

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування

Навчально-науковий інститут енергетики, автоматики
та водного господарства
Кафедра енергетики

02/02-06M

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з дисципліни

«Розрахунок на міцність та оцінка надійності гідроагрегатів»

для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня
за освітньо-професійною програмою «Гідроенергетика»
спеціальності 145 «Відновлювані джерела енергії та
гідроенергетика»
денної і заочної форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННІЕАВГ
Протокол № 2 від 13.10.2025 р.

Рівне – 2025

Методичні вказівки до виконання практичних занять з дисципліни «Розрахунок на міцність та оцінка надійності гідроагрегатів» для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня за освітньо-професійною програмою «Гідроенергетика» спеціальності 145 «Відновлювані джерела енергії та гідроенергетика» денної і заочної форм навчання (видання повторне) [Електронне видання] / Філіпович Ю. Ю. Рівне : НУВГП, 2025. 27 с.

Укладач: Філіпович Ю. Ю. – кандидат технічних наук, доцент кафедри енергетики.

Видання повторне – попереднє видання: 02-04-26

Відповідальний за випуск: Василець С. В., доктор технічних наук, професор, в.о.завідувача кафедри енергетики.

Керівник групи забезпечення
спеціальності 145 «Відновлювані джерела енергії та гідроенергетика»: Тимошук В. С. кандидат технічних наук, доцент кафедри енергетики.

© Ю. Ю. Філіпович, 2025
© НУВГП, 2025

Зміст

Вступ	4
4. Міцність елементів прямого апарата	5
4.1. Складений важіль	5
4.1.1. Розрахунок пластини важеля	9
4.1.2. Палець зрізний важеля	10
4.1.3. Розрахунок шпонки	1111
4.2. Накладка	11
4.2.1. Штифт накладки	11
4.2.2. Розрахунок накладки	122
4.3. Складена серга прямого апарата	113
4.3.1. Стяжка	14
4.3.2. Вилка	15
4.3.3. Палець вилки	16
5. Розрахунок на міцність елементів системи серводвигун-кільце	18
5.1. Розрахунок тяги серводвигуна	18
5.2. Розрахунок фланця кришки серводвигуна	22
Додатки	224
Список літератури	27

Вступ

Практичні заняття та курсовий проект з освітньої компоненти «Розрахунок на міцність та оцінка надійності гідроагрегатів» для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня за освітньо-професійною програмою «Гідроенергетика» спеціальності 145 «Відновлювані джерела енергії та гідроенергетика» поєднує знання з лопатевих гідромашин, теоретичної механіки, опору матеріалів і деталей машин.

В курсовому проекті передбачено розрахунок з визначення параметрів агрегату, моментів валу напрямного апарата, розрахунок робочого колеса на міцність, визначали міцність елементів напрямного апарату, а також проводили розрахунок на міцність елементів системи серводвигункільце.

Дані методичні вказівки є продовженням методичних вказівок 02/02-05М до виконання курсового проекту з дисципліни «Розрахунок на міцність та оцінка надійності гідроагрегатів» для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня за освітньо-професійною програмою «Гідроенергетика» спеціальності 145 «Відновлювані джерела енергії та гідроенергетика» денної і заочної форм навчання (видання повторне) [Електронне видання] / Філіпович Ю. Ю. Рівне: НУВГП. 2025 р. 31 с.

4. Міцність елементів напрямного апарата

Механізм напрямного апарата (рис 4.1-4.3) складається з елементів:

- вала з профільованими лопатями;
- складеного важеля, що з'єднує вал напрямного апарата із складеною сергою;
- складеної серги, що з'єднує складений важель із поворотним кільцем гідротурбіни;
- серводвигуна, що приводить в дію поворотне кільце гідротурбіни.

Взаємодія між деталями напрямного апарата подана нижче:

вал напрямного апарата – формує крутні моменти, які передаються важілю;

важіль – трансформує крутний момент через плече L_p у силу $P_{зр}$ на зрізному пальці;

зрізний палець – передає силу $P_{зр}$ накладці;

накладка – розподіляє силу $P_{зр}$ на дві сили, з яких одна P_2 передається валу напрямного апарата через кільцевий виступ основи важеля, а друга сила P_1 - штифту діаметром D_n ;

штифт – передає зусилля вилці серги;

вилка серги – передає зусилля стяжці;

стяжка – передає зусилля від лопаток напрямного апарата до поворотного кільця;

поворотне кільце – концентрує зусилля від лопатей напрямного апарата і передає його вушкам;

вушко – передає зусилля штоку серводвигуна;

серводвигун – формує зусилля, яке забезпечує керування напрямним апаратом.

4.1. Складений важіль

Складеному важелю (рис. 4.1-4.3) зусилля передається через лінійні та з'єднувальні елементи.

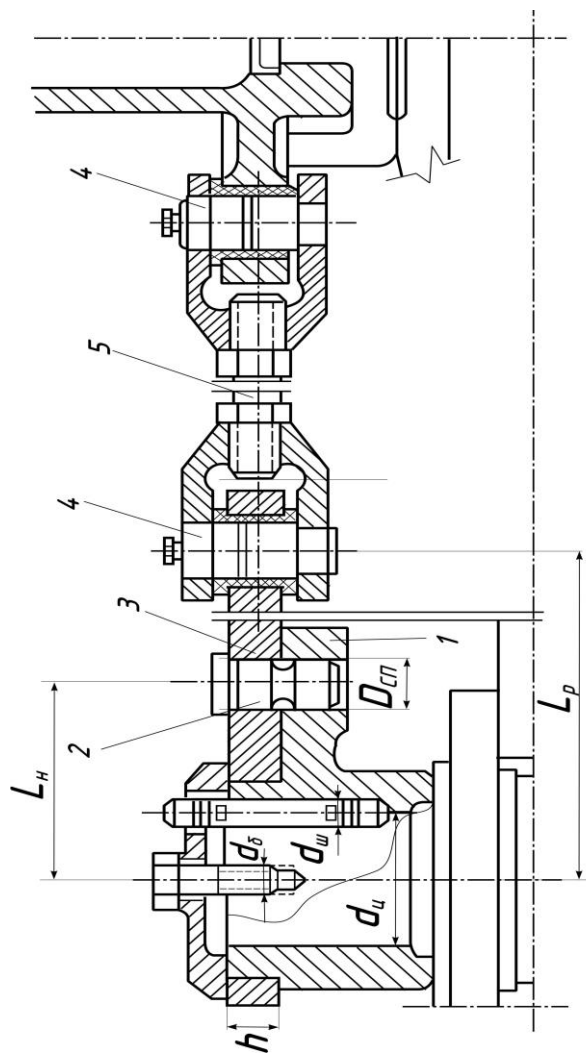


Рис. 4.1. Розріз напрямного апарата:
 1 – важіль; 2 – палець зрізний; 3 – накладка; 4 – штифт;
 5 – стяжка

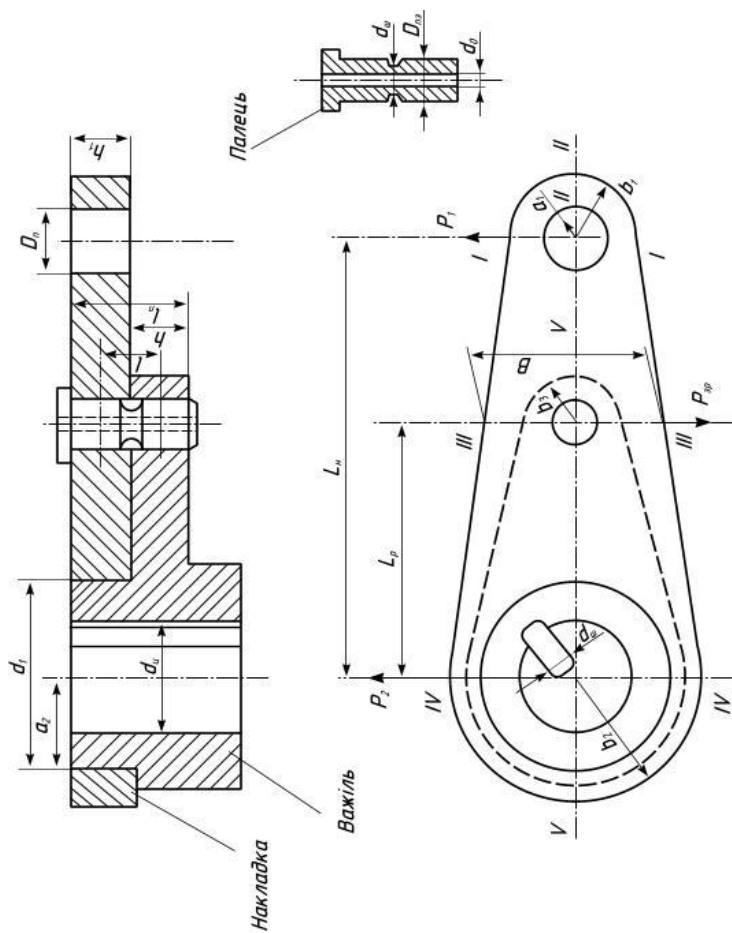


Рис. 4.2. Складений важіль лопаті напрямного апарата

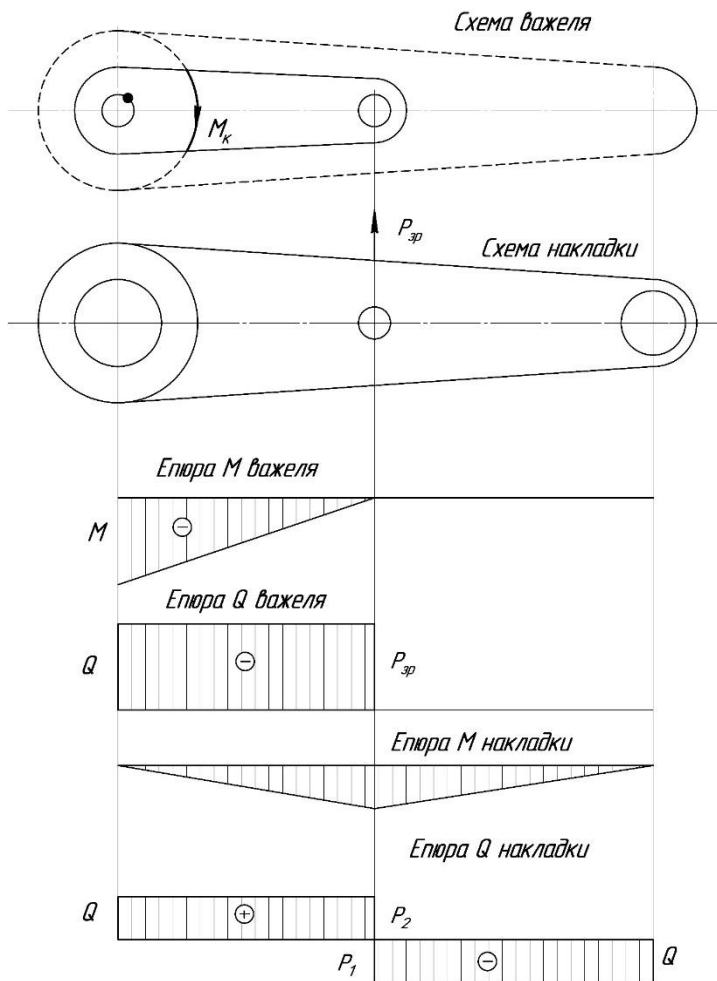


Рис. 4.3. Епюри M і Q в елементах складеного важеля

Лінійні елементи:

- накладка, що входить у вилку серги та може повертатись на виступі важеля;
- важіль, який з'єднується з накладкою зрізним пальцем і закріплений на верхній цапфі вала напрямного апарата;

З'єднувальні елементи складеного важеля:

- штифт у вузлі серги діаметром $D_n=0,052$ м;
- зрізний палець між накладкою та важелем діаметром $D_{cn}=0,04$ м;
- шпонка діаметром $d_{ш}=0,05$ між важелем і верхньою цапфою вала напрямного апарата, яка фіксує важіль на валу.

Механічні характеристики елементів складеного важіля

Напруження	Назва елемента і марка сталі			
	Накладка сталь 3	Штифт сталь 45	Важіль сталь 30Л	Зрізний палець сталь 45
σ_B , МПа	420	580	480	580
σ_{-1} , МПа	210	290	240	290
τ_{-1} , МПа	126	174	144	174
$\sigma_{зм}$, МПа	315	435	360	435
$[\sigma_{-1}]$, МПа	105,0	145	120	145
$[\tau_{-1}]$, МПа	63	87	72	87
$[\sigma_{зм}]$, МПа	158	218	180	218

4.1.1. Розрахунок пластини важеля

Важіль виконується із сталі 30Л.

Важіль розраховується на силу $P_{зр}$ в перерізі зрізного пальця

$$P_{зр} = M_{на}/L_p = 32269/0,215 = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \quad (4.1)$$

Товщина плеча важеля розраховується за умови його

міцності на зминання в перерізі зрізного пальця

$$h' = \frac{P_{зр}}{D_{сп} \cdot [\sigma_{зм}]} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{0,04 \cdot 180 \cdot 10^6} = 0,021 \text{ м} \quad (4.2)$$

При $h' < h$ приймається $h' = h$ (табл. 1.2).

Радіус b_3 плеча важеля визначається за умови міцності на розтягнення при

$$a_3 = 0,5 \cdot D_{сп} = 0,5 \cdot 0,04 = 0,02 \text{ м.}$$

$$b_3 = \frac{P_{зр}}{2 \cdot [\sigma_{-1}] \cdot h} + 0,5 \cdot D_{сп} = \frac{P_{зр}}{2 \cdot [\sigma_{-1}] \cdot h} + a_3 = \frac{1,5 \cdot 10^5}{2 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,04} + 0,02 = 0,036 \text{ м.} \quad (4.3)$$

Напруження в перерізі перевіряється за формулою Ламе

$$\sigma = \frac{P_{зр}}{2 \cdot a_3 \cdot h} \cdot \frac{b_3^2 + a_3^2}{b_3^2 - a_3^2} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{2 \cdot 0,02 \cdot 0,04} \cdot \frac{0,036^2 + 0,02^2}{0,036^2 - 0,02^2} = 1,8 \cdot 10^8 \text{ Па} \quad (4.4)$$

За умови $\sigma > [\sigma_{-1}]$ насамперед визначається значення коефіцієнта міцності

$$k_{m3} = \frac{2 \cdot h \cdot a_3 \cdot [\sigma_{-1}]}{P_{зр}} = \frac{2 \cdot 0,04 \cdot 0,02 \cdot 120 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 10^5} = 1,279 \quad (4.5)$$

За умови $k_{m3} < 1$ необхідно збільшити висоту плеча важеля до нового значення h , якому відповідає $k_{m3} \approx 1,3$ а потім розрахувати значення b_3

$$b_3 = a_3 \sqrt{\frac{k_{m3} + 1}{k_{m3} - 1}} = 0,02 \sqrt{\frac{1,279 + 1}{1,279 - 1}} = 0,057 \text{ м.} \quad (4.6)$$

$$\sigma = \frac{1,5 \cdot 10^5}{2 \cdot 0,02 \cdot 0,04} \cdot \frac{0,057^2 + 0,02^2}{0,057^2 - 0,02^2} = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

Умова виконується.

4.1.2. Палець зрізний важеля

Палець зрізний важеля виконується із сталі 45. Площа зрізання шийки пальця визначається за формулою

$$F_n = \frac{M_{на}}{[\tau_{-1}] \cdot L_p} = \frac{32269,5}{87 \cdot 10^6 \cdot 0,215} = 0,002 \text{ м}^2 \quad (4.7)$$

Діаметр отвору у пальці приймається

$$d_0 = D_{сп} / 3 = 0,04 / 3 = 0,013 \quad (4.8)$$

Діаметр шийки пальця d_{mo} визначають із формули

$$F_n = \frac{\pi}{4} (d_{ш0}^2 - d_0^2). \quad (4.9)$$

Тоді матимемо

$$d_{ш0} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi} + d_0^2} = 0,049 \text{ м}. \quad (4.10)$$

4.1.3. Розрахунок шпонки

Шпонка діаметром $d_{ш}$ розміщена на верхній цапфі (діаметр d_u) і розраховується на силу

$$P_{ш} = 2M_{на}/d_{ц} = 2 \cdot 32269,5/0,15 = 4,303 \cdot 10^5 \text{ Н} \quad (4.11)$$

Довжина шпонки визначається за умови її роботи на зріз

$$L_{ш} = P_{ш}/d_{ш} \cdot [\tau_{-1}] = 4,303 \cdot 10^5 / 0,049 \cdot 87 \cdot 10^6 = 0,099 \text{ м} \quad (4.12)$$

4.2. Накладка

4.2.1. Штифт накладки

Штифт накладки зі сталі 45 радіусом $a_1=0,5 \cdot D_n=0,5 \cdot 0,052=0,026 \text{ м}$ (табл. 1.2, поз. 4) перевіряють на зріз та зминання за силою P_1 :

$$P_1 = M_{на}/L_n = 32269,5/0,43 = 7,505 \cdot 10^4 \text{ Н} \quad (4.13)$$

Напруження за умови зрізу у 2^x площинах записують у вигляді

$$\tau = \frac{P_1}{2\pi \cdot a_1^2} = 1,767 \cdot 10^7 \leq [\tau_{-1}] \quad (4.14)$$

Умова виконується.

Напруження за умови зминання записують у вигляді

$$\sigma_{зм} = \frac{P_1}{2a_1 \cdot h_1} = \frac{75045}{2 \cdot 0,026 \cdot 0,032} = 4,51 \cdot 10^7 \text{ Па} \leq [\sigma_{зм}] \quad (4.15)$$

де h_1 – висота накладки

$$h_1 = 0,8 \cdot h = 0,8 \cdot 0,04 = 0,032 \text{ м} \quad (4.16)$$

Умова виконується.

4.2.2. Розрахунок накладки

Вузол: накладка - штифт

Накладка виконується зі сталі 3.

Визначається радіус b_1 за умови міцності накладки на розтягнення в перерізі I-I штифта

$$b_1 = \frac{P_1}{[\sigma_{-1}] \cdot h} + a_1 = \frac{75045,4}{105 \cdot 10^6 \cdot 0,04} + 0,026 = 0,044 \text{ м} \quad (4.17)$$

де a_1 – радіус штифта накладки ($a_1 = 0,5D_n = 0,026$ м).

Перевіряється напруження в перерізі за формулою Ламе

$$\sigma_{-1} = \frac{P_1}{2a_1 \cdot h_1} \cdot \frac{b_1^2 + a_1^2}{b_1^2 - a_1^2} = \frac{75045,4}{2 \cdot 0,026 \cdot 0,032} \cdot \frac{0,044^2 + 0,026^2}{0,044^2 - 0,026^2} = 9,394 \cdot 10^7 \text{ Па} \quad (4.18)$$

Умова виконується.

Вузол: накладка – важіль.

Зусилля в перерізі визначається різницею зусиль в перерізах штифта і верхньої цапфи

$$P_2 = M_{\text{на}} / (L_n - L_p) = 32269,5 / (0,43 - 0,215) = 1,501 \cdot 10^5 \text{ Н.} \quad (4.21)$$

Зовнішній радіус b_2 накладки визначається за деформацією розтягнення в перерізі IV-IV

$$b_2 = \frac{P_2}{2[\sigma_{-1}] \cdot h_1} + a_2 = \frac{1,501 \cdot 10^5}{2 \cdot 105 \cdot 10^6 \cdot 0,032} + 0,107 = 0,129 \text{ м,} \quad (4.22)$$

де a_2 – зовнішній радіус циліндра важеля

$$a_2 = 0,5 \cdot (d_{\text{ц}} + 1,6 \cdot h) = 0,5 \cdot (0,26 + 1,6 \cdot 0,09) = 0,202 \text{ м,} \quad (4.23)$$

де d_u – діаметр верхньої цапфи.

Перевіряється напруження в перерізі V-V за формулою Ламе

$$\sigma = \frac{P_2}{2 \cdot a_2 \cdot h_1} \cdot \frac{b_2^2 + a_2^2}{b_2^2 - a_2^2} = \frac{151000}{2 \cdot 0,107 \cdot 0,032} \cdot \frac{0,129^2 + 0,107^2}{0,129^2 - 0,107^2} = 1,17 \cdot 10^8 \text{ Па.} \quad (4.24)$$

За умови, коли $\sigma > [\sigma_{-1}]$ насамперед визначається значення коефіцієнта міцності

$$k_{m2} = \frac{2 \cdot h_1 \cdot a_2 \cdot [\sigma_{-1}]}{P_2} = \frac{2 \cdot 0,032 \cdot 0,107 \cdot 105 \cdot 10^6}{151000} = 4,791 \quad (4.25)$$

За умови $k_{m2} < 1$ необхідно збільшити висоту плеча важеля до нового значення h_1 , якому відповідає $k_{m2} \approx 1,3$ а потім розрахувати значення радіуса b_2

$$b_2 = a_2 \cdot \sqrt{\frac{k_{m2}+1}{k_{m2}-1}} = 0,132 \text{ м.} \quad (4.26)$$

Вузол: накладка - зрізний палець

Переріз перевіряється на розтягнення від згинального моменту.

Ширина пластини в перерізі зрізного пальця

$$B = b_1 + \frac{(b_2 - b_1) \cdot (L_H - L_P)}{L_H} = 0,044 + \frac{(0,132 - 0,044) \cdot (0,43 - 0,215)}{0,43} = 0,088 \text{ м.} \quad (4.27)$$

Перевіряється напруження в перерізі зрізного пальця

$$\sigma_{III} = \frac{6 \cdot P_1 \cdot (L_H - L_P)}{h_1 \cdot (B^3 - D_{\text{сн}}^3)} \cdot B = \frac{6 \cdot 75045,4 \cdot (0,43 - 0,215)}{0,032 \cdot (0,088^3 + 0,043^3)} \cdot 0,088 = 4,305 \cdot 10^8. \quad (4.28)$$

4.3. Складена серга напрямного апарата

В конструкцію складеної серги (рис. 4.4) входять елементи: дві вилки, два пальці, стяжка с правою і лівою різью і дві контргайки.

Механічні характеристики елементів складеної серги

Напруження	Назва елемента і марка сталі		
	Стяжка 25Л	Палець 40Х	Вилка 30Л
σ_B , МПа	450	730	480
σ_{-1} , МПа	200	320	220
τ_{-1} , МПа	120	200	130
σ_{3M} , МПа	340	540	370
$[\sigma_{-1}]$, МПа	100	160	110
$[\tau_{-1}]$, МПа	60	100	65
$[\sigma_{3M}]$, МПа	170	270	185

4.3.1. Стяжка

Сила, що діє на стяжку згідно з кінематичною схемою на рис. 2.3 залежить від кута α (табл. 1.3)

$$P_3 = P_1 / \cos \alpha = 75045,4 / 0,976 = 7,689 \cdot 10^4 \text{ Н} \quad (4.29)$$

Стяжка із сталі 25Л розраховується на силу P_3 за умови розтягнення в нарізній частині

$$d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot P_3}{\pi \cdot [\sigma_{-1}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 76890,8}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,031 \text{ м.} \quad (4.30)$$

Зовнішній діаметр стяжки визначається за умови виконання на ній метричної різі з коефіцієнтом профілю $\beta = 0,875$

$$d'_{\text{ст}} = \frac{d_B}{\beta} = \frac{0,032}{0,875} = 0,036 \text{ м.} \quad (4.31)$$

Підбирається діаметр стяжки $d_{\text{ст}} = 0,036 \text{ м}$ та крок різі $S = 0,0015 \text{ м}$ за додатком Д.1., та уточнюється її внутрішній діаметр

$$d_B = d_{\text{ст}} - 2 \cdot S \cdot 0,866 = 0,042 - 2 \cdot 0,002 \cdot 0,866 = 0,039 \text{ м.}$$

За розрахунком на зріз витків

$$\tau = \frac{P_3}{\pi \cdot \beta \cdot H \cdot d_B} = \frac{76890,8}{3,14 \cdot 0,875 \cdot 0,012 \cdot 0,038536} = 6 \cdot 10^7 \leq [\tau_{-1}], \quad (4.32)$$

визначається висота різі H стяжки

$$H = \frac{P_3}{\pi \cdot \beta \cdot d_B \cdot [\tau_{-1}]} = \frac{76890,8}{3,14 \cdot 0,875 \cdot 0,038536 \cdot 60 \cdot 10^6} = 0,012 \text{ м.} \quad (4.33)$$

Перевіряється напруження зминання витка метричної різи

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot P_3}{\pi \cdot (d_{CT}^2 - d_B^2) \cdot H/S} = \frac{4 \cdot 76890,8}{3,14 \cdot (0,042^2 - 0,038536^2) \cdot 0,012/0,002} = 5,802 \cdot 10^7 \leq [\sigma_{зм}]. \quad (4.34)$$

Умова виконується.

Перевіряється напруження при згинанні витків.

$$\sigma = \frac{3 \cdot P_3 \cdot (d_{CT} - d_B)}{2\pi \cdot \beta^2 S \cdot d_{CT} \cdot H} = \frac{3 \cdot 76890,8 \cdot (0,042 - 0,038536)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,875^2 \cdot 0,002 \cdot 0,042 \cdot 0,012} = 1,635 \cdot 10^8 \leq [\sigma_{-1}]. \quad (4.35)$$

4.3.2 Вилка

Вилка зі сталі 30Л розраховується на напруження:

- зминання;
- розтягнення.

Напруження зминання розраховується в зоні розташування пальця (рис. 4.1)

$$\sigma_{зм.п.} = \frac{P_3}{2 \cdot D_{п.} \cdot h_3}. \quad (4.36)$$

Звідки визначається товщина стінки вилки

$$h_3 = \frac{P_3}{2 \cdot D_{п.} \cdot [\sigma_{зм.п.}]} = \frac{76890,8}{2 \cdot 0,052 \cdot 185 \cdot 10^6} = 0,004 \text{ м.} \quad (4.37)$$

Приймається при $h_3 < 0,5h_1$

$$h_3 = 0,5h_1 = 0,5 \cdot 0,032 = 0,004 \text{ м.} \quad (4.38)$$

Напруження розтягнення в перерізі IV-IV визначається за формулою

$$\sigma_{VI} = \frac{P_3}{2(2R_{IV} - D_{п.}) \cdot h_3}. \quad (4.39)$$

Умова виконується.

Звідки визначається зовнішній радіус стінки вилки

$$R_{VI} = 0,25 \cdot \left(\frac{P_3}{h_3 \cdot [\sigma_{-1}]} + 2 \cdot D_{п.} \right) = 0,25 \cdot \left(\frac{76890,8}{0,016 \cdot 110 \cdot 10^6} + 2 \cdot 0,052 \right) = 0,037 \text{ м.} \quad (4.40)$$

Перевіряється за формулою Ламе напруження розтягнення в перерізі VII-VII вилки

$$\sigma = \frac{P_3}{2 \cdot D_{\Pi} \cdot h_3} \cdot \frac{R_{VI}^2 + r_{VI}^2}{R_{VI}^2 - r_{VI}^2} = \frac{76890,8}{2 \cdot 0,052 \cdot 0,016} \cdot \frac{0,037^2 + 0,02^2}{0,037^2 - 0,02^2} = 8,992 \cdot 10^7 \text{ Па}, \quad (4.41)$$

де r_{VI}, R_{VI} - відповідно внутрішній і зовнішній радіус стінки вилки.

4.3.3. Палець вилки

Діаметр пальця розраховується на зріз у двох площинах

$$\tau = \frac{2 \cdot P_3}{\pi \cdot D_{\Pi}^2}, \quad (4.44)$$

звідки

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{2 \cdot P_3}{\pi \cdot [\tau_{-1}]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 76890,8}{3,14 \cdot 65 \cdot 10^6}} = 0,027 \leq 2a_1. \quad (4.45)$$

Умова виконується.

Перевіряється на згин палець, який спирається на стінки вилки висотою h_3 , і знаходиться під дією сили P_3 , що розміщена на ділянці висотою h_2

$$h_2 = h_1 + 2\Delta = 0,032 + 2 \cdot 0,005 = 0,042 \text{ м} \quad (4.46)$$

де $\Delta = 5$ мм віддаль від стінки вилки до накладки

$$\sigma = \frac{4 \cdot P_3 \cdot (h_2 + 2h_3)}{\pi \cdot D_{\Pi}^3} = \frac{4 \cdot 76890,8 \cdot (0,042 + 2 \cdot 0,016)}{3,14 \cdot 0,027^3} = 3,506 \cdot 10^8 \leq [\sigma_{-1}]. \quad (4.47)$$

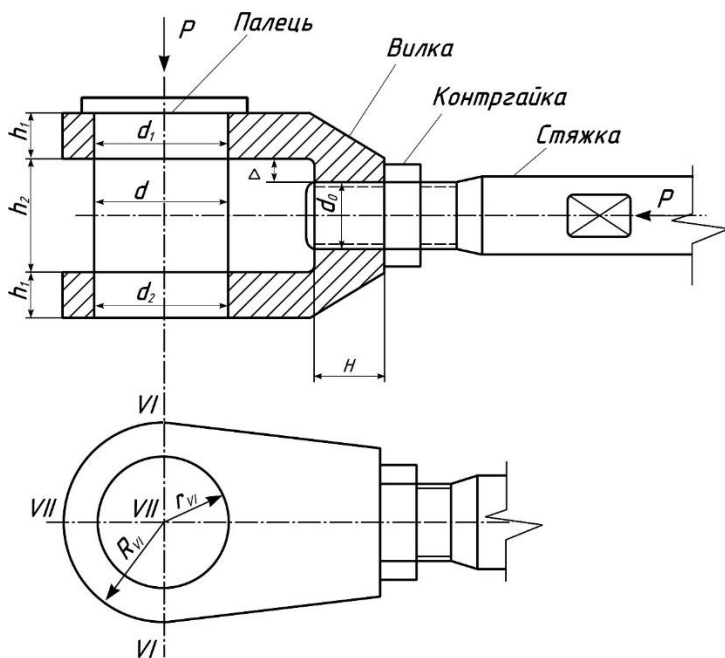


Рис. 4.1. Складена серга

5. Розрахунок на міцність елементів системи серводвигун-кільце

Серводвигун напрямного апарата гідротурбіни складається із основних деталей: циліндр, кришка, шток, тяга, головка тяги, палець тяги.

Вихідні дані:

1. Потужність гідротурбіни $N=140000$, кВт;
2. Діаметр осі лопатей напрямного апарата $D_0=3,75$, м;
3. Тиск в циліндрі серводвигуна $p=4$, МПа;
4. Діаметр серводвигуна $d_{cv}=400$, мм;
5. Кількість лопатей напрямного апарата $Z_0=24$, шт;
6. Напір гідротурбіни $H=260$, м.
7. Матеріал сталі:
 - корпуса серводвигуна 30Л;
 - кришки серводвигуна 25Л;
 - штока серводвигуна сталь 40.

5.1. Розрахунок тяги серводвигуна

1. Добирають із таблиць додатку:
 - діаметр розміщення лопатей напрямного апарата $D_0=3,75$ м;
 - діаметр корпуса серводвигуна $d_{cv}=400$ мм;
 - кількість лопатей напрямного апарата $Z_0=24$;
 - механічні характеристики сталей.

2. Визначають коефіцієнт швидкохідності турбіни:

$$n_s = \frac{1.167 \cdot n \sqrt{N}}{H^4 \sqrt{H}} = \frac{1.167 \cdot 250 \sqrt{140 \cdot 10^3}}{260^4 \sqrt{260}} = 104,558 \quad (5.1)$$

3. Обчислюють віддаль між осями лопатей напрямного апарата

$$a_0 = \frac{\pi \cdot D_0}{Z_0} = \frac{3,14 \cdot 3,75}{24} = 0,491 \quad (5.2)$$

4. Розраховують хід поршня серводвигуна

$$L_d = (1,4 \dots 1,8) \cdot a_0 \cdot K_0 = 1,5 \cdot 0,49 \cdot 0,3 = 0,222 \text{ м}, \quad (5.3)$$

де K_0 – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта швидкохідності гідротурбіни

Вплив коефіцієнта швидкохідності на хід поршня
серводвигуна

n_s	100	300	350	600	750	950
K_0	0,3	0,52	0,6	0,71	0,75	0,80

$$K_0 = 0.18 + 0.35 \cdot \left[\frac{n_s}{300} \right] = 0.18 + 0.35 \cdot \left[\frac{104,56}{300} \right] = 0,302 \quad (5.4.)$$

5. Зусилля, що діє на тягу серводвигуна від тиску p в серводвигуні

$$P_c = 0.25 \cdot \pi \cdot d_{св}^2 \cdot p = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 4 \cdot 10^6 = 1,257 \cdot 10^6 \text{ Н}, \quad (5.5)$$

6. Розраховується тяга серводвигуна на поздовжній згин за умови забезпечення критичної сили за Ейлером із запасом $n_c = 5$ до зусилля P_c .

$$n_c = \frac{E \cdot I \cdot \pi^2}{\mu^2 \cdot L_d \cdot P_c} = \frac{E \cdot \pi^3 \cdot d^4}{64 \cdot \mu^2 \cdot L_d \cdot P_c} = 5 \quad (5.6)$$

де $E=2,0 \cdot 10^{11}$ модуль пружності сталі, МПа;

$I = \pi \cdot d^4 / 64 = 3,14 \cdot 0,4^4 / 64 = 0,02$ - момент інерції тяги;

$\mu=1$ – коефіцієнт довжини для шарнірного з'єднання.

Із формули (5.6) визначають діаметр тяги d

$$d = 4 \cdot \sqrt[4]{\frac{n_c \cdot L_d \cdot \mu^2 \cdot P_c}{4 \cdot E \cdot \pi^3}} = 4 \cdot \sqrt[4]{\frac{5 \cdot 0,222 \cdot 1^2 \cdot 1256637}{4 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14^3}} = 0,06162 \text{ м}. \quad (5.7)$$

7. Розраховують діаметр пальця тяги за умови допустимого напруження на зріз

$$\tau = \frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot r_c^2} \leq [\tau_{-1}]. \quad (5.8)$$

Із формули (5.8) визначають радіус пальця тяги

$$r_c = \sqrt{\frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot [\tau_{-1}]}} = \sqrt{\frac{1256637}{2 \cdot 3,14 \cdot 144 \cdot 10^6}} = 0,037 \text{ м}. \quad (5.9)$$

8. Визначають висоту головки тяги

$$t_c = d + 0,006 = 0,068 \text{ м.} \quad (5.10)$$

9. Радіус головки тяги визначають за умови допустимого розтягнення в поперечному перерізі

$$\sigma = \frac{P_c}{2 \cdot t_c (R_c - r_c)} \leq [\sigma_{-1}]. \quad (5.11)$$

З формули (5.11) визначають радіус головки тяги серводвигуна

$$R_c = \frac{P_c}{2 \cdot t_c [\sigma_{-1}]} + r_c = \frac{1256637}{2 \cdot 0,068 \cdot 240 \cdot 10^6} + 0,037 = 0,076 \text{ м.} \quad (5.12)$$

10. Перевіряють за Ламе допустиме напруження у поздовжньому перерізі головки тяги

$$\sigma = \frac{P_c}{2 \cdot r_c \cdot t_c} \cdot \frac{R_c^2 + r_c^2}{R_c^2 - r_c^2} = \frac{1256637}{2 \cdot 0,037 \cdot 0,068} \cdot \frac{0,076^2 + 0,037^2}{0,076^2 - 0,037^2} = 407,3 \cdot 10^6 \leq [\sigma_{-1}]. \quad (5.13)$$

За умови, коли $\sigma > [\sigma_{-1}]$ насамперед визначається значення коефіцієнта міцності

$$k_{m5} = \frac{2 \cdot t_c \cdot r_c \cdot [\sigma_{-1}]}{P_c} = \frac{2 \cdot 0,067 \cdot 0,037 \cdot 240 \cdot 10^6}{1256637} = 0,963 \quad (5.14)$$

За умови $k_{m5} < 1$ необхідно збільшити висоту пальця тяги до нового значення t_c , якому відповідає $k_{m5} \approx 1,3$ а потім розрахувати значення R_c

$$t_c = \frac{1,3 \cdot 1256637}{2 \cdot 0,037 \cdot 240 \cdot 10^6} = 0,091$$

$$R_c = r_c \sqrt{\frac{k_{m5} + 1}{k_{m5} - 1}} = 0,037 \sqrt{\frac{1,3 + 1}{1,3 - 1}} = 0,103 \text{ м.} \quad (5.15)$$

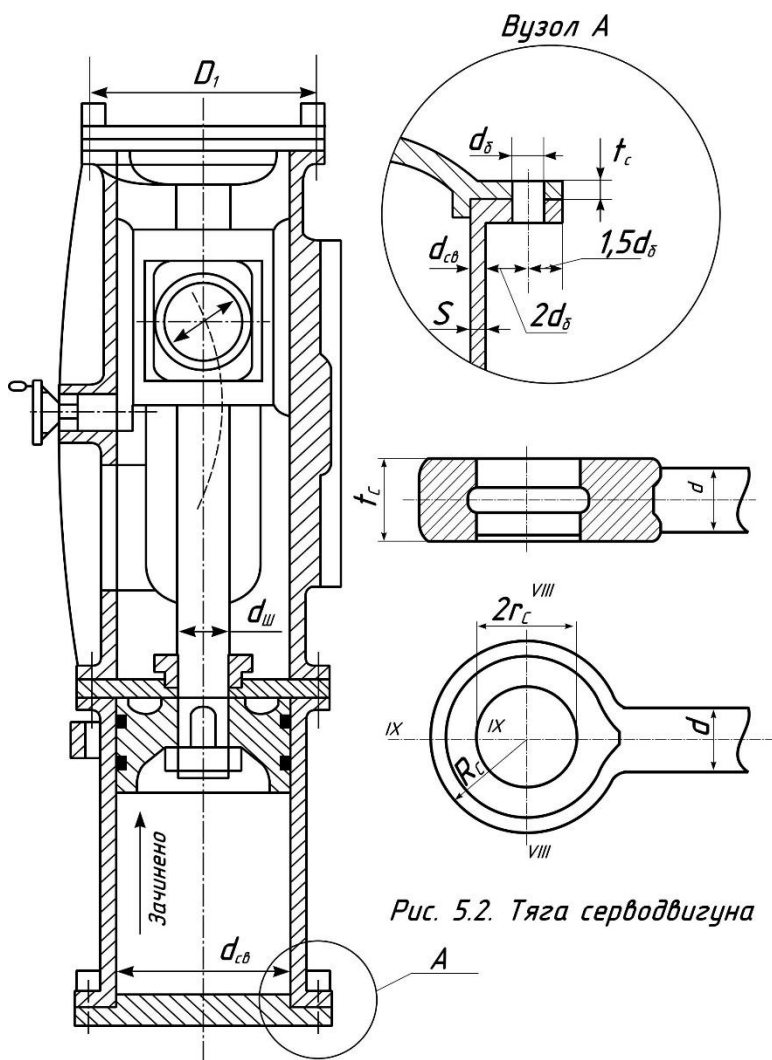


Рис. 5.1. Подвоєний прямоосний серводвигун

Рис. 5.2. Тяга серводвигуна

5.2. Розрахунок фланця кришки серводвигуна

Розміри фланця кришки визначаються розміром болтів d_6 , що сприймають навантаження від внутрішнього тиску серводвигуна діаметром d_c та товщиною стінки циліндра серводвигуна

$$S = \frac{p \cdot d_{cb}}{2 \cdot [\sigma_{-1}]} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,4}{2 \cdot 100 \cdot 10^6} = 0,008 \text{ м.} \quad (5.16)$$

11. Розміри фланця

- внутрішній радіус

$$r_1 = 0,5 \cdot d_{cb} + S = 0,5 \cdot 0,4 + 0,008 = 0,208 \text{ м.} \quad (5.17)$$

- внутрішній діаметр

$$D = d_{cb} + 2S = 0,4 + 2 \cdot 0,008 = 0,416 \text{ м.} \quad (5.18)$$

- діаметр болта на фланці визначається за формулою

$$d_6 = -\frac{D}{8} + \sqrt{\left(\frac{D}{8}\right)^2 + \frac{3 \cdot P \cdot K_3 \cdot K_1}{\pi^2 \cdot [\sigma_{-1}]}} = -\frac{0,416}{8} + \sqrt{\left(\frac{0,416}{8}\right)^2 + \frac{3 \cdot 1256637 \cdot 2,5 \cdot 1,4}{3,14^2 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,075 \text{ м.} \quad (5.19)$$

де $K = 2,5$ – коефіцієнт затяжки;

$K_1 - (0,85)^2 = 1,4$ – коефіцієнт, що враховує нарізку

болтів

Приймається стандартний діаметр болта d_6 та його крок s за додатком 1.

- радіус розміщення болтів

$$R_6 = r_1 + 2d_6 = 0,358 \text{ м.} \quad (5.20)$$

12. Внутрішній діаметр болта при кроці різі s

$$d_{6в} = d_6 - 0,87 \cdot (2 \cdot s) = 0,075 - 0,87 \cdot (2 \cdot 0,006) = 0,064 \text{ м.} \quad (5.21)$$

13. Сила затяжки болта із сталі 20

$$F_6 = \pi \cdot d_{6в}^2 \cdot [\sigma_{-1p}] / 4 = 3,14 \cdot 0,064^2 \cdot 126 \cdot 10^6 / 4 = 4,097 \cdot 10^5 \text{ Н.} \quad (5.22)$$

14. Сила, що сприймається болтом з коефіцієнтом зтяжки $K_3 = 2,5$.

$$P_6 = \frac{F_6}{K_3} = \frac{409651}{2,5} = 1,639 \cdot 10^5 \text{ Н.} \quad (5.23)$$

15. Кількість болтів, що забезпечує герметичність фланця кришки

$$Z_c = \frac{P_c}{P_6} = \frac{1256637}{163860,5} = 8 \text{ шт.} \quad (5.24)$$

16. Момент, що діє на фланець від сили тиску

$$M = \pi \cdot R_6^2 (R_6 - r_1) \cdot p = 3,14 \cdot 0,358^2 (0,358 - 0,208) \cdot 4 \cdot 10^6 = 2,403 \cdot 10^5 \text{ Нм.} \quad (5.25)$$

16. Момент опору фланця

$$W_\phi = M / [\sigma_{-1p}] = 240300 / 126 \cdot 10^6 = 0,002 \text{ м}^3. \quad (5.26)$$

17. Момент опору фланця товщиною t

$$W_\phi = \frac{\pi \cdot r_1 \cdot t^2}{3}. \quad (5.27)$$

19. Товщина фланця

$$t = \sqrt{\frac{3 \cdot W_\phi}{\pi \cdot r_1}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 0,0019}{3,14 \cdot 0,208}} = 0,094 \text{ м.} \quad (5.28)$$

20. Висоту гайки $H = Z \cdot s$ визначають за попередньо визначеними:

- висотою профіля

$$h = 0,866 \cdot S = 0,866 \cdot 0,006 = 0,005, \quad (5.29)$$

- внутрішнім діаметром різі

$$d_b = d - 2h = 0,064 - 2 \cdot 0,005 = 0,054 \text{ м,} \quad (5.30)$$

- середнім діаметром різі

$$d_2 = 0,5(d_b + d) = 0,5(0,054 + 0,064) = 0,059 \text{ м,} \quad (5.31)$$

- кількістю витків за деформацією зминання

$$Z_{зм} = \frac{1,7 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot [\sigma_{зм}]} = \frac{1,7 \cdot 409651}{3,14 \cdot 0,059 \cdot 0,005 \cdot 170 \cdot 10^6} = 4,24 = 5 \text{ шт,} \quad (5.32)$$

- кількістю витків за деформацією зрізу

$$Z_{зріз} = \frac{1,7 \cdot P}{\pi \cdot d \cdot s \cdot [\tau]} = \frac{1,7 \cdot 409651}{3,14 \cdot 0,059 \cdot 0,006 \cdot 60 \cdot 10^6} = 10,4 = 11 \text{ шт.}$$

Додатки

Додаток Д.1

Діаметр та крок метричної різі, мм

Діаметр <i>d</i>	Крок <i>s</i>		Діаметр <i>d</i>	Крок <i>s</i>
24	1,5		60	3,0
27	1,5		34	4,0
30	1,5		68	4,0
33	2,0		72	4,0
36	2,0		76	4,0
39	2,0		80	5,0
42	2,0		85	5,0
45	2,0		90	5,0
48	3,0		95	5,0
52	3,0		100	6,0
56	3,0		Далі з кроком 6	6,0

Додаток Д.2

Матеріали для деталей гідротурбін

Назва деталі	Матеріал
Робоче колесо РО турбіни: <i>верхній і нижній ободи колеса лопать</i>	Сталь: 20ГСЛ; ОХ12НДЛ Сталь: ОХ12НД
Робоче колесо ПЛ турбіни: <i>лопать цапфа, болти лопаті корпус робочого колеса шток хрестовина поршень серводвигуна</i>	Сталь: 20ГСЛ Сталь: 25; 30; 35; 40Х; 40ХН Сталь: 25Л; 20ГСЛ Сталь: 20 Сталь: 25Л; МСт.3 Сталь: 25Л; 30Л

Вал турбіни	Сталь: 40Х; 40Н; 40ХН; 20ГС; 40
Напрямний апарат: <i>кільце і кришка турбіни</i> <i>лопать літа</i> <i>лопать зварна</i> <i>регулююче кільце зварне</i> <i>поршень серводвигуна</i>	Сталь: МСт.3; 20 Сталь: 25Л; 30Л; 20ГСЛ; ОХ12НДЛ Сталь: 30; МСт.3; 20ГС Сталь: МСт.3 Чавун: СЧ28-48
Статор литий	Сталь: 20Л; 20ГСЛ
Статор зварний	Сталь: МСт.3
Камера робочого колеса	Сталь: ОХ13; (ЭИ-496)
Фундаментне кільце турбіни	Сталь: МСт.3
Спиральна камера	Сталь: МСт.3; 20; 10ХСНД
Втулки цапф робочого колеса	Бронза: БР.ОЦС6-6-3; Бр.ОФ 10-1

Додаток Д.3

Механічні характеристики деяких сталей

Сталь	σ_B , МПа	σ_T , МПа
Вуглецева звичайної якості:		
Ст2	320-410	215
Ст3	360-460	235
Ст4	400-510	255
Ст5	490-630	285
Вуглецева якісна:		
20	440	220
30	490	294
35	529	314
40	568	321
45	598	363
50	627	373
55	647	382

Легована (Г,Х) і лита (Л):		
50Г	648	392
45Г2	686	402
40Х	980	786
25 ГСЛ	520	300
25Л	450	240
30Л	480	260

Додаток Д.4

Співвідношення між механічними характеристиками матеріалів

Матеріал	При згині і розтягу (стиску)	При крученні
Сталь		
Вуглецева	$\sigma_{-1} = (0,40 \dots 0,50) \sigma_B$ $\sigma_{-1p} = (0,70 \dots 0,90) \sigma_{-1}$ $\sigma_0 = (1,5 \dots 1,6) \sigma_{-1}$ $\sigma_{0p} = (1,5 \dots 1,6) \sigma_{-1p}$	$\tau_B = (0,70 \dots 0,75) \sigma_B$ $\tau_T = (0,60 \dots 0,70) \sigma_v$ $\tau_{-1} = 0,6 \cdot \sigma_{-1}$ $\tau_0 = (1,8 \dots 2,0) \tau_{-1}$
Легована	$\sigma_{-1} = (0,45 \dots 0,50) \sigma_B$ $\sigma_{-1p} = (0,70 \dots 0,75) \sigma_{-1}$ $\sigma_0 = (1,6 \dots 1,8) \sigma_{-1}$ $\sigma_{0p} = (1,6 \dots 1,8) \sigma_{-1p}$	$\tau_B = (0,70 \dots 0,75) \sigma_B$ $\tau_T = (0,55 \dots 0,60) \sigma_v$ $\tau_{-1} = 0,6 \cdot \sigma_{-1}$ $\tau_0 = (1,8 \dots 2,0) \tau_{-1}$

Список літератури

1. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. Гідроенергетика. Том 2. Гідравлічні машини. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.
2. Самойленко Е. Г. Гідроенергетичне обладнання гідро- та гідроакумуючих електростанцій : підручник. Запоріжжя : ЗДіА, 2006, 406 с.
3. Барліт В. В. Сучасні гідродинамічні методи розрахунку лопатевих систем і САПР гідромашин : навч. посібник. Київ : НМК ВО, 1992.
4. Оцінка надійності гідроагрегатів обертання на стадії їх проектування / П. М. Андренко, І. П. Гречка, С. О. Хованський, М. С. Свиначенко. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Технічні науки*. 2017. Вип. 17, т. 3. С. 23–32. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ptdau_2017_17_3_4
5. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко; під ред. проф. П. М. Андренка. Харків : НТУ «ХПІ», 2014. 308с.
6. Срібнюк С. М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Основи теорії і застосування : навчальний посібник. Київ : Центр навчальної літератури, 2004. 328 с.
7. Герасимов Г. Г. Гідравлічні та аеродинамічні машини : підручник. Рівне : НУВГП, 2008. 241 с. ISBN 978-966-327-090-6.
8. Довідник з експлуатації та ремонту гідротурбінного обладнання / За ред. Є. П. Штерна. К. : Енергоіздат.1985. 368 с.
9. Молчанов А. О., Казанчан А. К., Кузнецов Ю. М. Опір матеріалів. Основи теорії, практикум і індивідуальні завдання : навчальний посібник. Херсон : ХДМІ, 2010. 99 с.
10. Коновалюк Д. М., Ковальчук Р. М. Деталі машин : підручник / друге видання. К. : Кондор, 2004. 584 с.