

## ГЛАВА 4: ХИДРОЕНЕРГЕТИКА

### 4.1. Цели

След приключване на обучението студентите трябва да могат да:

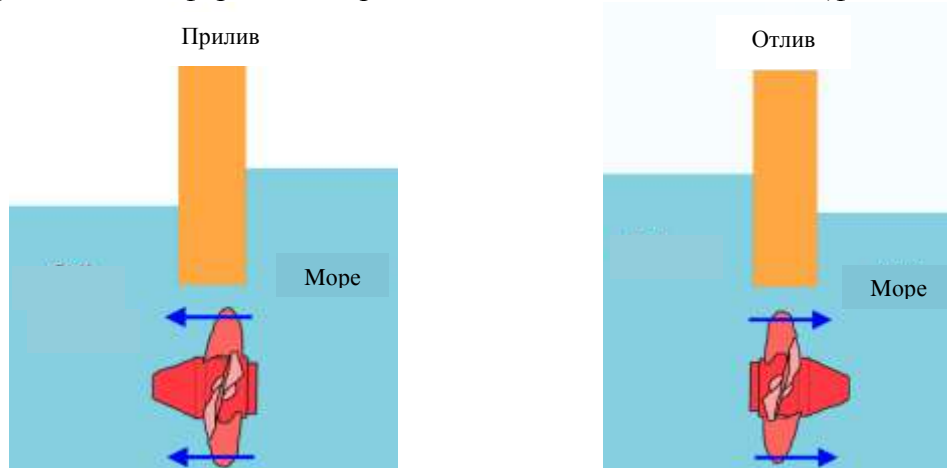
- дефинират термините хидравлична и приливна енергии;
- изброят и да обяснят основните технически решения за генериране на електрическа енергия от течаща вода;
- обяснят основните характеристики и параметри за изчисляване на електрически генератор, използван в хидравлични инсталации;
- посочат зависимостите за изчисляване на синхронен генератор;
- обосноват избора на хидравлична турбина;
- покажат как се изчислява максималната аксиална сила, предизвикана от ротора на турбината;
- построят векторна диаграма на скоростите.

### 4.2. Увод в хидроенергетиката. Принципи за изчисляване на хидравлични потоци. Специален синхронен микрогенератор, работещ в атмосфера и във вода. Характеристики, материали и пресмятане на елементите на синхронен генератор в структурата на електроцентраля.

Водата при прехода от едно ниво на друго извършва механична работа. Това е вид енергия от възобновяеми източници. На практика това е водноелектрическа енергия, произведена от движението на водата, получено от разликите в двете нива на водата. "Силата" на водата е всъщност комбинация от налягане и дебит. От тях зависи производството на енергия. Налягането, създадено от вертикалното разстояние между мястото, където водата влиза в турбината и повърхността на водата, се измерва в  $\text{mH}_2\text{O}$  или Pa или  $\text{N/m}^2$ .

Дебитът е количеството вода, която преминава през тръбопровода за даден период от време и се измерва в  $\text{m}^3/\text{s}$ . Водата се събира в микробасейн и след това се отвежда чрез тръбопровод директно към турбината. Височината на водния стълб, създава необходимото налягане в долния край на тръбопровода, за да се задвижи турбината. Колкото е по-висок водния стълб, толкова по-голямо е налягането на входа на турбината и толкова по-голяма мощност се получава. Стойностите на тези два параметъра са много важни, за да се определи енергийния потенциал на мястото за монтирането на хидротурбината и изпълнението на хидросистемата.

**Приливната енергия** на водата, може да се използва за производство на енергия. Приливите и отливите са в резултат от гравитационните сили на Слънцето и Луната, и на земното въртене. Това е форма на енергия от възобновяеми източници (фиг. 4.1.).



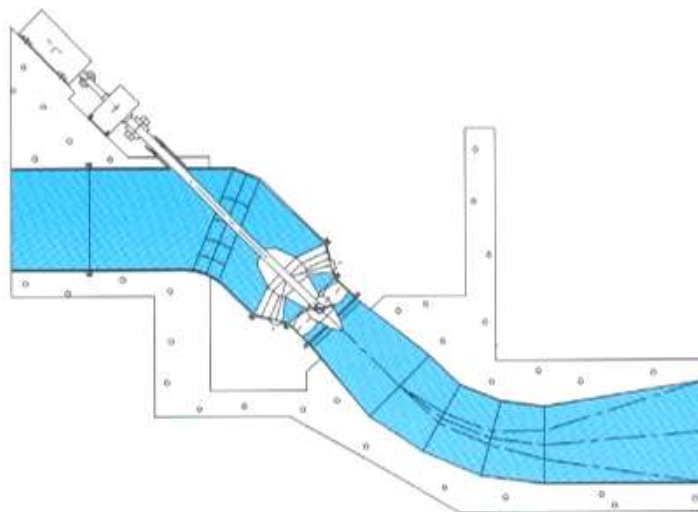
Фиг. 4.1. Използване енергията на приливите и отливите



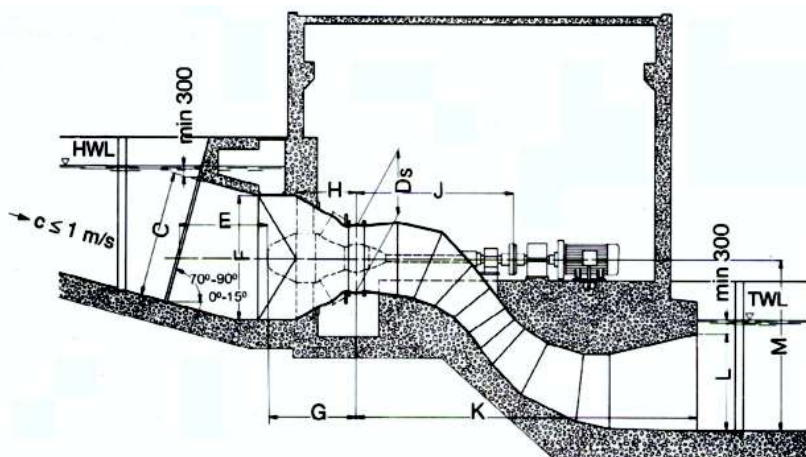
Микрохидроцентралите са предимно насочени към осигуряване на енергийните нужди в отдалечени райони. Техният принос за добив на енергия за националната мрежа е незначителен. Първичните енергийни ресурси са от естествени или изкуствени водни течения. Необходими са специфични елементи на хидроцентралата, за да се получи водна струя. Те са резервоар, тръбопровод, турбина и генератор на ел.енергия.

Основните технически решения на водна турбина са следните:

- конструкция с наклонена ос, с хоризонтална ос или с вертикална аксиална турбина и електрически генератор извън потока (фиг. 4.2, 4.3 и 4.4).
- конструкция с вертикална ос, направляващи лопатки и външен генератор (фиг. 4.5);
- конструкция за въздушна струя или без „падане” на вода (т.е.течаща вода), с хоризонтална ос, аксиална турбина и потопен електрически генератор (фиг. 4.6).

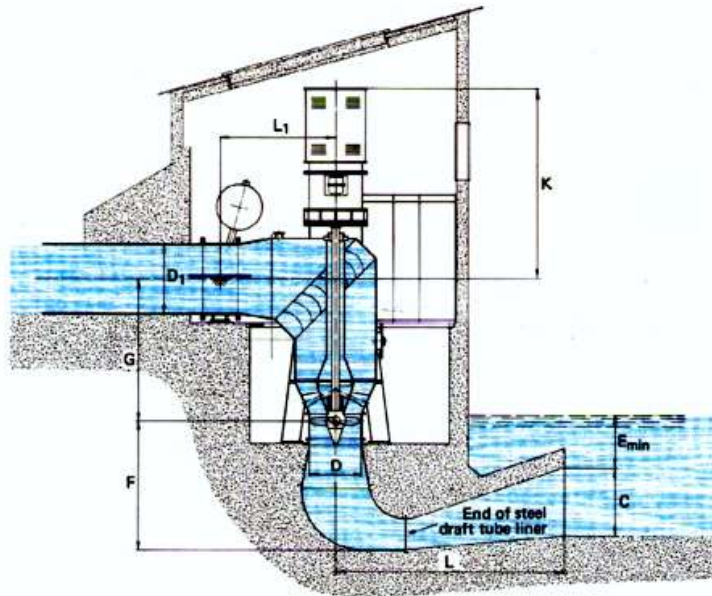


**Фиг. 4.2. Конструкция на аксиална водна турбина с наклонена ос**

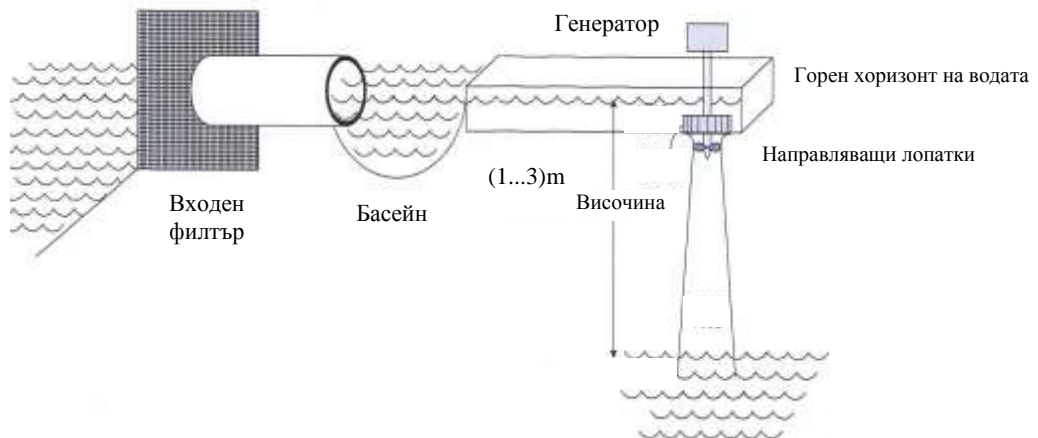


**Фиг. 4.3. Конструкция на аксиална водна турбина с хоризонтална ос**

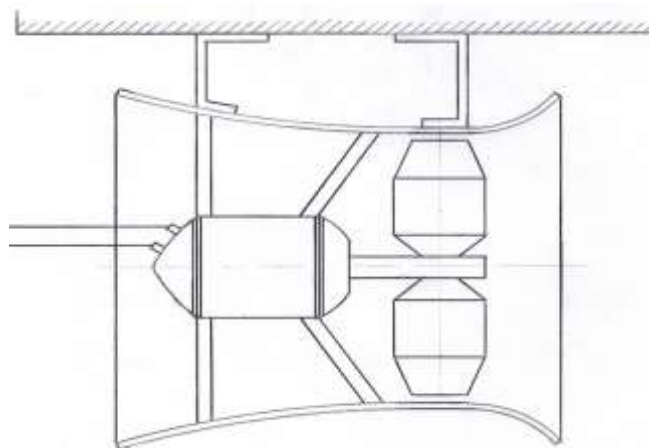




Фиг. 4.4. Конструкция на аксиална водна турбина с вертикална ос



Фиг. 4.5. Конструкция на водна турбина с вертикална ос, направляващи лопатки и външен генератор



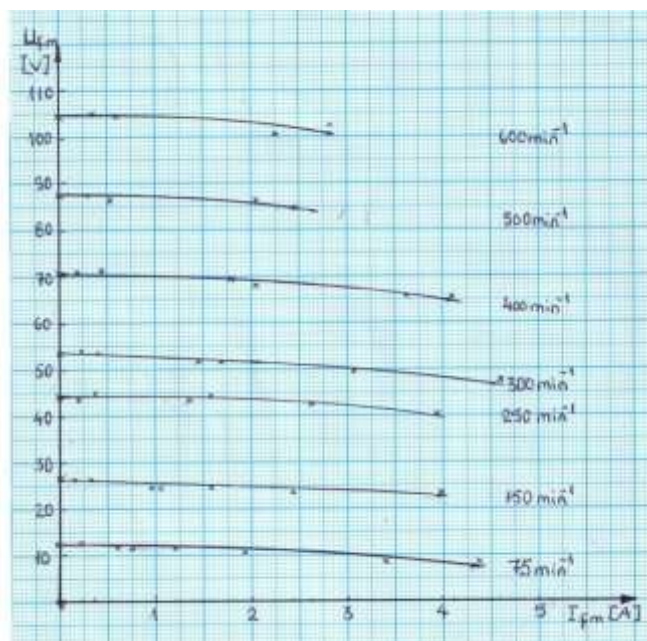


**Фиг. 4.6. Конструкция за въздушна струя или без „падане” на вода (т.е. течаща вода), с хоризонтална ос, аксиална турбина и потопен електрически генератор**

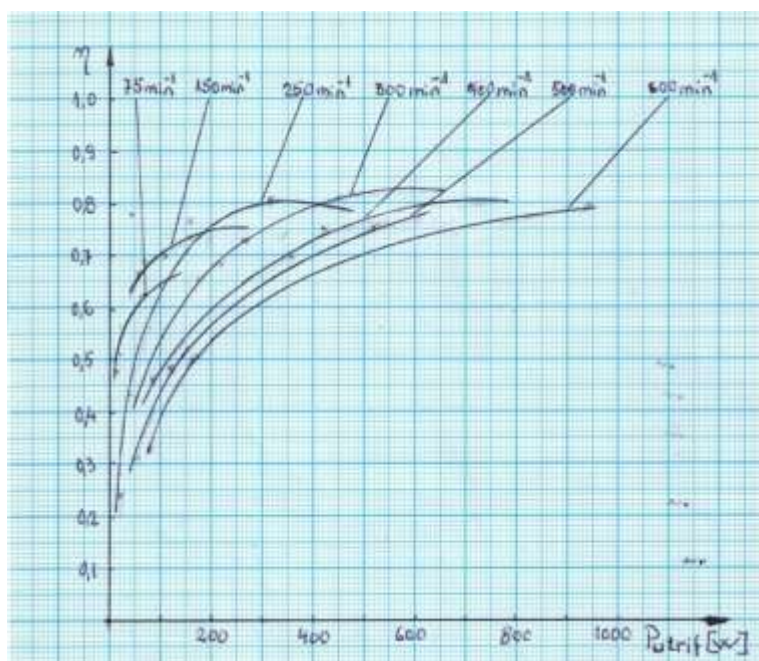
**Синхронен микрогенератор за общо изпълнение и потопен във вода**

Експериментите са показали добри характеристики на генератора без натоварване и при работа на празен ход. Те са представени чрез следните графики:

- волт-амперна характеристика (фиг.4.7). Получава се чрез намаляване на товара, (тока) за средните стойности на напреженията и токове на трите фази при фиксирани стойности на скоростта на въртене;
- зависимост на к.п.д. от изходната мощност (фиг.4.8) при фиксирани стойности на скорост на въртене.



**Фиг. 4.7. Волт-амперна характеристика на синхронен микрогенератор**





#### **Фиг. 4.8. Зависимост на к.п.д. от изходната мощност на синхронен микрогенератор**

Тези електрически генератори са еднофазни синхронни машини с т. нар. обърната конструкция (външен ротор). При тях навитият статор е разположен отвътре, а индукторът (ротор) е от външната страна. Роторът е изработен от постоянни магнити и има чашкообразна форма.

За капсулиране на потопяемия генератор, се използват синтетични смоли, които са съвместими с използваните материали. Задвижващият вал е куплиран с турбината.

Статорът е разположен върху конзола, закрепена директно към десният лагерен щит на генератора. Конзолата е стоманен пакет, съставен от листов електротехническа стомана. Намотката се полага директно върху повърхността на пакета, челните съединения се укрепват с изолационни бандажи. Херметичността на статора се постига с термосвиваема тръба, с която се покрива цялата му конструкция.

Външният ротор е свързан със задвижващия вал. Цилиндричният ротор е съставен от постоянни магнити Kd-Fe-B с повишени параметри. Магнитите са разположени в надлъжни редове и са свързани в общата конструкция на ротора със синтетични смоли, които са съвместими с използваните материали. Цилиндричните активни повърхности се покриват със защитен слой.

Честотата на въртене на левия лагерен щит на генератора се увеличава с редуктор (мултипликатор), изходящият вал на който се свързва с вала на ротора, който преминава през статорната конзола.

За да се осигури свободна циркулация на водата в щитовете и фланците са изработени отвори.

Друг вариант на директно задвижване на електрически микрогенератор от хидравлични турбини е трифазна синхронна машина с нормална конструкция.

Конструкцията включва трифазен генератор с 36 статорни канали по вътрешната повърхност на статорния пакет и ротор с полюси. Възбуждането на ротора се осигурява от цилиндричен постоянен магнит (Ф70/Ф45), който е намагнитен в аксиална посока. Броят на полюсите е 12 (брой на чифтовете полюси  $p = 6$ ).

#### **Предварително оразмеряване и избор на материалите, използвани в генератора**

За да се определи необходима мощност на генератора се вземат предвид следните параметри: максимално потребление от захранвания обект и необходимата максимална мощност за зареждането на акумулатора. Трябва да се имат в предвид също и загубите на енергия при стабилизиране на изходното напрежение в рамките на определени граници.

Нека максималната мощност на захранвания обект е 20W. Като се има предвид средно напрежение 12V (DC страна), токът е приблизително 1,7 A. За зареждането на акумулатора е необходимо напрежение 14,4 V при нормално натоварване с ток 7A. На базата на тази информация се избира мощността на синхронния генератор и на токоизправителния мост.

В случая стойностите на параметрите на променливия ток са:

- Ефективната стойност на променливото напрежение при натоварване на входа на токоизправителя (определя се съгласно ур. 4.1);
- Токът на входа на токоизправител (ур. 4.2);
- Номиналната мощност на генератора (ур. 4.3).

Материалите, използвани за изработване на части и възли за електрически генератор за автономна енергийна система са предмет на следните условия:

- Пълно потапяне във водата на река;
- Сравнително малки габаритни размери;
- Добри условия на охлаждане;
- Висока енергийна ефективност.

Отчитайки условията на експлоатация се приемат следните решения:



- За металните елементи на конструкцията се приема те да са изработени от неръждаема стомана или да се покрият с подходящи защитни покрития;
- Изолационния материал да е водоустойчив;
- Класът на изолацията не е приоритетен, поради доброто охлаждане и ниското работно напрежение;
- Намотките на статора да са с възможно най-малко съпротивление – избира се меден проводник;
- Магнитните материали за статорния пакет да са с възможно най-малки специфични загуби;
- Постоянните магнити да са с високи технически параметри.

### **Предварително оразмеряване на електрически генератор**

Параметрите по променлив ток са както следва:

- Ефективната стойност на променливото напрежение при натоварване на входа на токоизправителя се определя съгласно уравнението:

$$U_{s0} \cong 0,71 \times 1,1 \times U_{dN} = 0,71 \times 1,1 \times 14,4 = 11,25V. \quad (4.1)$$

- Токът на входа на токоизправителя е:

$$I_1 \cong 1,11 \times I_{dN} = 1,11 \times 8,7 = 9,66A. \quad (4.2)$$

- Номиналната мощност на генератора е:

$$P_G \cong 1,23 \times 1,1 \times U_{dN} \times I_{dN} \cong 169,5VA. \quad (4.3)$$

Тъй като размерите на генератора зависят предимно от система за възбуждане, за постоянни магнити са избрани NdFeB магнити със следните характеристики:

- Минимална остатъчна индукция:  $B_r = 10,500 \text{ Gs}$ ;
- Минимален коерцитивен интензитет на магнитното поле  $H_c = 9000 \text{ Oe}$ ;
- Енергетично произведение:  $(BH)_{\max} \cong 22,5 \text{ MGsOe}$

Избраните основни размери на електрическия агрегат, са свързани с енергийните характеристики както следва:

$$S_i = \left( \frac{\pi k_w}{2\sqrt{2}} \times \alpha_i \right) \times (\pi D)^2 \times 1 \times n \times A \times B_\sigma, \quad (4.4)$$

където  $S_i$  е получената мощност, която в този случай е практически равна на  $P_G$ , VA;

$k_w=0,9$  – коефициентът;

$$\frac{\pi k_w}{2\sqrt{2}} \cong 1; \quad (4.5)$$

$\alpha_i = \frac{2}{\pi}$  – полярният коефициент на покритие;

$B_\sigma$  – амплитудата на магнитната индукция във въздушната междина;

$D$  – средният диаметър на въздушната междина, m;

$n=9,17$  – честота на въртене, 1/s;

$A = 1,5 \times 10^4$  токовото натоварване, A/m.

Използват се постоянни магнити NdFeB. Избрани са следните характеристики на магнитите:

- Ширина на магнита по допирателната:  $b_m=19 \times 10^{-3} \text{ m}$ ;
- Брой на чифтове полюси:  $p = 8$ ;
- Височина на магнита:  $h_m \cong 5 \times 10^{-3} \text{ m}$ ;
- Вътрешни размери на магнита:  $120 \times 10^{-3} \text{ m}$ .

Плътноста на тока в проводниците на статорните намотка е  $J=7 \text{ A/mm}^2$  а диаметърът на проводника е:



$$d_c = \sqrt{\frac{I_1}{j}} \times \sqrt{\frac{4}{\pi}} \cong 1,32 \text{ mm.} \quad (4.6)$$

(Електрическо съпротивление:  $0,01259 \text{ } \Omega/\text{m}$ ).

За двуслойна намотка се използва статорен пакет от едностранно изолирана ламарина.

Приема се разстояние между вътрешния ротор и статора около  $1 \text{ mm}$ /радиус. Получава се разстояние между магнитопровода и корпуса общо  $\delta = 5 \text{ mm}$ .

При тези условия, за приблизително изчисляване на индукцията се получава:

$$B_\sigma = \frac{B_\Omega}{k_n \times \frac{\sigma}{h_m} + \sigma} \cong 0,4 \text{ T}, \quad (4.7)$$

където  $k_n \cong 1,1$  е коефициентът за адаптиране на постоянните магнити, поради паразитния интензитет;

$\sigma \cong 1,2$  - коефициентът на магнитни загуби.  $B_r \cong 1 \text{ T}$ .

Средният диаметър на границата между ротора и статора е  $D = 122 \times 10^{-3} \text{ m}$

Активната дължина магнитната верига е:

$$l = \frac{P_G}{\alpha_i \times \pi^2 \times D^2 \times n \times A \times B_\delta} \cong 39 \times 10^{-3} \text{ m} \quad (4.8)$$

След отчитането на размерите на постоянните магнити и на статорната намотка е приета дължина на конструкцията

$$l = 57 \times 10^{-3} \text{ m.} \quad (4.9)$$

Основните геометрични размери на намотката се определят като се отчете междината между ротора и статора. Броят на навивките е

$$w = \frac{E}{\pi \sqrt{2} \times f \times k_w \times \Phi}, \quad (4.10)$$

където  $E$  е ефективното напрежение на намотките, което на практика се идентифицира с  $U_{s0}$ ;

$$f = \frac{p \times n}{60} = 73,33 - \text{честотата на магнитното поле в статора, Hz}$$

$$\Phi = \frac{\pi \times D}{2p} \times l \times B_\delta = 501,4 \times 10^{-6} - \text{магнитния поток на полюсите на статора, Wb;}$$

$$w = 76,5 \cong 80$$

Общият брой на проводниците в статорната намотка е  $2W = 160$  проводника, които са по 10 броя за полюс, навити в два слоя.

### Тест за самоподготовка

1. Приливна енергия е в резултат на:

- Земното въртене;
- Гравитационните сили на Слънцето и Луната;
- Разликата в нивото.

Отговор: а, б

2. Материалите, компонентите и възлите, използвани за да се изработи електрически генератор трябва да осигурят:

- Работа на машината във вода;
- Постоянни магнити с високи технически параметри;
- Проводници с възможно най-високо съпротивление;



Отговор: а, б

3. Статорът на еднофазен синхронен електрически генератор е:

- С бобина, монтирана в корпуса;
- С бобина на вала;
- Комбиниран тип статор - ротор.

Отговор: а

### Тест за оценяване

- Кои са основните технически решения за получаване на енергия от водния поток?
- Кои са компонентите на непотопяем и потопяем тип синхронен генератор?
- Посочете работните характеристики на генератора на празен ход!

### 4.3. Теоретични изследвания за оптимално проектиране на аксиално-роторна турбина за микроелектроцентраля. Определяне на максималната аксиална сила, упражнявана от турбинния механизъм на ротора. Избор на вида на хидравличната турбина.

Методът на безразмерните коефициенти на подобие е подходящ за аналитични изчисления на турбомашината. Той е подходящ за лабораторно изследване на моделите на витлото. За изчисляване на хидравличния профил на витлото се използват на следните безразмерни съотношения (табл. 4.1):

- Коефициентът на задвижващата осова сила  $P$ , упражняван от витлото с диаметър  $D$ , m:

$$k_1 = \frac{P}{\rho D^4 n^2}, \quad (4.11)$$

където  $n$  е скоростта на въртене на витлото, tr/min;

- Коефициентът, осигуряващ необходимия въртящ момент за мощност  $N_p$ , в h.p., е

$$k_2 = \frac{M}{\rho D^5 n^2} = \frac{k_1 \lambda_p}{2\pi \eta_p} = \frac{11,93 N_p}{\rho D^5 n^3}, \quad (4.12)$$

където  $\lambda_p = \frac{V_p}{D_n}$  е отношението между скоростта за флуида и скоростта на въртене на

витлото; (4.13)

- Ефективност, постигната от витлата, е представена в табл. 4. 1

$$\eta_p = \frac{k_1 \lambda_p}{k_2 2\pi}. \quad (4.14)$$

От размерните диаграми може да се определят:

- коэффициентът, който позволява да се изчисли диаметърът на витлото, за дадена мощност и скорост на потока:

$$k_d = \frac{\lambda_p}{\sqrt{k_1}} = DV_p \sqrt{\frac{\rho}{P}} = DV_p \sqrt{\frac{\rho D}{M}} = \frac{\lambda_p}{\sqrt{k_2}} = k_{dm}, \quad (4.15)$$

- коэффициент, който позволява да се установи скоростта на въртене на перката за даден диаметър

$$k_n = \frac{\lambda_p}{\sqrt[4]{k_1}} = \frac{V_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho}{P}} = \frac{V_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho V_p}{N_p}} = \sqrt[4]{\frac{75}{2\pi}} \cdot \frac{\lambda_p^{5/4}}{\sqrt[4]{k_2}}. \quad (4.16)$$

От теорията на подобие се определят следните коефициенти:



- коефициент на налягане, определен за помпи или вентилатори:

$$\psi(\beta_2) = \frac{H}{U_2^2/2g}, \text{ съответно } \psi(\beta_2) = \frac{\delta p_{\text{total}}}{\rho U_2^2/2}, \quad (4.17)$$

- коефициентът на потока при обемен дебит на потока  $\dot{V}$ ,  $\text{m}^3/\text{s}$ , преминаващ през пространството, задвижващо витлото:

$$\phi = \frac{\dot{V}}{U_2 \pi D_2^2 / 4} = \frac{\dot{V}}{U_2 \pi D_2 B_2}. \quad (4.18)$$

За напречни вентилатори:

- $D, D_2$  - външните диаметри съответно на витлото или ротора, m;
- $U_2 = R_2 \omega = \pi D_2 n / 60$  - периферната скорост на ротора, m/s;
- $\omega = 2\pi n / 60$  - ъгловата скорост на витлото или ротора, rad/s;
- $n$  - скоростта на въртене на витлото или ротора,  $\text{min}^{-1}$ ;
- $\rho$  - плътността на флуида, в която работи перката,  $\text{kg}/\text{m}^3$ .

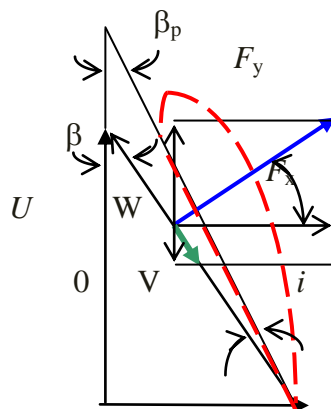
Тези коефициенти зависят от отношението между скоростта на потока и периферната скорост  $\lambda_p = V / U = V / D n$

Диаграмите, предложени от службите за морски кораби в Ленинград, се отнасят до витла с  $Z = 2, 3, 4$  и  $5$  перки, чиито ъгъл на атака на лопатките на ротора е  $15^\circ$  и относителните стойности на дебелината на профилите са  $\delta = e/b_m$  ( $e_0$  - дебелина на върха на роторната ос) и главината с диаметър  $d$ , в съответствие с приложената табл. 4.1

Таблица 4.1

$z$	$\theta$	$e_0/D$	$d_0/D$	$b_m/D$	$\delta = e/b_m$
2	0,3	0,055	0,18	0,3313	0,0718
3	0,35	0,05	0,18	0,2589	0,085
	0,5			0,3698	0,059
	0,65			0,4807	0,0453
4	0,4	0,045	0,18	0,218	0,085
	0,55		0,167	0,3008	0,066
	0,7			0,383	0,0518
5	0,45	0,04	0,167	0,1968	0,0905

Методът за извличане на максимална мощност от кинетичната енергия на потока на флуида, успешно се прилага за проектиране на аксиални хидравлични микро-електроцентрали, използвани за енергийно независимо захранване на обекти.



Фиг. 4.9. Векторна диаграма



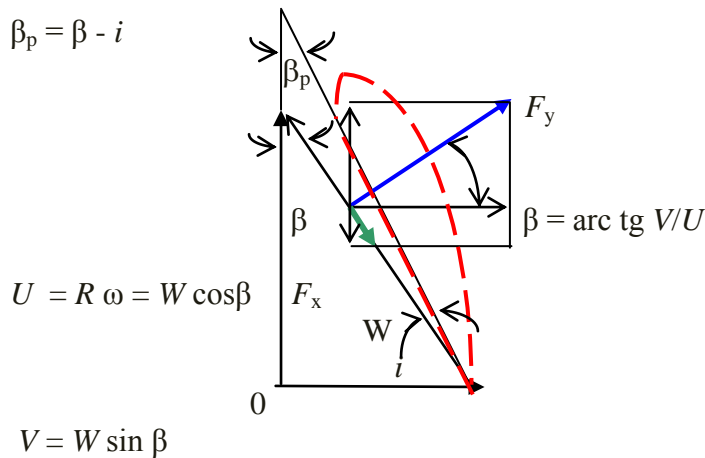
$$\begin{aligned}\beta_p &= \beta - i \\ \beta &= \arctg V/U \\ U &= R \omega = W \cos \beta \\ V &= W \sin \beta\end{aligned}$$

От векторната диаграма, както и от данните, представени от табл. 4.1, може да се направи извод, че относителният оптимален ъгъл е  $\beta_{op} = 4.36^\circ$ , а ъгълът на наклона  $i = 3^\circ$ .

Като се има предвид класическата теория за профила на крилото на самолет се получава:

$$F_y = c_y(i) \frac{\rho}{2} W^2 b l(R) \quad \text{и} \quad F_x = c_x(i) \frac{\rho}{2} W^2 b l(R), \quad (4.19)$$

След проектирането на тези сили, по оста и напречно на движението на флуида се получава:



Фиг. 4.10. Векторна диаграма на скорости и сили

Механичната енергия, предавана на вала е:

$$P_m = U F_u = U (F_y \sin \beta - F_x \cos \beta) = \frac{\rho}{2} V^3 b l \left[ c_y(i) \frac{\cos \beta}{\sin^2 \beta} - c_x(i) \frac{\cos^2 \beta}{\sin^3 \beta} \right], \quad (4.20)$$

където за относителен ъгъл  $\beta$  важи:

$$\frac{\partial P}{\partial \beta} = 0 = -c_y(i) \frac{1 + \cos^2 \beta}{\sin^3 \beta} + c_x(i) \frac{\cos \beta (2 + \cos^2 \beta)}{\sin^4 \beta}, \quad (4.21)$$

След преобразуване се получава:

$$\frac{c_y(i)}{c_x(i)} = f(i) = \frac{\cos \beta}{\sin \beta} \cdot \frac{2 + \cos^2 \beta}{1 + \cos^2 \beta} = \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \beta}}{\sin \beta} \cdot \frac{3 - \sin^2 \beta}{2 - \sin^2 \beta}. \quad (4.22)$$

След полагане  $\sin^2 \beta = x$ , се намират корените на полинома:

$$P(x) = [f^2(i) + 1]x^3 - [4f^2(i) + 7]x^2 + [4f^2 + 15]x - 9 = 0, \quad (4.23)$$

След извършване на изчисления с Microsoft Excel са получени максималната стойност на механична енергия при профила Göttingen 450 - табл. 4.2. Ъгълът на наклона е  $i = 3^\circ$



Таблица 4.2

$i^0$	$c_y$	$c_x$	$f=c_y/c_x$	$x = \sin^2 \beta$	$P(x) \approx 0$	$\beta^0$	Puterea	U/V
-3	0.20	0.023	8.70	0.02917	$2.75 \times 10^{-5}$	9.83	2.27	5.77
0	0.41	0.020	20.50	0.00534	0.000318	4.19	25.59	13.65
3	0.63	0.032	19.69	0.00578	$1.83 \times 10^{-6}$	4.36	36.28	13.11
6	0.85	0.055	15.46	0.00936	0.00012	5.55	30.22	10.29
9	1.05	0.081	12.96	0.01327	$3.44 \times 10^{-6}$	6.62	26.31	8.62
12	1.15	0.112	10.27	0.02104	$3.70 \times 10^{-5}$	8.34	18.15	6.82
15	1.21	0.147	8.23	0.03249	$5.22 \times 10^{-6}$	10.38	10.38	5.46

За оптимизиране ъгъла на профила за различни радиуси, относителният ъгъл се определя от израза:

$$\beta_j(R_j) = \arctg \frac{V}{\omega_{\text{opt}}} \frac{1}{R_j} = \arctg \left( \frac{R_p}{R} \operatorname{tg} \beta_p \right). \quad (4.24)$$

Използвана е връзката на механична енергия, получена от флуиден поток, за профила с радиус  $R_j$

$$\begin{aligned} P_j &= \omega_{\text{opt}} R_j F_u = \frac{V}{\operatorname{tg} \beta_j} \frac{\rho}{2} V^2 b l_j(R_j) \left[ c_y(i) \frac{1}{\sin \beta_j} - c_x(i) \frac{\cos \beta_j}{\sin^2 \beta_j} \right] = \\ &= \frac{\rho}{2} V^3 b l \left[ \frac{\cos \beta_j}{\sin^2 \beta_j} c_y(i) - \frac{\cos^2 \beta_j}{\sin^3 \beta_j} c_x(i) \right] = \frac{\rho}{2} V^3 b l [A(R_j) c_y(i) - B(R_j) c_x(i)] \end{aligned} \quad (4.25)$$

От максимизирането на последните условия се получават изрази за коефициентите:

$$c_y(i) = c_{y0} + i c_{y1} - i^4 c_{y4} \quad \text{и} \quad c_x(i) = c_{x0} + i c_{x1} + i^2 c_{x2} \quad (4.26)$$

или в конкретния случай за профил Göttingen 450 са изразите:

$$c_y(i) = 0.41 + 0.0733 \cdot i - 0.000005916 \cdot i^4 \quad (4.27)$$

и

$$c_x(i) = 0.02 + 0.00335 \cdot i + 0.000341 \cdot i^2 \quad (4.28)$$

След диференциране на механичната енергия, извлечена от флуиден поток, се получава уравнението:

$$\frac{\partial [A(R) c_y(i) - B(R) c_x(i)]}{\partial i} = 0 = [A(c_{y1} - 4i^3 c_{y4}) - B(c_{x1} + 2i c_{x2})]. \quad (4.29)$$

И накрая за изчисление на оптималния ъгъл за определена честота и радиус  $R_j$  се използва зависимостта:

$$i^3 + i \frac{\omega_{\text{opt}} c_{x2}}{2V c_{y4}} R_j + \frac{\omega_{\text{opt}} c_{x1}}{4V c_{y4}} R_j - \frac{c_{y1}}{4c_{y4}} = 0. \quad (4.30)$$



С намаляване на радиуса се повишава ъгълът на наклона. Това е обяснимо от гледна точка на физиката, тъй като силата на хидравличната турбина зависи на 3<sup>-та</sup> степен от скоростта на потока, а ъгълът на профила е  $\beta_{\text{profil}} = \beta + i$ .

Стойностите, получени за относителния ъгъл  $\beta$  (R) и оптималния ъгъл  $i$  (R) за различни радиуси R при проектиране на микротурбини са представени в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Номер на канала	Диаметър $D, \text{mm}$	Радиус $R, \text{mm}$	Относителен ъгъл $\beta, ^\circ$	Ъгъл на атаката $i_{\text{оп}}, ^\circ$	Ъгъл на профила $\beta_p, ^\circ$	Изкривяване от оста $\Delta\beta, ^\circ$
0 - периферия 1	500	250	16.87	11.54	5.33	0
1	450	225	18.62	11.85	6.77	1.44
2	400	200	20.76	12.16	8.59	3.26
3	350	175	23.42	12.47	10.94	5.61
4	300	150	26.81	12.78	14.03	8.69
5	250	125	31.23	13.09	18.14	12.81
6	200	100	37.17	13.39	23.77	18.44
7	150	75	45.31	13.69	31.62	26.28
8 – в главината	100	50	56.60	13.99	42.61	37.28

#### Изчисляване на максималната осова сила, действаща на ротора на турбината

Изразите за силите на съпротивление на аксиални роторни турбини, представени чрез относителните скорости на движение в съответствие с фиг. 4.10 са

$$F_y = c_y(i) \frac{\rho}{2} W^2 b l \quad \text{и} \quad F_x = c_x(i) \frac{\rho}{2} W^2 b l. \quad (4.31)$$

$$F_a = F_y \cos \beta - F_x \sin \beta = \frac{\rho}{2} V^2 b l \left[ c_y(i) \frac{\cos \beta}{\sin^2 \beta} - c_x(i) \frac{1}{\sin \beta} \right]. \quad (4.32)$$

С цел максимизиране на аксиалната сила, се нулира частната производна относно ъгъл  $\beta$ :

$$\frac{\partial F_a}{\partial \beta} = -c_y(1 + \cos^2 \beta) + c_x \sin \beta \cos \beta = 0. \quad (4.33)$$

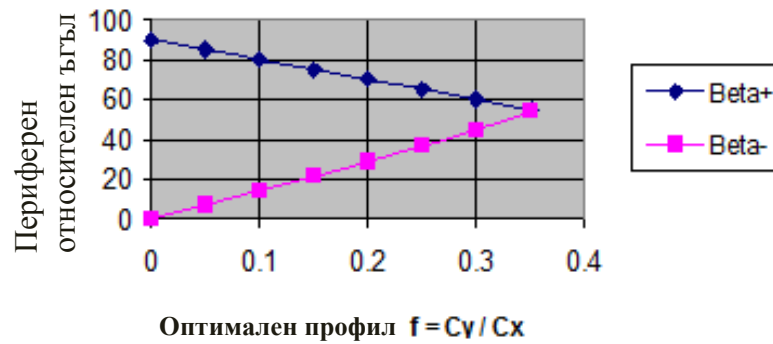
Отбелязвайки, че профила е тънък  $f(i) = c_y / c_x$  и  $i$  е ъгълът на наклона на относителната скорост  $W$ , и  $x = \sin^2 \beta$ , задачата се свежда до решаването на уравнение от втора степен:

$$(f^2 + 1)x^2 - (4f^2 + 1)x + 4f^2 = 0, \quad (4.34)$$

$$x = \frac{4f^2 + 1 \pm \sqrt{1 - 8f^2}}{2f^2 + 2}. \quad (4.35)$$

За да се получи положителна стойност на израза под корена, за допустимата максимална стойност на съотношението за  $f(i) = c_y / c_x$  се намира





Фиг. 4.11. Зависимост на относителния ъгъл  $\beta$  от дебелината на профила

$$1 - 8f^2 \geq 0 \rightarrow f(i) = \frac{c_y}{c_x} \leq 0,3536, \quad (4.36)$$

#### Условия за максимална мощност

По този начин се намира симетричен профил на Göttingen 445, удовлетворяващ уравнението (4.35) за увеличаване на силата на аксиалното задвижване, изчислена в табл. 4.4

Таблица 4.4

Номер на профила Göt 445	$C_y (i)$	$C_x (i)$	$f = C_y/C_x$	$B$ (градуси)	$p(-)$ мес	$F_a (-)$
0	0	0.005	0	0	Infinif	infinif
1	0.002	0.01	0.2	23.69	0.1409	0.0134
2	0.004	0.015	0.266667	32.79	0.0783	0.0127
3	0.006	0.02	0.3	38.14	0.065	0.0135
4	0.008	0.025	0.32	41.95	0.0597	0.0146
5	0.01	0.03	0.333333	45.02	0.0566	0.0155

За други ъгли на профила ъгловата скорост е :

$$\omega = \frac{V}{R_p \tan \beta_p} = \frac{U_j}{R_j}. \quad (4.37)$$

Относителният ъгъл  $\beta$  се изчислява от:

$$\tan \beta_j = \frac{V}{R_j \omega} = \frac{R_p}{R_j} \tan \beta_p \rightarrow \beta_j = \arctan \frac{R_p}{R_j} \tan \beta_p. \quad (4.38)$$

Осовата сила, се изразява с:

$$F_j = \frac{\rho}{2} V^2 b l (R_j) \left[ (c_{y0} + i c_{y1}) \frac{\cos \beta_j}{\sin^2 \beta_j} - (c_{x0} + i c_{x1} + i^2 c_{x2}) \frac{1}{\sin \beta_j} \right]. \quad (4.39)$$

След нулирането на частната производна относно ъгълът на наклона се получава връзката, която осигурява оптималния ъгъл за дадената честота, при прието съотношение  $b = \delta R$ :

$$\frac{\partial F_a}{\partial i} = 0 = \frac{c_{y1}}{\tan \beta_j} - c_{x1} + 2i c_{x2} \rightarrow i_{\text{opt}} = \frac{1}{2c_{x2}} (c_{y1} \tan \beta_p \frac{R_j}{R_p} - c_{x1}). \quad (4.40)$$

След отчитане на приблизително линейната зависимост на коефициента на триене на профила (типичен пример за симетричен профил Göt 445), се получава:

$$C_y(i) = C_{y0} + C_{y1}i = 0.002i \quad (4.41)$$

и

$$C_x(i) = C_{x0} + C_{x1}i + C_{x2}i^2 = 0.005 + 0.0045i + 0.0005i^2. \quad (4.42)$$



### Избор на типа хидравлична турбина

Относно възможностите за изграждане на хидравлична турбина, основните варианти са:

- аксиален ротор с четири лопатки, с максимален коефициент на кинетична енергия  $\xi = 0,45$ ;

- гребно колело.

Първият вариант е избран поради следните причини:

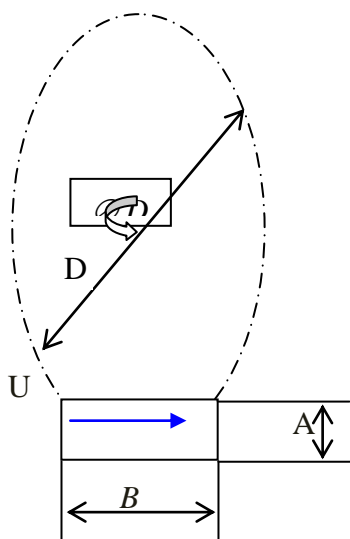
- Гребното колело не предлага възможност за регулиране на силата и скоростта на въртене;

- Гребното колело има много ниски скорости, несъвместими за директно съединяване с електрически генератор,

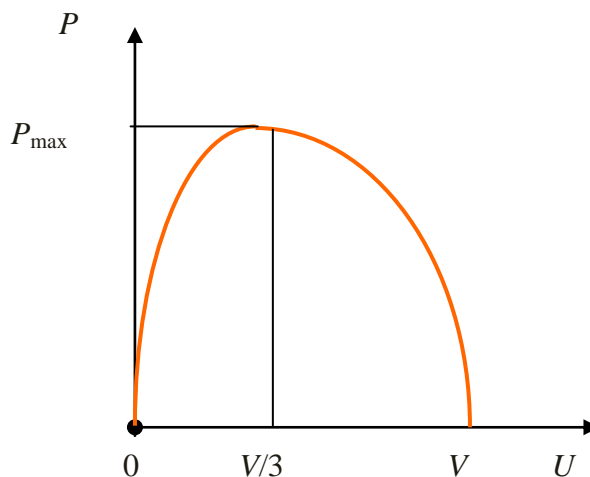
- Габаритните размери са много по-големи.

За гребното колело лопатката има размери  $A \times B$ . Под въздействието на скоростта на речното течение  $V$ , връзката между периферната скорост на лопатките, диаметърът на колелото и оборотите е  $U = \pi D n / 60$ . При диаметър на колелото  $D$  (фиг. 4.18), се извлича мощност в резултат на силата на хидродинамичното съпротивление, упражнявана от водното течение върху лопатките на колелото по формулата:

$$P = \text{sign}\{V - U\} \cdot C_w \frac{\rho}{2} (V - U)^2 AB \cdot U. \quad (4.43)$$



Фиг. 4.12 Схема на гребно колело



Фиг. 4.13 Зависимост на мощността на гребното колело от периферната скорост на лопатките

Максималната мощност, добивана от водното колело е при периферната скорост на лопатките  $U = V/3$ . В случая  $V$  е скоростта на течението.

$$\frac{\partial P}{\partial U} = C_w \frac{\rho}{2} AB [(V - U)^2 - 2U(V - U)] = 0. \quad (4.44)$$

За тази стойност на периферната скорост, изразът за получената максималната мощност е

$$P_{\max}|_{U=V/3} = \frac{2}{27} \rho C_w AB \cdot V^3 \quad (4.45)$$

Като се има предвид и приемливото съотношение  $B/A = 4$ , съгласно справочниците, за правоъгълна плоча стойността на коефициента на съпротивление е  $C_w = 1,19$ .

За мощност от  $50 \text{ W} = 5,1 \text{ m kgf}$ , за скорост на потока  $V = 1,2 \text{ m/s}$  с плътност  $\rho = \gamma/g = 102 \text{ kgf s}^2/\text{m}^4$  се получават много големи размери  $A = 3,59 \text{ m}$ .



След отчитането на връзката между диаметъра и скоростта на въртене се получава

$$U_{\text{opt}} = \frac{\pi D n}{60} = \frac{V}{3}, \quad \text{или} \quad D n = 20 \frac{V}{\pi} = 6,366 \cdot V. \quad (4.46)$$

Изводът е, че за ниски скорости на течението на реката се получават скорости на въртене, които са изключително ниски, и в резултат са необходими големи габарити.

Отчитайки неподходящия вариант с изборът на гребно колело, изборът остава за хидравлична турбина с аксиален ротор.

### **Предварително оразмеряване и изчисляване на аксиална хидравлична турбина**

Избира се скоростта на речното течение да е  $V=1,2\text{m/s}$  за изчисляване на функционалния модел на турбината. За изчисляването се избира също мощност на ротора на турбината  $P_T = 50 \text{ W}$ .

Тази мощност е приета на базата на необходимата електрическа мощност за локален консуматор като например фар със светлинен сигнал с  $P_E=20\text{W}$ . След приемане на к.п.д. за малки електрически генератори приблизително  $\eta = 0,5$  и к.п.д. на останалите елементи на конструкцията  $\eta = 0,8$ , необходимата мощност на вала на хидравличната турбина е  $P_T = 50 \text{ W}$ .

### **Пресмятане периферния диаметър на ротора, скорост на въртене и въртящия момент на вала**

След като се има предвид коефициентът на кинетична енергия за вода -  $\xi = 0,45$ , се определя размера на диаметъра на ротора на турбината от формулата:

$$P_{RT} (\text{W}) = 3,85 \xi \rho D^2 (\text{m}) V^3 (\text{m/s}). \quad (4.47)$$

След преобразуване се получава

$$D(\text{m}) = \sqrt{\frac{P_{RT}(\text{W})}{3,85 \xi \rho V^3 (\text{m/s})}} = \sqrt{\frac{50}{3,85 \cdot 0,45 \cdot 102 \cdot 1,2^3}} \cong 0,4 \text{ m}. \quad (4.48)$$

За определянето на максималната стойност на коефициента на кинетичната енергия за вода се използва отношението:

$$U_p / V = R_p \omega / V \approx 3,3, \quad \text{където} \quad \omega = 3,3 V/R_p = 15,84 \text{ rad/s} \quad (4.49)$$

За периферната скорост на ротора на турбината се получава:

$$U(\text{m/s}) = \frac{\pi D_p n}{60} = \pi D_p N(\text{rot/s}) = 3,3 V = \frac{V}{\text{tg} \beta} = \frac{1,2}{0,303} \cong 4 \text{ m/s}, \quad (4.50)$$

Скоростта на въртене на турбината се определя с израза:

$$N = \frac{U}{\pi D_p} = 2,52 \text{ tr/s}, \quad \text{или} \quad n = 151,3 \text{ tr/min}. \quad (4.51)$$

За тези стойности се получава от класическата формула за въртящия момент:

$$M_t (\text{dN cm}) = 95,5 \frac{P(\text{W})}{n(\text{tr/min})} = 95,5 \frac{50}{151,3} = 32,2 \text{ dN cm}. \quad (4.52)$$

### **Пресмятане на относителния ъгъл на потока в ротора и коефициент на разпределение между периферната скорост на турбината и скоростта на потока**

Относителният ъгъл на потока в ротора се изчислява с:

$$\beta = \arctg \frac{V}{U(R_p)} = 16,85 \cong 17^\circ. \quad (4.53)$$

Разпределението между периферната скорост на турбината и скоростта на потока е

$$\frac{U_p}{V} = \frac{R_p \omega}{V} = \frac{U}{V} \frac{R_p}{R} \cong 3,3, \quad \Rightarrow \quad U(R) = 3,3 V \frac{R}{R_p}. \quad (4.54)$$



**Векторни диаграми на скоростите**

Радиалната скорост е висока (важен ефект на аксиалните ротори с няколко лопатки).

Профилът на лопатките е с три основни размера на ширина  $\delta R = 50 \text{ mm}$  и кинематични характеристики съгласно табл. 4.5. Има се предвид  $D_p = 500 \text{ mm}$   $D_{\text{hub}} = 100 \text{ mm}$ .

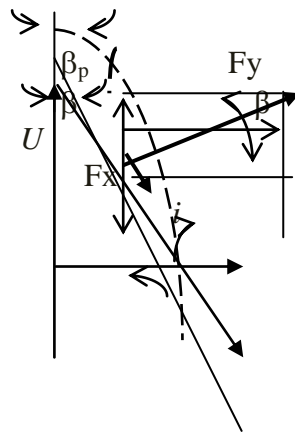
Таблица 4.5

**Метод на максимална мощност, извлечена от ротора**

Номер на канала	Среден диаметър $D, \text{ mm}$	Периферна скорост $U, \text{ m/s}$	Относителен ъгъл $\beta, ^\circ$
1	450	4,0	16,70
2	350	3,1	21,16
3	250	2,2	28,61
4	150	1,3	42,71

Връзката между векторите на скоростите е (фиг. 4.14):

$$F_y = c_y(i) \frac{\rho}{2} W^2 b l(R) \quad \text{и} \quad F_x = c_x(i) \frac{\rho}{2} W^2 b l(R). \quad (4.55)$$

**Фиг. 4.14. Векторна диаграма на скоростите**

Проекциите на тези два компонента създават сила, която действа върху аксиалния лагер

$$F_a = F_y \cos \beta + F_x \sin \beta = \frac{\rho}{2} \frac{V^2}{\sin^2 \beta} b l(R) [c_y(i) \cos \beta + c_x(i) \sin \beta]. \quad (4.56)$$

Вземайки предвид отношенията  $V = W \sin \beta = U \tan \beta$  за 4 канала  $z = 4$  лопатки, добавената аксиална сила е

$$F_{a \text{ total}} = z \frac{\rho}{2} \delta R \sum_{R=1}^4 l(R) \sqrt{1 + 11r^2} [3,3 r c_a(i) + c_w(i)], \quad (4.57)$$

където  $b = \delta R = 50$  е ширината на лопатката, mm.

**Избор на профил на ъгъла на лопатките**

За получаване от турбината на максималната механична сила от течението на водата и съответно максимална мощност е от значение ъгълът на лопатките  $\beta$  и ъгълът на атака на лопатките  $\beta_p = \beta + i$ .



Изразът за мощност на ротора в зависимост от параметрите на лопатките ( $z$  – брой лопатки) е

$$P = zUF_u = zU \frac{\rho}{2} W^2 b l (F_y \sin \beta - F_x \cos \beta) = z \frac{\rho}{2} V^3 b l \left[ c_y(i) \frac{\cos \beta}{\sin^2 \beta} - c_x(i) \frac{\cos^2 \beta}{\sin^3 \beta} \right]. \quad (4.58)$$

След нулирането на първата частна производна относно  $\beta$  се получава

$$\frac{\partial P}{\partial \beta} = 0 = -c_y(i) \frac{1 + \cos^2 \beta}{\sin^3 \beta} + c_x(i) \frac{\cos \beta (2 + \cos^2 \beta)}{\sin^4 \beta}. \quad (4.59)$$

Това води до решение на уравнението

$$\frac{c_y(i)}{c_x(i)} = f(i) = \frac{\cos \beta}{\sin \beta} \cdot \frac{2 + \cos^2 \beta}{1 + \cos^2 \beta} = \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \beta}}{\sin \beta} \frac{3 - \sin^2 \beta}{2 - \sin^2 \beta}. \quad (4.60)$$

След полагане  $\sin^2 \beta = x$ , уравнението става от трета степен с положителни корени

$$[f^2(i) + 1]x^3 - [4f^2(i) + 7]x^2 + [4f^2 + 15]x - 9 = 0. \quad (4.61)$$

Освен това, с въвеждането на тези стойности и  $\beta$  в израза за мощността, максималната и стойност се осигурява от оптимален профил.

Чрез прилагане на връзката  $V = U \tan \beta$  за периферната скорост се получава ъгловата скорост:

$$\omega_{\text{opt}} = \frac{V}{R_p \tan \beta} = \frac{U_j}{R_j}. \quad (4.62)$$

Мощността за радиус  $R_j$  се изчислява с

$$P_j = z \omega_{\text{opt}} R_j F_u = z \omega_{\text{opt}} R_j \frac{\rho}{2} V^2 b l_j (R_j) \left[ c_y(i) \frac{1}{\sin \beta_j} - c_x(i) \frac{\cos \beta}{\sin^2 \beta} \right]. \quad (4.63)$$

След нулиране на първата производна относно  $\beta$  се получава:

$$\frac{\partial P}{\partial \beta} = 0 = -c_y(i) \cos \beta + c_x \frac{1 + \cos^2 \beta}{\sin \beta}. \quad (4.64)$$

$$[f^2(i) + 1]x^2 - [f^2(i) + 4]x + 4 = 0 \quad (4.65)$$

с положителен реален корен:

$$x = \sin^2 \beta = \frac{f^2 + 4 + f \sqrt{f^2 - 8}}{2(f^2 + 1)}. \quad (4.66)$$

За общия характер на изследването, за да се подчертае значението на профилирането на лопатките, се разглеждат три профила на повърхностите на лопатките:

- Плоски;
- Извита плоча с относително изкривяване в дълбочина  $f = 0,1$  T ;
- Хидродинамични извити профили със значение на профилиране  $k_{w1} = 1$ .

### Тест за самооценка

1. Увеличението на ъгъла на падане при намаляването радиуса на лопатките се дължи на:
  - а. Хидравличната мощност, която е пропорционална на скоростта на потока;
  - б. Хидравличната мощност на турбина, зависеща от 4<sup>та</sup> степен от скоростта на потока;
  - в. Хидравличната мощност на турбина зависеща от 2<sup>та</sup> степен от скоростта на потока.

Отговор: б

2. Диаметърът на ротора на турбината зависи от:

- а. Кинетичният коефициент на използването на енергията на водния поток;



- б. Скоростта на течението;
- в. Плътността на работния флуид.

*Отговор: а, б, в*

3. Ефективната форма на профила на лопатките е:

- а. Плоска или извита пластина;
- б. Извит хидравличен профил;
- в. Правоъгълна плоча.

*Отговор: а, б*

***Тест за оценяване***

1. Постройте векторите на скоростите и на хидродинамичните параметри на аксиални роторни турбини!
2. Изберете профилите на аксиална роторна турбина!
3. Изчислете ъгъла на потока спрямо периферията на ротора!