравнений равновесия:

$$1) \sum_{\kappa} \vec{m}_A (\vec{F}_{ky}) = 0, \quad R_{By}(\ell_1 + \ell_2) - F_r \ell_1 = 0,$$

откуда

$$R_{By} = \frac{F_r \ell_1}{\ell_1 + \ell_2} = \frac{749 \cdot 108}{162} = 499.33 \text{ Н.}$$

$$2) \sum_{\kappa} \vec{m}_B (\vec{F}_{ky}) = 0; \quad F_r \ell_2 - R_{Ay}(\ell_1 + \ell_2) = 0,$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r \ell_2}{\ell_1 + \ell_2} = \frac{749 * 54}{162} = 249.66 \text{ Н.}$$

Проверка правильности определения опорных реакций

$$3) \sum_{\kappa} \vec{F}_{ky} = 0, \quad R_{Ay} - F_r + R_{By} = 249,66 - 749 + 499,33 = 0.$$

В плоскости ХОZ – горизонтальной плоскости, действуют силы реакции в опорах R_{Ax} , R_{Bx} и окружная сила F_t . Реакции опор определяются решением уравнений равновесия:

$$1) \sum_{\kappa} \vec{m}_A (\vec{F}_{kx}) = 0; \quad R_{Bx} (\ell_1 + \ell_2) - F_t \ell_1 = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \ell_1}{\ell_2 + \ell_1} = \frac{2059 * 108}{162} = 1372.66 \text{ Н.}$$

$$2) \sum_{\kappa} \vec{m}_B (\vec{F}_{\kappa x}) = 0; \quad F_t \ell_2 - R_{Ax} (\ell_1 + \ell_2) = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_t \ell_2}{\ell_2 + \ell_1} = \frac{2059 * 54}{162} = 686.33 \text{ H.}$$

$$3) \text{Проверка: } \sum_{\kappa} \vec{F}_{\kappa x} = 0; \quad R_{Ax} - F_t + R_{Bx} = 686.33 - 2059 + 1372.66 = 0.$$

Силы реакции опор определены верно: $R_{Ax} = 686.33 \text{ H}$, $R_{Ay} = 249.66 \text{ H}$, $R_{Bx} = 1372.66 \text{ H}$, $R_{By} = 499.33 \text{ H}$.

Суммарные реакции опор (реакции для расчета подшипников):

$$R_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{249.66^2 + 686.33^2} = 730.33 \text{ H};$$

$$R_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{499.33^2 + 1372.66^2} = 1460.66 \text{ H.}$$

3.2 Определение изгибающих и крутящих моментов по длине вала и построение эпюор $M_x(z)$, $M_y(z)$

При расчёте изгиба с кручением нет необходимости в определении поперечных сил $R_y(z)$ и $R_x(z)$, так как они не учитываются при расчете на прочность.

Для построения эпюор $M_x(z)$, $M_y(z)$, $M_z(z)$ разбиваем вал на три участка и методом сечений определяем эти функции.

Участок 1: $0 \leq z \leq \ell_1$;

$$M_x^{(1)} = R_{Ay}z; \quad M_y^{(1)} = R_{Ax}z; \quad M_z^{(1)} = 0;$$

$$\text{при } z = 0 \text{ (точка A): } M_x^{(1)} = 0; M_y^{(1)} = 0; M_z^{(1)} = 0;$$

$$\text{при } z = \ell_1 = 108 \text{ мм: } M_x^{(1)} = 249.66 \cdot 0.108 = 26.96 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$M_y^{(1)} = 686.33 \cdot 0.108 = 74.12 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$M_z^{(1)} = 0.$$

Участок 2: $\ell_1 \leq z \leq (\ell_1 + \ell_2)$;

$$M_x^{(2)} = R_{Ay}z - F_r(z - \ell_1);$$

$$M_y^{(2)} = R_{Ax}z - F_t(z - \ell_1);$$

$$M_z^{(2)} = M_1 = 198,19 \text{ H;}$$

при $z = \ell_1 = 108 \text{ мм:}$

$$M_x^{(2)} = 249,66 \cdot 0,108 = 26,96 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_y^{(2)} = 686,33 \cdot 0,108 = 74,12 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_z^{(2)} = -198,19 \text{ Н};$$

при $z = (\ell_1 + \ell_2) = 162 \text{ мм}:$

$$M_x^{(2)} = 249,66 \cdot 0,162 - 686,33 (0,162-0,108) = 0;$$

$$M_y^{(2)} = 686,33 \cdot 0,162 - 2059 (0,162-0,108) = 0;$$

$$M_z^{(2)} = -198,19 \text{ Н.м.}$$

Участок 3: $(\ell_1 + \ell_2) \leq z \leq (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3);$

$$M_x^{(3)} = R_{Ay}z - F_r(z - \ell_1) + R_{By}(z - \ell_1 - \ell_2);$$

$$M_y^{(3)} = R_{Ax}z - F_t(z - \ell_1) + R_{Bx}(z - \ell_1 - \ell_2);$$

$$M_z^{(3)} = -198,19 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

при $z = (\ell_1 + \ell_2) = 162 \text{ мм}:$

$$M_x^{(3)} = 249,66 \cdot 0,162 - 749 \cdot 0,054 + 499,33 \cdot 0 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м.};$$

$$M_y^{(3)} = 686,33 \cdot 0,162 - 2059 \cdot 0,054 + 1372,66 \cdot 0 = 0;$$

$$M_z^{(3)} = -198,19 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

при $z = (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 252 \text{ мм}:$

$$M_x^{(3)} = 249,66 \cdot 0,252 - 749 \cdot 0,162 + 499,33 \cdot 0,090 = 0;$$

$$M_y^{(3)} = 686,33 \cdot 0,252 - 2059 \cdot 0,162 + 1372,66 \cdot 0,090 = 0;$$

$$M_z^{(3)} = -198,19 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Так как все функции линейные, они графически выражаются прямой линией, для нахождения которой достаточно определить значения в начале и конце каждого участка (таблица 2.7).

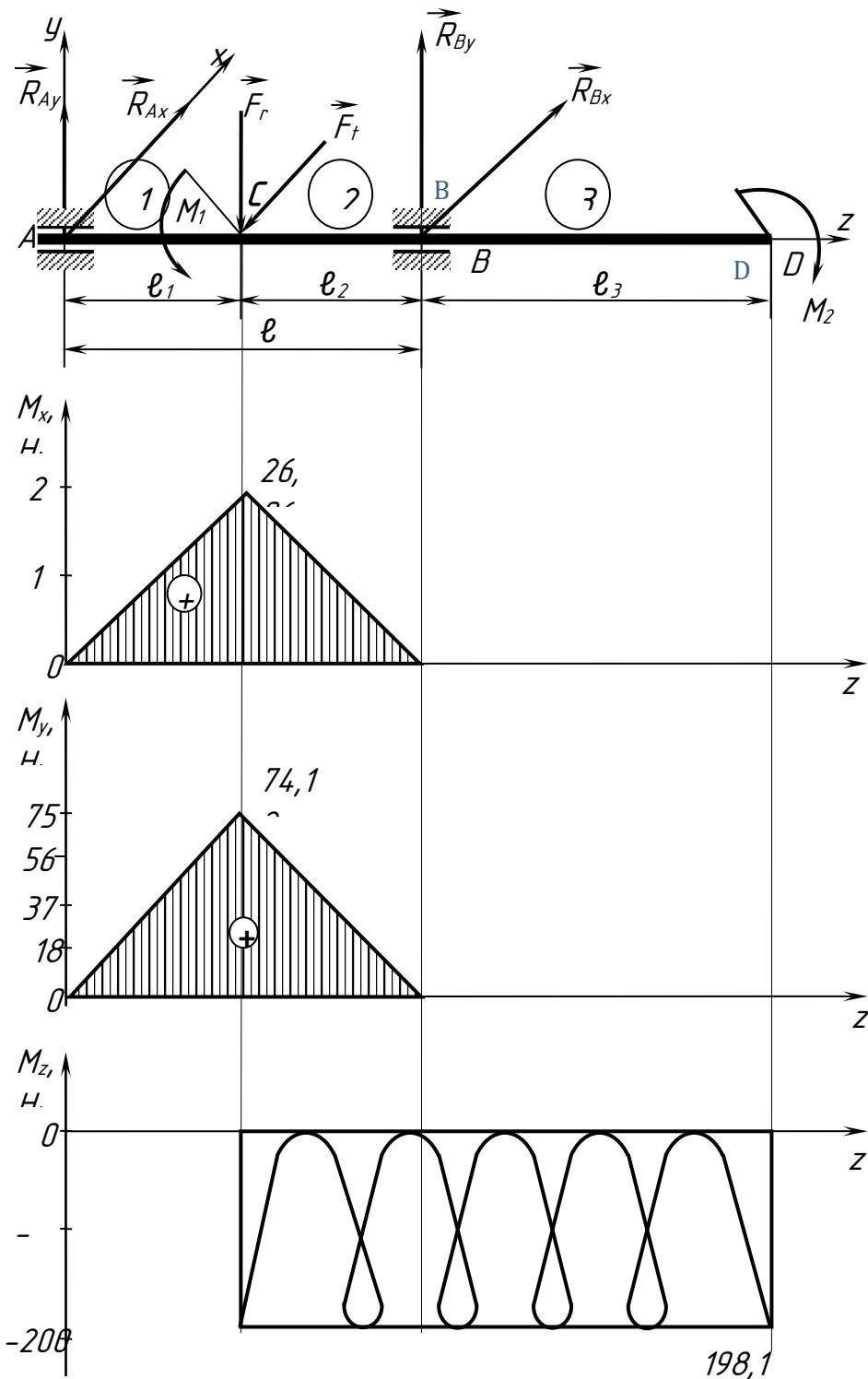
Таблица 2.7

Значения изгибающих и крутящих моментов в поперечных сечениях вала

Расчётный параметр	Участки					
	1-й		2-й		3-й	
	0	108 мм	108 мм	162 мм	162 мм	252 мм
1	2	3	4	5	6	7
$M_x, \text{Н}\cdot\text{м}$	0	26,96	26,96	0	0	0
$M_y, \text{Н}\cdot\text{м}$	0	74,12	74,12	0	0	0
$M_z, \text{Н}\cdot\text{м}$	0	0	198,19	198,19	198,19	198,19

По полученным на границах участков значениям моментов строим эпюры $M_x(z)$, $M_y(z)$, $M_z(z)$ (рис. 2.8).

Из эпюр следует, что опасным является нормальное сечение, проходящее через точку «C», в котором $M_x = 26,96 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_y = 74,12 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $|M_z| = 198,19 \text{ Н}\cdot\text{м}$.



3.3 Выбор материала. Расчет вала на статическую прочность

Рис. Эпюры $M_x(z)$, $M_y(z)$, $M_z(z)$

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали (таблица 44 [Р. 10]). Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х.

Так как в проектируемом редукторе шестерня изготовлена как одно целое с валом, то материал вала В1 тот же, что и для шестерни - сталь 40Х с характеристиками для заготовки с $d \leq 120$ мм (таблица 44 [Р.10]):

$$\sigma_B = 900 \text{ Н/мм}^2, \quad \sigma_T = 750 \text{ Н/мм}^2, \quad \tau_T = 450 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{-1} = 410 \text{ Н/мм}^2, \quad \tau_{-1} = 240 \text{ Н/мм}^2, \quad HB = 270.$$

Для изготовления выходного вала В3 выберем сталь 45 с характеристиками для заготовки с $d \leq 80$ мм (таблица 44 [Р. 10]):

$$\sigma_B = 900 \text{ Н/мм}^2, \quad \sigma_T = 650 \text{ Н/мм}^2, \quad \tau_T = 390 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{-1} = 380 \text{ Н/мм}^2, \quad \tau_{-1} = 230 \text{ Н/мм}^2, \quad HB = 270.$$

При расчете на статическую прочность условие прочности $S_T \geq [S]_T$, где S_T – коэффициент запаса прочности по текучести; $[S]_T = 1,3 \dots 1,6$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по текучести.

Коэффициент запаса прочности по текучести определяется по формуле

$$S_T = \frac{\sigma_T}{K_P \sigma_{\text{экв}}}, \quad (2.36)$$

где $K_P = 2,5$ – коэффициент перегрузки;

$\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентное напряжение, определяемое по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W}, \quad (2.37)$$

где W – осевой момент сопротивления сечения, для вала круглого сечения

$$W \approx \frac{\pi d_K^3}{32} = 0,1d_K^3.$$

Эквивалентный момент $M_{\text{экв.}} = \sqrt{M_u^2 + M_z^2}$.

Результирующий изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Изгибающие и крутящие моменты в опасном сечении:

$$M_x = 26,96 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_y = 74,12 \text{ Н}\cdot\text{м}; |M_z| = 198,19 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тогда результирующий изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{26,96^2 + 74,12^2} = 78,87 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

эквивалентный момент

$$M_{\text{экв.}} = \sqrt{74,12^2 + 198,19^2} = 211,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экв.}} = \frac{211,6 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 48^3} = 19,13 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент запаса прочности по текучести

$$S_T = \frac{650}{2,5 \cdot 19,13} = 13,59 >> [S]_T = 1,3 \dots 1,6,$$

т.е. статическая прочность вала обеспечивается с большим запасом.

4. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ ВЫХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

При предварительной конструктивной проработке редукторов были выбраны типы подшипников и намечена схема их установки.

По статической грузоподъемности подшипники проверяют при частоте вращения вала $n < 10$ об/мин. По динамической грузоподъемности подшипники проверяют при частоте вращения вала (кольца) $n \geq 10$ об/мин.

4.1 Методика и пример расчета шарикового радиального однорядного подшипника выходного вала цилиндрического прямозубого редуктора

Расчетная схема представляет собой узел конструкции, в котором установлен рассматриваемый подшипник – она может быть представлена как конструктивная схема (рис. 5.1).

Исходные данные:

силы реакции опор $R_{Ax} = 686.33$ Н, $R_{Ay} = 249.66$ Н, $R_{Bx} = 1372.66$ Н, $R_{By} = 499.33$ Н.

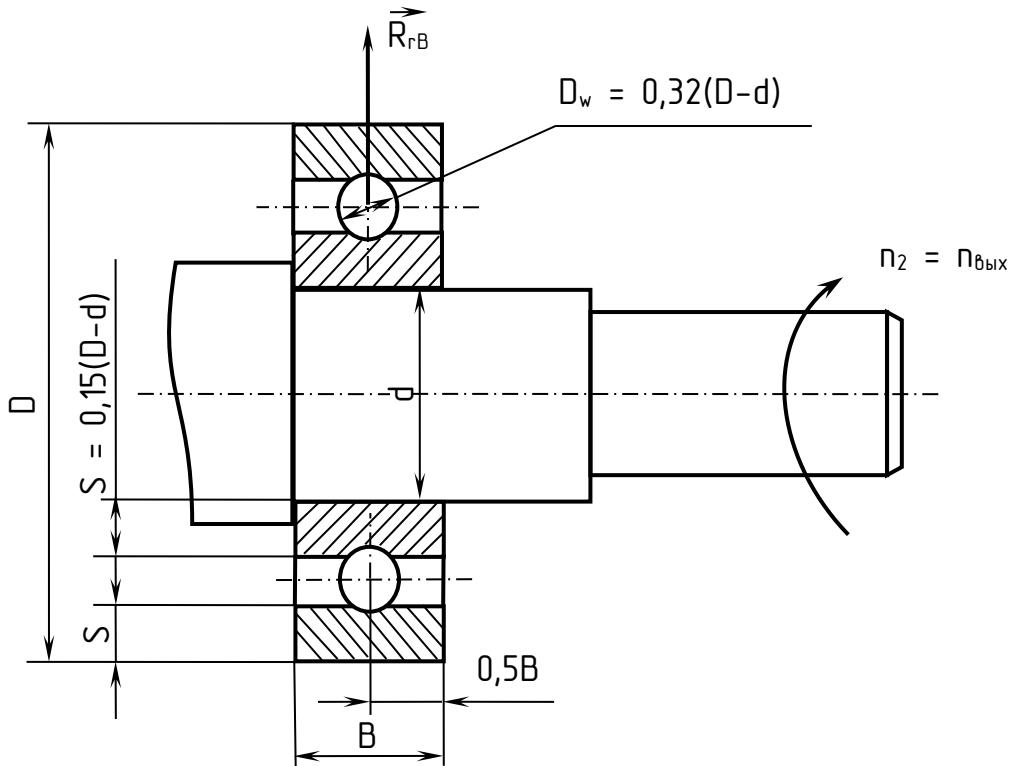
Суммарная радиальная реакция подшипника, приложенная к оси вала на середине ширины подшипника, для нашего примера $R_A = R_B$,

$$R_r = R_A = R_B = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{686.33^2 + 249.66^2} = 730.33 \text{ Н};$$

подшипники шариковые радиальные однорядные средней серии №308 с параметрами $d = 40$ мм, $D = 90$ мм, $B = 23$ мм, $C_r = 31.3$ кН, $C_0 = 22$ кН;

частота вращения выходного вала $n_2 = 95$ об/мин;

нагрузка спокойная, переменная, реверсивная, с умеренными толчками;
ресурс работы $t = 30\,000$ часов.



4.1.2 Расчет динамической грузоподъемности

Условие работоспособности подшипника по динамической грузоподъемности

$$C_r = R_E \sqrt[3]{\frac{60n_2 L_{hTP}}{a_{23} \cdot 10^6}} \leq [C_r], \quad (5.1)$$

где C_r – расчетное значение динамической грузоподъемности, кН;

$[C_r]$ – допускаемое (табличное) значение динамической грузоподъемности, кН;

n_2 – частота вращения выходного вала, об/мин;

L_{hTP} – требуемая (расчетная) долговечность подшипника, равная ресурсу работы, час;

a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс подшипника материала колец, тел качения и условий эксплуатации (для шарикоподшипников $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$);

R_E – эквивалентная динамическая нагрузка.

Для подшипников шариковых радиальных однорядных при осевой силе $F_a = 0$ эквивалентная нагрузка R_E определяется по формуле

$$R_E = V X R_r K_\sigma K_T, \quad (5.2)$$

где V – коэффициент вращения ($V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника);

X – коэффициент радиальной нагрузки (так как $R_a = F_a = 0$, то $X = 1$ из таблицы 41 [P.10]);

K_σ – коэффициент безопасности (выбирается по таблице 42 [P.10], при умеренных толчках $K_\sigma = 1,4$);

K_T – температурный коэффициент (выбирается по таблице 43 [P.10], при $t^0 \leq 100^\circ\text{C}$ $K_T = 1$).

Расчёт:

эквивалентная нагрузка

$$R_E = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 749 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 1049 \text{ H};$$

расчетная динамическая грузоподъемность

$$C_r = 1049 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 95 \cdot 30000}{0,75 \cdot 10^6}} = 6399 \text{ H} \approx 6.4 \text{ кН.}$$

Так как действительная грузоподъемность $C_r = 6 \text{ кН}$ меньше $[C_r] = 31.3 \text{ кН}$, то условие работоспособности принятых подшипников обеспечивается.

Определим долговечность подшипника

$$L_{h, \text{tp}} = a_{23} \left(\frac{[C_r]}{R_E} \right)^3 \frac{10^6}{60n_2} = 0,75 \left(\frac{31300}{1049} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 95} = 3495368 \text{ часов, что намного}$$

превышает заданный ресурс работы 30000 часов.

5. РАСЧЕТ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ ВАЛ-СТУПИЦА ВЫХОДНОГО ВАЛА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

5.1 Расчётная схема. Исходные данные.

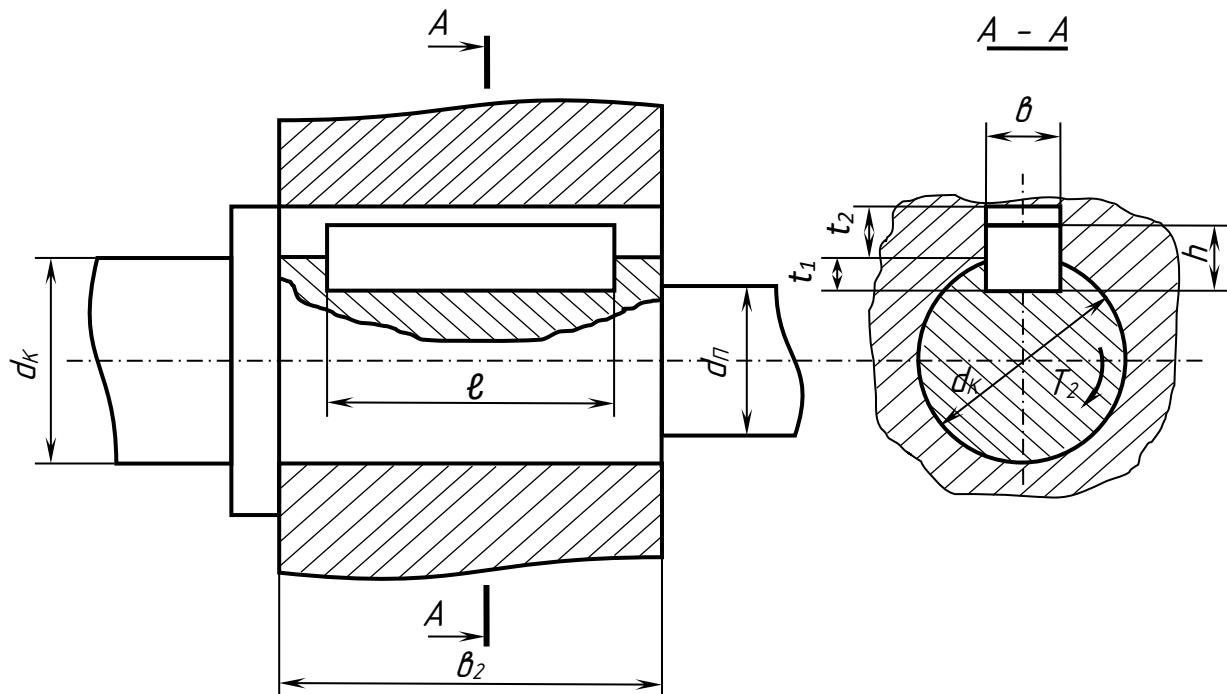
Исходные данные:

вращающий момент на выходном валу $T_2 = 198.19 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

диаметр участка вала для установки колеса $d_k = 40 \text{ мм}$;

ширина зубчатого колеса $\varepsilon_2 = 41 \text{ мм}$;

материал ступицы (колеса) – сталь 40Х.



5.2 Выбор и расчёт основных параметров шпонки

Для передачи вращающего момента $T_2 = 198.19 \text{ Н}\cdot\text{м}$ от зубчатого колеса к выходному валу применим призматическую шпонку. Ширину ε и высоту h шпонки, а также глубину паза на валу t_1 и в ступице t_2 выбираем стандартными в зависимости от диаметра вала d_k по таблице 49 [Р. 10].

По таблице 49 [4] для $d_k = 40 \text{ мм}$ находим: $\varepsilon = 12 \text{ мм}$, $h = 8 \text{ мм}$, $t_1 = 5 \text{ мм}$, $t_2 = 3,3 \text{ мм}$, $\ell = \varepsilon_2 - (5\dots8) \text{ мм} = 41 - (5\dots8) = 36\dots33 \text{ мм}$. Из ряда стандартных длин выбираем $\ell = 35 \text{ мм}$. Расчетная длина шпонки $\ell_p = \ell - \varepsilon = 35 - 12 = 23 \text{ мм}$.

5.3 Проверочный расчёт шпоночного соединения на прочность

На смятие рабочих граней шпонки по условию

$$\sigma_{cm} = \frac{2T_2}{d_k(h-t_1)\ell_p} \leq [\sigma_{cm}],$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 198.19 \cdot 10^3}{40(8-5)23} = 86.2 \text{ Н/мм}^2,$$

где $[\sigma_{cm}] = (110 \dots 190) \text{ Н/мм}^2$ – для стальных ступиц.

Условие прочности по напряжениям смятия выполняется, так как

$\sigma_{cm} = 86.2 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{cm} = 110 \dots 190 \text{ Н/мм}^2$ (по среднему значению);

на срез шпонки по условию

$$\tau_{cp} = \frac{2T_2}{d_k \epsilon \ell_p} \leq [\tau_{cp}],$$

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 86.2 \cdot 10^3}{40 \cdot 12 \cdot 23} = 15.61 \text{ Н/мм}^2,$$

где $[\tau_{cp}] = (40 \dots 70) \text{ Н/мм}^2$ – для сталей при реверсивной нагрузке.

Условия прочности выполняются, так как

$\tau_{cp} = 15.61 \text{ Н/мм}^2 < [\tau_{cp}] = (40 \dots 70) \text{ Н/мм}^2.$

6. ВЫБОР И РАСЧЕТ МУФТЫ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ ВАЛА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ КОНЦЕВЫМ УЧАСТКОМ ВХОДНОГО ВАЛА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные:

$T_1 = 21,42 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – вращающий момент на входном валу;

$d = 28 \text{ мм}$ – диаметр концевого участка вала;

$n_1 = 950 \text{ об}/\text{мин}$ – частота вращения входного вала;

$\omega_1 = 99,43 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость входного вала.

Определяем расчетный вращающий момент

$$T_p = K T_1 = 2 \cdot 21,41 = 42,88 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где K – коэффициент режима работы. При переменной средней нагрузке $K=1,5\dots2,0$ (таблица 48 [Р.10]).

Условие выбора типоразмера муфты

$$T_p \leq [T],$$

где $[T]$ – допускаемый муфтой вращающий момент (табличное значение). По таблице 47 [Р. 10] выбираем МУВП, для которой $[T] = 63 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Параметры муфты:

$$T = 63 \text{ Н}\cdot\text{м}, n \leq 6000 \text{ об}/\text{мин}, d = 20 \text{ мм}, l_{цил} = 36 \text{ мм}, d_p = 10 \text{ мм},$$

$$l_{BT} = 15 \text{ мм}, z = 6, d_o = 20 \text{ мм}, L = 76 \text{ мм}, D = 100 \text{ мм}, D_0 = 71 \text{ мм}.$$

Проверочный расчёт упругого элемента резиновых втулок на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2T_p}{zD_0d_p l_{BT}} \leq [\sigma_{см}],$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 42,82 \cdot 10^3}{6 \cdot 71 \cdot 10 \cdot 15} = 1,34 \text{ Н}/\text{мм}^2,$$

где $[\sigma_{см}] = 2 \text{ Н}/\text{мм}^2$ – допускаемое напряжение смятия резиновых втулок.

Условие прочности втулок на смятие выполняется, так как

$$\sigma_{см} = 1,34 \text{ Н}/\text{мм}^2 < [\sigma_{см}] = 2 \text{ Н}/\text{мм}^2.$$

Заключение

При выполнении курсовой работы по “Деталям машин” были закреплены знания, полученные за прошедший период обучения в таких дисциплинах как: теоретическая механика, сопротивление материалов, материаловедение, инженерная графика.

Целью данной работы является проектирование редуктора, который состоит из деталей, формы и размеры которых определяются на основе конструкторских и технологических нормативов, а также стандартных изделий.

В ходе решения поставленной задачи, была освоена методика выбора элементов редуктора, получены навыки проектирования, позволяющие обеспечить необходимый технический уровень, надежность и долгий срок службы механизма.

Спроектированный редуктор отвечает следующим требованиям и свойствам:

- Редуктор сконструирован из условия удобства смазки и отдельного изготовления зубчатых колес от валов;
- Расчет проведен в объеме и последовательности согласно заданию;
- По результатам расчета на контактное и изгибное напряжения в зацеплении зубчатых колес, фактические значения меньше допускаемых;
- Для выходного вала редуктора проведен расчеты на жесткость и усталостную прочность, согласно которым деформации изгиба и кручения меньше допускаемых, а общий запас усталостной прочности больше допускаемого;
- Все выбранные подшипники удовлетворяют предъявленным к ним требованиям и прочности;
- Графическая часть проекта выполнена с помощью программы «КОМПАС-3D V17.1».

Список литературы

1. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенова. – М.: Высшая школа, 2007. – 408с.
2. Анухин В.И. Допуски и посадки. Учебное пособие. – 4-е изд. – СПб.: Питер, 2008. – 207 с.: ил. – (Серия «Учебное пособие»).
3. Бикбулатов Ш.Х. Расчет механических передач: метод. указания к курсовому проектированию по основам конструирования / Ш.Х. Бикбулатов, В.А. Черноглазов, А.П. Лоскутов; КАИ. – Казань, 1991. – 38 с.
4. Детали машин и основы конструирования / М.Н. Ерохина [и др.]; под ред. М.Н. Ерохина. – М.; Колос С, 2008. – 462 с.: ил. – (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).
5. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для студ.высш.учеб.заведений / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 12-е изд., стер. – М.: Издательство центр «Академия», 2009. – 496 с.
6. Инженерные основы расчетов деталей машин: учебник / Ю.Е. Гуревич, Б.Я. Выров, М.Г. Косов, А.П. Кузнецов. – М.: КНОРУС, 2013. – 480 с. – (Бакалавриат).
7. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скобеда. – 2-е изд., испр.: М.: Высш.шк., 2005. – 309 с.: ил.
8. Проектирование валов: учебно-мет. пособие к курсовому проекту по деталям машин, основам конструирования и прикладной механике / В.Л.Юрьева[и др.]; КАИ. – Казань, 1997. – 69 с.: ил.
9. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для втузов / С.А. Чернавский [и др.]. – 5-е изд., перераб. и дополн. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с., ил.