2.4 Розрахунок вхідного вала – шестерні

2.4.1 Проектний розрахунок

Параметри навантаження по кінематичному розрахунку:

$$ω=11,16 \frac{рад}{с};$$

$$T=2055,96 Н∙м.$$

Матеріал – Сталь 25ХГТ, термообробка – цементація:

$$σ\_{B}=1150 МПа, σ\_{т}=950 МПа, \left[3\right], стр. 279;$$

$ \left[τ\right]=45 МПа-$допустиме напруження кручення;

- з умови міцності на кручення знаходимо розрахунок значення діаметра кінця вала:

$$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T}{π∙\left[τ\right]}}= мм, \left[3\right], стр.442⟹ $$

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

$d=62 $мм;

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

$l=80 $мм;

- для посадки фланця на кінці вала приймаємо евольвентне шлицеве з’єднання по [7], стр. 259 з параметрами:

$d=62 $мм – номінальний діаметр;

$m=3 $мм – модуль;

$Z=19$ – число шліців;

- центрування по боковим поверхням шліців;

- позначення з’єднання: $62×3×\frac{7H}{7e}$.

2.5.2 Вибір підшипників

Приймаємо схему установки підшипників врозпір.

Для опори А приймаємо:

шарикопідшипник радіальний:

- серія: легка;

- позначення підшипника: 213;

- параметри підшипника по [8], стр. 393:

$d=65$ мм;

$D=120$ мм;

$B=23$ мм;

$$C=56000 Н.$$

Для опори В приймаємо:

2 роликопідшипники радіально – упорні конічний;

- серія: легка;

- позначення підшипника: 7217А;

- параметри підшипника по [9], стр. 243:

$d=85$ мм;

$D=150$ мм;

$B=30,5$ мм;

$$C=165000 Н.$$

- сумарна вантажепідйомність опори по [4], стр. 142:

$$C\_{Ʃ}=1,714∙C=1,714∙165000=282810 Н;$$

$$e=0,43;$$

$$Y=1,38;$$

$$α≈14^{°}.$$

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

$$a^{'}=\frac{B}{2}=30,5 мм.$$

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

$a=224,82 $мм;

$b=56,75$ мм;

- відстані $c\_{л}$ та $c\_{п}$ з урахуванням того, що консольна сила від фланця прикладена посередині кінця вала, [11], стр. 161:

$c\_{л}=63 $мм;

$c\_{п}=98,25$ мм.

2.4.3 Перевірка довговічності підшипників

На опори діють сили від циліндричної передачі редуктора:

$F\_{t}=F\_{t1}=38934,9 Н-$направлена вздовж осі $x$;

$F\_{r}=F\_{r1}=4130,3 Н-$ направлена вздовж осі$ y$;

$F\_{a}=F\_{a1}=24334,1 Н-$ 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.

$ƩM\_{Bx}=-F\_{t}∙b-R\_{Ax}∙\left(a+b\right)=0$ ⟹

$$R\_{Ax}=-\frac{F\_{t}∙b}{a+b}=- Н;$$

$ƩM\_{Ax}=-F\_{t}∙a-R\_{Bx}∙\left(a+b\right)=0$ ⟹

$$R\_{Bx}=-\frac{F\_{t}∙a}{a+b}=- Н;$$

$$ƩM\_{By}=-F\_{r}∙b+\frac{F\_{a}∙d\_{1}}{2}-R\_{Ay}∙\left(a+b\right)=0⟹$$

$$R\_{Ay}=\frac{-F\_{r}∙b+\frac{F\_{a}∙d\_{1}}{2}}{a+b}= Н;$$

$$ƩM\_{Ay}=-F\_{r}∙a-\frac{F\_{a}∙d\_{1}}{2}-R\_{By}∙\left(a+b\right)=0⟹$$

$$R\_{By}=\frac{-F\_{r}∙a-\frac{F\_{a}∙d\_{1}}{2}}{a+b}= Н.$$

Одержані від’ємні реакції вказують на неправільність позначених напрямків на епюрі

в цьому випадку використовуємо правило «про відємний знак реакцій» при побудові

спрямовуємо у зворотньому напрямі до попереднього.

Крім сил в зачепленні, на опори діють консольні сили від фланців:

$F\_{к}=126∙\sqrt{T}= Н,$[11] стр. 161;

- реакції опор від дії консольних сил:

$ƩM\_{Bк}=F\_{к}∙\left(c\_{л}+a+b\right)-F\_{к}∙c\_{п}-R\_{Aк}∙\left(a+b\right)=0$ ⟹

$$R\_{Aк}=\frac{F\_{к}∙\left(c\_{л}+a+b-c\_{п}\right)}{a+b}= Н;$$

$ƩM\_{Aк}=F\_{к}∙\left(a+b+c\_{п}\right)-F\_{к}∙c\_{л}-R\_{Bк}∙\left(a+b\right)=0$ ⟹

$$R\_{Bк}=\frac{F\_{к}∙\left(a+b+c\_{п}-c\_{л}\right)}{a+b}= Н.$$

Сумарні реакції опор по [13], стр. 112:

$$R\_{A}=\sqrt{R\_{Ax}^{2}+R\_{Ay}^{2}}+R\_{Aк}= Н;$$

$$R\_{B}=\sqrt{R\_{Bx}^{2}+R\_{By}^{2}}+R\_{Bк}= Н.$$

Осьова сила направлена в сторону опори А ⟹ по [4], стр. 134 визначаємо:

 $R\_{A}=R\_{r1}, R\_{B}=R\_{r2}.$

По [7], стр. 318, при встановленні підшипників по схемі плаваюча опора – фіксована опора, осьова сила навантажує фіксовану опору, що обмежує осьове переміщення вала, і рівна зовнішній осьовій силі, що діє на вал.

Перевірка опори *A*

Коефіцієнти радіального та осьового навантаження по [4], стр. 134:

$$X=1;$$

$$Y=0;$$

- розрахунокове навантаження по [3], стр. 445:

$$R=\left(X∙V∙R\_{A}+Y∙R\_{aA}\right)∙K\_{б}∙K\_{т}= Н;$$

де:

$V=1- $коефіцієнт обертання [3], стр. 445:

$K\_{б}=1,3- $коефіцієнт безпеки;

$K\_{т}=1-$ температурний коефіцієнт;

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

$$R\_{E}=R∙\sqrt[3]{K\_{HE}}= Н;$$

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

$$L=a\_{1}∙a\_{23}∙\left(\frac{C}{R\_{E}}\right)^{p}= млн.об, де:$$

$a\_{1}=1-$ надійність $90\%$;

$a\_{23}=0,55-$ для шарикопідшипників;

$p=3-$ для шарикопідшипників

- в годинах:

$$L\_{h}=\frac{1745∙L}{ω}= год>t=10000 год ⟹довговічність за-$$

безпечена.

Перевірка опори $B$

Осьове навантаження на опору B з урахуванням $25\%$ попереднього натягу:

$$R\_{aB}=18250,6 Н;$$

- знаходимо параметр осьового навантаження підшипника по [7], стр. 139:

$$e=1,5 ∙tg α=1,5 ∙tg 14^{°}=0,374;$$

$$\frac{R\_{aB}}{V∙R\_{B}}=>e=0,374⟹$$

- коефіцієнт радіального та осьового навантаження по [4], стр. 139:

$$X=0,67;$$

$$Y=0,45∙ctg α=0,45∙ctg 29^{°}=2,687;$$

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

$R=\left(X∙V∙R\_{B}+Y∙R\_{aB}\right)∙K\_{б}∙K\_{т}= Н;$

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

$$R\_{E}=R∙\sqrt[3]{K\_{HE}}= Н;$$

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

$$L=a\_{1}∙a\_{23}∙\left(\frac{C}{R\_{E}}\right)^{p}= млн. об, де:$$

$a\_{23}=0,65-$ для конічних роликопідшипників;

$$L\_{h}=\frac{1745∙L}{ω}= год>t=10000 год ⟹довговічність $$

забезпечена.

2.4.4 Розрахунок і побудова епюра згинальних моментів

$$M\_{xш}=R\_{Ax}∙a= Н∙м;$$

$$M\_{yшл}=R\_{Ay}∙a= Н∙м;$$

$$M\_{yшп}=M\_{yшл}-\frac{F\_{a}∙d\_{1}}{2}= Н∙м.$$

$$M\_{кA}=-F\_{к}∙c\_{л}=- Н∙м;$$

$$M\_{кш}=-F\_{к}∙\left(c\_{л}+a\right)+R\_{Aк}∙a= Н∙м;$$

$$M\_{кB}=-F\_{к}∙\left(c\_{л}+a+b\right)+R\_{Aк}∙\left(a+b\right)= Н∙м.$$

Перевірка

$$M\_{xш}=R\_{Bx}∙b=- Н∙м;$$

$$M\_{yшп}=R\_{By}∙b=∙м;$$

$$M\_{кB}=-F\_{к}∙c\_{п}= Н∙м.$$

Сумарні моменти

$$M\_{A}=\left|M\_{кA}\right|=357,07 Н∙м;$$

$$M\_{шл}=\sqrt{M\_{xш}^{2}+M\_{yшл}^{2}}+M\_{кш}= Н∙м; $$

$$M\_{шп}=\sqrt{M\_{xш}^{2}+M\_{yшп}^{2}}+M\_{кш}= Н∙м; $$

$$M\_{B}=\left|M\_{кB}\right|=773,07 Н∙м;$$

1. 

2.4.5 Перевірка вала на міцність

Допустиме еквівалентне напруження по [3], стр. 413:

$$\left[σ\right]\_{E}=0,8∙σ\_{т}= МПа;$$

$K\_{п}=1,3-$коефіцієнт перевантаження.

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

$$σ\_{-1}=0,45∙σ\_{B}= МПа;$$

$$τ\_{-1}=0,25∙σ\_{B}= МПа;$$

- коефіцієнти, що враховують властивості матеріалу реагувати на асиметрію циклу напруг, [3], стр. 416:

$$ψ\_{σ}=0,02+2∙10^{-4}∙σ\_{B}=0;$$

$$ψ\_{τ}=0,5∙ψ\_{σ}=$$

Навантаження – реверсивне.

2.4.5.1 Переріз під шестернею

Розміри перерізу:

$d=62$ мм – номінальний діаметр;

$m=3$ мм – модуль;

$Z=19$– число шліців;

$x=1,6$ – коефіцієнт зміщення;

$δ\_{J}=1,6$ – коефіцієнт по [4], стр. 278;

$d\_{m}=m∙Z=$ мм – ділильний діаметр шліців;

$d\_{0}=0$ – діаметр отвору у валі (вал суцільний);

$d\_{a}=d-0,2∙m=$ мм – діаметр вершин шліців.

Момент інерції при розрахунку на жорсткість по [4], стр. 276:

$$J=\frac{π∙\left(δ\_{J}∙d\_{m}^{4}-d\_{0}^{4}\right)}{64}=\frac{π∙δ\_{J}∙d\_{m}^{4}}{64};$$

- момент опору перерізу:

$$W\_{0н}=\frac{2∙J}{d\_{a}}=\frac{π∙δ\_{J}∙d\_{m}^{4}}{32∙d\_{a}}= мм^{3};$$

$$W\_{pн}=2∙W\_{0н}= мм^{3}; $$

 - площа перерізу:

$$A=\frac{π∙δ\_{s}∙d\_{m}^{2}}{4}= мм^{3}.$$

Нормальне напруження в перерізу по [3], стр. 415:

$$σ\_{зг}=\frac{M\_{зг}}{W\_{0н}}= МПа.$$

Перевірка на статичну міцність

Дотичне напруження по [3], стр. 415:

$$τ=\frac{T}{W\_{pн}}= МПа;$$

- еквівалентне напруження:

$σ\_{E}=\sqrt{(σ\_{зг}+σ\_{с})^{2}+4∙τ^{2}}= МПа;$

- максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перегрузках:

$$σ\_{Emax}=σ\_{E}∙K\_{п}= МПа<\left[σ\right]\_{E}=760 МПа⟹$$

умова міцності виконується.

Перевірка на втому

Концентратор напруг – евольвентне шліцеве з’єднання.

Амплітуда нормальних напружень по [3], стр. 416:

$$σ\_{a}=σ\_{зг}=91,47 МПа;$$

- середнє значення нормальних напружень:

$$σ\_{m}=σ\_{с}=7,57 МПа;$$

- амплітуда дотичних напружень [3], стр. 416:

$$τ\_{a}=\frac{T}{W\_{pн}}= МПа;$$

- середнє значення дотичних напружень:

$$τ\_{m}=0.$$

По [3], стр. 418 приймаємо:

$K\_{σ}=1,772-$коефіцієнт концентрації напруг;

$K\_{τ}=1,58-$ коефіцієнт концентрації напруг;

$K\_{d}=0,71-$ коефіцієнт абсолютних розмірів перерізу;

- коефіцієнти запасу міцності по [3], стр. 415:

$$S\_{σ}=\frac{σ\_{-1}}{K\_{σ}∙\frac{σ\_{a}}{K\_{d}}+ψ\_{σ}∙σ\_{m}}= ;$$

$$S\_{τ}=\frac{τ\_{-1}}{K\_{τ}∙\frac{τ\_{a}}{K\_{d}}+ψ\_{τ}∙τ\_{m}}= ;$$

- загальний коефіцієнт запасу міцності:

$$S=\frac{S\_{σ}∙S\_{τ}}{\sqrt{S\_{σ}^{2}+S\_{τ}^{2}}}= >\left[S\right]=1,5⟹умова міцності вико-$$

нується.

Перевірка міцності шліцевого з’єднання

Умова міцності по напругам змигання:

$$σ\_{зм}=\frac{T\_{ном}}{S\_{F}∙l}\leq \left[σ\right]\_{зм}, \left[8\right], стр. 304;$$

де:

$T\_{ном}=T=2055,96 Н∙м-$ номінальне значення крутного моменту;

$S\_{F}=0,5∙d\_{m}∙h∙Z-$ питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь;

$d\_{m}=m∙Z=$ мм – ділильний діаметр;

$h=2,2∙m=$ мм – висота шліця;

$l=140 $мм – робоча довжина з’єднання;

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

$$σ\_{зм}=\frac{T\_{ном}}{0,5∙d\_{m}∙h∙Z∙l}= МПа<[σ]\_{зм}=110 МПа⟹$$

міцність шліців забезпечена.

2.5 Розрахунок ведомого вала

2.5.1 Проектний розрахунок

Параметри навантаження по кінематичному розрахунку:

$$ω=6,462 \frac{рад}{с};$$

$$T=3426,37 Н∙м.$$

Матеріал – Сталь 25ХГТ, термообробка – цементація;

$$σ\_{B}=1150 МПа, σ\_{т}=950 МПа, \left[3\right], стр. 279;$$

$\left[τ\right]=45 МПа$ – допустиме напруження кручення;

- розрахункове значення діаметра вала під зубчастим колесом:

$$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T}{π∙\left[τ\right]}}= мм, \left[3\right], стр. 422⟹$$

$$d=75 мм;$$

- для посадки зубчастого на вал приймаємо шпонкове з’єднання по [7], стр, стр. 488-489 з параметрами:

$$b×h=20×12 мм; t\_{1}=7,5 мм;$$

$l\_{шп}=80 мм$ – довжина шпонки;

$n=2$ – кількість шпонок.

2.5.2 Вибір підшипнків

Приймаємо схему установки підшипників плаваюча опора – фіксована опора.

Для опори А приймаємо:

роликопідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами:

- серія: легка;

- позначення підшипника: 32214;

- параметри підшипника по [7], стр. 501:

$d=70$ мм;

$D=125$ мм;

$B=24$ мм;

$$C=79200 Н.$$

Для опори В приймаємо:

2 роликопідшипники конічні радіально – упорні;

- серія: середня;

- позначення підшипника: 7214;

- параметри підшипника по [8], стр. 402:

$d=70$ мм;

$D=125$ мм;

$B=26,25$ мм;

$$C=96000 Н.$$

- сумарна вантажепідйомність опори по [4], стр. 142:

$$C\_{Ʃ}=1,714∙C= Н;$$

$$e=0,37;$$

$$Y=1,62;$$

$$α≈15^{°}.$$

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

$a=5,32 $мм;

$b=168,68$ мм;

$c=103,25$ мм.

2.5.3 Перевірка довговічності підшипників

На опори діють сили від конічної передачі редуктора:

$F\_{r2}=24334,1 Н- $направлена вздовж осі $x$;

$F\_{t2}=38934,9 Н-$ направлена вздовж осі$ y$;

$F\_{a2}=4130,3 Н-$ направлена вздовж осі $z$;

На опори діють сили від циліндричної передачі редуктора:

$F\_{t1}=71382,7 Н-$ направлена вздовж осі $x$;

$F\_{r1}=25981,2 Н-$ направлена вздовж осі$ y$.

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.

$ƩM\_{Bx}=-F\_{r2}∙\left(b+c\right)+F\_{t1}∙c-R\_{Ax}∙\left(a+b+c\right)=0$ ⟹

$$R\_{Ax}=\frac{-F\_{r2}∙\left(b+c\right)+F\_{t1}∙c}{a+b+c}=Н;$$

$ƩM\_{Ax}=-F\_{r2}∙a+F\_{t1}∙\left(a+b\right)-R\_{Bx}∙(a+b+c)=0$ ⟹

$$R\_{Bx}=\frac{-F\_{r2}∙a+F\_{t1}∙\left(a+b\right)}{a+b}= Н;$$

$$ƩM\_{By}=F\_{t2}∙\left(b+c\right)-\frac{F\_{a2}∙d\_{m2}}{2}-F\_{r1}∙c-R\_{Ay}∙\left(a+b+c\right)=0⟹$$

$$R\_{Ay}=\frac{F\_{t2}∙\left(b+c\right)-\frac{F\_{a2}∙d\_{m2}}{2}-F\_{r1}∙c}{a+b+c}=Н;$$

$$ƩM\_{Ay}=F\_{t2}∙a+\frac{F\_{a2}∙d\_{m2}}{2}-F\_{r1}∙\left(a+b\right)-R\_{By}∙\left(a+b+c\right)=0⟹$$

$$R\_{By}=\frac{F\_{t2}∙a+\frac{F\_{a2}∙d\_{m2}}{2}-F\_{r1}∙\left(a+b\right)}{a+b+c}=Н;$$

Одержані від’ємні реакції вказують на неправільність позначених напрямків на епюрі

в цьому випадку використовуємо правило «про відємний знак реакцій» при побудові

спрямовуємо у зворотньому напрямі до попереднього.

Сумарні реакції опор по [13], стр. 112:

$$R\_{A}=\sqrt{R\_{Ax}^{2}+R\_{Ay}^{2}}= Н;$$

$$R\_{B}=\sqrt{R\_{Bx}^{2}+R\_{By}^{2}}= Н.$$

Зовнішня осьова сила, що діє на опори:

$$F\_{a}=F\_{a2}=4130,3 Н.$$

Осьова сила направлена в сторону опори *B* ⟹ по [4], стр. 134 визначаємо:

$$R\_{A}=R\_{r1}, R\_{B}=R\_{r2}.$$

По [4], стр. 318, при встановленні підшипників ар схемі фіксована опора – плаваюча опора, осьова сила навантажує фіксовану опору, що обмежує осьове переміщення вала, і рівна зовнішній осьовій силі, що діє на вал.

Перевірка опори *A*

Коефіцієнти радіального та осьового навантаження по [4], стр. 134:

$$X=1;$$

$$Y=0;$$

$$R=X∙V∙R\_{A}∙K\_{б}∙K\_{т}= Н.$$

де:

$V=1- $коефіцієнт обертання [3], стр. 445:

$K\_{б}=1,3- $коефіцієнт безпеки;

$K\_{т}=1-$ температурний коефіцієнт;

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

$$R\_{E}=R∙\sqrt[3]{K\_{HE}}= Н;$$

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

$$L=a\_{1}∙a\_{23}∙\left(\frac{C}{R\_{E}}\right)^{p}= млн.об, де:$$

$a\_{1}=1-$ надійність $90\%$;

$a\_{23}=0,55-$ для шарикопідшипників з короткими циліндричними роликами;

$p=\frac{10}{3}- $для шарикопідшипників

- в годинах:

$$L\_{h}=\frac{1745∙L}{ω}= год>t=10000 год ⟹довговічність $$

забезпечена.

Перевірка опори $B$

Осьове навантаження на опору *B* з урахуванням попереднього натягу:

$$R\_{aB}=R\_{a2}∙\left(100-н\right)∙0,01= Н;$$

- знаходимо параметр осьового навантаження підшипника по [7], стр. 139:

$$e=1,5 ∙tg α=1,5 ∙tg 15^{°}=0,402;$$

$$\frac{R\_{aB}}{V∙R\_{B}}= <e=0,402⟹$$

- коефіцієнт радіального та осьового навантаження по [4], стр. 139:

$$X=1;$$

$$Y=0,45∙ctg α=0,45∙ctg 15^{°}=1,679;$$

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

$$R=\left(X∙V∙R\_{B}+Y∙R\_{aB}\right)∙K\_{б}∙K\_{т}=Н;$$

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

$$R\_{E}=R∙\sqrt[3]{K\_{HE}}= Н;$$

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

$$L=a\_{1}∙a\_{23}∙\left(\frac{C}{R\_{E}}\right)^{p}= млн. об, де:$$

$$L\_{h}=\frac{1745∙L}{ω}= год>t=10000 год ⟹довговічність $$

забезпечена.

2.6.4 Розрахунок і побудова епюр згинальних моментів

$$M\_{x1}=R\_{Ax}∙\left(a+b\right)-F\_{r2}∙b= Н∙м;$$

$$M\_{x2}=R\_{Ax}∙a= Н∙м;$$

$$M\_{y2л}=R\_{Ay}∙a= Н∙м;$$

$$M\_{y2п}=R\_{Ay}∙a+\frac{F\_{a2}∙d\_{m2}}{2}= Н∙м;$$

$$M\_{y1л}=M\_{y2п}-F\_{t2}∙b= Н∙м;$$

$$M\_{y1п}=M\_{y1л}=-1466,13 Н∙м.$$

Перевірка

$$M\_{x1}=R\_{Bx}∙c= Н∙м;$$

$$M\_{y1п}=R\_{By}∙c= Н∙м.$$

Сумарні моменти

$$M\_{2л}=\sqrt{M\_{x2}^{2}+M\_{y2л}^{2}}= Н∙м;$$

$$M\_{2п}=\sqrt{M\_{x2}^{2}+M\_{y2п}^{2}}= Н∙м;$$

$$M\_{1л}=\sqrt{M\_{x1}^{2}+M\_{y1л}^{2}}= Н∙м;$$

$$M\_{1п}=\sqrt{M\_{x1}^{2}+M\_{y1п}^{2}}= Н∙м;$$

$$ $$



2.5.5 Перевірка вала на міцність

Допустиме еквівалентне напруження по [3], стр. 413:

$$\left[σ\right]\_{E}=0,8∙σ\_{т}=0,8∙950=760 МПа;$$

$K\_{п}=1,3-$коефіцієнт перевантаження.

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

$$σ\_{-1}=0,45∙σ\_{B}=0,45∙1150=517,5 МПа;$$

$$τ\_{-1}=0,25∙σ\_{B}=0,25∙1150=287,5 МПа;$$

- коефіцієнти, що враховують властивості матеріалу реагувати на асиметрію циклу напруг, [3], стр. 416:

$$ψ\_{σ}=0,02+2∙10^{-4}∙σ\_{B}=0,02∙2∙10^{-4}∙1150=0,25;$$

$$ψ\_{τ}=0,5∙ψ\_{σ}=0,5∙0,25=0,125.$$

Навантаження – реверсивне.

2.5.5.1 Переріз під зубчастим колесом

Розміри перерізу:

$d=75$ мм – номінальний діаметр;

$$b×h=20×12 мм, t\_{1}=7,5 мм;$$

$n=2-$ кількість шпонок;

- момент опору перерізу:

$$W\_{0н}=\frac{π∙d^{3}}{32}-n∙\frac{b∙t\_{1}∙\left(d-t\_{1}\right)^{2}}{2∙d}= мм^{3};$$

$$W\_{pн}=\frac{π∙d^{3}}{16}-n∙\frac{b∙t\_{1}∙\left(d-t\_{1}\right)^{2}}{2∙d}=мм^{3};$$

 - площа перерізу:

$$A=\frac{π∙d^{2}}{4}-n∙b∙t\_{1}= мм^{2}.$$

Нормальне напруження в перерізу по [3], стр. 415:

$$σ\_{зг}=\frac{M\_{зг}}{W\_{0н}}= МПа;$$

- напруження стиску, викликане осьовою силою:

$$σ\_{с}=\frac{F\_{a}}{A}= МПа.$$

Перевірка на статичну міцність

Дотичне напруження по [3], стр. 415:

$$τ=\frac{T}{W\_{pн}}= МПа;$$

- еквівалентне напруження:

$σ\_{E}=\sqrt{(σ\_{зг}+σ\_{с})^{2}+4∙τ^{2}}= МПа;$

- максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перегрузках:

$$σ\_{Emax}=σ\_{E}∙K\_{п}=94,53∙1,3=122,89 МПа<\left[σ\right]\_{E}=760 МПа⟹$$

умова міцності виконується.

Перевірка на втому

Концентратор напруг – евольвентне шліцеве з’єднання.

Амплітуда нормальних напружень по [3], стр. 416:

$$σ\_{a}=σ\_{зг}=16,14 МПа;$$

- середнє значення нормальних напружень:

$$σ\_{m}=σ\_{с}=1 МПа;$$

- амплітуда дотичних напружень [3], стр. 416:

$$τ\_{a}=\frac{T}{W\_{pн}}= МПа;$$

- середнє значення дотичних напружень:

$$τ\_{m}=0.$$

По [3], стр. 418 приймаємо:

$K\_{σ}=1,882-$коефіцієнт концентрації напруг;

$K\_{τ}=2,475-$ коефіцієнт концентрації напруг;

$K\_{d}=0,683-$ коефіцієнт абсолютних розмірів перерізу;

- коефіцієнти запасу міцності по [3], стр. 415:

$$S\_{σ}=\frac{σ\_{-1}}{K\_{σ}∙\frac{σ\_{a}}{K\_{d}}+ψ\_{σ}∙σ\_{m}}= ;$$

$$S\_{τ}=\frac{τ\_{-1}}{K\_{τ}∙\frac{τ\_{a}}{K\_{d}}+ψ\_{τ}∙τ\_{m}}= ;$$

- загальний коефіцієнт запасу міцності:

$$S=\frac{S\_{σ}∙S\_{τ}}{\sqrt{S\_{σ}^{2}+S\_{τ}^{2}}}= >\left[S\right]=1,5⟹умова міцності вико-$$

нується.

Перевірка міцності шпонкового з’єднання

Умова міцності по напругам зминання:

$$σ\_{зм}=\frac{2∙T}{d∙l\_{0}∙\left(h-t\_{1}\right)∙n}=\frac{2∙T}{d∙\left(l\_{шп}-b\right)∙\left(h-t\_{1}\right)∙n}\leq \left[σ\right]\_{зм}=160÷180 МПа-для$$

пресових посадок;

де:

$T=3426,37 Н∙м-$ номінальне значення крутного моменту;

$l\_{0}=\left(l\_{шп}-b\right)-$ робоча довжина з’єднання;

$l\_{шп}=80$ мм – довжина шпонки;

$$σ\_{зм}= МПа<\left[σ\right]\_{зм}=160÷180 МПа⟹$$

міцність забезпечена.

Перевірка на зріз проводиться, бо у призматичних шпонок стандартних перерізів розміри *b* і *h* підібрані так, що їх міцність обмежена напругами зминання, а не зрізу, [5] стр. 92.

2.5.5.2 Переріз шестерні

Розміри перерізу:

$x=0,294$ – коефіцієнт зміщення;

$δ\_{J}=1,05$ – коефіцієнт по [4], стр. 278;

$d\_{m}=96$ мм – ділильний діаметр шестерні;

$d\_{0}=0$ – діаметр отвору у валі (вал суцільний);

$d\_{a}=116,7$ мм – зовнішний діаметр шестерні

Момент інерції при розрахунку на жорсткість по [4], стр. 276:

$$J=\frac{π∙\left(δ\_{J}∙d\_{m}^{4}-d\_{0}^{4}\right)}{64}=\frac{π∙δ\_{J}∙d\_{m}^{4}}{64};$$

- момент опору перерізу:

$$W\_{0н}=\frac{2∙J}{d\_{a}}=\frac{π∙δ\_{J}∙d\_{m}^{4}}{32∙d\_{a}}= мм^{3};$$

$$W\_{pн}=2∙W\_{0н}= мм^{3}; $$

 - площа перерізу:

$$A=\frac{π∙δ\_{s}∙d\_{m}^{2}}{4}= мм^{3}.$$

Нормальне напруження в перерізу по [3], стр. 415:

$$σ\_{зг}=\frac{M\_{зг}}{W\_{0н}}= МПа;$$

- напруження стиску, викликане осьовою силою:

$$σ\_{с}=\frac{F\_{a}}{A}=.$$

Перевірка на статичну міцність

Дотичне напруження по [3], стр. 415:

$$τ=\frac{T}{W\_{pн}}= МПа;$$

- еквівалентне напруження:

$σ\_{E}=\sqrt{(σ\_{зг}+σ\_{с})^{2}+4∙τ^{2}}= МПа;$

- максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перегрузках:

$$σ\_{Emax}=σ\_{E}∙K\_{п}= МПа<\left[σ\right]\_{E}=760 МПа⟹$$

умова міцності виконується.