

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування

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

02/02-05M

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

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

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

Рівне – 2025

Методичні вказівки 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. 31 с.

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

Видання повторне – попереднє видання: 02-04-26

Відповідальний за випуск: Василюк 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
1. Розрахунок параметрів агрегата.....	5
2. Розрахунок моментів вала напрямного апарата	13
2.1. Розрахунок згинального моменту.....	13
2.2. Аналітичне визначення зони контакту двох лопатей	14
2.3. Розрахунок крутного моменту	18
2.4. Кінематична схема повороту лопаті.....	19
3. Розрахунок робочого колеса на міцність	21
3.1. Лопать робочого колеса.....	21
3.2. Вал вертикального агрегата.....	24
3.3. Фланець вала.....	26
3.4. Болти фланцевого з'єднання.....	27
Додатки.....	28
Список використаної літератури.....	311

Вступ

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.

Радіально-осьова гідравлічна турбіна – гідравлічна турбіна, в робочому колесі якої вода рухається по криволінійних поверхнях обертання, які змінюють напрямок потоку від радіального до осьового.

Міцність - здатність матеріалу чинити опір незворотній деформації і руйнуванню під дією навантажень або інших факторів.

Границя міцності – напруження при найбільшому навантаженні розтягу.

1. Розрахунок параметрів агрегата

Вихідні дані:

- потужність турбіни $N=140$ МВт;
- напір геодезичний $H=255$ м;
- довжина вала агрегата $L=3,70$ м.

Приймаються втрати напору h у трактах подачі води в межах 5 – 7% від геодезичного напору.

Визначають напір турбіни

$$H_T = H - h = H - (H \cdot 0.05) = 255 - (255 \cdot 0.05) = 242.25 \quad (1.1)$$

Добирають тип робочого колеса турбіни за напором H_T і потужністю N .

Попередньо приймаю для радіально-осьових турбін значення ККД в межах $\eta = 0,90$.

За табл. 1.1

$Q_1' = 420 \cdot 1/1000 = 0,42$ м³/с -- приведена витрата;

$n_1' = 65$ об/хв -- приведене число обертів.

Визначаю діаметр робочого колеса турбіни за формулою

$$D_1 = \sqrt{\frac{N}{9,81 \cdot \eta \cdot Q_1' \cdot H_T \cdot \sqrt{H_T}}} = \sqrt{\frac{140 \cdot 1000}{9,81 \cdot 0,9 \cdot 0,42 \cdot 242,25 \cdot \sqrt{242,25}}} = 3,164 \text{ м} \quad (1.2)$$

де N - в кВт, H_T - в м, Q_1' - в м³/с.

Діаметр робочого колеса приймається ближчим до номенклатурного значення (м): 1,8; 2,0; 2,25; 2,5; 2,8; **3,2**; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5.

Приймаю $D_1 = 3,2$ м.

Кількість обертів турбіни визначають за формулою

$$n_T = \frac{n_1' \cdot \sqrt{H_T}}{D_1} = \frac{65 \cdot \sqrt{242,25}}{3,2} = 316,152 \text{ м} \quad (1.3)$$

Приймаю $n_T = 88,2$ об/хв.

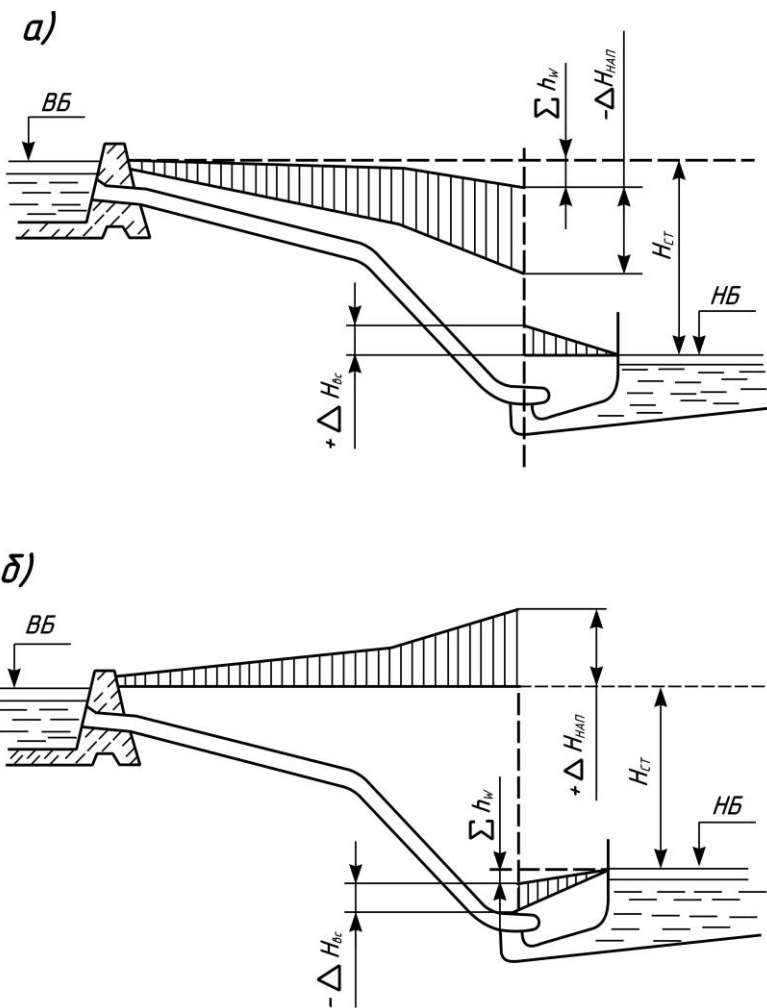


Рис. 1.1. Схема агрегата в турбінному і насосному режимах роботи

Визначається орієнтовне число пар полюсів турбіни при частоті струму в електричній мережі $f_1 = 50$ Гц

$$p = \frac{60 \cdot f_1}{n_T} = \frac{60 \cdot 50}{316,152} = 9,489 \quad (1.4)$$

Добирають цілочисленне парне значення числа пар полюсів $p_1=12$

Кількість обертів робочого колеса турбіни визначають за формулою

$$n_T = \frac{60 \cdot f_1}{p_1} = \frac{60 \cdot 50}{12} = 250 \text{ об/хв.} \quad (1.5)$$

Таблиця 1.1

Приведені параметри турбіни

Тип робочого колеса	Зона напорів, м	Відносна висота напрямого апарата b'_0	Витрата Q'_1 , л/сек	Приведені числа обертів, об/хв	
				$n'_{1\text{опт}}$	n'_{1p}
PO45	30 – 45	0,35	1400 – 1370	78	78
PO75	40 – 75	0,30	1370 – 1250	73	77
PO115	70 – 115	0,25	1250 – 1090	70	74
PO170	110 – 170	0,29	1050 – 650	68	71
PO230	160 – 230	0,16	650 – 420	65	68
PO310	220 – 310	0,12	420 – 280	60	65
PO40	290 – 400	0,10	280 – 200	58	62
PO500	380 – 500	0,08	200 – 150	58	59,5

Для вибраного робочого колеса добирають відносну висоту прямого апарата за якою визначають його висоту

$$b_0 = b'_0 \cdot D_1 = 0,12 \cdot 3,2 = 0,384 \text{ м.} \quad (1.6)$$

Значення b_0 заносять в табл. 1.3.

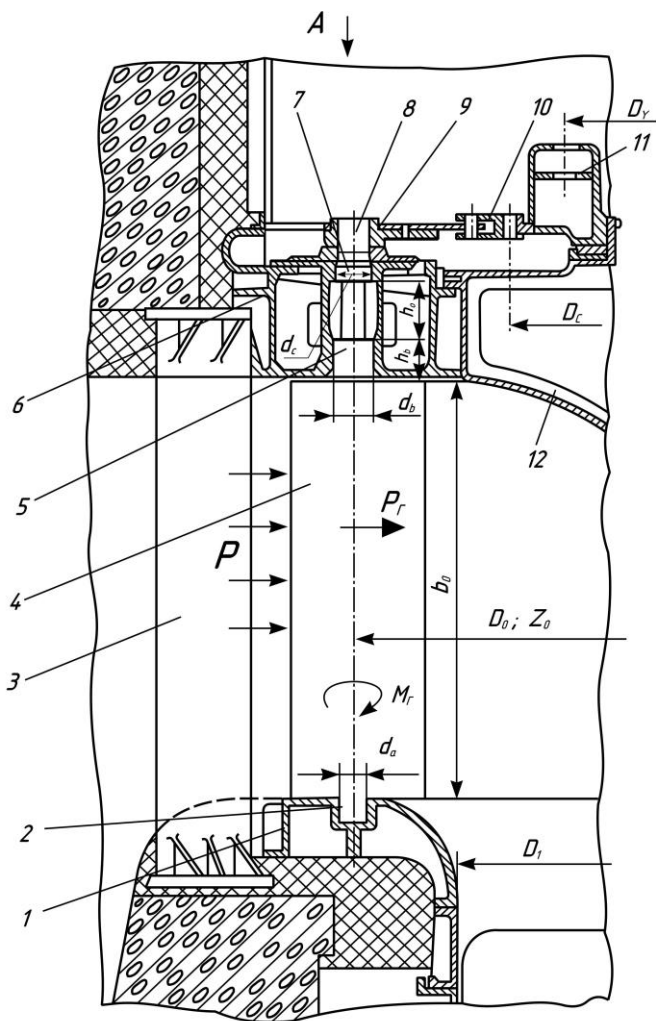


Рис 1.2. Циліндричний напрямний апарат:
 1-нижнє кільце; 2-цапфа нижня; 3-колонка статора; 4-лопать; 5-цапфа середня; 6-кільце верхнє; 7-цапфа опорна; 8-цапфа верхня;
 9-важіль; 10-серга складена; 11-регулююче кільце; 12-кришка турбіни

Таблиця 1.2

. Розміри (мм) елементів механізму повороту лопаті

D_1	Z_0	D	D_n	D_{cn}	h	d_b	d_u	$d_{ш}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1800	16	54	45	36	36	110	100	34
2000	16	62	52	40	40	120	110	34
2250	16	70	60	45	45	130	120	40
2500	24	54	45	36	36	140	130	40
2800	24	54	45	36	36	150	140	40
3200	24	62	52	40	40	160	150	50
3600	24	70	60	45	45	180	160	50
4000	24	80	70	50	52	200	180	50
4500	24	92	80	60	60	220	200	60
5000	24	105	90	70	70	240	220	60
5500	24	115	100	80	80	260	240	60
6000	24	125	110	90	90	280	260	70
6500	24	140	125	100	100	300	280	70
7000	32	140	125	45	100	300	280	70
7500	32	62	52	45	40	330	300	70
8000	32	70	60	50	45	360	330	80
8500	32	80	70	60	52	390	360	80

За табл.1.2. добирають:

- діаметр штифта важеля $D_n=52$ мм;
- діаметр зрізного пальця $D_{cn}=40$ мм;
- висоту пластини важеля $h=40$ мм;
- діаметр середньої цапфи $d_b=160$ мм;
- діаметр верхньої цапфи $d_u=150$ мм;
- діаметр шпонки верхньої цапфи $d_{ш}=50$ мм.

Таблиця 1.3

Розмір елементів вала напрямного апарата

Найменування елемента	Поперечний розмір		Висота	
	позначення	значення	Позначення	Значення
Лопать			b_0	0,384
Середня цапфа	d_b	0,16	$h_b=1,3d_b$	0,208
Опорна цапфа	$d_c = d_u$	0,15	$h_c=0,6h_u$	0,09
Верхня цапфа	d_u	0,15	$h_u=1,3d_u$	0,195
Нижня цапфа	$d_a = 0,8 d_b$	0,128	$h_a=1,4d_a$	0,179
Шпонка шипа	$d_{ш}$	0,05		
Важіль (табл.1.2, поз. 6)			h	0,04
Віддаль між цапфами			$h_0 = h_b$	0,208

Таблиця 1.4

Розміри (мм) елементів механізму повороту лопаті (рис. 1.3)

D_1	Z_0	D_0	φ , град.	D_c	L_n	L_p	L_c	α , град	d_{ce}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1800	16	2200	22	1500	240	130	297	4,0	250
2000	16	2400	22	1600	270	145	342	3,0	300
2250	16	2750	22	1800	300	160	410	5,0	350
2500	24	2900	42	2000	330	165	266	13,0	300
2800	24	3250	42	2250	370	185	294	12,0	300
3200	24	3750	42	2550	430	215	361	14,0	350
3600	24	4200	42	2900	480	240	383	12,5	400
4000	24	4650	42	3200	540	270	424	19,5	450
4500	24	5250	42	3600	600	300	491	15,5	500
5000	24	5800	42	4000	670	335	527	17,0	550
5500	24	6400	42	4400	740	370	588	18,0	600
6000	24	7000	42	4800	800	400	655	16,5	650
6500	24	7500	42	5200	870	435	665	12,5	700
7000	24	8100	42	5600	940	470	727	13,0	750
7500	24	8750	42	6000	1000	500	839	4,0	800
8000	24	9300	42	6400	1050	525	865	14,0	850
8500	24	9850	42	6800	1100	550	912	13,5	900

D_1 – діаметр гідротурбіни;
 Z_0 – число лопатей прямого апарата;
 D_0 – діаметр розташування лопатей прямого апарата;
 D_c – діаметр розташування вушок поворотного кільця;
 L_n – довжина накладки;
 L_p – довжина важеля;
 L_c – довжина стяжки;
 $d_{св}$ – діаметр серводвигуна;
 φ – кут між віссю важеля і дотичною до кола діаметром D_0 .
 α – кут між стяжкою та перпендикуляром до накладки.

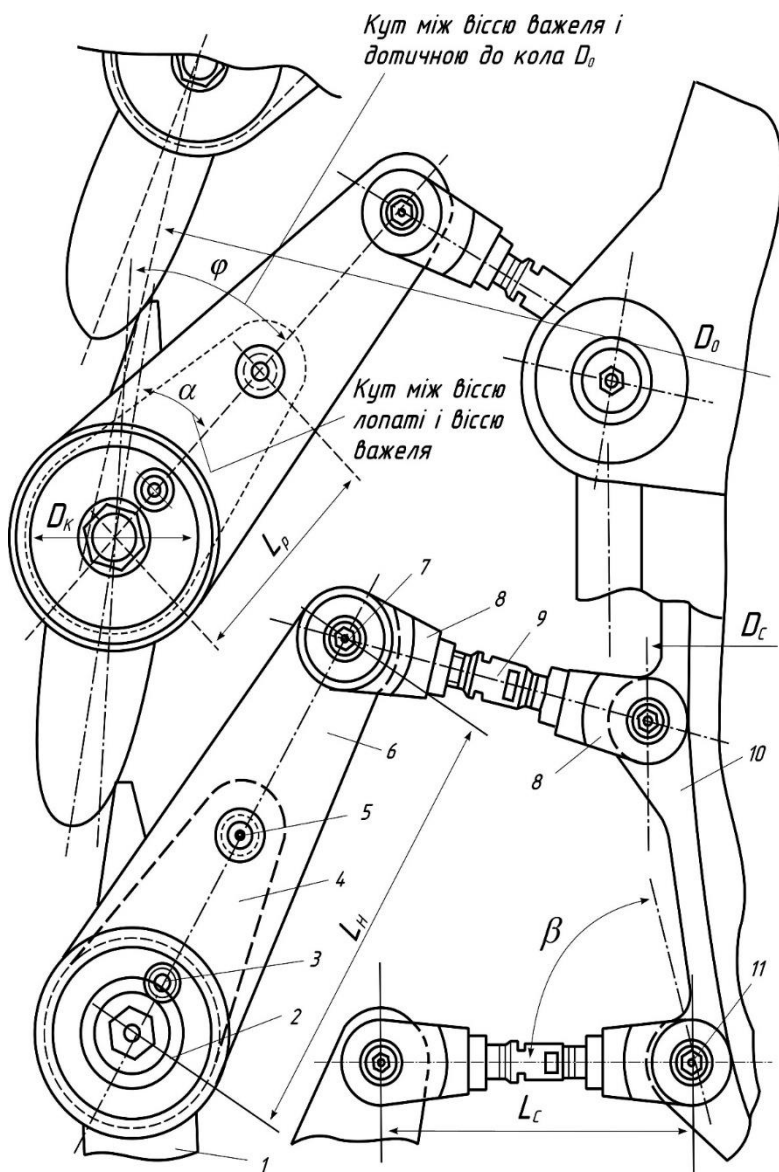


Рис. 1.2 План напряжного апарата

2. Розрахунок моментів вала напрямного апарата

Схема вала напрямного апарата зображена на рис. 2.1.

Визначають віддалі між опорами напрямного апарата.

Віддаль між серединами нижньої та середньої цапфи

$$L_1 = 0.5(h_a + h_b) + b_0 = 0.5(0.179 + 0.208) + 0.384 = 0.578 \text{ м} \quad (2.1)$$

Віддаль між серединами опорної і середньої цапфи

$$L_2 = 0.5(h_b + h_c) + h_0 = 0.5(0.208 + 0.09) + 0.208 = 0.357 \text{ м} \quad (2.2)$$

Віддаль від середини опорної цапфи до верха верхньої цапфи

$$L_3 = 0.5h_c + h_{\text{ц}} = 0.5 \cdot 0.09 + 0.195 = 0.24 \text{ м} \quad (2.3)$$

2.1. Розрахунок згинального моменту

Згинальний момент виникає від дії води перед закритим напрямним апаратом.

Гідростатична сила, що діє на одну лопать при числі лопатей Z_0 , визначається за формулою:

$$P_{\Gamma} = \frac{b_0 \cdot \pi \cdot D_0 \cdot \gamma \cdot H}{Z_0} = \frac{0.384 \cdot 3.14 \cdot 3.75 \cdot 9.81 \cdot 1000 \cdot 242.25}{24} = 4.48 \cdot 10^5 \text{ Н}, \quad (2.4)$$

де $D_0 = 3.75$ м – діаметр розташування вісі лопатей;

Вал напрямного апарата в статичному відношенні є нерозрізною балкою з трьома опорами.

Для визначення моментів у перерізах вала використовуємо рівняння трьох моментів, яке з урахуванням умови $M_a = M_c = 0$ запишеться так:

$$2M_B(L_1 + L_2) = -6 \left(\frac{\omega_1 \cdot a_1}{L_1} + \frac{\omega_2 \cdot b_2}{L_2} \right), \quad (2.5)$$

де ω_1, ω_2 – площа епюри моментів у розрізній балці від дії зовнішніх сил;

a_1 – віддаль від опори A до центра ваги епюри моментів ω_1 ;

b_2 – віддаль від опори C до центра ваги епюри моментів на ділянці довжиною L_2 .

Маємо $\omega_2 = 0$; $b_2 = 0$; $a_1 = L_1/2$

$$\varpi_1 = \frac{P_r \cdot L_1}{4} \cdot \frac{L_1}{2}, \quad (2.6)$$

Тоді рівняння (2.5) запишеться у вигляді

$$2 \cdot M_B \cdot (L_1 + L_2) = -6 \left(\frac{P_r \cdot L_1^3}{16 \cdot L_1} \right), \quad (2.7)$$

або

$$M_B = -\frac{-3}{16} \cdot \frac{P_r \cdot L_1^2}{L_1 + L_2} = -\frac{-3}{16} \cdot \frac{447954,5 \cdot 0,5776^2}{0,5776 + 0,357} = 29982,22 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.8)$$

Поперечна сила від моменту M_B на ділянці довжиною L_1 .

$$Q_{M1} = \frac{M_B}{L_1} = \frac{29982,22}{0,5776} = 5,191 \cdot 10^4 \text{ Н}. \quad (2.9)$$

Поперечна сила на ділянці довжиною L_2 .

$$Q_{M2} = -\frac{M_B}{L_2} = -\frac{29982,22}{0,357} = -8,398 \cdot 10^4 \text{ Н}. \quad (2.10)$$

Опорні реакції від дії сил P_2 і моменту M_B

$$R_A = \frac{P_2}{2} + Q_{M1} = \frac{447954,5}{2} + 51908,3 = 2,759 \cdot 10^5 \text{ Н}; \quad (2.11)$$

$$R_B = \frac{P_r}{2} - Q_{M1} - Q_{M2} = \frac{447954,5}{2} - 51908,3 - (-83983,8) = 2,561 \cdot 10^5 \text{ Н}; \quad (2.12)$$

$$R_C = Q_{M2} = -8,398 \cdot 10^4 \text{ Н}. \quad (2.13)$$

2.2. Аналітичне визначення зони контакту двох лопатей

Центром зони взаємодії є точка на поверхні лопаті (рис. 2.2) на віддалях: від осі лопаті f і на радіусі R_3 від осі повороту лопаті. До центру взаємодії лопатей прилягає зріз на кінці лопаті висотою k , який визначається:

а) поверхнею кінцевої частини лопаті довжиною L_1' ;

б) зрізом кінця лопаті під кутом.

З геометричної точки зору розмір зрізу визначається лініями перетину прямих:

а) лінією поверхні хвостової частини лопаті

$$d_0 = \frac{104.2}{1000} \quad k = \frac{5.5}{1000}$$

$$T = \frac{0.5 \cdot d_0 - k}{L_1} = \frac{0.5 \cdot 0.1042 - 0.0055}{0.5776} = 0.081, \quad (2.15)$$

б) лінією зрізу хвоста лопаті

$$R_1 = 142/1000$$

$$Z = \frac{R_1}{\sqrt{L_1^2 - R_1^2}} = \frac{0.0142}{\sqrt{0.5776^2 - 0.142^2}} = 0.254, \quad (2.16)$$

де $d_0; k; L_1; R_1$ - розміри лопаті на рис. 2.2.

Розв'язок рівнянь (2.15) і (2.16) визначає проекцію лінії взаємодії лопатей, яка дорівнює

$$C = \frac{k}{Z - T} = \frac{0.0055}{0.254 - 0.08} = 0.032 \quad (2.17)$$

Довжина лінії (ширина контакту) взаємодії визначається за формулою

$$t = \frac{\sqrt{(Z * C)^2 + C^2}}{0.033} = \frac{\sqrt{(0.254 * 0.0317)^2 + 0.0317^2}}{0.033} = \quad (2.18)$$

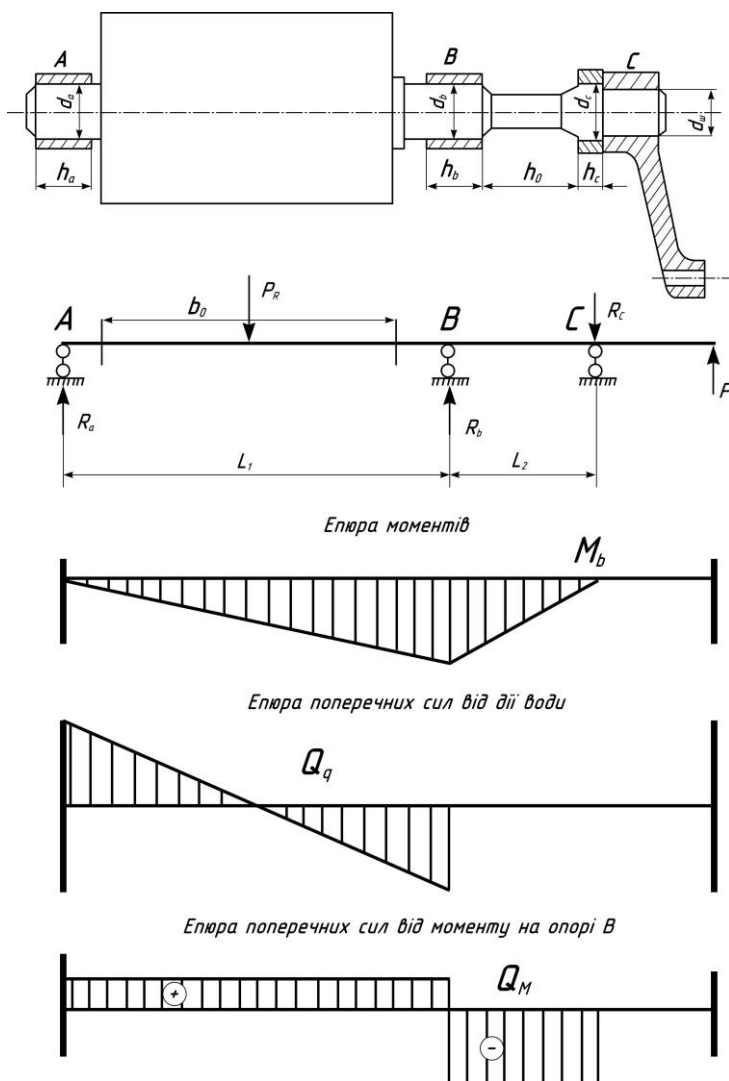


Рис. 2.1. Розрахунок вала лопаті на дію води

2.3. Розрахунок крутного моменту

Крутний момент виникає від:

- а) несиметричної дії води на лопать напрямного апарата;
- б) крутного моменту від дії серводвигуна для забезпечення ущільнення між лопатями апарата;
- в) дії сил тертя в опорах вала напрямного апарата.

Момент відносно вісі лопаті від сили тиску води P_2 визначається за формулою:

$$M_{\Gamma} = \frac{\pi^2 \cdot D_0^2 \cdot b_0 \cdot \varepsilon}{z_0^2} \cdot \gamma \cdot H = \frac{3,14^2 \cdot 3.750^2 \cdot 0.384 \cdot 0,05}{24^2} \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 242.25 = 1.099 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.19)$$

де $\varepsilon = 0,05$ – відносний ексцентриситет лопаті.

Момент ущільнення, який створюється сервомотором для усунення протічок води між лопатями

$$M_Y = \frac{1.2 \cdot \pi \cdot D_0 \cdot b_0 \cdot t \cdot \gamma \cdot H}{z_0} = (1,2 \cdot 3,14 \cdot 3.75 \cdot 0.384 \cdot 0,008 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 242.25) / 24 = 4.3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.20)$$

де $t = 8$ мм – ширина зони контакту між лопатями.

Момент тертя в опорах цапф вала напрямного апарата

$$M_T = \frac{4}{\pi} \cdot (\mu_a \cdot d_a \cdot R_A + \mu_b \cdot d_b \cdot R_B + \mu_c \cdot d_c \cdot R_C) = \frac{4}{3,14} \cdot (0,15 \cdot 0.128 \cdot 275885.5 + 0,15 \cdot 0.16 \cdot 256052.8 + 0,15 \cdot 0,15 \cdot (-83983 \cdot (-1))) = 1.697 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.21)$$

де $\mu_a = \mu_b = \mu_c = 0,15$ – коефіцієнт тертя в опорах, який приймається.

Примітка. Значення опорних реакцій добирають зі знаком «+».

Крутний момент на лопаті

$$M_{\text{на}} = \sum M = M_C + M_Y + M_T = (10994 + 4300 + 16974) \cdot 10^4 = 3.227 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.22)$$

2.4. Кінематична схема повороту лопаті

Відповідно до діаметра турбіни вибирають наступні параметри:

Кількість лопатей напрямного апарата $Z_0=24$;

Діаметр розміщення вісі лопаті напрямного апарата $D_0=3.75$ м;

Кут між віссю накладки φ^0 і перпендикуляром до діаметра D_0 $\alpha=14^\circ$;

Довжина накладки $L_H=0,43$ м;

Довжина стяжки $L_C=0,361$ м;

Діаметр поворотного кільця $D_C=2.55$ м.

Послідовність виконання кінематичної схеми (рис. 2.3):

1) вибирають масштаб виконання схеми таким чином, щоб на ньому міг розміститися радіус $R_0 = D_0/2$ до вісі лопаті з кінцевою точкою O ;

2) з точки O проводять перпендикуляр до R_0 від якого за годинниковою стрілкою проводиться вісь накладки під кутом φ ., на якій відкладається довжина накладки L_H до точки A .

3) з точки A радіусом L_C проводиться частина кола.

4) від осі робочого колеса проводиться частина кола радіусом $R_c=D_c/2$ до перетину в точці B з колом, що має радіус L_C .

5) з'єднуються точки B і A , що визначають напрямок зусилля у стяжці P_3 ;

6) з точки A проводиться перпендикуляр до осі накладки OB та визначається кут α до лінії BA ;

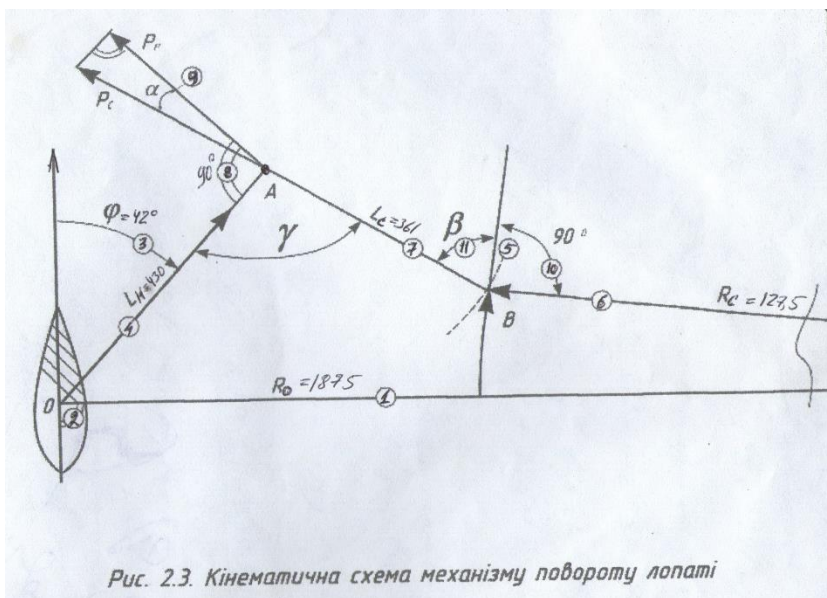
7) на лінії BC розміщується сила яка діє на сергу;

P_p – розрахункова сила яка діє на стик накладки

8) визначається сила, яка діє на сергу та стяжку

$$P_3 = \frac{P_1}{\cos \alpha_3} = \frac{0,402}{\cos 14} = 0,414 \cdot 10^3 \text{ кН} \quad (2.23);$$

Значення α знаходиться в табл. 1.4.



3. Розрахунок робочого колеса на міцність

3.1. Лопать робочого колеса

Спрощена модель лопаті робочого колеса розглядається (рис. 3.1) у вигляді защемленої пластини висотою b_0 (висота прямого апарата), на яку діють тиск води інтенсивністю q (кг/см²) та сили інерції, що виникають при обертанні робочого колеса.

Інтенсивність тиску q визначається через площу пластини розміром $b_0 \times B$ та силу P , яка прикладена в центрі пластини, радіус якого

$$R = (D_1 - B)/2 = (3,2 - 0,533)/2 = 1,33 \text{ м} \quad (3.1)$$

Ширина лопаті залежить від діаметра робочого колеса

$$B = D_1/6 = 3,2/6 = 0,533 \text{ м} \quad (3.2)$$

Сила P знаходиться через крутний момент на валу агрегата

$$P = \frac{M_k}{R \cdot Z_1} = \frac{5,29 \cdot 10^6}{1,33 \cdot 15} = 264500 \text{ Н}, \quad (3.3)$$

де $Z_1 = 15$ – кількість лопатей колеса.

Від взаємодії з водою інтенсивністю $q_0 = P/B = 264500/0,53 = 495937,5$ Н виникають на опорах пластини:

- згинальний момент

$$M_0 = q_0 \cdot b_0^2/12 = 495937,5 \cdot 0,384^2/12 = 6094,08 \text{ Нм} \quad (3.4)$$

- поперечна сила

$$Q_0 = P/2 = 264500/2 = 132250 \text{ Н} \quad (3.5)$$

Відцентрова сила, що діє на лопать, визначається за формулою

$$C_{\text{л}} = \frac{G_{\text{л}}}{g} \cdot w^2 \cdot R \quad (3.6)$$

де g – сила земного тяжіння;

w – обертова швидкість, 1/с;

$\varpi = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 65/30 = 6,807$ 1/с

R – радіус до центра пластини;

$G_{\text{л}}$ – вага лопаті товщиною δ

$$\delta = 5 \cdot D_1 \sqrt{\frac{H}{z_1}} + 2 = 5 \cdot 3,2 \sqrt{\frac{255}{15}} + 2 = 67,97 \text{ мм} \quad (3.7)$$

де D_1 – діаметр колеса, м;

H – максимальний напір, м;

z_1 – кількість лопатей робочого колеса.

Вага лопаті визначається за залежністю

$$G = 7.8 \cdot \delta \cdot b_0 \cdot B \cdot 1000 \cdot g \\ = 7,8 \cdot 67,97 \cdot 10^3 \cdot 0,384 \cdot 0,53 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 1065145 \quad (3.8)$$

де розміри δ, b_0, B , м.

Тоді

$$C_{\text{л}} = \frac{1065145}{9,81} \cdot 6,8^2 \cdot 1,33 = 6707,528 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Поперечна сила, що діє на лопать від відцентрової сили, записується у вигляді

$$Q_{0i} = C_{\text{л}}/2 = 3353,764 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad (3.9)$$

Напруження в пластині:

- згинальні від моменту M_0

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W} = \frac{6 \cdot M_0}{B \cdot \delta^2} = \frac{6 \cdot 6094}{0,53 \cdot 67,97^2} = 14,84 \text{ МПа} \quad (3.10)$$

- зрізу від сили Q_0

$$\tau_0 = \frac{Q_0}{\delta \cdot B} = \frac{132250}{67,97 \cdot 0,53} = 3648,225 \text{ Па} \quad (3.11)$$

- зрізу від відцентрової сили $C_{\text{сл}}$

$$\tau_B = \frac{C_{\text{сл}}}{\delta \cdot B} = \frac{6707528}{67,97 \cdot 0,53} = 185,032 \cdot 10^3 \text{ Па.} \quad (3.12)$$

Сумарне напруження зрізу

$$\tau = \sqrt{\tau_0^2 + \tau_B^2} = 1,851 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (3.13)$$

Приведене напруження

$$\sigma = \sqrt{\sigma_0^2 + 4\tau^2} = \sqrt{14839870^2 + 4 \cdot 185068^2} = 1,484 \cdot 10^7 \text{ Па.} \quad (3.14)$$

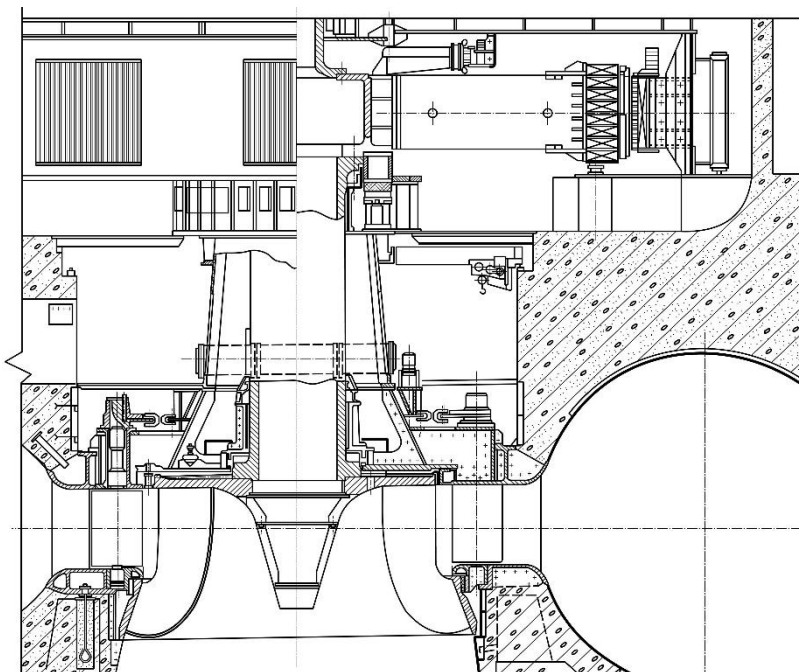


Рис. 3.1. Розріз радіально-осьової турбіни

3.2. Вал вертикального агрегата

Вал вертикального агрегата знаходиться під дією напружень розтягнення і кручення.

Вал розраховується на міцність за III теорією міцності – теорією найбільших дотичних напружень.

Приведені напруження визначаються за залежністю

$$\sigma = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_k^2}, \quad (3.15)$$

де σ_z – напруження розтягнення від вертикальних сил;

τ_k – напруження від крутного моменту.

Напруження розтягнення визначають від дії осового навантаження води P_z , маси робочого колеса G_k і маси вала G_B

$$\sigma_z = \frac{P_z + G_k + G_B}{F} = 4 \frac{P_z + G_k + G_B}{\pi \cdot (d_B^2 - d_0^2)}, \quad (3.16)$$

де d_B – діаметр вала; d_0 – діаметр отвору вала.

Осьове навантаження від води на робоче колесо визначається за формулою

$$P_z = k_1 \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot H = 0,12 \frac{3,14}{4} \cdot 3,2^2 \cdot 255 = 246,1, \text{ т} \quad (3.17)$$

де k – коефіцієнт, що залежить від типу колеса (табл. 1).

Таблиця 3.1

Значення коефіцієнта k_1

Тип робочого колеса	Коефіцієнт швидкохідності	Коефіцієнт k_1
PO40	280	0,34 – 0,41
PO75	235	0,28 – 0,34
PO110	200	0,22 – 0,28
PO170	190	0,20 – 0,26
PO230	100	0,08 – 0,14
PO300	90	0,07 – 0,12

Маса робочого колеса залежить від його діаметра D_1 , м, і визначається за формулою

$$G_k = \beta \cdot D_1^{2.5} = 29,309, \text{ т} \quad (3.18)$$

де $\beta=1,6$ – коефіцієнт, який для радіально-осьових гідротурбін приймають.

Масу вала робочого колеса визначають за його довжиною L , м, і діаметрами зовнішнім d_B , м, та внутрішнім d_0 , м,

$$G_B = 7.8 \cdot \pi (d_B^2 - d_0^2) \cdot L / 4 = 7,8 \cdot 3,14 (0,96^2 - 0,9^2) \cdot 3,7 / 4 = 2,365 \text{ т} \quad (3.19)$$

Внутрішній діаметр вала визначається за формулою

$$d_0 = \sqrt[4]{d_B^4 - \frac{M_{об} \cdot 16 \cdot d_B}{[\tau] \cdot \pi}} = \sqrt[4]{0,96^4 - \frac{5454400 \cdot 16 \cdot 0,96}{147 \cdot 10^6 \cdot 3,14}} = 0,904 \text{ м} \quad (3.20)$$

Напруження кручення в тілі вала визначають за обертовим моментом M_0 і полярним моментом інерції W_0

$$\tau_k = \frac{M_{об}}{W_{об}} = \frac{5454400}{0,037} = 1,47 \cdot 10^8, \text{ Па} \quad (3.21)$$

де

$$W_{об} = \frac{\pi}{16 \cdot d_B} (d_B^4 - d_0^4) = \frac{3,14}{16 \cdot 0,96} (0,96^4 - 0,9^4) = 0,037 \text{ м}^3, \quad (3.22)$$

$$M_{об} = 9740 \cdot N / n = 9740 \cdot 140 \cdot 10^3 / 250 = 5,4544 \cdot 10^6 \text{ Нм} \quad (3.23)$$

де N – потужність, що передається валом, кВт;

n – кількість обертів за хвилину, об/хв.

3.3. Фланець вала

Розміри фланця наведені в табл. 3.2.

Табл. 3.2. Конструктивні розміри фланця

Назва параметра	Розміри відносні	Примітка
Діаметр вала	$d_B = (0,2 - 0,3)D_1 = 0,96$	$r_6 = 0,5 \cdot d_B = 0,48$
Діаметр фланця	$D_\phi = (0,96 * 1,85) = 1,77$	$r_1 = 0,5 \cdot D_\phi = 0,888$
Діаметр кола розміщення болтів	$D_\phi = (0,96 * 1,45) = 1,392$	$r_3 = 0,5 \cdot D_\phi = 0,696$
Висота фланця	$t = (0,96 * 0,27) = 0,259$	
Діаметр болта	$d_\phi = (0,96 * 0,17) = 0,163$	
Кількість болтів: $d_B = 750 - 1600$ мм	$z_\phi = 16 - 20$ шт	

Розрахунок на міцність фланця виконується за наступними напруженнями (стор. 500 [3]).

Радіальне напруження

$$\sigma_r = \frac{P_p}{t^2} \cdot \frac{F_1}{A \cdot F_2 \cdot F_3} = \frac{1485142,43}{0,2595^2} \cdot \frac{5,27}{98,5 * 7,8 * 2,63} = 5,76 \cdot 10^4 \text{ Па}, \quad (3.24)$$

Тангенціальне напруження

$$\sigma_t = 0,3 \cdot \sigma_r \cdot (1 + 7A/3) = 3,99 \cdot 10^6 \text{ Па} \quad (3.25)$$

де P_p – розрахункова сила, що залежить від радіуса розміщення болтів

$$P_p = \frac{r_3 - r_{cp}}{r_1 - r_{cp}} (P_z + G_k + G_B) = \frac{0,696 - 0,466}{0,888 - 0,466} (246,1 + 29,3 + 2,365) \cdot 1000 \cdot 9,81 = 148,5142 \cdot 10^6 \text{ Н} \quad (3.26)$$

де F_1, F_2, F_3 – коефіцієнти, які залежать від співвідношення зовнішнього радіуса фланця r_1 до середнього радіуса вала

$$r_{cp} = r_6 - 0,5s_0 = 0,48 - 0,5 \cdot (0,5 \cdot (0,96 - 0,9)) = 0,466 \text{ м},$$

які визначаються за формулами:

$$F_1 = 1,75((r_1/r_{cp}) - 1) + 4,5((r_1/r_{cp}) - 1)^2 = 5,275 \quad (3.27)$$

$$F_2 = 3 + 3,5((r_1/r_{cp}) - 1) + 2((r_1/r_{cp}) - 1)^2 = 7,809 \quad (3.28)$$

$$F_3 = 2((r_1/r_{cp}) - 1) + ((r_1/r_{cp}) - 1)^2 = 2,631 \quad (3.29)$$

A – коефіцієнт, який враховує співвідношення елементів фланця і вала

$$A = 0.506 \left(\frac{t}{s_0} \right)^3 \cdot \sqrt{\frac{s_0}{r_{cp}}} = 0,506 \left(\frac{0,259}{0,028} \right)^3 \cdot \sqrt{\frac{0,027}{0,466}} = 98,5 \quad (3.30)$$

3.4. Болти фланцевого з'єднання

Осьове зусилля, що діє на один болт при їх кількості $Z_6=20$ шт. з урахуванням сили затягнення дорівнює

$$Q = \frac{1.7 \cdot \Sigma P}{Z_6} = \frac{277,773}{20} = 23,6 \text{ т}, \quad (3.31)$$

де

$$\Sigma P = P_Z + G_k + G_B = 246,1 + 29,3 + 2,365 = 277,773 \text{ т}, \quad (3.32)$$

Зусилля, яке зрізає болт

$$P_{3p} = \frac{2 \cdot M_0}{Z_6 \cdot D_6} = \frac{2 \cdot 6094,08}{20 \cdot 1,4} = 437,8 \text{ Н}, \quad (3.33)$$

де D_6 – діаметр розміщення болтів.

Підбирається за додатком Д.1., стандартне значення діаметра болта та крок різьби $S=1,5$ мм за якими знаходиться його внутрішній діаметр

$$d_1 = d_6 - 2 \cdot 0,85S = 0,1632 - 2 \cdot 0,85 \cdot 0,0015 = 0,161 \text{ м}$$

Напруження розтягнення в різьбовій частині перерізу болта

$$\sigma_{z_1} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 23,6 \cdot 1000}{3,14 \cdot 0,161^2} = 1,165 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad (3.34)$$

Напруження зрізу

$$\tau_2 = \frac{4 \cdot P_{3p}}{\pi \cdot d_6^2} = \frac{4 \cdot 437,8}{3,14 \cdot 0,1632^2} = 2,093 \cdot 10^4 \text{ Па}, \quad (3.35)$$

Напруження зминання

$$\sigma_{3M} = \frac{P_{3p}}{d_6 \cdot t} = \frac{437,8}{0,1632 \cdot 0,033} = 8,177 \cdot 10^4 \text{ Па}, \quad (3.36)$$

Приведене напруження

$$\sigma_2 = \sqrt{\sigma_{z_1}^2 + 4\tau_2^2} = \sqrt{(1,16 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (2,09 \cdot 10^4)^2} = 1,166 \cdot 10^6 \text{ Па}. \quad (3.37)$$

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: кільце і кришка турбіни лопать лита лопать зварна регулююче кільце зварне поршень серводвигуна	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. 308 с.
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.