

Міністерство освіти і науки України
Житомирський державний технологічний університет

Кафедра А і ТТ

ОДНОСТУПІНЧАСТИЙ РЕДУКТОР МОСТА АВТОМОБІЛЯ

Пояснювальна записка до курсового проекту з курсу:
«ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ, БУДОВА ТА НАДІЙНІСТЬ АВТОМОБІЛІВ»
ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

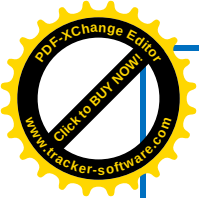
Виконавець:

_____Прізвище О. М.
18.12.2019

Керівник:

_____Шумляківський В. П.
18.12.2019

Житомир 2019



Міністерство освіти і науки України
Житомирський державний технологічний університет

Кафедра А і ТТ

ОДНОСТУПІНЧАСТИЙ РЕДУКТОР МОСТА АВТОМОБІЛЯ
ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Курсовий проект з курсу:
«ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ, БУДОВА ТА НАДІЙНІСТЬ АВТОМОБІЛІВ»

Виконавець:

_____Прізвище І. Б.

Керівник:

_____Шумляківський В. П.

Допущений до захисту

Група ААГ-20 Прізвище І. Б.

Залікова книжка №

18.12.2019

Захищено з оцінкою

Голова комісії:

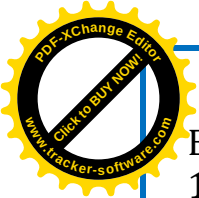
Кравченко О. П.

Члени комісії:

Бегерський Д. Б.

Шумляківський В. П.

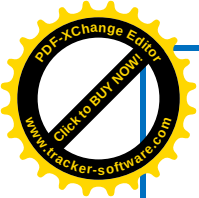
Житомир 2019



Зміст.

Вступ.....	3
1. Кінематичний розрахунок.....	4
1.1. Вихідні дані.....	4
1.2. ККД трансмісії.....	4
1.3. Параметри навантаження валів приводу.....	5
2. Розрахунок редуктора моста.....	7
2.1. Розрахунок зубчастої передачі.....	7
2.1.1. Числа циклів роботи зубчастих коліс.....	7
2.1.2. Вибір матеріалу зубчастих коліс. Визначення допустимих напружень.....	8
2.1.3. Проектний розрахунок конічної прямозубої передачі.....	11
2.1.4. Перевірка зубів на втому.....	14
2.1.5. Перевірка міцності зубів при короткочасних перевантаженнях.....	15
2.1.6. Розміри передачі.....	15
2.1.7. Сили в зачепленні.....	16
2.1.8. Вибір мастила.....	17
2.2. Розрахунок болтів кріплення зубчастого колеса до диференціала.....	17
2.3. Розміри корпусу редуктора.....	18
2.4. Розрахунок валів та підшипників.....	19
2.4.1. Швидкохідний вал-шестерня.....	19
2.4.1.1. Проектний розрахунок вала. Підбір підшипників.....	19
2.4.1.2. Перевірка довговічності підшипників.....	22
2.4.1.3. Перевірний розрахунок вала.....	26
2.4.2. Ведучі півосі.....	33
2.4.2.1. Проектний розрахунок. Підбір підшипників.....	33
2.4.2.2. Перевірка довговічності підшипників.....	36
2.4.2.3. Перевірний розрахунок півосей.....	40
3. Диференціал.....	43
3.1. Проектний розрахунок.....	43
3.2. Розрахунок деталей на міцність.....	47
3.3. Розрахунок стяжних болтів корпусу диференціала.....	49
Список використаної літератури.....	50

					ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.		Прізвище І.Б.			Літ.	Аркуш	
Перев.		Шумляківський В.П.				2	50
Н. контр.					ЖДТУ, гр. ААГ-20		
Затв.		Кравченко О.П.					



Вступ.

Конструювання передбачає свідоме та цілеспрямоване втілення винахідних ідей та принципів, проведення розрахунків на основі знань з прикладних наук, спрямованих на забезпечення заданих характеристик об'єкта, що конструюється.

Задачі конструювання полягають у тому, щоб створити машини, які найбільш повно відповідають запитам. Конструкція машини визначає характер взаємодії частин і елементів машини, спосіб з'єднання цих елементів, матеріал деталей машин. Це дозволить виготовляти одну і ту ж модель машини тривалий час при найбільш можливому масштабі випуску. Важливо забезпечити технологічність конструкції. Під технологічністю розуміють сукупність ознак, які забезпечують найбільш економічне, швидке і продуктивне виготовлення машин з використанням прогресивних методів обробки при одночасному підвищенні якості, точності і взаємозамінності частин.

Важливими є проектні розрахунки тому, що вони використовуються для визначення вихідних розмірів деталей чи елементів. Розміри, отримані в проектному розрахунку – це основа для вибору форми деталі та її конструктивних елементів. Конструкція спрямована на збільшення коефіцієнта корисної дії, оптимізувати геометрію зубчастої передачі, вирішити задачу металоемності, ваги конструкції. Виконати розрахунок на міцність з урахуванням режиму навантаження.

За силовим розрахунком в зачепленні провести розрахунки та обрати матеріал валів КПП, підібрати підшипники з урахуванням довговічності. Також провести розрахунок приводних валів та диференціала.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

3

1. Кінематичний розрахунок.

1.1. Вихідні дані.

$T_{emax} = 115 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – максимальний крутний момент двигуна;

$n_{emax} = 3650 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ – частота обертання колінчастого вала при T_{emax} ;

$t = 12000 \text{ год}$ – необхідний термін служби;

$\gamma = 16^\circ$ – кут нахилу;

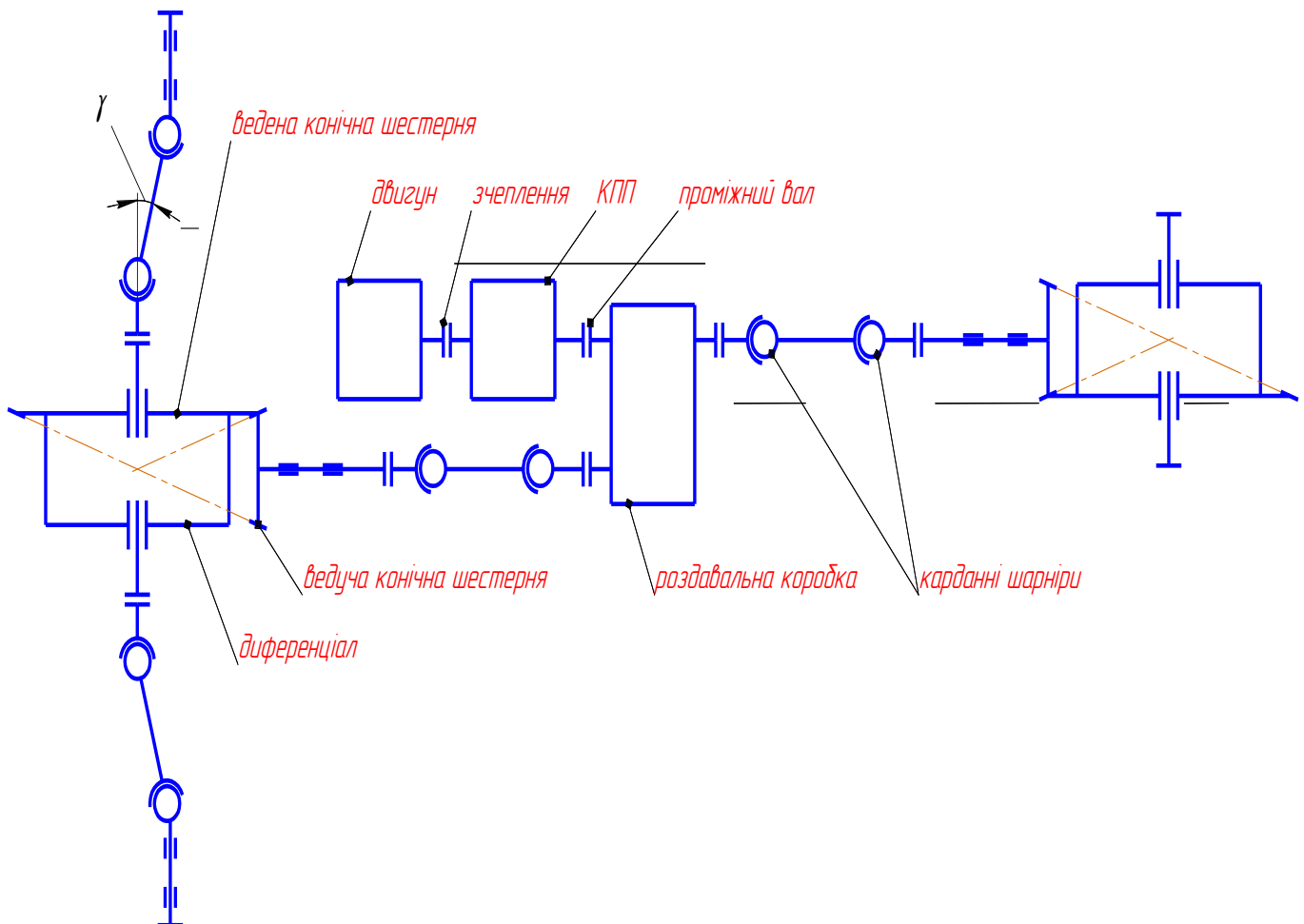
тип зубів редуктора – прямий;

$K_d = 1,9$ – коефіцієнт динамічності;

ВАЗ – 21214 – прототип автомобіля.

1.2. ККД трансмісії.

Схема трансмісії, рис. 1:



ККД трансмісії від двигуна до ведучої конічної шестерні редуктора моста:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

4



$$\eta_p = \eta_1^3 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2 = 0,975^3 \cdot 0,98 \cdot 0,995^2 = 0,899;$$

де, з урахуванням втрат на тертя в підшипниках:

$\eta_1 = 0,975$ – ККД циліндричних передач одноступеневої коробки передач та двоступеневої роздавальної коробки;

– відповідно до [1], стр. 223, тертям в міжосьовому диференціалі нехтуємо;

$\eta_2 = 0,98$ – ККД проміжного вала;

$\eta_3 = 0,995$ – ККД карданних шарнірів.

1.3. Параметри навантаження валів приводу.

Передаточні числа по [2], стр. 141 – 143:

$u_{k1} = 3,667$ – передаточне число I – ої передачі коробки передач;

$u_p = 2,135$ – передаточне число нижчої передачі роздавальної коробки;

$u_0 = 4,1$ – передаточне число головної передачі.

Відповідно до кінематичної схеми визначаємо крутний момент, частоту обертання та потужність на валах заданого приводу.

Ведучий вал редуктора переднього моста (1 – ий вал приводу):

$$T_p = T_1 = \frac{1}{2} \cdot T_{emax} \cdot u_{k1} \cdot u_p \cdot \eta'_{тр} = \frac{1}{2} \cdot 115 \cdot 3,667 \cdot 2,135 \cdot 0,899 = 404,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$n_p = n_1 = \frac{n_{emax}}{u_{k1} \cdot u_p} = \frac{3650}{3,667 \cdot 2,135} = 466,2 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

$$\omega_p = \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 466,2}{30} = 48,8 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$P_p = P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = 404,7 \cdot 48,8 \cdot 10^{-3} = 19,749 \text{ кВт};$$

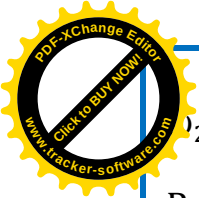
– ведена конічна шестерня редуктора моста (2 – ий вал приводу):

$$T_2 = T_1 \cdot u_0 \cdot \eta_0 = 404,7 \cdot 4,1 \cdot 0,965 = 1601,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

де $\eta_0 = 0,965$ – ККД головної передачі з урахуванням втрат на тертя в підшипниках;

$$n_2 = \frac{n_1}{u_0} = \frac{466,2}{4,1} = 113,7 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

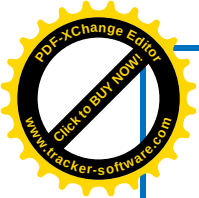


$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 113,7}{30} = 11,9 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = 1601,2 \cdot 11,9 \cdot 10^{-3} = 9,527 \text{ кВт.}$$

ККД диференціала при русі по прямій $\approx$ дор. 1, так як тертя в ньому мізерне при поділі крутного моменту навпіл; тертя в диференціалі зростає при русі автомобіля на поворотах, на нерівній дорозі та при неоднакових умовах по зчепленню у ведучих коліс.

					ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		6



2. Розрахунок редуктора моста.

2.1. Розрахунок зубчастої передачі.

2.1.1. Числа циклів роботи зубчастих коліс.

Коефіцієнт еквівалентності для розрахунку на контактну втому, враховуючи, що частота обертання не змінюється зі зміною навантаження:

$$K_{HE} = \sum_0^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^{m/2} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma}, [3], \text{ стр. 48 – 49 та [5], стр. 181};$$

T_i, T – відповідно крутні моменти, та максимальний з моментів, що враховуються при розрахунках на втому;

$m = 6$ – показник степеня кривої втоми для розрахунку сталевих зубчастих коліс на контактну втому;

t_i – відповідний вказаним моментам час роботи;

t_Σ – необхідний сумарний строк служби;

– коеф. еквівалентності потрібен для переводу змінного режиму навантаження в еквівалентний постійний.

Аналогічно коефіцієнт еквівалентності для розрахунку на втому при згині:

$$K_{FE} = \sum_0^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^{m_F} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma};$$

– берем $m_F = 9$ – показник степеня кривої втоми для розрахунку сталевих зубчастих коліс на втому при згині при твердості матеріалу коліс $HB > 350$;

– для заданого змінного режиму навантаження, згідно графіка навантаження:

$$K_{HE} = 1^3 \cdot 0,01 + 0,5^3 \cdot 0,3 + 0,3^3 \cdot 0,69 = 0,0661;$$

$$K_{FE} = 1^9 \cdot 0,01 + 0,5^9 \cdot 0,3 + 0,3^9 \cdot 0,69 = 0,0106.$$

Сумарні числа циклів шестерні і колеса по [5], стр. 178, 181:

$$N_{\Sigma_1} = 60 \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 466,2 \cdot 12000 = 3,357 \cdot 10^8;$$

$$N_{\Sigma_2} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 113,7 \cdot 12000 = 0,819 \cdot 10^8.$$

Еквівалентні числа циклів по [3], стр. 285 та [5], стр. 181, 182:

$$N_{HE_1} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma_1} = 0,0661 \cdot 3,357 \cdot 10^8 = 2,219 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE_2} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma_2} = 0,0661 \cdot 0,819 \cdot 10^8 = 0,541 \cdot 10^7;$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

7



$$F_{E_1} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma_1} = 0,0106 \cdot 3,357 \cdot 10^8 = 3,558 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE_2} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma_2} = 0,0106 \cdot 0,819 \cdot 10^8 = 0,868 \cdot 10^6.$$

2.1.2. Вибір матеріалу зубчастих коліс. Визначення допустимих напружень.

Відповідно до навантаження на передачу, берем матеріал зубчастих коліс:

Сталь 25ХГТ, термобробка – нітроцементация.

По [5], стр. 171, для шестерні:

– твердість поверхні: $62HRC = 641HB$, [4], стр. 18;

– межі міцності та текучості: $\sigma_{B_1} = 1150\text{МПа}$, $\sigma_{T1} = 950\text{МПа}$.

Для колеса:

– твердість поверхні: $59HRC = 598HB$, [4], стр. 18;

– межі міцності та текучості: $\sigma_{B_2} = 1150\text{МПа}$, $\sigma_{T2} = 950\text{МПа}$.

Допустимі контактні напруження.

Границі контактної витривалості по [3], стр. 285:

$$\sigma_{Hlimb1} = 23 \cdot HRC_1 = 23 \cdot 62 = 1426\text{МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 23 \cdot HRC_2 = 23 \cdot 59 = 1357\text{МПа};$$

– базові числа циклів шестерні і колеса по [3], стр. 285 та [4], стр. 18:

$$N_{H0i} = 30 \cdot HB_i^{2,4}, \text{ при умові: } N_{H0i} \leq 12 \cdot 10^7;$$

$$N'_{H01} = 30 \cdot HB_1^{2,4} = 30 \cdot 641^{2,4} = 16,35 \cdot 10^8 \Rightarrow \text{берем } N_{H01} = 12 \cdot 10^7;$$

$$N'_{H02} = 30 \cdot HB_2^{2,4} = 30 \cdot 598^{2,4} = 13,84 \cdot 10^8 \Rightarrow \text{берем } N_{H02} = 12 \cdot 10^7;$$

– коефіцієнти довговічності шестерні і колеса для розрахунку на контактну втому по [3], стр. 285:

$$K_{HLi} = \sqrt[m]{\frac{N_{H0i}}{N_{HEi}}}, \text{ при умові: } 1 \leq K_{HLi} \leq 1,8;$$

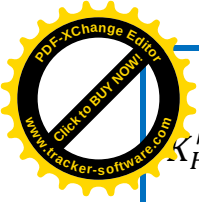
$$K'_{HL1} = \sqrt[m]{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{2,219 \cdot 10^7}} = 1,325 \Rightarrow \text{берем } K_{HL1} = 1,325;$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

8



$$K'_{HL_2} = \sqrt[m]{\frac{N_{H0_2}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{0,541 \cdot 10^7}} = 1,676 \Rightarrow \text{берем } K_{HL_2} = 1,676;$$

—допустимі контактні напруги по [2], стр. 284:

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{Hlimb1} \cdot K_{HL_1} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{1426 \cdot 1,325 \cdot 0,95}{1,2} = 1495,8 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{Hlimb2} \cdot K_{HL_2} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{1357 \cdot 1,676 \cdot 0,95}{1,2} = 1800,5 \text{ МПа};$$

де:

$Z_R = 0,95$ — коеф. врах. шорсткості спряжених поверхонь при $R_a = 1,25 \div 2,5$;

$S_H = 1,2$ — коефіцієнт безпеки.

Допустиме розрахункове контактне напруження при твердості обох коліс

$HB > 350$ — менше з двох значень, [2], стр. 286:

$$[\sigma]_H = 1495,8 \text{ МПа};$$

—допустиме граничне контактне напруження по [2], стр. 286:

$$[\sigma]_{Hmax} = 40 \cdot HRC_2 = 40 \cdot 59 = 2360 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження згину.

Границі витривалості при згині по [3], стр. 176:

$$\sigma_{Flimb1} = 750 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flimb2} = 750 \text{ МПа};$$

—базове число циклів по [3], стр. 182:

$$N_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

—коефіцієнти довговічності шестерні і колеса для розрахунку на втому при згині по [3], стр. 287 – 288:

$$K_{FLi} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FEi}}}, \text{ при умові: } 1 \leq K_{FLi} \leq 2,5, [4], \text{ стр. 18};$$

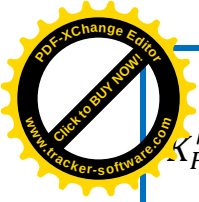
$$K'_{FL_1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE_1}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{3,558 \cdot 10^6}} = 1,013 \Rightarrow \text{берем } K_{FL_1} = 1,013;$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

9



$$K'_{FL_2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE_2}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,868 \cdot 10^6}} = 1,185 \Rightarrow \text{берем } K_{FL_2} = 1,185.$$

Навантаження реверсивне, тому визначаємо коефіцієнт реверсивності, враховуючи рекомендації [5], стр. 174 та [1], стр. 87 – 88. По [5], стр. 174, для одностороннього навантаження $K_{Fc} = 1$, при реверсивному навантаженні $K_{Fc} = 0,7 \div 0,8$, більші значення для передач з твердістю зубів обох коліс $HB > 350$; ці значення коефіцієнта для явного реверсивного циклу. Але передача заднього ходу вмикається рідко, тому справедливе його підвищення.

По [1], стр. 87 – 88 значення коефіцієнта, що враховує вплив двостороннього навантаження (тут він враховує можливість підвищення допустимих напруг згину при зниженні реверсивності навантаження) для нереверсивних передач дор. 1,3, а для зуб. коліс ведучих мостів – 1,2, тому зниження допустимих напруг згину для зуб. коліс ведучих мостів в порівнянні з колесами нереверсивних передач:

$$K_{Fc} = \frac{1,2}{1,3} = 0,923;$$

– допустимі напруги згину по [3], стр. 286:

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{Flimb1} \cdot K_{FL_1} \cdot K_{Fc}}{S_F} = \frac{750 \cdot 1,013 \cdot 0,923}{1,55} = 452,4 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{Flimb2} \cdot K_{FL_2} \cdot K_{Fc}}{S_F} = \frac{750 \cdot 1,185 \cdot 0,923}{1,55} = 529,2 \text{ МПа};$$

де $S_F = 1,55$ – коефіцієнт безпеки по [5], стр. 176;

– допустиме граничне напруження згину по [3], стр. 288:

$$[\sigma]_{F_{max}} = \frac{\sigma_{FlimM}}{S_F} = \frac{6 \cdot HB_2}{S_F} = \frac{6 \cdot 598}{2} = 1794 \text{ МПа.}$$

де $S_F = 2$ – коефіцієнт безпеки по [3], стр. 288 та [6], стр. 192.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

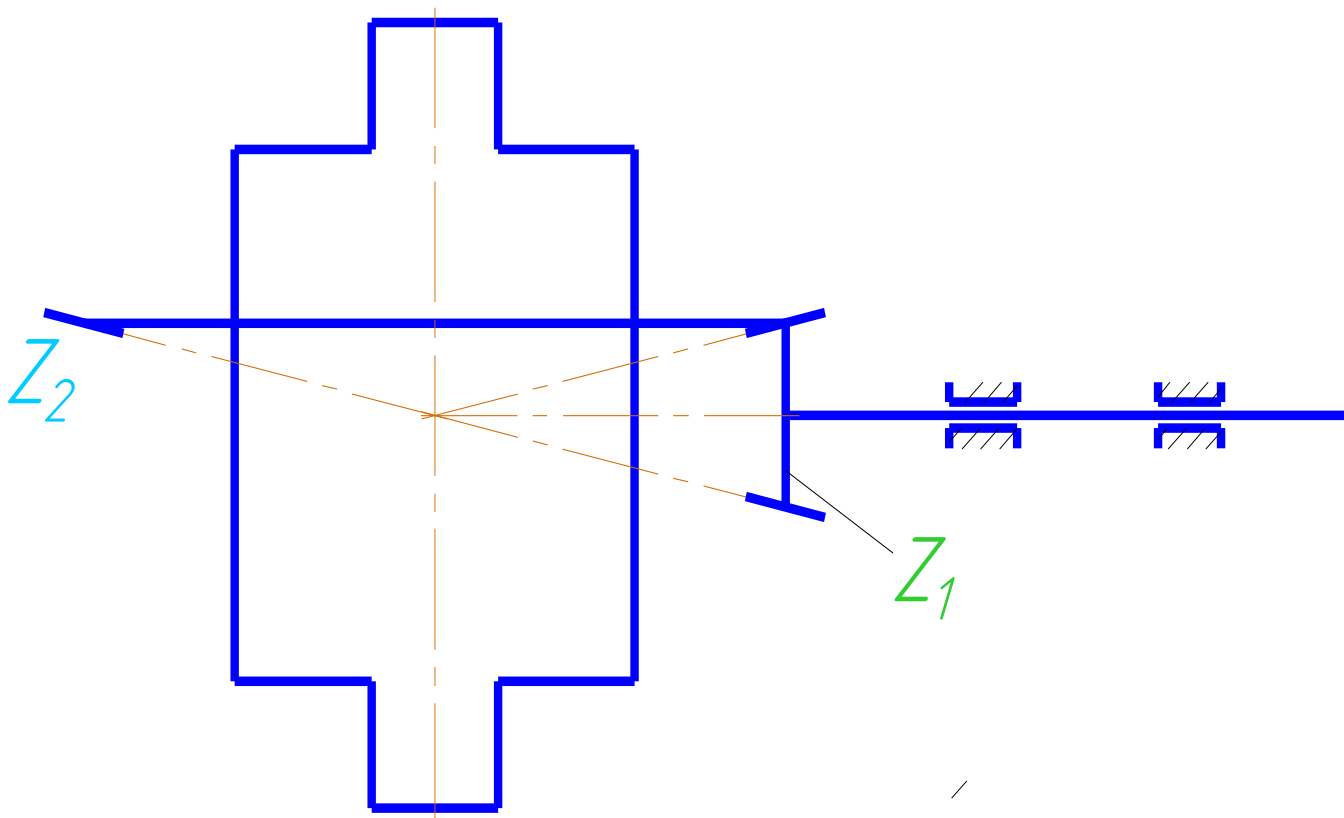
ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

10

2.1.3.Проектний розрахунок конічної прямозубої передачі.

Кінематична схема головної передачі, рис. 2:



Берем число зубів шестерні по [6], стр. 191:

$Z_1 = 20 \Rightarrow$ число зубів колеса:

$Z_2 = Z_1 \cdot u_0 = 20 \cdot 4,1 = 82 \Rightarrow$ берем $Z_2 = 82$;

—фактичне передаточне число:

$$u_{0\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{82}{20} = 4,1.$$

Кути ділительних конусів по [7], стр. 18 – 20, таб. 2:

$$\delta_2 = \arctg u_{0\phi} = \arctg 4,1 = 76,29^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 76,29^\circ = 13,71^\circ.$$

Еквівалентне число зубів шестерні:

$$Z_{vmin} = Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 13,71^\circ} = 20,587 < 17 \Rightarrow \text{умова непідрізання}$$

виконана;

$Y_{F1} = 3,68$ – коефіцієнт форми зуба по [5], стр. 147, рис. 8.20 при коефіцієнті зміщення:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

$$x_1 = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u_{0\phi}^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{Z_1}} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{4,1^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{20}} = 0,421.$$

По [6], стр. 190 берем коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані:

$$\psi_{be} = 0,285;$$

$$\frac{\psi_{be} \cdot u_{0\phi}}{2 - \psi_{be}} = \frac{0,285 \cdot 4,1}{2 - 0,285} = 0,681 - \text{по значенню цього виразу знаходимо:}$$

$K_{F\beta} = 1,54$ – коефіцієнт враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунках на згин по [3], стр. 321, рис. 24.5 для несиметричного розміщення шестерні відносно опор.

$K_{Fv} = 1,046$ – динамічний коефіцієнт по [5], стр. 138 при 8 – й степені точності та орієнтовній коловій швидкості шестерні:

$$V'_{m1} = \frac{n_1}{10^3 \cdot C_v} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{u_{0\phi}^2}} = \frac{466,2}{10^3 \cdot 13,5} \cdot \sqrt[3]{\frac{1601,2 \cdot 10^3}{4,1^2}} = 1,577 \frac{\text{м}}{\text{с}}, [8], \text{стр. 95;}$$

де:

$$n_1 = 466,2 \frac{\text{об}}{\text{хв}} - \text{частота обертання ведучої шестерні;}$$

$C_v = 13,5$ – швидкісний коефіцієнт для цементованих конічних коліс;

$T_2 = 1601,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – крутний момент на веденій шестерні передачі;

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,54 \cdot 1,046 = 1,611$ – коефіцієнт режиму навантаження;

– коефіцієнт нахилу зуба шестерні по [6], стр. 103:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_1}{140} \geq 0,7 \Rightarrow Y_\beta = 1 - \frac{0}{140} = 1 \Rightarrow \text{берем } Y_\beta = 1;$$

– коефіцієнт ширини вінця відносно середнього ділильного діаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{be} \cdot \sqrt{u_{0\phi}^2 + 1}}{2 - \psi_{be}} = \frac{0,285 \cdot \sqrt{4,1^2 + 1}}{2 - 0,285} = 0,701, [1], \text{стр. 191.}$$

Середній коловий модуль з умови втомної міцності по напругам згину по [6], стр. 191:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата



$$m'_{tm} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot Y_{F_1} \cdot K_F \cdot Y_\beta}{0,85 \cdot [\sigma]_{F_1} \cdot \psi_{bd} \cdot Z_1^2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 404,7 \cdot 10^3 \cdot 3,68 \cdot 1,611 \cdot 1}{0,85 \cdot 452,4 \cdot 0,701 \cdot 20^2}} = 3,544 \text{ мм};$$

для конічних передач з прямим зубом при необхідності нормується зовнішній модуль, проте округлення модулів конічних передач до стандартного значення можна не проводити;

$$m_e = \frac{m_{tm}}{1 - 0,5 \cdot \psi_{be}} = \frac{3,544}{1 - 0,5 \cdot 0,285} = 4,133 \text{ мм};$$

—зовнішні ділильні діаметри:

$$d_{e_1} = m_e \cdot Z_1 = 4,133 \cdot 20 = 82,66 \text{ мм};$$

$$d_{e_2} = m_e \cdot Z_2 = 4,133 \cdot 82 = 338,91 \text{ мм};$$

—зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 4,133 \cdot \sqrt{20^2 + 82^2} = 174,42 \text{ мм};$$

—ширина вінців:

$$b' = \psi_{be} \cdot R_e = 0,285 \cdot 174,42 = 49,71 \text{ мм} \Rightarrow \text{берем } b = 50 \text{ мм};$$

—середні ділильні діаметри:

$$d_{m_1} = m_{tm} \cdot Z_1 = 3,544 \cdot 20 = 70,88 \text{ мм};$$

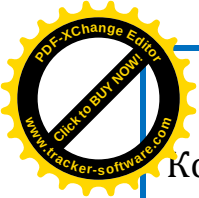
$$d_{m_2} = m_{tm} \cdot Z_2 = 3,544 \cdot 82 = 290,61 \text{ мм}.$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

13



2.1.4.Перевірка зубів на втому.

Колова сила в зачепленні:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 404,7 \cdot 10^3}{70,88} = 11419,3H;$$

$$r_{01} = \frac{d_{m1}}{2 \cdot \cos \delta_1} = \frac{70,88 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \cos 13,71^\circ} = 0,0365m;$$

$$r_{02} = \frac{d_{m2}}{2 \cdot \cos \delta_2} = \frac{290,61 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \cos 76,29^\circ} = 0,6131m;$$

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot E}{b_{\omega 2} \cdot \sin \alpha_{cp} \cdot \cos \alpha_{cp}} \cdot \left(\frac{1}{r_{01}} + \frac{1}{r_{02}} \right)} =$$
$$= 0,418 \cdot \sqrt{\frac{11419,3 \cdot 210}{50 \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ} \cdot \left(\frac{1}{0,0365} + \frac{1}{0,6131} \right)} = 870 \text{ МПа} < [\sigma]_H =$$
$$= 1495,8 \text{ МПа} \Rightarrow \text{міцність забезпечена};$$

де:

$E = 210 \text{ ГПа}$ – модуль пружності сталі;

$\alpha_{cp} = 20^\circ$ – кут зачеплення в середньому перерізі вінця зубчастого колеса;

$b_\omega = b_2 = 50 \text{ мм}$ – довжина зуба по осі ділильного конуса.

Еквівалентні числа зубів по [5], стр. 165:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 13,71^\circ} = 20,587;$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{82}{\cos 76,29^\circ} = 345,98;$$

– коефіцієнти зміщення шестерні та колеса знайдені в проектному розрахунку:

$$x_1 = -x_2 = 0,421;$$

– коефіцієнти форми зуба по [5], стр. 147, рис. 8.20:

$$Y_{F1} = 3,68;$$

$$Y_{F2} = 3,75;$$

– колова швидкість коліс:

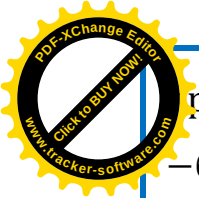
$$v = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_{m1} = 0,5 \cdot 48,8 \cdot 70,88 \cdot 10^{-3} = 1,729 \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{допустимо для}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

14



прямокутних коліс, [2], стр. 275;

— беремо 8 – у ступінь точності;

$K_{Fv} = 1,05$ – уточнений динамічний коеф. по [5], стр. 138, 162;

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,54 \cdot 1,05 = 1,617$ – коефіцієнт режиму навантаження;

— розрахункові напруги згину, [6], стр. 191:

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_t}{m_{tm} \cdot b_\omega} \cdot Y_{F_1} \cdot K_F \cdot Y_\beta = \frac{11419,3}{3,544 \cdot 50} \cdot 3,68 \cdot 1,617 \cdot 1 = 383,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_1} = 452,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{F_t}{m_{tm} \cdot b_\omega} \cdot Y_{F_2} \cdot K_F \cdot Y_\beta = \frac{11419,3}{3,544 \cdot 50} \cdot 3,75 \cdot 1,617 \cdot 1 = 390,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 529,2 \text{ МПа}.$$

Міцність забезпечена.

2.1.5. Перевірка міцності зубів при короткочасних перевантаженнях.

$$\sigma_{H_{max}} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_\Pi} = 870 \cdot \sqrt{1,9} = 1199,2 \text{ МПа} < [\sigma]_{H_{max}} = 2360 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_{max}} = \sigma_{F_2} \cdot K_\Pi = 390,8 \cdot 1,9 = 742,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_{max}} = 1794 \text{ МПа};$$

де $K_\Pi = K_d = 1,9$ – коеф. перевантаження.

Міцність забезпечена.

2.1.6. Розміри передачі.

По [11], стр. 50, таб. 3.11.

Кути ділительних конусів:

$$\delta_1 = 13,71^\circ;$$

$$\delta_2 = 76,29^\circ;$$

— зонішні ділительні діаметри:

$$d_{e_1} = 82,66 \text{ мм};$$

$$d_{e_2} = 338,91 \text{ мм};$$

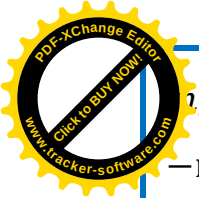
— зовнішній модуль:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

15



$$m_e = 4,133\text{мм};$$

—ширина вінців:

$$b = 50\text{мм};$$

—середні ділильні діаметри:

$$d_{m_1} = 70,88\text{мм};$$

$$d_{m_2} = 290,61\text{мм};$$

—зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 174,42\text{мм};$$

—зовнішня висота зуба:

$$h_e = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 4,133 = 9,093\text{мм};$$

—зовнішня висота головки зуба:

$$h_{ae} = m_e = 4,133\text{мм};$$

—зовнішня висота ніжки зуба:

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 4,133 = 4,96\text{мм};$$

—діаметри вершин зубців:

$$d_{ae_1} = d_{e_1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 82,66 + 2 \cdot 4,133 \cdot \cos 13,71^\circ = 90,69\text{мм};$$

$$d_{ae_2} = d_{e_2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 338,91 + 2 \cdot 4,133 \cdot \cos 76,29^\circ = 340,87\text{мм};$$

—зовнішні діаметри впадин зубців:

$$d_{fe_1} = d_{e_1} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 82,66 - 2,4 \cdot 4,133 \cdot \cos 13,71^\circ = 73,02\text{мм};$$

$$d_{fe_2} = d_{e_2} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 338,91 - 2,4 \cdot 4,133 \cdot \cos 76,29^\circ = 336,56\text{мм}.$$

2.1.7. Сили в зачепленні.

По [2], стр. 320.

Колова:

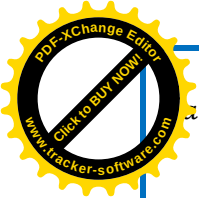
$$F_t = 11419,3\text{Н};$$

—радіальна сила на шестерні рівна осьовій на колесі:

$$F_{r_1} = F_{a_2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 11419,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 13,71^\circ = 4037,9\text{Н};$$

—осьова сила на шестерні рівна радіальній на колесі:

					ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		16



$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 11419,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 76,29^\circ = 985,1 \text{ Н.}$$

2.1.8. Вибір мастила.

По [3], стр. 518 – 519 та [11], стр. 253:

$$\frac{5 \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_H^3}{v} = \frac{5 \cdot 10^{-6} \cdot 870^3}{1,729} = 1904,3 \Rightarrow$$

$$v = 214,3 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}} - \text{кінематична в'язкість масла при } t = 50^\circ \text{C, тому приймаємо}$$

марку масла – ТАП-15В;

де:

$\sigma_H = 870 \text{ МПа}$ – значення контактних напруг;

$v = 1,729 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – колова швидкість коліс.

Необхідний об'єм масла по прототипу:

$$V = 1,5 \text{ л.}$$

2.2. Розрахунок болтів кріплення зубчастого колеса до диференціала.

Приймаємо:

– матеріал болтів Сталь 45, клас міцності 6.6;

$$\sigma_B = 700 \text{ МПа}, \sigma_T = 360 \text{ МПа};$$

$[\tau]_{\text{зр}} = 0,25 \cdot \sigma_T = 0,25 \cdot 360 = 90 \text{ МПа}$ – допустиме напруження зрізу, [3], стр. 116;

– схема установки болтів без зазору;

$D_0 = 260 \text{ мм}$ – діаметр кола болтів;

$Z = 4$ – число болтів.

Внутрішній діаметр різьби болта по [3], стр. 116:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T_p \cdot K_d}{D_0 \cdot \pi \cdot [\tau]_{\text{зр}} \cdot Z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1601,2 \cdot 10^3 \cdot 1,9}{260 \cdot 3,14 \cdot 90 \cdot 4}} = 6,435 \text{ мм} \Rightarrow$$

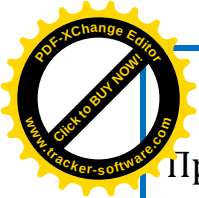
по [3], стр. 104, таб. 11.1 берем болти $M8 \times 1,25$, для яких $d_1 = 6,647 \text{ мм}$.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-20.01.04.00.ПЗ

Арк.

17



2.3. Розміри корпусу редуктора.

Приймаємо литий корпус, розміри якого знаходимо по [8], стр. 417.

Товщина стінки основи:

$$\delta'_{\text{корп}} = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T_T} = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 3042,28} = 8,35 \text{ мм} \Rightarrow \text{берем } \delta_{\text{корп}} = 8 \text{ мм};$$

де $T_T = K_d \cdot T_{\text{ном}} = 1,9 \cdot 1601,2 = 3042,28 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – найбільший крутний момент на тихохідному валу;

– товщина стінки кришки:

$$\delta'_{\text{кр}} = 0,9 \cdot \delta_{\text{корп}} = 0,9 \cdot 8 = 7,2 \text{ мм} \Rightarrow \text{берем } \delta_{\text{кр}} = 8 \text{ мм};$$

– товщина вуха біля основи:

$$\delta_{\text{в}} = 2,5 \cdot \delta_{\text{кр}} = 2,5 \cdot 8 = 20 \text{ мм} \Rightarrow \text{берем } \delta_{\text{в}} = 20 \text{ мм};$$

– діаметр стяжного болта:

$$d'_c = \sqrt[3]{T_T} = \sqrt[3]{3042,28} = 14,49 \text{ мм} \Rightarrow \text{берем болти М14};$$

– діаметр фундаментального болта:

$$d'_\phi = \sqrt[3]{2 \cdot T_T} = \sqrt[3]{2 \cdot 3042,28} = 18,26 \text{ мм} \Rightarrow \text{берем болти М18};$$

– товщина лапи фундаментального болта:

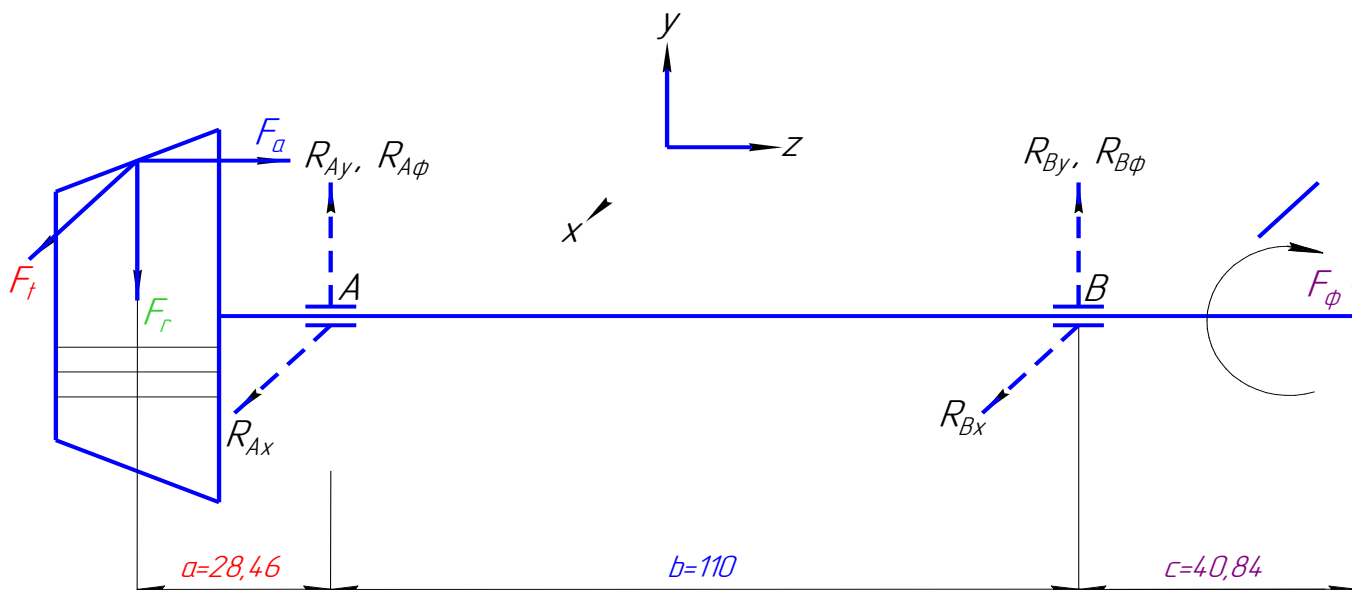
$$\delta_\phi = 1,5 \cdot d_\phi = 1,5 \cdot 18 = 27 \text{ мм}.$$

2.4. Розрахунок валів та підшипників.

2.4.1. Швидкохідний вал–шестерня.

2.4.1.1. Проектний розрахунок вала. Підбір підшипників.

Схема навантаження:



– напрям обертання при погляді зі сторони основи конуса;

– параметри навантаження по кінематичному розрахунку:

$$\omega = 48,8 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$T = 404,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Матеріал – Сталь 25ХГТ, термообробка – цементация;

$$\sigma_B = 1150 \text{ МПа}, \sigma_T = 950 \text{ МПа}, [3], \text{ стр. 279};$$

$[\tau] = 50 \text{ МПа}$ – допустиме напруження кручення;

– з умови міцності на кручення знаходимо розрахункове значення діаметра кінця вала, де встановлюється фланець:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 404,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 50}} = 34,55 \text{ мм}, [3], \text{ стр. 422} \Rightarrow$$

по [12], стр. 12, з ряду параметрів кінців валів, берем:

$$d = 35 \text{ мм};$$

– відповідно до діаметра кінця, довжина кінця з ряду довгих кінців валів:

$$l = 80 \text{ мм};$$

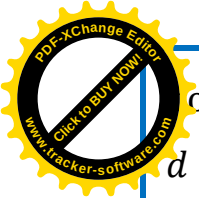
– для посадки фланця на кінці вала приймаємо евольвентне шлицеве з'єднання

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

19



о [7], стр. 259 з параметрами:

$d = 35\text{мм}$ – номінальний діаметр;

$m = 2\text{мм}$ – модуль;

$Z = 16$ – число шлиців;

–центрування по боковим поверхням шлиців;

–позначення з'єднання: $35 \times 2 \times \frac{7H}{7e}$.

Перевірка шлиців на зминання.

Умова міцності по напругам зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{T_{ном}}{S_F \cdot l} \leq [\sigma]_{зм}, [8], \text{стр. 144};$$

де:

$T_{ном} = T = 404,7\text{Н} \cdot \text{м}$ – номінальне значення крутного моменту;

$S_F = 0,5 \cdot d_m \cdot h \cdot Z$ – питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь;

$d_m = m \cdot Z = 2 \cdot 16 = 32\text{мм}$ – ділильний діаметр;

$h = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 2 = 4,4\text{мм}$ – висота шлиця;

$l = 60\text{мм}$ – робоча довжина з'єднання;

$[\sigma]_{зм} = 110\text{МПа}$ – допустиме напруження зминання для нерухомих цементованих з'єднань;

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{0,5 \cdot d_m \cdot h \cdot Z \cdot l} = \frac{404,7 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 32 \cdot 4,4 \cdot 16 \cdot 60} = 5,99\text{МПа} < [\sigma]_{зм} = 110\text{МПа} \Rightarrow$$

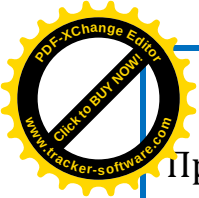
міцність шлиців забезпечена.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

20



Вибір підшипників.

Приймаємо схему установки підшипників врозтяжку.

Для опори А приймаємо:

роликopідшипник конічний радіально – упорний;

–серія: легка;

–позначення підшипника: 7212А;

–параметри підшипника по [4], стр. 504:

$$d = 60\text{мм};$$

$$D = 110\text{мм};$$

$$T = 23,75\text{мм};$$

$$C = 91300H;$$

$$e = 0,4;$$

$$Y = 1,5;$$

$$\alpha \approx 14^{\circ}.$$

Для опори В приймаємо:

роликopідшипник конічний радіально – упорний;

–серія: легка;

–позначення підшипника: 7210А;

–параметри підшипника по [4], стр. 504:

$$d = 50\text{мм};$$

$$D = 90\text{мм};$$

$$T = 21,75\text{мм};$$

$$C = 70400H;$$

$$e = 0,43;$$

$$Y = 1,4;$$

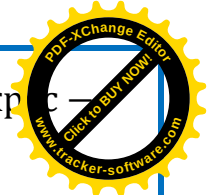
$$\alpha \approx 14^{\circ}.$$

Відстані від точок прикладення реакцій до торців підшипників по [4], стр. 132:

$$a'_A = \frac{T}{2} + \frac{d + D}{6} \cdot e = \frac{23,75}{2} + \frac{60 + 110}{6} \cdot 0,4 = 23,21\text{мм};$$

$$a'_B = \frac{T}{2} + \frac{d + D}{6} \cdot e = \frac{21,75}{2} + \frac{50 + 90}{6} \cdot 0,43 = 20,91\text{мм}.$$

					ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		21



Відстані між точками дії зовнішніх сил та реакцій опор визначаємо на кресленні:

$$a = 28,46 \text{ мм};$$

— відстань між точками прикладу реакцій визначаємо за рекомендаціями [6], стр. 186 та орієнтуючись на конструкцію моста прототипа:

$$b = (3 \div 5) \cdot a = (3 \div 5) \cdot 28,46 = 85,38 \div 142,3 \text{ мм} \Rightarrow \text{берем } b = 110 \text{ мм};$$

— відстань c з урахуванням того, що консольна сила від муфти прикладена посередині кінця вала, [11], стр. 161:

$$c = 40,84 \text{ мм}.$$

2.4.1.2. Перевірка довговічності підшипників.

На вал діють сили від конічної передачі редуктора:

$$F_t = 11419,3 \text{ Н} — \text{направлена вздовж осі } x;$$

$$F_r = 4037,9 \text{ Н} — \text{направлена вздовж осі } y;$$

$$F_a = 985,1 \text{ Н} — \text{направлена вздовж осі } z.$$

Знаходимо реакції опор, попередньо склавши відповідні рівняння рівноваги; перед складанням рівнянь напрям реакцій опор невідомий, тому попередньо він співпадає з додатнім напрямом осей, вздовж яких вони направлені.

$$\Sigma M_{Bx} = F_t \cdot (a + b) + R_{Ax} \cdot b = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Ax} = -\frac{F_t \cdot (a + b)}{b} = -\frac{11419,3 \cdot (28,46 + 110)}{110} = -14373,8 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{Ax} = F_t \cdot a - R_{Bx} \cdot b = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot a}{b} = \frac{11419,3 \cdot 28,46}{110} = 2954,5 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{By} = F_r \cdot (a + b) - \frac{F_a \cdot d_{m1}}{2} - R_{Ay} \cdot b = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot (a + b) - \frac{F_a \cdot d_{m1}}{2}}{b} = \frac{4037,9 \cdot (28,46 + 110) - \frac{985,1 \cdot 70,88}{2}}{110} = 4765,2 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{Ay} = F_r \cdot a - \frac{F_a \cdot d_{m1}}{2} + R_{By} \cdot b = 0 \Rightarrow$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

$$R_{By} = \frac{-F_r \cdot a + \frac{F_a \cdot d_{m1}}{2}}{b} = \frac{-4037,9 \cdot 28,46 + \frac{985,1 \cdot 70,88}{2}}{110} = -727,3H.$$

Одержані від'ємні реакції при побудові епюр спрямовуємо у зворотньому напрямі до попереднього.

Крім сил в зачепленні, вал навантажується силою від дії фланця:

$$F_{\phi} = 125 \cdot \sqrt{T} = 125 \cdot \sqrt{404,7} = 2514,6H, [11], \text{ стр. 161};$$

—реакції опор від дії фланця:

$$\Sigma M_{B\phi} = -F_{\phi} \cdot c - R_{A\phi} \cdot b = 0 \Rightarrow$$

$$R_{A\phi} = -\frac{F_{\phi} \cdot c}{b} = -\frac{2514,6 \cdot 40,84}{110} = -933,6H;$$

$$\Sigma M_{A\phi} = -F_{\phi} \cdot (b + c) + R_{B\phi} \cdot b = 0 \Rightarrow$$

$$R_{B\phi} = \frac{F_{\phi} \cdot (b + c)}{b} = \frac{2514,6 \cdot (110 + 40,84)}{110} = 3448,2H;$$

—сумарні реакції опор від дії сил в зачепленні та фланця по [13], стр. 112:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} + R_{A\phi} = \sqrt{(-14373,8)^2 + 4765,2^2} + 933,6 = 16076,7H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} + R_{B\phi} = \sqrt{2954,5^2 + (-727,3)^2} + 3448,2 = 6490,9H;$$

—осьова сила направлена в сторону правої опори $B \Rightarrow$ по [4], стр. 134 визна — чаємо:

$$R_A = R_{r2}, R_B = R_{r1};$$

—осьові складові радіальних реакцій:

$$F_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 6490,9 = 2316,6H;$$

$$F_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 16076,7 = 5337,5H.$$

Осьові навантаження на опори по [4], стр. 136, таб. 6.2:

$$F_{s1} < F_{s2}, \text{ а } F_{s2} - F_{s1} = 5337,5 - 2316,6 = 3020,9H > F_a = 985,1H \Rightarrow$$

$$R_{a2} = F_{s2} = 5337,5H;$$

$$R_{a1} = R_{a2} - F_a = 5337,5 - 985,1 = 4352,4H.$$

Попередній натяг підшипників по [6], стр. 189:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата



$$= 0,35 \cdot \frac{u_{k5}}{u_{k1}} \cdot 100\% = 0,35 \cdot \frac{0,82}{3,667} \cdot 100\% = 7,83\%;$$

$u_{k5} = 0,82$ – передаточне число вищої, 5 – ої передачі КПП.

Перевірка опори А.

Осьове навантаження на опору А з урахуванням попереднього натягу:

$$R_{aA} = R_{a2} \cdot (100 - n) \cdot 0,01 = 5337,5 \cdot (100 - 7,83) \cdot 0,01 = 4919,6H;$$

– по [3], стр. 445 приймаємо $V = 1$ – коефіцієнт обертання;

$$\frac{R_{aA}}{V \cdot R_A} = \frac{4919,6}{1 \cdot 16076,7} = 0,306 < e = 0,4 \Rightarrow$$

– коефіцієнти радіального та осьового навантажень відповідно, [4], стр. 139:

$$X = 1;$$

$$Y = 0;$$

– розрахункове навантаження по [3], стр. 445:

$$R = X \cdot V \cdot R_A \cdot K_6 \cdot K_T = 1 \cdot 1 \cdot 16076,7 \cdot 1,9 \cdot 1 = 30545,7H;$$

де:

K_6 – коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт;

– розрахункове еквівалентне навантаження по [3], стр. 448:

$$R_E = R \cdot \sqrt[3]{K_{HE}} = 30545,7 \cdot \sqrt[3]{0,0661} = 12350,5H;$$

– розрахункова довговічність по [3], стр. 444:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{R_E}\right)^p = 1 \cdot 0,65 \cdot \left(\frac{91300}{12350,5}\right)^{\frac{10}{3}} = 511,53 \text{ млн. об, де:}$$

$a_1 = 1$ – надійність 90%;

$a_{23} = 0,65$ – для конічних роликотішипників;

$$p = \frac{10}{3} \text{ – для роликотішипників;}$$

– в годинах:

$$L_h = \frac{1745 \cdot L}{\omega} = \frac{1745 \cdot 511,53}{48,8} = 18291,4 \text{ год} > t = 12000 \text{ год} \Rightarrow \text{довговічність}$$

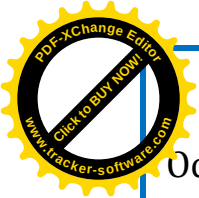
забезпечена.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

24



Перевірка опори В.

Осьове навантаження на опору В з урахуванням попереднього натягу:

$$R_{aB} = R_{a1} \cdot (100 - n) \cdot 0,01 = 4352,4 \cdot (100 - 7,83) \cdot 0,01 = 4011,6H;$$

$$\frac{R_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{4011,6}{1 \cdot 6490,9} = 0,618 > e = 0,43 \Rightarrow$$

— коефіцієнти радіального та осьового навантажень відповідно, [4], стр. 139:

$$X = 0,4;$$

$$Y = 1,4;$$

— розрахункове навантаження по [3], стр. 445:

$$R = (X \cdot V \cdot R_B + Y \cdot R_{aB}) \cdot K_6 \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 6490,9 + 1,4 \cdot 4011,6) \cdot 1,9 \cdot 1 = 15603,9H;$$

— розрахункове еквівалентне навантаження по [3], стр. 448:

$$R_E = R \cdot \sqrt[3]{K_{HE}} = 15603,9 \cdot \sqrt[3]{0,0661} = 6309,1H;$$

— розрахункові довговічності:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{R_E}\right)^p = 1 \cdot 0,65 \cdot \left(\frac{70400}{6309,1}\right)^{\frac{10}{3}} = 2018,05 \text{ млн. об};$$

$$L_h = \frac{1745 \cdot L}{\omega} = \frac{1745 \cdot 2018,05}{48,8} = 72161,7 \text{ год} > t = 12000 \text{ год} \Rightarrow \text{довговічність}$$

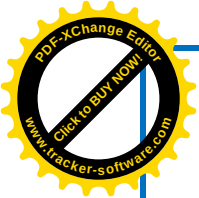
забезпечена.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

25



2.4.1.3. Перевірний розрахунок вала.

Розрахунок і побудова епюр згинальних моментів.

$$M_{xA} = F_t \cdot a = 11419,3 \cdot 28,46 \cdot 10^{-3} = 325 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{yш} = \frac{F_a \cdot d_{m1}}{2} = \frac{985,1 \cdot 70,88 \cdot 10^{-3}}{2} = 34,91 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{yA} = \frac{F_a \cdot d_{m1}}{2} - F_r \cdot a = \frac{985,1 \cdot 70,88 \cdot 10^{-3}}{2} - 4037,9 \cdot 28,46 \cdot 10^{-3} = -80,01 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\phi B} = R_{A\phi} \cdot b = -933,6 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = -102,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Перевірка.

$$M_{xA} = R_{Bx} \cdot b = 2954,5 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = 325 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{yA} = R_{By} \cdot b = -727,3 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = -80 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\phi B} = -F_{\phi} \cdot c = -2514,6 \cdot 40,84 \cdot 10^{-3} = -102,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарні моменти.

$$M_{ш} = |M_{yш}| = 34,91 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_A = \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2} = \sqrt{325^2 + (-80,01)^2} = 334,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_B = |M_{\phi B}| = 102,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

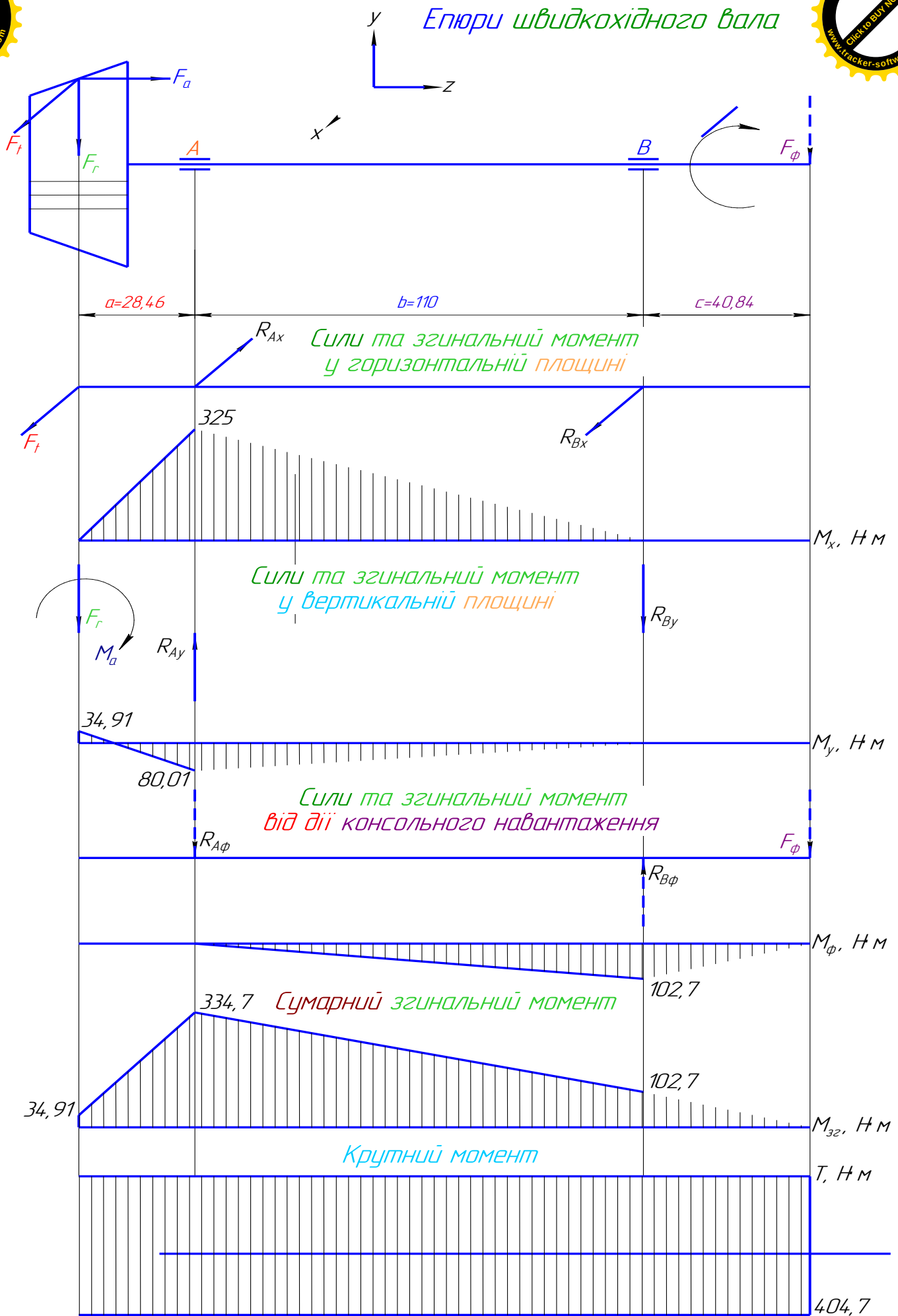
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

26

Епюри швидкохідного вала

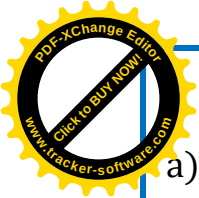


Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

27



Перевірка вала на статичну міцність.

а). Переріз кінця.

Згинальний момент в перерізі не діє, тому нормальні напруження та напруження стиску рівні нулю:

$$\sigma_{зг} = \sigma_c = 0;$$

— дотичні напруження по [3], стр. 415:

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 404,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 35^3} = 48,1 \text{ МПа};$$

— максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перегрузках:

$$\sigma_{Emax} = \sigma_E \cdot K_{\Pi} = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} \cdot K_{\Pi} = 2 \cdot \tau \cdot K_{\Pi} = 2 \cdot 48,1 \cdot 1,9 = 182,77 \text{ МПа};$$

де $K_{\Pi} = 1,9$ — коеф. перевантаження;

— допустиме еквівалентне напруження по [3], стр. 413:

$$[\sigma]_E = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 950 = 760 \text{ МПа} \Rightarrow \text{умова міцності виконується:}$$

$$\sigma_{Emax} < [\sigma]_E.$$

б). Переріз під лівою опорою А, де діє максимальний згинальний момент.

Нормальні напруження в перерізі по [3], стр. 415:

$$\sigma_{зг} = \frac{32 \cdot M_{зг}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 334,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60^3} = 15,79 \text{ МПа};$$

— напруження стиску:

$$\sigma_c = 0;$$

— дотичні напруження по [3], стр. 415:

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 404,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60^3} = 9,55 \text{ МПа};$$

— еквівалентне напруження:

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(15,79 + 0)^2 + 4 \cdot 9,55^2} = 24,78 \text{ МПа};$$

— максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перегрузках:

$$\sigma_{Emax} = \sigma_E \cdot K_{\Pi} = 24,78 \cdot 1,9 = 47,09 \text{ МПа} \Rightarrow \text{умова міцності виконується:}$$

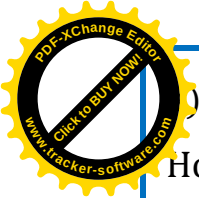
$$\sigma_{Emax} < [\sigma]_E.$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

28



д). Переріз під правою опорою B .

Нормальні напруження в перерізі по [3], стр. 415:

$$\sigma_{зг} = \frac{32 \cdot M_{зг}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 102,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 50^3} = 8,37 \text{ МПа};$$

— напруження стиску:

$$\sigma_c = 0;$$

— дотичні напруження по [3], стр. 415:

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 404,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 50^3} = 16,5 \text{ МПа};$$

— еквівалентне напруження:

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(8,37 + 0)^2 + 4 \cdot 16,5^2} = 34,04 \text{ МПа};$$

— максимальне еквівалентне напруження при короточасних перегрузках:

$$\sigma_{Emax} = \sigma_E \cdot K_{\Pi} = 34,04 \cdot 1,9 = 64,69 \text{ МПа} \Rightarrow \text{умова міцності виконується:}$$

$$\sigma_{Emax} < [\sigma]_E.$$

г). Переріз під шестернею не перевіряється, бо згинальний момент у ньому менший, а розміри більші, ніж у перерізі під опорою, що перевірявся.

Статична міцність вала забезпечена.

Перевірка вала на втому.

Границі втоми матеріалу вала по [3], стр. 415:

$$\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_B = 0,45 \cdot 1150 = 517,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 1150 = 287,5 \text{ МПа};$$

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1150 = 0,25;$$

$\psi_{\tau} = 0,5 \cdot \psi_{\sigma} = 0,125$ — коефіцієнти враховують властивості матеріалу реагу — вати на асиметрію циклу напруг, [3], стр. 416;

Навантаження — реверсивне.

а). Переріз кінця вала, де діють лише дотичні напруги.

Концентратор напруг — евольвентне шлицеве з'єднання.

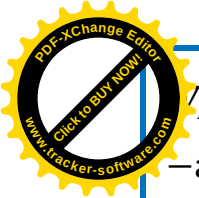
Полярний момент опору перерізу по [4], стр. 277:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

29



$$W_{PH} = 2 \cdot 3292 = 6584 \text{ мм}^3;$$

—амплітуда дотичних напружень по [3], стр. 416:

$$\tau_a = \frac{T}{W_{PH}} = \frac{404,7 \cdot 10^3}{6584} = 61,47 \text{ МПа};$$

—середнє значення дотичних напруг:

$$\tau_m = 0 \text{ — при реверсивному навантаженні.}$$

По [3], стр. 418 приймаємо:

$$K_\tau = 1,58 \text{ — коеф. концентрації напруг};$$

$$K_d = 0,79 \text{ — коеф. абсолютних розмірів перерізу};$$

—коеф. запасу міцності по [3], стр. 415:

$$S = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \frac{\tau_a}{K_d} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{287,5}{\frac{1,58 \cdot 61,47}{0,79} + 0,1 \cdot 0} = 2,339 > [S] = 1,5 \Rightarrow \text{умова міцності}$$

виконується.

б). Переріз під лівою опорою А, де діє максимальний згинальний момент.

Концентратор напруг — з'єднання з натягом.

Моменти опору перерізу:

$$W_{0H} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} = 21195 \text{ мм}^3;$$

$$W_{PH} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{16} = 42390 \text{ мм}^3;$$

для з'єднань з натягом значення відношень коефіцієнтів концентрації напруг до коефіцієнтів абсолютних розмірів перерізу в залежності від межі міцності матеріалу вала по [4], стр. 283:

$$\frac{K_\sigma}{K_d} = 5,742; \quad \frac{K_\tau}{K_d} = 3,425;$$

при встановленні підшипників на вал ці значення домножуються на коеф.

$$k = 0,9;$$

—амплітуди напруг при нереверсивному навантаженні:

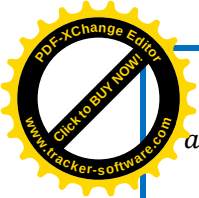
$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{W_{0H}} = \frac{334,7 \cdot 10^3}{21195} = 15,79 \text{ МПа};$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

30



$$\sigma_a = \frac{T}{W_{PH}} = \frac{404,7 \cdot 10^3}{42390} = 9,55 \text{ МПа};$$

—середні значення напруг:

$$\sigma_m = 0;$$

$\tau_m = 0$ — при реверсивному навантаженні;

—коефіцієнти запасу міцності з урахуванням вище наведених коефіцієнтів по [3], стр. 415:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k \cdot \sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{K_d} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{517,5}{0,9 \cdot 15,79 \cdot 5,742 + 0,2 \cdot 0} = 6,342;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k \cdot \tau_a \cdot \frac{K_\tau}{K_d} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{287,5}{0,9 \cdot 9,55 \cdot 3,425 + 0,1 \cdot 0} = 9,766;$$

—загальний коеф. запасу міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{6,342 \cdot 9,766}{\sqrt{6,342^2 + 9,766^2}} = 5,319 > [S] = 1,5 \Rightarrow \text{умова міцності}$$

виконується.

в). Переріз під правою опорою В.

Концентратор напруг — з'єднання з натягом.

Моменти опору перерізу:

$$W_{0H} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} = 12265,6 \text{ мм}^3;$$

$$W_{PH} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{16} = 24531,3 \text{ мм}^3;$$

для з'єднань з натягом значення відношень коефіцієнтів концентрації напруг до коефіцієнтів абсолютних розмірів перерізу в залежності від межі міцності матеріалу вала по [4], стр. 283:

$$\frac{K_\sigma}{K_d} = 5,5; \quad \frac{K_\tau}{K_d} = 3,283;$$

при встановленні підшипників на вал ці значення домножуються на коеф.

$$k = 0,9;$$

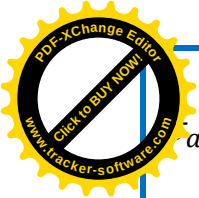
—амплітуди напруг при нереверсивному навантаженні:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

31



$$\sigma_a = \frac{M_{3\Gamma}}{W_{0H}} = \frac{102,7 \cdot 10^3}{12265,6} = 8,37 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{T}{W_{PH}} = \frac{404,7 \cdot 10^3}{24531,3} = 16,5 \text{ МПа};$$

—середні значення напруг:

$$\sigma_m = 0;$$

$\tau_m = 0$ — при реверсивному навантаженні;

—коефіцієнти запасу міцності з урахуванням вище наведених коефіцієнтів по [3], стр. 415:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k \cdot \sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{K_d} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{517,5}{0,9 \cdot 8,37 \cdot 5,5 + 0,2 \cdot 0} = 12,491;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k \cdot \tau_a \cdot \frac{K_\tau}{K_d} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{287,5}{0,9 \cdot 16,5 \cdot 3,283 + 0,1 \cdot 0} = 5,897;$$

—загальний коеф. запасу міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{12,491 \cdot 5,897}{\sqrt{12,491^2 + 5,897^2}} = 5,333 > [S] = 1,5 \Rightarrow \text{умова міцності}$$

виконується.

г). Переріз під шестернею не перевіряється, бо в ньому відсутні концентратори напруг.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

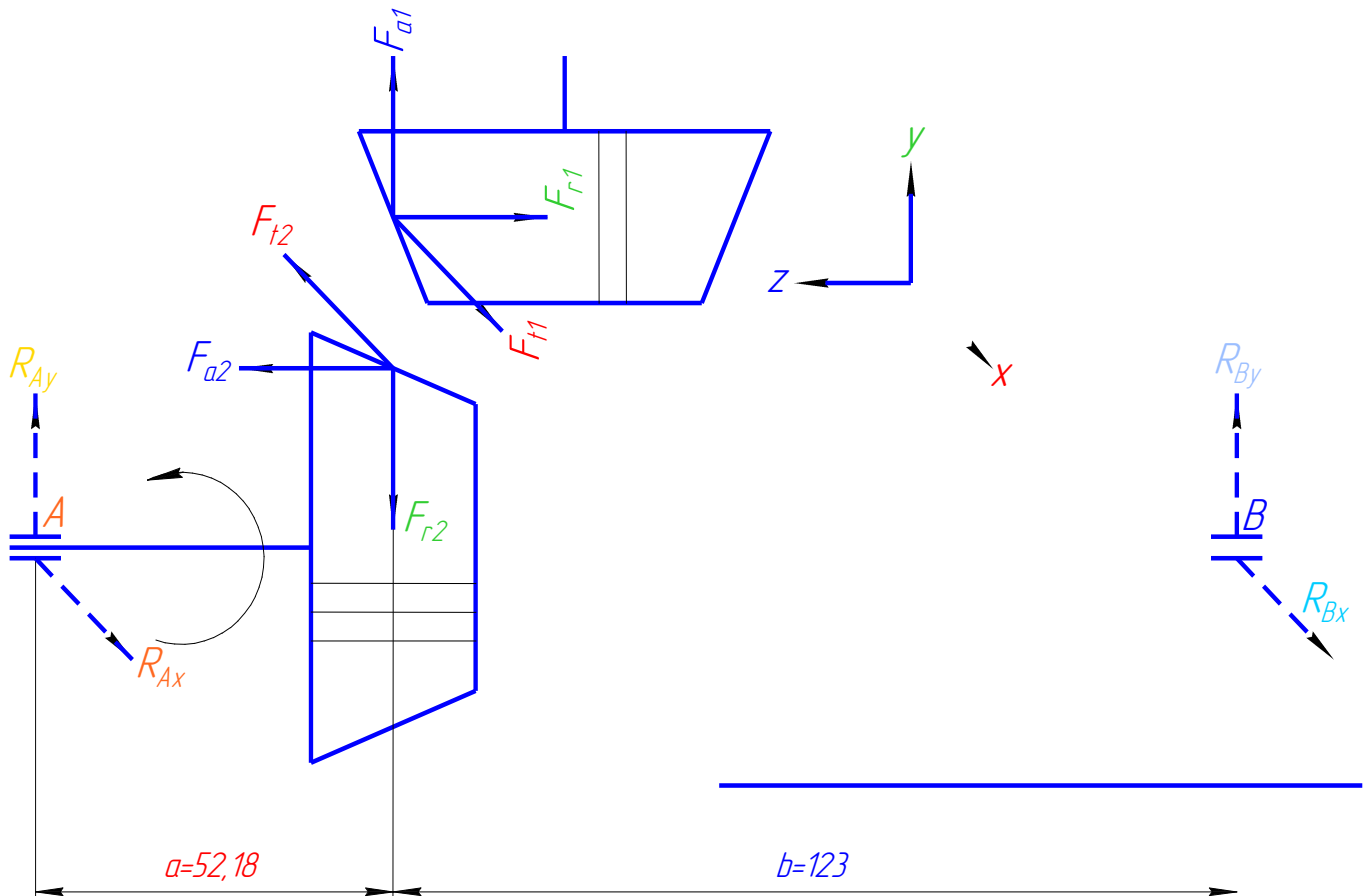
Арк.

32

2.4.2. Ведучі півосі.

2.4.2.1. Проектний розрахунок. Підбір підшипників.

Схема навантаження:



— напрям обертання при погляді зі сторони основи конуса;

— параметри навантаження по кінематичному розрахунку:

$$\omega = 11,9 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$T_2 = 1601,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — крутний момент на веденій конічній шестерні;

— максимальний момент на півосях з урахуванням блокування диференціала при різкому увімкненні зчеплення по [9], стр. 278:

$$T_{\max} = \frac{T_2 \cdot (1 + k_{\sigma}) \cdot K_d}{2} = \frac{1601,2 \cdot (1 + 0,1) \cdot 1,9}{2} = 1673,25 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$k_{\sigma} = 0,1$ — коеф. блокування диференціала.

Матеріал — Сталь 25ХГТ, термообробка — цементация;

$\sigma_B = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 950 \text{ МПа}$, [3], стр. 279;

$[\tau] = 400 \text{ МПа}$ — допустиме напруження кручення, [9], стр. 278;

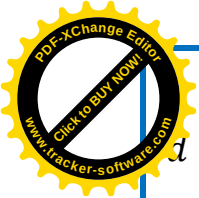
— розрахункове значення діаметра півосей по [3], стр. 422:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

33



$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1673,25 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 400}} = 27,73 \text{ мм} \Rightarrow$$

по [12], стр. 12 берем $d = 28 \text{ мм}$;

— для посадки півосьових шестерень на півосі приймаємо евольвентні шлицеві з'єднання по [7], стр. 277 з параметрами:

$d = 28 \text{ мм}$ — номінальний діаметр;

$m = 1,25 \text{ мм}$ — модуль;

$Z = 21$ — число шлиців;

— центрування по боковим поверхням шлиців;

— позначення з'єднання: $28 \times 1,25 \times \frac{7H}{7e}$.

Перевірка шлиців на зминання.

Умова міцності по напругам зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{T_{ном}}{S_F \cdot l} \leq [\sigma]_{зм}, [8], \text{ стр. 144};$$

де:

$$T_{ном} = \frac{T_2 \cdot (1 + k_\sigma)}{2} = \frac{1601,2 \cdot (1 + 0,1)}{2} = 880,66 \text{ Н} \cdot \text{м} — \text{номінальне значення}$$

крутного моменту;

$S_F = 0,5 \cdot d_m \cdot h \cdot Z$ — питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь;

$d_m = m \cdot Z = 1,25 \cdot 21 = 26,25 \text{ мм}$ — дільний діаметр;

$h = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 1,25 = 2,75 \text{ мм}$ — висота шлиця;

$l = 40 \text{ мм}$ — робоча довжина з'єднання;

$[\sigma]_{зм} = 110 \text{ МПа}$ — допустиме напруження зминання для нерухомих цементованих з'єднань;

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{0,5 \cdot d_m \cdot h \cdot Z \cdot l} = \frac{880,66 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 26,25 \cdot 2,75 \cdot 21 \cdot 40} = 29,05 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} =$$

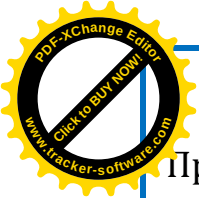
$110 \text{ МПа} \Rightarrow$ міцність шлиців забезпечена.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

34



Вибір підшипників.

Приймаємо схему установки підшипників в розпір.

Для опор A і B приймаємо:

шарикопідшипник радіально – упорний;

–серія: легка;

–позначення підшипника: 36209;

–параметри підшипника по [8], стр. 537:

$$d = 45\text{мм};$$

$$D = 85\text{мм};$$

$$B = 19\text{мм};$$

$$C = 41200H;$$

$$C_0 = 25100H;$$

$$\alpha \approx 12^\circ.$$

Відстань від точки прикладення реакції до торця підшипника по [4], стр. 132:

$$a' = \frac{B}{2} + \frac{d + D}{4} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{19}{2} + \frac{45 + 85}{4} \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 16,41\text{мм}.$$

Відстані між точками дії зовнішніх сил та реакцій опор визначаємо на крес –
ленні:

$$a = 52,18\text{мм};$$

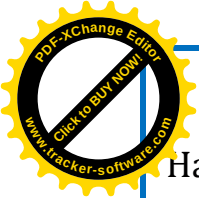
$$b = 123\text{мм}.$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

35



2.4.2.2.Перевірка довговічності підшипників.

На вал діють сили від конічної передачі редуктора:

$F_t = F_{t2} = 11419,3H$ – направлена вздовж осі x ;

$F_r = F_{r2} = H$ – направлена вздовж осі y ;

$F_a = F_{a2} = H$ – направлена вздовж осі z .

Знаходимо реакції опор, попередньо склавши відповідні рівняння рівноваги; перед складанням рівнянь напрям реакцій опор невідомий, тому попередньо він співпадає з додатнім напрямом осей, вздовж яких вони направлені.

$$\Sigma M_{Bx} = -F_t \cdot b + R_{Ax} \cdot (a + b) = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Ax} = \frac{F_t \cdot b}{a + b} = \frac{11419,3 \cdot 123}{52,18 + 123} = 8017,9H;$$

$$\Sigma M_{Ax} = F_t \cdot a - R_{Bx} \cdot (a + b) = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot a}{a + b} = \frac{11419,3 \cdot 52,18}{52,18 + 123} = 3401,4H;$$

$$\Sigma M_{By} = F_r \cdot b + \frac{F_a \cdot d_{m2}}{2} - R_{Ay} \cdot (a + b) = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot b + \frac{F_a \cdot d_{m2}}{2}}{a + b} = \frac{985,1 \cdot 123 + \frac{4037,9 \cdot 290,61}{2}}{52,18 + 123} = 4041H;$$

$$\Sigma M_{Ay} = -F_r \cdot a + \frac{F_a \cdot d_{m2}}{2} + R_{By} \cdot (a + b) = 0 \Rightarrow$$

$$R_{By} = \frac{F_r \cdot a - \frac{F_a \cdot d_{m2}}{2}}{a + b} = \frac{985,1 \cdot 52,18 - \frac{4037,9 \cdot 290,61}{2}}{52,18 + 123} = -3055,9H.$$

Одержані від'ємні реакції при побудові епюр спрямовуємо у зворотньому напрямі до попереднього.

Сумарні реакції опор:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{8017,9^2 + 4041^2} = 8978,7H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{3401,4^2 + (-3055,9)^2} = 4572,5H;$$

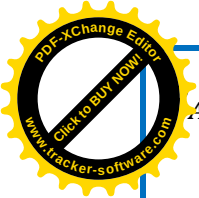
—осьова сила направлена в сторону лівої опори $A \Rightarrow$ по [4], стр. 134 визна — чаємо:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

36



$$R_A = R_{r2}, R_B = R_{r1};$$

Параметри осевого навантаження підшипників.

Для шарикових радіально – упорних підшипників при $\alpha \leq 15^\circ$ попередньо знаходимо параметри e підшипників за емпіричною формулою по [3], стр. 447:

$$lge_A = lge_2 = \frac{\lg\left(\frac{R_{r2}}{C_0}\right) - 1,144}{4,729} = \frac{\lg\left(\frac{8978,7}{25100}\right) - 1,144}{4,729} = -0,336 \Rightarrow e_2 = 0,461;$$

$$lge_B = lge_1 = \frac{\lg\left(\frac{R_{r1}}{C_0}\right) - 1,144}{4,729} = \frac{\lg\left(\frac{4572,5}{25100}\right) - 1,144}{4,729} = -0,398 \Rightarrow e_1 = 0,4;$$

– осеві складові радіальних реакцій:

$$F_{s2} = e_2 \cdot R_{r2} = 0,461 \cdot 8978,7 = 4139,2H;$$

$$F_{s1} = e_1 \cdot R_{r1} = 0,4 \cdot 4572,5 = 1829H;$$

Осьові навантаження на опори по [4], стр. 136, таб. 6.2:

$$F_{s1} < F_{s2}, \text{ а } F_{s2} - F_{s1} = 4139,2 - 1829 = 2310,2H < F_a = 4037,9H \Rightarrow$$

$$R_{a1} = F_{s1} = 1829H;$$

$$R_{a2} = R_{a1} + F_a = 1829 + 4037,9 = 5866,9H.$$

Попередній натяг підшипників по [6], стр. 189:

$$n = 0,35 \cdot \frac{u_{k5}}{u_{k1}} \cdot 100\% = 0,35 \cdot \frac{0,82}{3,667} \cdot 100\% = 7,83\%;$$

$u_{k5} = 0,82$ – передаточне число вищої, 5 – ої передачі КПП.

Перевірка опори А.

Осьове навантаження на опору А з урахуванням попереднього натягу:

$$R_{aA} = R_{a2} \cdot (100 - n) \cdot 0,01 = 5866,9 \cdot (100 - 7,83) \cdot 0,01 = 5407,5H;$$

– по [3], стр. 445 приймаємо $V = 1$ – коефіцієнт обертання;

– уточнюємо параметр осевого навантаження підшипника:

$$\frac{R_{aA}}{C_0} = \frac{5407,5}{25100} = 0,215 \Rightarrow \text{по [4], стр. 135, таб. 6.1 берем:}$$

$$e = 0,495;$$

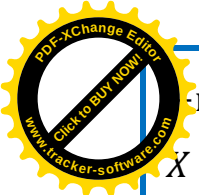
$$\frac{R_{aA}}{V \cdot R_A} = \frac{5407,5}{1 \cdot 8978,7} = 0,602 > e = 0,495 \Rightarrow$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

37



— коефіцієнти радіального та осьового навантажень відповідно, [4], стр.

$$X = 0,45;$$

$$Y = 1,096;$$

— розрахункове навантаження по [3], стр. 445:

$$R = (X \cdot V \cdot R_A + Y \cdot R_{dA}) \cdot K_6 \cdot K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 8978,7 + 1,096 \cdot 5407,5) \cdot 1,9 \cdot 1 = 18937,4H;$$

де:

$$K_6 = 1,9 \text{ — коефіцієнт безпеки;}$$

$$K_T = 1 \text{ — температурний коефіцієнт;}$$

— розрахункове еквівалентне навантаження по [3], стр. 448:

$$R_E = R \cdot \sqrt[3]{K_{HE}} = 18937,4 \cdot \sqrt[3]{0,0661} = 7656,9H;$$

— розрахункова довговічність по [3], стр. 444:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{R_E}\right)^p = 1 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{41200}{7656,9}\right)^3 = 116,8 \text{ млн. об, де:}$$

$$a_1 = 1 \text{ — надійність 90\%;}$$

$$a_{23} = 0,75 \text{ — для шарикопідшипників;}$$

$$p = 3,0 \text{ — для шарикопідшипників;}$$

— в годинах:

$$L_h = \frac{1745 \cdot L}{\omega} = \frac{1745 \cdot 116,8}{11,9} = 17127,4 \text{ год} > t = 12000 \text{ год} \Rightarrow \text{довговічність}$$

забезпечена.

Перевірка опори В.

Осьове навантаження на опору В з урахуванням попереднього натягу:

$$R_{aB} = R_{a1} \cdot (100 - n) \cdot 0,01 = 1829 \cdot (100 - 7,83) \cdot 0,01 = 1685,8H;$$

— уточнюємо параметр осьового навантаження підшипника:

$$\frac{R_{aB}}{C_0} = \frac{1685,8H}{25100} = 0,067 \Rightarrow \text{по [4], стр. 135, таб. 6.1 берем:}$$

$$e = 0,384;$$

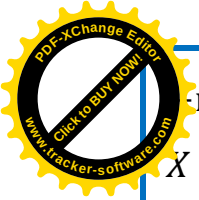
$$\frac{R_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{1685,8}{1 \cdot 4572,5} = 0,369 < e = 0,384 \Rightarrow$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

38



коефіцієнти радіального та осьового навантажень відповідно, [4], стр.

$$X = 1;$$

$$Y = 0;$$

—розрахункове навантаження по [3], стр. 445:

$$R = X \cdot V \cdot R_B \cdot K_6 \cdot K_T = 1 \cdot 1 \cdot 4572,5 \cdot 1,9 \cdot 1 = 8687,8H;$$

—розрахункове еквівалентне навантаження по [3], стр. 448:

$$R_E = R \cdot \sqrt[3]{K_{HE}} = 8687,8 \cdot \sqrt[3]{0,0661} = 3512,7H;$$

—розрахункові довговічності:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{R_E}\right)^p = 1 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{41200}{3512,7}\right)^3 = 1210,1\text{млн. об};$$

$$L_h = \frac{1745 \cdot L}{\omega} = \frac{1745 \cdot 1210,1}{11,9} = 177447,4\text{год} > t = 12000\text{год} \Rightarrow \text{довговічність}$$

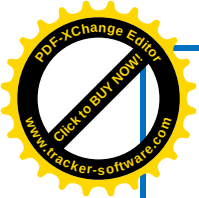
забезпечена.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

39



2.4.2.3.Перевірний розрахунок півосей.

Розрахунок і побудова епюр згинальних моментів.

$$M_{xш} = R_{Ax} \cdot a = 8017,9 \cdot 52,18 \cdot 10^{-3} = 418,37H \cdot м;$$

$$M_{yшл} = R_{Ay} \cdot a = 4041 \cdot 52,18 \cdot 10^{-3} = 210,86H \cdot м;$$

$$M_{yшп} = M_{yшл} - \frac{F_a \cdot d_{m2}}{2} = 210,86 - \frac{4037,9 \cdot 290,61 \cdot 10^{-3}}{2} = -375,87H \cdot м.$$

Перевірка.

$$M_{xш} = R_{Bx} \cdot b = 3401,4 \cdot 123 \cdot 10^{-3} = 418,37H \cdot м;$$

$$M_{yшп} = R_{By} \cdot b = -3055,9 \cdot 123 \cdot 10^{-3} = -375,88H \cdot м.$$

Сумарні моменти.

$$M_{шл} = \sqrt{M_{xш}^2 + M_{yшл}^2} = \sqrt{418,37^2 + 210,86^2} = 468,5H \cdot м;$$

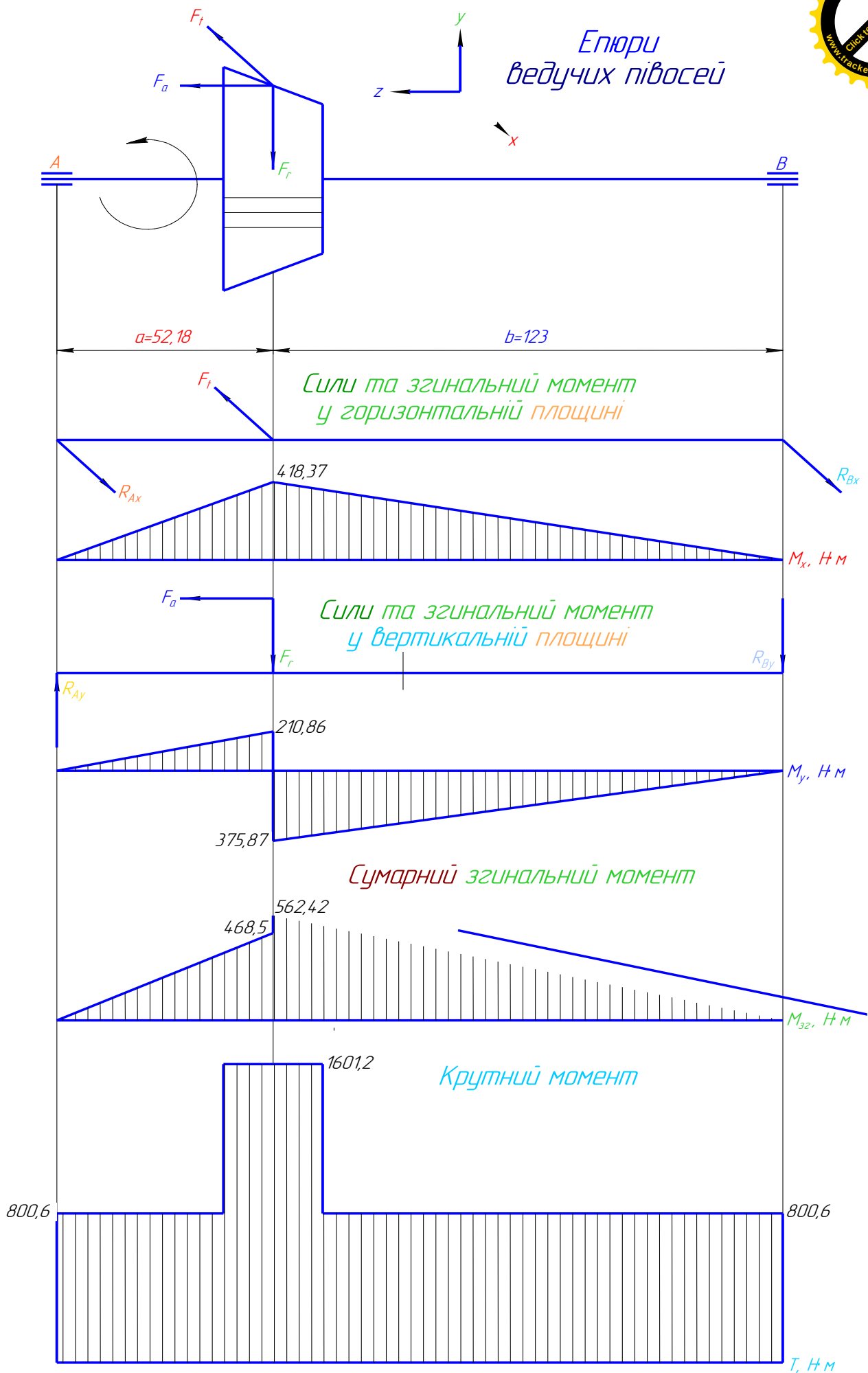
$$M_{шп} = \sqrt{M_{xш}^2 + M_{yшп}^2} = \sqrt{418,37^2 + (-375,87)^2} = 562,42H \cdot м.$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

40

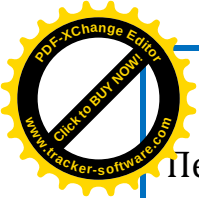


Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

41



Перевірка півосей на статичну міцність.

Переріз кінця.

Згинальний момент в перерізі не діє, тому нормальні напруження та напруження стиску рівні нулю:

$$\sigma_{зг} = \sigma_c = 0;$$

— дотичні напруження по [3], стр. 415:

$$\tau = \frac{16 \cdot T_{ном}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 880,66 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 28^3} = 204,42 \text{ МПа};$$

— максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перегрузках:

$$\sigma_{Emax} = \sigma_E \cdot K_{\Pi} = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} \cdot K_{\Pi} = 2 \cdot \tau \cdot K_{\Pi} = 2 \cdot 204,42 \cdot 1,9 = 756,8 \text{ МПа};$$

де $K_{\Pi} = 1,9$ — коеф. перевантаження;

— допустиме еквівалентне напруження по [3], стр. 413:

$$[\sigma]_E = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 950 = 760 \text{ МПа} \Rightarrow \text{умова міцності виконується:}$$

$$\sigma_{Emax} < [\sigma]_E.$$

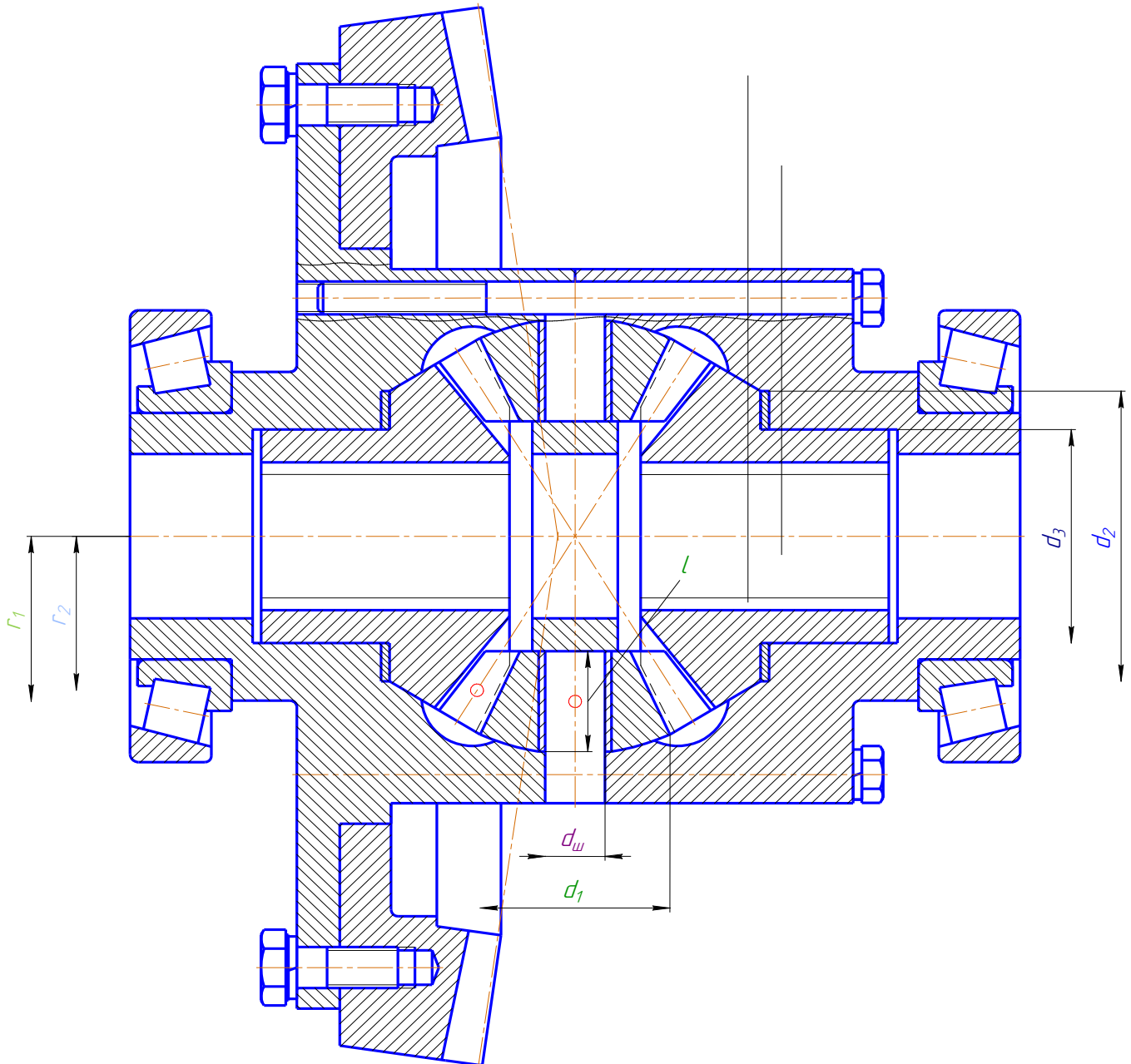
Статична міцність півосей забезпечена.

					ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		42

3. Диференціал.

3.1. Проектний розрахунок.

Берем симетричний міжколісний диференціал автомобіля по схемі, рис. 7:



Розрахунковий крутний момент дорівнює моменту на веденому колесі головної передачі:

$$T_p = 1601,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Матеріал і допустимі напруження для сателітів та півосьових шестерень ті ж, що й для зубчастих коліс головної передачі – Сталь 25ХГТ, термообробка – цементация;

– допустиме статичне напруження згину:

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

43



$$[\tau]_{FCT} = [\sigma]_{Fmax} = 1794 \text{ МПа.}$$

Приймаємо:

$k_\sigma = 0,1$ – коефіцієнт блокування;

$n_c = 2$ – число сателітів;

$Z_1 = 11, Z_2 = 18$ – числа зубів по [6], стр. 200;

–внутрішнє передаточне число:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{18}{11} = 1,636.$$

Перевірка умови складання по [14], стр. 151:

$$\frac{2 \cdot Z_2}{n_c} = k, \text{ де } k - \text{ціле число} \Rightarrow \frac{2 \cdot 18}{2} = 18 - \text{умова виконується.}$$

Кути ділильних конусів:

$$\delta_2 = \arctg \frac{Z_2}{Z_1} = \arctg \frac{18}{11} = 58,56^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 58,56^\circ = 31,44^\circ;$$

–еквівалентне число зубів сателітів:

$$Z_{vmin} = Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{11}{\cos 31,44^\circ} = 12,89 < 17 \Rightarrow \text{–умова непідрізання не}$$

виконана;

–передачу робимо зі зміщенням;

$Y_{F1} = 3,78$ – коефіцієнт форми зуба по [5], стр. 147, рис. 8.20 при коефіцієнті зміщення:

$$x_1 = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{Z_1}} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,636^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{11}} = 0,378.$$

$K_{F\alpha} = 1$ – коефіцієнт розподілу навантаження по [3], стр. 297;

$\psi_{be} = 0,33$ – коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані по [6], стр. 190;

$$\frac{\psi_{be} \cdot u}{2 - \psi_{be}} = \frac{0,33 \cdot 1,636}{2 - 0,33} = 0,323 - \text{по значенню цього виразу знаходимо:}$$

$K_{F\beta} = 1,08$ – коефіцієнт враховує нерівномірність розподілу навантаження по

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

44

ширині вінців при розрахунках на згин по [3], стр. 321, рис. 24.5.

$K_{Fv} = 1,0$ – динамічний коефіцієнт по [6], стр. 199 для розрахунку на статичну міцність;

$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1 \cdot 1,08 \cdot 1 = 1,08$ – коефіцієнт режиму навантаження;

$K_d = 1,9$ – коефіцієнт динамічності;

– коефіцієнт ширини вінця відносно середнього ділильного діаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{be} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2 - \psi_{be}} = \frac{0,33 \cdot \sqrt{1,636^2 + 1}}{2 - 0,33} = 0,379, [6], \text{ стр. 191.}$$

Середній коловий модуль зубчастих коліс диференціала з урахуванням того, що кожен сателіт передає навантаження через 2 зуба по [6], стр. 199:

$$\begin{aligned} m'_{tm} &= \sqrt[3]{\frac{T_p \cdot 10^3 \cdot (1 + k_\sigma) \cdot Y_{F1} \cdot K_F \cdot K_d}{0,85 \cdot [\sigma]_{FCT} \cdot n_c \cdot \psi_{bd} \cdot Z_1^2}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{1601,2 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,1) \cdot 3,78 \cdot 1,08 \cdot 1,9}{0,85 \cdot 1794 \cdot 2 \cdot 0,379 \cdot 11^2}} = 4,605 \text{ мм}; \end{aligned}$$

– зовнішній модуль:

$$m'_e = \frac{m'_{tm}}{1 - 0,5 \cdot \psi_{be}} = \frac{4,605}{1 - 0,5 \cdot 0,33} = 5,515 \text{ мм} \Rightarrow$$

враховуючи, що при конструюванні диференціала розміри та маса мають вирішальне значення, а також те, що округлення модуля конічних передач до стандартного значення можна не проводити, берем:

$$m_e = 5,515 \text{ мм};$$

– фактичне значення середнього модуля:

$$m_{tm} = m_e \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_{be}) = 5,515 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,33) = 4,605 \text{ мм.}$$

Основні геометричні параметри зубчастих коліс.

Зовнішні ділильні діаметри:

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 5,515 \cdot 11 = 60,67 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 5,515 \cdot 18 = 99,27 \text{ мм};$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата



—зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 5,515 \cdot \sqrt{11^2 + 18^2} = 58,17 \text{ мм};$$

—ширина вінців:

$$b = \psi_{be} \cdot R_e = 0,33 \cdot 58,17 = 19,2 \text{ мм} \Rightarrow \text{берем } b = 19 \text{ мм};$$

—середні ділильні діаметри:

$$d_{m_1} = m_{tm} \cdot Z_1 = 4,605 \cdot 11 = 50,66 \text{ мм};$$

$$d_{m_2} = m_{tm} \cdot Z_2 = 4,605 \cdot 18 = 82,89 \text{ мм};$$

—зовнішня висота зуба:

$$h_e = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 5,515 = 12,133 \text{ мм};$$

—зовнішня висота головки зуба:

$$h_{ae} = m_e = 5,515 \text{ мм};$$

—зовнішня висота ніжки зуба:

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 5,515 = 6,618 \text{ мм};$$

—зовнішні діаметри вершин зубців:

$$d_{ae_1} = d_{e_1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 60,67 + 2 \cdot 5,515 \cdot \cos 31,44^\circ = 70,08 \text{ мм};$$

$$d_{ae_2} = d_{e_2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 99,27 + 2 \cdot 5,515 \cdot \cos 58,56^\circ = 105,02 \text{ мм};$$

—зовнішні діаметри впадин зубців:

$$d_{fe_1} = d_{e_1} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 60,67 - 2,4 \cdot 5,515 \cdot \cos 31,44^\circ = 49,38 \text{ мм};$$

$$d_{fe_2} = d_{e_2} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 99,27 - 2,4 \cdot 5,515 \cdot \cos 58,56^\circ = 92,37 \text{ мм}.$$

Діаметр шипа хрестовини по [1], стр. 254:

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{T_p \cdot K_{H\beta}}{n_c \cdot r_{\text{ср}} \cdot \sigma_q}} = \sqrt{\frac{1601,2 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{2 \cdot 41,45 \cdot 80}} = 16,66 \text{ мм} \Rightarrow$$

відповідно ряду $R_a 40$ берем $d_{\text{ш}} = 17 \text{ мм}$;

де:

$$r_{\text{ср}} = r_2 = \frac{d_{m_2}}{2} = \frac{82,89}{2} = 41,45 \text{ мм} - \text{відстань від центра хрестовини до середини}$$

сателіта;

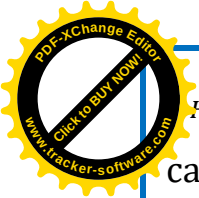
$\sigma_q = 80 \text{ МПа}$ — допустима напруга змінання для легкових автомобілів;

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

46



$n\beta = 1,15$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами.

3.2.Рорахунок деталей на міцність.

Перевірка шипа хрестовини на зминання та зріз.

Розрахункове напруження зминання по [9], стр. 266:

$$\sigma_{змш} = \frac{T_p}{r_1 \cdot d_{ш} \cdot l \cdot n_c} = \frac{1601,2 \cdot 10^3}{45,05 \cdot 17 \cdot 26,99 \cdot 2} = 38,73 \text{ МПа} < [\sigma]_{змш} = 50 \div 60 \text{ МПа};$$

де $l = 26,99 \text{ мм}$ – довжина посадочної частини сателіта, визначена на кресленні.

Розрахункове напруження зрізу по [9], стр. 266:

$$\tau_{зрш} = \frac{4 \cdot T_p}{r_1 \cdot \pi \cdot d_{ш}^2 \cdot n_c} = \frac{4 \cdot 1601,2 \cdot 10^3}{45,05 \cdot 3,14 \cdot 17^2 \cdot 2} = 78,33 \text{ МПа} < [\tau]_{зрш} = 60 \div 100 \text{ МПа};$$

де $r_1 = 45,05 \text{ мм}$ – радіус дії тангенціальних сил на вісь сателіта, визначений на кресленні.

Тиск торця сателіта та півосьової шестерні на корпус диференціала, який визначається напруженнями зминання по [9], стр. 266 – 267:

$$\begin{aligned} \sigma_{зм_1} &= \frac{4 \cdot T_p}{r_2 \cdot n_c \cdot \pi \cdot (d_1^2 - d_{ш}^2)} \cdot tg \alpha \cdot \sin \delta_1 = \\ &= \frac{4 \cdot 1601,2 \cdot 10^3}{41,45 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot (49,38^2 - 17^2)} \cdot tg 20^\circ \cdot \sin 31,44^\circ = 1,92 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм_1} = \\ &= 10 \div 20 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

де:

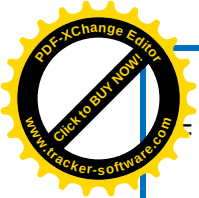
$r_2 = r_{ср} = 41,45 \text{ мм}$ – радіус дії тангенціальних сил на зуб сателіта та півосьової шестерні;

$d_1 = 49,38 \text{ мм}$ – зовнішній діаметр контактної поверхні сателіта з корпусом диференціала;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

$$\sigma_{зм_2} = \frac{2 \cdot T_p}{r_2 \cdot \pi \cdot (d_2^2 - d_3^2)} \cdot tg \alpha \cdot \cos \delta_1 =$$

					ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		47



$$\frac{2 \cdot 1601,2 \cdot 10^3}{41,45 \cdot 3,14 \cdot (75,9^2 - 53^2)} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 31,44^\circ = 2,59 \text{ МПа} < [\sigma]_{3\text{М}_2} = 4 \div 10 \text{ МПа};$$

де:

$\begin{cases} d_2 = 75,9 \text{ мм} \\ d_3 = 53 \text{ мм} \end{cases}$ – діаметри контактних поверхонь півосьової шестерні з кор – пусом диференціала, визначені на кресленні.

Колова сила в зачепленні сателіт – півосьова шестерня, з урахуванням того, що кожен сателіт передає навантаження через 2 зуба:

$$F_t = \frac{T_p}{n_c \cdot d_{m_1}} = \frac{1601,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 50,66} = 15803,4 \text{ Н};$$

– номінальне напруження згину, [5], стр. 161:

$$\sigma_{F_1} = \frac{Y_{F_1} \cdot F_t \cdot K_F}{0,85 \cdot b \cdot m_{tm}} = \frac{3,78 \cdot 15803,4 \cdot 1,08}{0,85 \cdot 19 \cdot 4,605} = 867,5 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 700 \div 900 \text{ МПа},$$

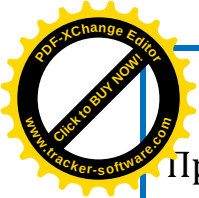
[6], стр. 200;

Статичне напруження згину при дії максимального моменту:

$$\sigma_{F_{ст}} = \sigma_{F_1} \cdot \left(\frac{T_{max}}{T_p} \right) = \sigma_{F_1} \cdot K_d = 867,5 \cdot 1,9 = 1648,3 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_{ст}} = 1794 \text{ МПа}.$$

Всі умови міцності виконуються.

					ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		48



3.3. Розрахунок стяжних болтів корпусу диференціала.

Приймаємо:

– матеріал болтів Сталь 45, клас міцності 6.6;

$$\sigma_B = 700 \text{ МПа}, \sigma_T = 360 \text{ МПа};$$

$[\tau]_{зр} = 0,25 \cdot \sigma_T = 0,25 \cdot 360 = 90 \text{ МПа}$ – допустиме напруження зрізу, [3], стр. 116;

– схема установки болтів без зазору;

$D_0 = 150 \text{ мм}$ – діаметр кола болтів;

$Z = 8$ – число болтів.

Внутрішній діаметр різьби болта по [3], стр. 116:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T_p \cdot K_d}{D_0 \cdot \pi \cdot [\tau]_{зр} \cdot Z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1601,2 \cdot 10^3 \cdot 1,9}{150 \cdot 3,14 \cdot 90 \cdot 8}} = 5,99 \text{ мм} \Rightarrow$$

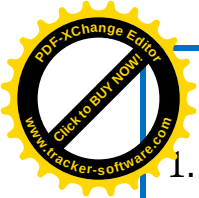
по [3], стр. 104, таб. 11.1 берем болти $M8 \times 1,25$, для яких $d_1 = 6,647 \text{ мм}$.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ

Арк.

49



Список використаної літератури.

1. Проектирование трансмиссий автомобилей:Справочник/под редакцией Гришкевича. Москва:Машиностроение, 1984.–272с.
2. Краткий автомобильный справочник НИИАТ-11-е изд., перераб. и доп.-М.: Транспорт, 1995.-465с.
3. В.Т. Павлице: Основи конструювання і розрахунок деталей машин.—2—е вид. перероб.—Львів: Афіша, 2003.—560с.
4. Дунаев П. Ф., Леликов О. П.: Детали машин. Курсовое проектирование: 5—е изд., доп.—М.: Машиностроение, 2007.—560с.
5. Иванов М.Н.: Детали машин.—12—е изд., исправл.—М.:Высш. шк., 2008.—408с.
6. Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. и др.:Конструирование и расчет автомобиля. Москва:Машиностроение, 1984.—376с.
7. В. Д. Мягков и др.: Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч. -6-е изд., перераб. и доп. —Л.: Машиностроение, 1983. Ч. 2. -448с.
8. С. А. Чернавский и др.: Проектирование механических передач.—5—е изд. перераб. и доп.—М.:Машиностроение, 1984.—560с.
9. Бухарин Н. А. Прозоров В. С.: Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов. Л., Машиностроение, 1973.—504с.
10. Гаспарянц Г. А.: Конструкция, основы теории и расчета автомобиля. Москва:Машиностроение, 1978.—351с.
11. С. А. Чернавский: Курсовое проектирование деталей машин.—2—е изд., перераб. и доп.—М.: Машиностроение, 1987.—416с.
12. Анурев В.И.: Справочник конструктора—машиностроителя: В 3 т. Т. 2.—8—е перераб. и доп.—М.: Машиностроение,2001.—912с.
13. Дунаев П. Ф. Леликов О. П.: Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студентов технических специальностей вузов.—8—е изд., перераб. и доп.—М.: Академия, 2003.—496с.
14. В. В. Осепчугов, А.К. Фрумкин: Автомобиль. Анализ конструкций элементы расчета. Москва: Машиностроение, 1989.—302с.

					ДМ.ААГ-19.01.04.00.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		50