

Міністерство освіти і науки України
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до самостійних домашніх
розрахункових робіт по курсу
“Нагнітачі та теплові двигуни”

ДОНЕЦЬК 2006

Кафедра “ Промислова теплоенергетика “

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до самостійних домашніх
розрахункових робіт по курсу
“Нагнітачі та теплові двигуни”
для студентів напрямку навчання 6.0905 “Енергетика”
спеціальності 7.09.0510 “Промислова теплоенергетика”**

**Розглянуто на засіданні
кафедри “Промислова теплоенергетика”
Протокол №1 від 30.08.2006 р.**

Донецьк ДонНТУ 2006 р.

УДК. 621. 311. 22/0758/

Методичні вказівки до розрахункових робіт по курсу "Нагнітачі та теплові двигуни" (для студентів напрямку навчання 6.0905 "Енергетика" спеціальності 7.090510 "Промислова теплоенергетика" денної та заочної форми навчання) складач О.Є. Сахно, Донецьк: ДонНТУ, 2005.- 29 с. 15 Іл.

Приведені методики та приклади робочого колеса нагнітача та активної одноступеневої парової турбіни із протитиском для приводу електрогенератора .

Рекомендовані підручники:

- 1. Черкаський В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов.-2изд. перераб. и доп.-М.:Энергоиздат,1984-416.С.**
- 2. Щегляев А.В. Паровые турбины.-:Энергия,1978.-358 с.**
- 3. Нигматулин И.Н. , Ценев В.А. Тепловые двигатели, -М: Энергия. 1975-344**

Складач: О.Є. Сахно, доц.

Помічник: М. О. Красько, студент.

Відповідник за випуск : С.М. Саф'янц, проф.

ЗМІСТ

УВЕДЕННЯ

6 1. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО КОЛЕСА НАСОСА МАЛОЇ БИСТРОХІДНОСТІ

7

1.1 Методика розрахунку робочого колеса насосу

7

1.2 Практична частина

9

2. РОЗРАХУНОК АКТИВНОЇ ОДНОСТУПЕНЕВОЇ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ З ПРОТИТИСКОМ. Теоретична частина

12

2.1 Визначення швидкості витікання із сопла

12

2.2 Побудова трикутника швидкостей

14

2.3 Визначення ККД на колі колеса по трикутнику швидкостей

16

2.4 Визначення втрат теплової енергії у проточній частині турбіни

16

2.5 Виконання графіка теплового процесу в H-S діаграмі

17

2.6 Визначення відносного внутрішнього ККД проточної частини

17

2.7 Розрахунок проточної частини

17

2.8 Визначення дійсної потужності

19

3. РОЗРАХУНОК АКТИВНОЇ ОДНОСТУПЕНЕВОЇ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ С ПРОТИТИСКОМ. Практична частина

21

3.1 Тепловий розрахунок проточної частини турбіни

22

Додаток А

28

Додаток Б

29

Уведення

Програмою навчання по курсу “Нагнітачі та теплові двигуни” по напрямку “Енергетика” для студентів спеціальності “Промислова теплоенергетика”, затвердженою Кабінетом Міністрів України , передбачається виконання домашніх самостійних розрахункових робіт для закріплення знань студентів, отриманих під час теоретичних та практичних занять.

При виконанні домашньої розрахункової роботи студент повинен на підставі отриманих знань з фізики, математики, технічної термодинаміки самостійно користуватися допоміжною літературою та посібниками.

Ціллю методичних вказівок являється методична допомога студентам при виконанні самостійної домашньої роботи та для закріплення знань з навчального курсу.

Методичні вказівки містять методику та приклади розрахунків робочих елементів конструкцій нагнітачів та парових турбін , приклади ескізів окремих деталей та діаграм, варіанти завдань.

Проведені розрахунки повинні оформлюватися пояснювальною запискою, яка відповідно вимогам норм ЕСКД для виконання розрахункових робіт, повинна мати : титульний лист , реферат , зміст , вступ , методику на зміст розрахунку , заключення , перелік літератури та посібників.

Записка виконується на стандартних аркушах, а графічна частина в вигляді окремих малюнків без рамок, номери сторінок проставляються у правому верхньому куті.

Данні вказівки передбачають виконання двох окремих робіт - по нагнітачам і паровим турбінам.

1. Розрахунок робочого колеса насоса малої швидкості

Відцентрові, та осьові насоси призначені для переміщення рідини та газу.

Вихідними даними розрахунку робочого колеса машини /нагнітача/ малої швидкості являються: об'ємна подача, напір, створений насосом, частота обертання валу.

Частота обертання визначається в залежності від типу приводного двигуна. Відцентровані та осьові насоси приводяться до руху звичайно асинхронним електродвигуном зі стандартними частотами обертання: необхідно орієнтуватися на безпосереднє з'єднання валів насоса та електродвигуна.

Крупні насоси мають відносно низькі частоти обертання, а малі - високі.

Конструкція робочого колеса в значній мірі визначається коефіцієнтом швидкості n_s .

В залежності від коефіцієнта швидкості робочого колеса лопатевих насосів розділяються на п'ять основних типів (тихохідні $n_s=40\ldots80$; нормальні - $n_s=80\ldots150$; швидкохідні - $n_s=150\ldots300$; діагональні - $n_s=300\ldots600$; осьові або пропелерні - $n_s=600\ldots1200$).

При підвищенні коефіцієнта швидкості спостережується зростання відносної ширини лопаті робочого колеса на виході і зменшення відносного зовнішнього діаметра його, тобто робоче колесо послідовно перетворюється від радіального до осевого.

При оцінці відцентрових насосів при допомозі коефіцієнта швидкості слідє вважати, що він визначає швидкість не нагнітача в цілому, а лише одного робочого колеса.

1.1 Методика розрахунку робочого колеса насосу.

1.1.2 Теоретична частина.

Напір, утворений насосом, розраховують по формулі

$$H = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g}$$

де P_2 і P_1 - напір рідини, або газу на виході та вході нагнітача, м, кПа ;

ρ - питома густина рідини або газу, кг/м³ ;

g - питома прискорення, м/с² ;

Для визначення конструктивного типу насосу розраховується коефіцієнт швидкості n_s

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}},$$

де n - частота обертів вала, об/хв;

Q - подача рідини або газу, м³/с;

Об'ємний ККД визначається по значенню коефіцієнта швидкості визначається тип колеса (тихохідне, швидкохідне) по формулі

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + a \cdot (n_s)^{-0.66}},$$

де $a=0.68$

На підставі статичних даних приведений діаметр визначається по формулі

$$D_{1n} = 4.25 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

Гідравлічний ККД насоса визначається по приведеному діаметрі

$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{\left(\lg(D_{1n}) - 0.172\right)^2}$$

Коефіцієнт корисної дії насоса η

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_0$$

Потужність насоса на валу

$$N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{H}{1000 \eta}$$

Крутячий момент

$$M = 9600 \frac{N}{n}$$

Діаметр вала насоса

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{M}{0.2 \cdot \tau_{don}}},$$

де $\tau_{don} = 1500$ – коефіцієнт припущеного зрушення.

Діаметр маточини приймається рівним

$$d_{ct} = 1.3 \cdot d_b$$

Діаметр входу в колесо визначається по приведеному діаметру

$$D_0 = \sqrt{(D_{1n})^2 + (d_{ct})^2}$$

З ціллю винесення вхідного окрайка робочої лопаті із зони повороту потоку в область плоского тертя діаметр входу на робочі лопаті завищується проти вхідного діаметра на 20 мм

$$D_1 = D_0 + 20$$

Конструктивна довжина матичини

$$l_{ct} = 1.4 \cdot d_{ct}$$

Окружна швидкість на вході в канали робочого колеса

$$U_1 = \pi \cdot D_1 \cdot \frac{n}{60}$$

Швидкість входу потоку в робоче колесо

$$C_0 = 4 \cdot \frac{Q}{\eta_0 \cdot \pi \cdot \left[(D_0)^2 - (d_{ct})^2 \right]}$$

Із схеми швидкості, вхідного паралелограма, приймаючи

$$C_1 = C_{1r} = C_{01}$$

одержуємо

$$\operatorname{tg}(\beta_1) = \frac{C_1}{U}$$

Прийняв $i=5$, визначаємо кут лопаті

$$\beta_{1\lambda} = \beta_1 + i = \beta_1 + 5$$

де i - кут атаки потоку.

Для коефіцієнта стиску вхідного перерізу міжлопатевих каналів $\mu = 0.9$ визначають ширину лопаті на вході

$$b_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot C_1 \cdot \mu_1}$$

Прийнявши кут $\beta_2 = 15^\circ$ визначають окружну швидкість на виході із колеса

$$U_2 = 0.5 \cdot C_2 \cdot r \cdot \operatorname{ctg}(\beta_2) + \sqrt{\left(C_2 \cdot r \cdot \frac{\operatorname{ctg}(\beta_2)}{2}\right)^2 + g \cdot \frac{H}{\eta_r}}$$

$$D_2 = 60 \cdot \frac{U_2}{\pi \cdot n}$$

Ширина лопаті на виході при умові

$$C_{1r} = C_{2r} \quad b_2 = b_1 \cdot \frac{1}{m}$$

де m - відношення діаметрів входу та виходу

$$m = \frac{D_2}{D_1}$$

Кількість лопатей робочого колеса визначається по формулі:

$$z = 6,5 \frac{m+1}{m-1} \cdot \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2}$$

1.2 Практична частина

Приклад 1. Провести розрахунок робочого колеса машини (насоса) малої бистрохідності по слідуєчим даним: подача рідини або газу $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$; напір на вході робочого колеса $H_{вх} = P_2 = 30 \text{ м}$; напір на виході робочого колеса $H_{вих} = P_1 = 10 \text{ кПа}$; частота обертання колеса $n = 2900 \text{ об/хвил.}$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_m = 0.93$; допустимий кавітаційний запас $z = 4.5 \text{ м}$; коефіцієнт стиску $\mu_1 = 0.9$; питома густина $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

Вирішення :

1. Напір, утворений насосом

$$H = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g} = \frac{(300000 - 10000)}{1000 \cdot 9.8} = 28.8 \text{ м}$$

2. Для визначення конструктивного типу насосу розраховуємо коефіцієнт бистрохідності

$$n_s = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 3,65 \cdot 2900 \frac{\sqrt{0,0056}}{\sqrt[4]{28,8^3}} = 63,87$$

по значенню коефіцієнта бистрохідності можливо зробити висновок, що колесо тихохідне.

3. Об'ємний ККД визначається

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + a \cdot (n_s)^{-0.66}} = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot 63.87^{0.66}} = 0.96$$

4. Приведений діаметр буде

$$D_{1п} = 4.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 4.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{0.056}{2900}} = 0.053 \text{ м}$$

5. Гідравлічний ККД насоса визначається по приведеному діаметру

$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{(\lg(D_{1п}) - 0.172)^2} = 1 - \frac{0.42}{(\lg(0.053) - 0.172)^2} = 0.8$$

6. Загальний ККД насоса

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m = 0.8 \cdot 0.96 \cdot 0.93 = 0.71$$

7. Потужність на валу насоса, кВт

$$N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{H}{1000 \eta} = 1000 \cdot 9.8 \cdot 0.0056 \cdot \frac{28.8}{1000 \cdot 0.71} = 2.15$$

8. Крутячий момент на валу

$$M = 9600 \cdot \frac{N}{n} = 9600 \cdot \frac{2.15}{2900} = 6.6 \text{ Н} \cdot \text{м} = 660 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

9. Діаметр валу насоса

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{M}{0.2 \cdot \tau_{\text{дон}}}} = \sqrt[3]{\frac{660}{0.2 \cdot 1500}} = 1.3 \text{ см}$$

10. Діаметр матечини колеса

$$d_{cm} = 1.3 \cdot d_{\epsilon} = 1.3 \cdot 1.3 = 1.7 \text{ см}$$

11. Діаметр входу колеса D_0 визначаємо

$$D_0 = \sqrt{(D_{1п})^2 + (d_{ct})^2} = \sqrt{5.3^2 + 1.7^2} = 5.56 \text{ см}$$

12. Діаметр входу на робочі лопаті з урахуванням вхідного окрайку

$$D_1 = D_0 + 20 = 75.6 \text{ мм}$$

13. Конструктивна довжина матичини

$$l_{ct} = 1.4 \cdot d_{ct} = 1.4 \cdot 1.7 = 2.38 \text{ см}$$

14. Окружна швидкість на вході в канали робочого колеса

$$U_1 = \pi \cdot D_1 \cdot \frac{n}{60} = 3.14 \cdot 0.0756 \cdot \frac{2900}{60} = 11.4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

15. Швидкість входу потоку в робоче колесо

$$C_0 = 4 \cdot \frac{Q}{\eta_o \cdot \pi \cdot [D_0^2 - d_{cm}^2]} = 4 \cdot \frac{0.0056}{0.96 \cdot 3.14 \cdot (0.0556^2 - 0.017^2)} = 2.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

16. Із схеми швидкостей при $C_0 = C_{1r} = C_1 = C_{2r}$:

$$\operatorname{tg}(\beta_1) = \frac{C_1}{U_1} = \frac{2.2}{11.4} = 0.19$$

$$\beta_1 = 11^\circ$$

17. Приймав кут атаки $i = 5^\circ$, тоді

$$\beta_{1л} = \beta_1 + 5^\circ = 16^\circ$$

18. Широчина лопаті на вході :

$$b_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot C_1 \cdot \mu_1} = \frac{0.0056}{3.14 \cdot 0.0756 \cdot 2.2 \cdot 0.9} = 0.01 \text{ м}$$

19. Визначаємо окружну швидкість на виході із колеса при куті $\beta_2 = 15^\circ$

$$U_2 = \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot r \cdot \text{ctg}(\beta_2) + \sqrt{\left(C_2 \cdot r \cdot \frac{\text{ctg}(\beta_2)}{2} \right)^2 + g \cdot \frac{H}{\eta_r}} = 0.5 \cdot 2.2 \cdot \text{ctg}(15^\circ) + \sqrt{\left(2.2 \cdot \frac{\text{ctg}(15^\circ)}{2} \right)^2 + 9.8 \cdot \frac{28.8}{0.8}} = 28 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$D_2 = 60 \cdot \frac{U_2}{\pi \cdot n} = 60 \cdot \frac{28}{3.14 \cdot 2900} = 0.184 \text{ м}$$

20. Відношення діаметрів виходу та входу

$$m = \frac{D_2}{D_1} = \frac{0.184}{0.0756} = 2.43$$

21. Широчина лопаті на виході при умові $C_{1r} = C_{2r}$

$$b_2 = b_1 \cdot \frac{1}{m} = 0.01 \cdot \frac{1}{2.43} = 0.004 \text{ м}$$

22. Кількість лопатей робочого колеса

$$z = 6.5 \cdot \sin \left[\frac{(\beta_{1л} + \beta_{2л})}{2} \right] \cdot \frac{(m + 1)}{(m - 1)} = 6.5 \cdot \sin \left[\frac{(16 + 20)}{2} \right] \cdot \frac{(2.48 + 1)}{(2.48 - 1)} = 5 \text{ шт}$$

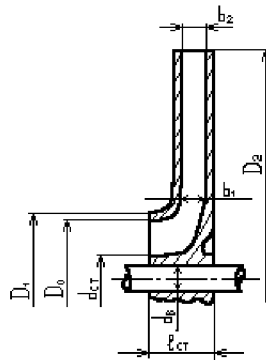


Рисунок 1

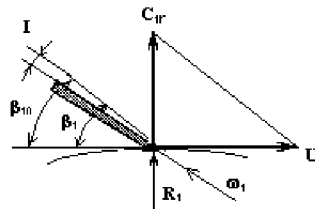


Рисунок 2

2.Розрахунок активної одноступеневої парової турбіни з протитиском.

Теоретична частина.

Тепловий розрахунок проводиться у такій послідовності .

1. Визначення швидкостей витікання пари із сопла.
2. Побудова трикутника швидкостей.
3. Визначення ККД відповідних частин турбіни по трикутнику швидкостей та по колу колеса із балансу втрат.
4. Визначення втрат теплової енергії у проточній частині турбіни.
5. Виконання графіка теплового процесу в H-S діаграмі .
6. Визначення відносного внутрішнього ККД та ефективного ККД турбіни.
7. Розрахунок проточної частини.
8. Визначення дійсної потужності на валу турбіни.
9. Зображення проточної частини турбіни у масштабі.

2.1 Визначення швидкості витікання із сопла.

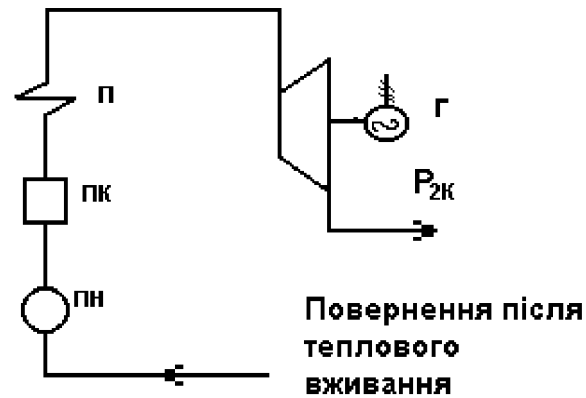
Втрати тиску в соплах складають $\Delta P = 3...5 \% P_0$ початкового тиску перед клапаном P_0 , тоді тиск перед соплом складає :

$$P_1 = P_0 - \Delta P = [P_0 - (0.03 \div 0.05)P_0]$$

Тиск пари за робочими лопатями з урахуванням втрат тиску на тертя у вихлопному патрубку

$$P_2 = P_{2к}(1 + \lambda)$$

де λ - коефіцієнт, який ураховує втрати тиску у вихлопному патрубку
($\lambda = 0,06...0,10$) .



ПН - живильний насос
 ПК - паровий котел
 П - паронагрівач
 Т - турбіна
 Г - генератор

Рисунок 3. Схема теплосилової установки процесу ПСУ

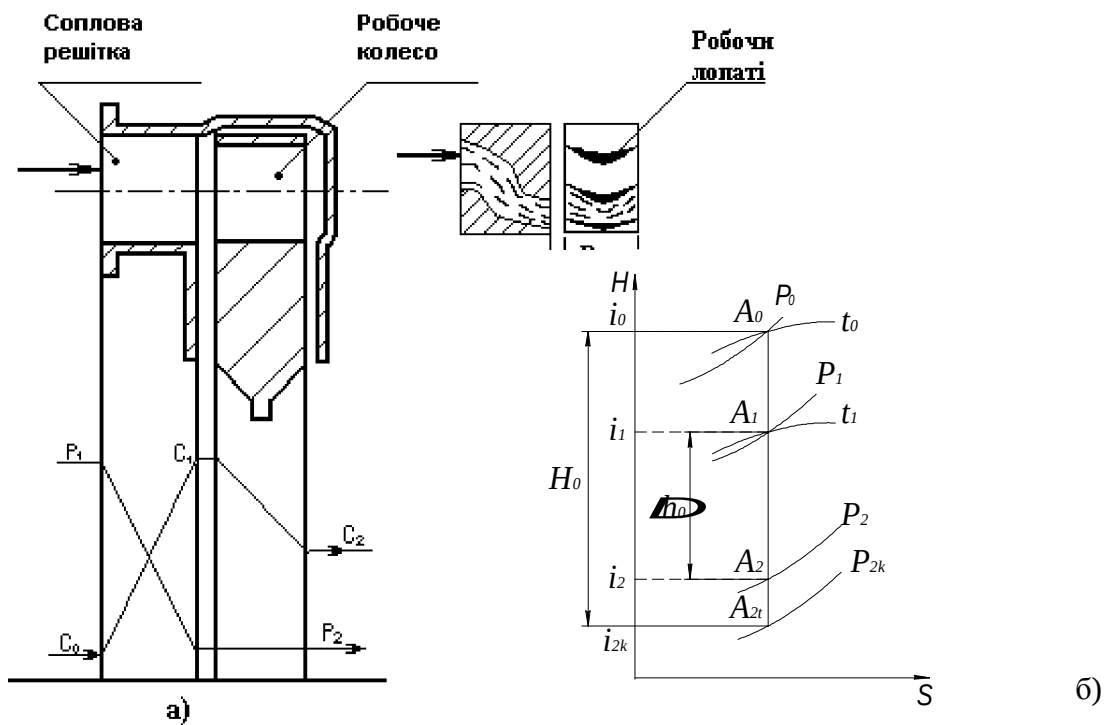


Рисунок 4. Схема проточної частини турбіни.

Після розрахунків P_1 і P_2 , та заданій температурі пари на вході сопла t_1 за допомогою діаграми $h-s$ визначаємо розташований теплоперепад на проточну частину турбіни (рисунок 4-б).

$$h_0 = i_1 - i_2$$

По початковим параметрам пари на діаграмі $H-S$ намічаємо крапку A' . Із тієї крапки проводимо ізоентропу до тиску P_2 крапка A_2 представляє собою перепад тепла в соплах та робочих лопатях $h_0 = A_1 - A_2 = i_1 - i_2$. У крапках A_1 та A_2 знаходимо питомі

об'єми пари V_1 та V_2 . Тоді теоретична швидкість пари на виході із соплової решітки буде :

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_0 \cdot 10^3} = \sqrt{2(i_1 - i_2) \cdot 10^3}$$

Дійсна швидкість залежить від коефіцієнта швидкості сопла φ , яка залежить від розмірів сопла та від якості виготовлення соплової поверховості ($\varphi = 0,91-0,98$). На рисунку 5 зображена залежність φ від C_{1t} та висоти сопла, яка попередньо приймається $\ell_c = 0,8 \dots 1,2$ см.

На рисунку 5 по C_{1t} і ℓ_c приймається φ . Дійсна швидкість буде :

$$C_1 = \varphi C_{1t}$$

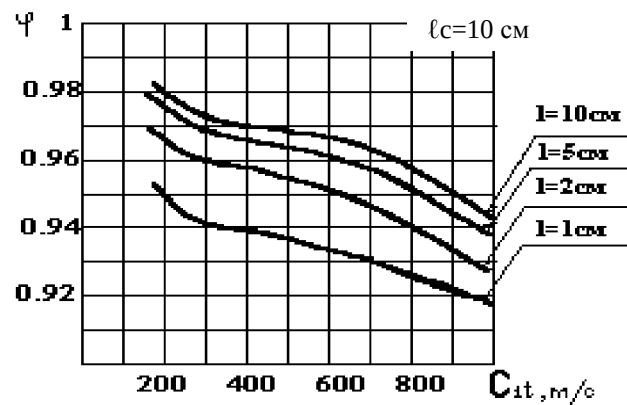


Рисунок 5. Залежність коефіцієнта швидкості сопла від довжини сопла.

2.2 Побудова трикутника швидкостей.

Оптимальна співвідношення складає

$$C_{lu} = 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos(\alpha_1)$$

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{2} \cdot \cos(\alpha_1)$$

$$U = \frac{1}{2} \cdot \cos(\alpha_1) \cdot C_{lu}$$

Розрахунок діаметра ступені

$$d = 60 \cdot \frac{U}{\pi \cdot n}$$

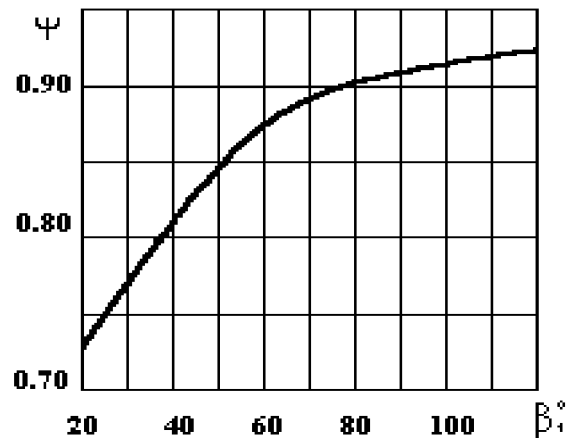


Рисунок 6. Залежність коефіцієнта швидкості пари в робочих каналах від кута β_2 .

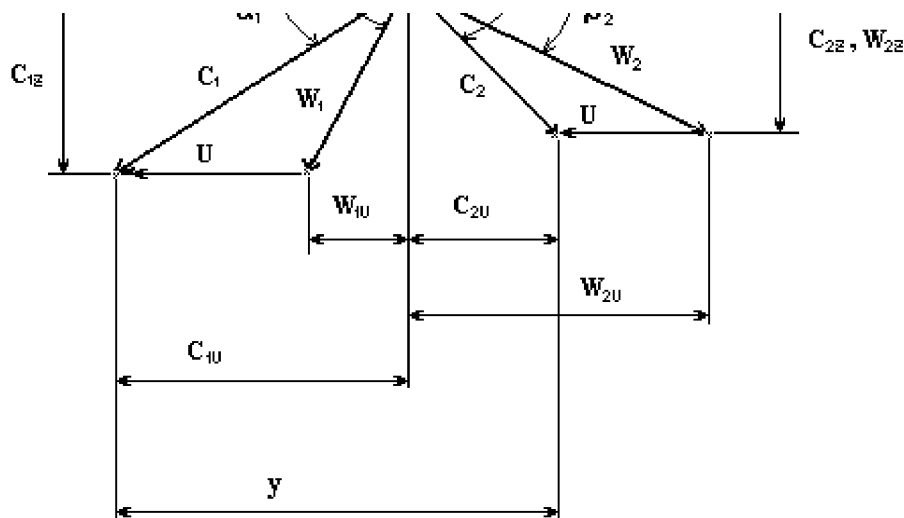


Рисунок 7. Схема трикутника швидкостей в соплових та робочих каналах .

Побудова трикутника швидкостей (рисунок 7).

В масштабі швидкості 5-10 м/с = 1мм із точки О під кутом α_1 до вертикалі відкладаємо вектор швидкості C_1 , кут α_1 приймається рівним 12° - 20° . З кінцевої точки C_1 відкладається швидкість U , яка замикається вектором відносної швидкості на вході в робочі лопаті W_1 і визначається кут β_1 .

Для перевірки достовірності визначення W_1 аналітично розраховується W_1

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1}$$

Значення кута β_1 (кут входу на робочі лопаті) визначається по формулам

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{1u}}{C_{1u} - U}$$

де $C_{1z} = C_1 \cdot \sin(\alpha_1)$; $C_{1u} = C_1 \cdot \cos(\alpha_1)$

При симетричному розташуванні робочих лопатей кут β_2 (кут виходу пари із робочих лопатей) вибирається із співвідношення

$$\beta_2 = \beta_1 - (2 \div 12^\circ) = \beta_1 - 4^\circ$$

По графіку (рисунок 6) визначається значення коефіцієнта ψ .
Розраховується швидкість пари на виході із робочого колеса

$$W_2 = \psi W_1$$

Визначається кут α_2 із співвідношення :

$$W_{2u} = -W_2 \cdot \cos \beta_2$$

$$C_{2u} = -W_{2u} + U$$

$$C_{2z} = W_2 \cdot \sin \beta_2$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2z}^2}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{C_{2z}}{C_2}$$

і визначається кут α_2 (кут абсолютної швидкості C_2 на виході і робочих лопатей).

Для перевірки значень C_2 та α_2 будується вихідний трикутник швидкостей в масштабі 5: 10 м/с=1мм.

2.3. Визначення ККД на колі колеса по трикутнику швидкостей

Коефіцієнт корисної дії на колі колеса

$$\eta_u = \eta_{ол} = 2 \cdot \varphi^2 \cdot (U/C_1) \cdot (y/C_1),$$

де $y = C_1 \cdot \cos(\alpha_1) + C_2 \cdot \cos(\alpha_2)$ визначається по трикутнику швидкостей (рисунок 7).

2.4. Визначення втрат теплової енергії у проточній частині турбіни

Розраховуються втрати в соплі , кДж/кг

$$h_c = \Delta h_o \cdot (1 - \varphi^2)$$

Втрати тепла в каналах робочих лопатей, кДж/кг

$$h_l = (1 - \psi^2) \cdot \frac{(W_1)^2}{2 \cdot 1000}$$

Втрата з вихідною швидкістю , кДж/кг

$$h_{л} = \frac{C_2^2}{2 \cdot 1000}$$

2.4.1. Визначення ККД на колі колеса по балансу втрат

Розраховується ККД на колі колеса по втратам тепла

$$\eta_k = \eta_{ол} = \frac{h_i}{h_o} = \frac{\Delta h_o - (h_c + h_l + h_{вс})}{h_o}$$

Розбіжність в значеннях ККД , розрахованих по трикутникам швидкостей та по втратам не повинні перебільшувати 2 %.

2.5. Виконання графіка теплового процесу в Н-S діаграмі

Графік необхідно строїти в масштабі (рисунок 8). Процес адіабатного розширення пари в соплі A_0-A_{1t} - політропа розширення пари в соплі. Точка 4 характеризує пари на виході із робочого колеса турбіни.

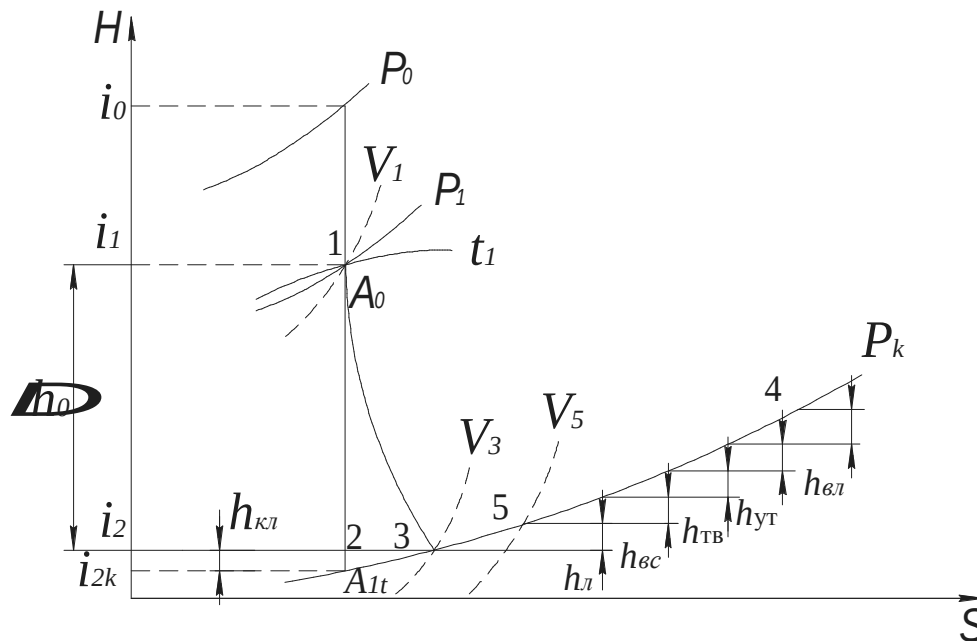


Рисунок 8. Схема діаграми дійсного теплового процесу парової турбіни.

2.6. Визначення відносного внутрішнього ККД проточної частини

Втрати енергії на тертя , на вентиляцію , кДж/кг

$$h_{\text{тр.в.}} = \xi \Delta h_0,$$

де ξ - коефіцієнт втрат тепла на робочих лопатях від тертя та вентиляції

$$\xi = (0,02 \div 0,03).$$

Втрати від утікання пари скрізь зазори та щілини можна прийняти одного порядку з втратами тепла на тертя та вентиляцію

$$h_{\text{ут}} = h_{\text{тв}}$$

Використований тепловий перепад у робочій частині турбіни для сухої пари

$$h_i = \Delta h_0 - (h_{\text{с}} + h_{\text{л}} + h_{\text{ут}} + h_{\text{тв}} + h_{\text{вс}})$$

Відносний внутрішній ККД проточної частини турбіни

$$\eta = \frac{h_i}{\Delta h_0}$$

Відносний внутрішній ККД всієї турбіни для сухої пари

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{T}} = \frac{h_i}{H_0},$$

де H_0 - розташований тепловий перепад визначається

$$H_0 = i_0 - i_{2k}$$

2.7. Розрахунок проточної частини

Для перегрітої пари ($K = 1,3$ – показник адіабати) критичне відношення тисків

$$\beta_{\text{кр}} = P_{\text{кр}}/P_1 = 0,546$$

Коли відношення $P_{\text{пр}}/P_1 < \beta_{\text{пр}}$, тоді необхідно використати розширююче сопло Лавалля. Площа мінімального перерізу сопел

$$f_{\min} = \frac{M_{\text{сек}}}{0.65 \cdot \sqrt{\frac{P_1}{V_1}}}$$

де P_1, V_1 - тиск, питомий об'єм пари перед соплами;

- $M_{\text{сек}}$ - витрати пари через турбіну, кг/с

$$M_{\text{сек}} = \frac{N_{\text{э}}}{H_0 \cdot \eta_{\text{oi}}^T \cdot \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э}}}$$

Питома витрата пари на 1 кВт·ч

$$d_{\text{ел}} = 3600 / (\eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{э}} \cdot h_i)$$

Площа вихідного перерізу площини, перпендикулярної напрямку потоку,

$$f_1 = M_{\text{сек}} \cdot \frac{V_3}{C_1}$$

де V_3 - питомий об'єм пари на виході із сопла, м³/кг, точка А1.

Висота соплової лопаті, м

$$l_1 = (V_1 \cdot M_c) / \pi \cdot d \cdot \varepsilon \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1$$

Якщо окреме сопло в перерізі А-А (малюнок 11) має ширину $b = l_c = l_1$,
площа вихідного перерізу кожного сопла

$$f_1^l = l_c \cdot b = l_c^2$$

При мінімальній висоті сопла $l_c = 8-12$ мм, число сопел z :

$$z = \frac{f_1}{f_1^l}$$

Із закругленням до z і уточненням розмірів B .

Відстань сопел

$$t_c = \frac{b}{\sin(\alpha_1)} + s$$

де S - ширина краю лопаті (рисунок 11) складає 3-4 мм. Бажано $t_c = 30 \div 50$ мм .

Получити t_c в приведеному інтервалі можна змінням b . Окрім того, слід визначити значення коефіцієнту стиску

$$\tau_c = \frac{(t_c - s)}{t_c}$$

Після останнього уточнення числа сопел z , шага t_c і ширини в обчислюється ширина сопла в мініальному перерізі :

$$b_{\min} = \frac{f_{\min}}{l_c \cdot z}$$

Довжини розширеною частини сопла :

$$a = \frac{(b - b_{\min})}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

де кут $\gamma = 6 \div 12^\circ$

Уточнюється степінь порціональності ступені

$$\varepsilon = t_c \cdot \frac{z}{\pi \cdot d}$$

Висота лопаті робочого колеса на вході

$$l_{л1} = l_c + (1.5 \div 3 \text{ мм})$$

Вихідна висота лопаті робочого колеса

$$l_{л2} = \frac{V_s \cdot M_{сек}}{\tau_{л1} \cdot \pi \cdot d_{ср} \cdot \varepsilon \cdot \omega_2 \cdot \sin(\beta_2)}$$

де $\tau_{л1} = 0.9$; V_s визначається по рисунку 5. Приймається $\tau = 10 \text{ мм}$;
 $\tau_{л1} = 5 \text{ мм}$ (рисунок 9).

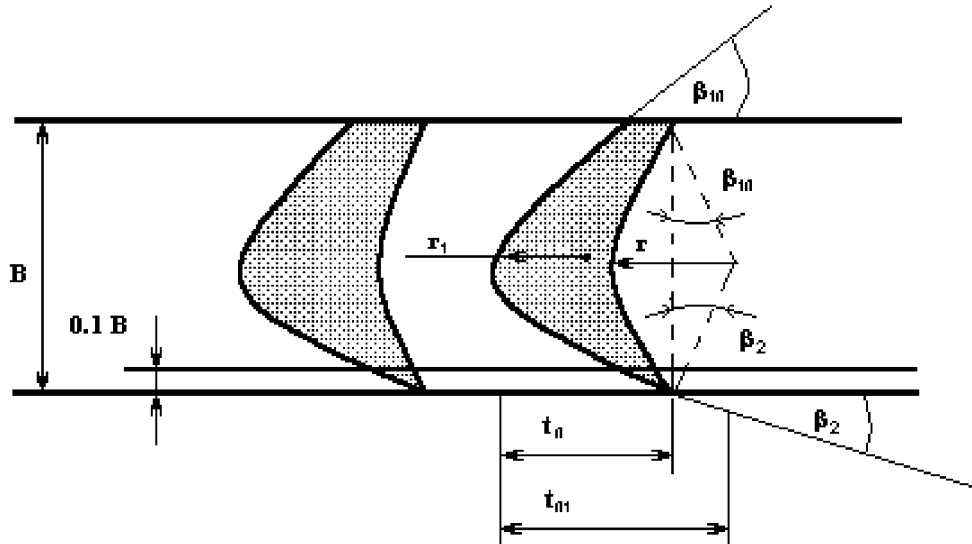


Рисунок 9. Схема робочих лопатей.

Ширина лопаті

$$b = \frac{2 \cdot r \cdot \cos(\beta_{1л})}{0.9}$$

де $\beta_{1л} = \beta_1 + (2 \div 5^\circ)$

Прямолінійна частина в освітленні

$$t_{л1} = \frac{0.9 \cdot b}{2 \cdot \sin(2 \cdot \beta_{1л})}$$

Товщина крайка лопаті приймається

$$S_1 = S_2 = 1 \text{ мм.}$$

Відстань лопаті між собою

$$t_{л1} = t_{л1} + S$$

Число лопатей робочого колеса

$$z = \frac{\pi \cdot d}{t_{л1}}$$

Округляються до цілого числа і уточнюється відстань.

2.8. Визначення дійсної потужності

Вплив вологості оцінюється виразом

$$\eta_u^{gl} = \chi_{ср} \eta_u,$$

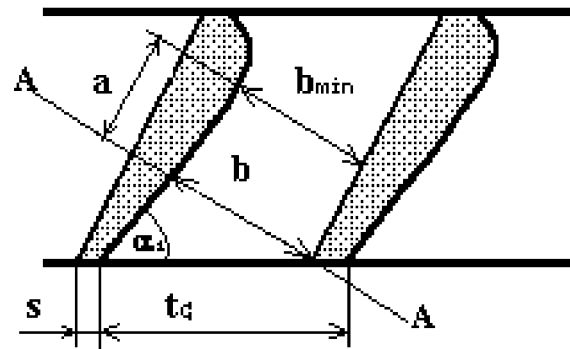


Рисунок 11. Схема соплових лопатей

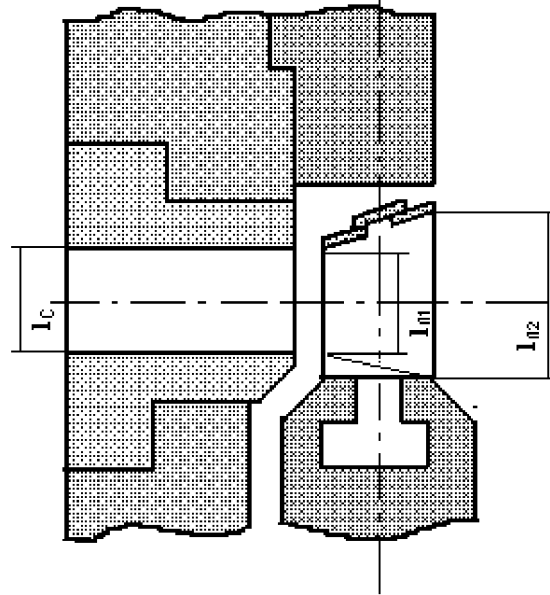


Рисунок 12. Схема проточної частини одноступеневої турбіни

3. Розрахунок активної одноступеневої парової турбіни з протитиском

Практична частина.

Завдання.

Провести розрахунок активної одноступеневої парової турбіни із протитиском для приводу електрогенератора по слідуючим даним.

1. Тиск пари перед стопорним клапаном

$$P_0 = 15 \text{ бар.}$$

2. Тиск пари після турбіни (у випускному патрубку)

$$P_{2к} = 7 \text{ бар.}$$

3. Температура пари перед турбіною

$$t_0 = 435^\circ \text{ С.}$$

4. Електрична потужність $N_e = 250 \text{ кВт.}$

5. Частота обертів вала $n = 15000 \text{ об/хв.}$

6. Перепад тиску пари перед сопловою решіткою $\Delta P = 0,04 P_0.$

7. Коефіцієнт , який враховує втрати тиску на випускному патрубку $\lambda=0,08.$

8. Кут абсолютної швидкості $\alpha_1 = 20^\circ.$

9. Ступінь парціональності визначається по розрахунку.

10. Механічний ККД турбіни $\eta_{\text{мех}} = 0,93$.

11. Електричний ККД електрогенератора $\eta_{\text{е.г.}} = 0,95$.

3.1. Тепловий розрахунок проточної частини турбіни

3.1.1. Визначення швидкості витікання із сопла

1. Розрахунок тиску після клапана перед соплом проводимо по формулі

$$P_1 = P_0 - \Delta P = P_0 - 0,04 \cdot P_0 = 15 - 0,04 \cdot 15 = 14,4 \text{ бар}.$$

2. Тиск пари за робочими лопатями з урахуванням втрат тиску на вихлопному патрубку

$$P_2 = P_{2u} \cdot (1 + \lambda) = 7 \cdot (1 + 0,08) = 7,56 \text{ бар}$$

3. По діаграмі Н-S знаходимо ентальпії і питомі об'єми пари для P_1 і P_2 при t_0

$$i_1 = 3330 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad V_1 = 0,18 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$i_2 = 3125 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad V_2 = 0,38 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

4. Теоретична швидкість пари із соплової решітки

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_0 \cdot 10^3} = \sqrt{2(i_1 - i_2) \cdot 10^3} = \sqrt{2(3330 - 3125) \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 205 \cdot 10^3} = 640 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

5. Попередньо приймаємо висоту сопла з урахуванням $\ell_2 = 0,8 \dots 1,2 \text{ см}$; $\ell_c = 1 \text{ см}$ і по рисунку 5 знаходимо коефіцієнт втрат швидкості на соплах $\phi = 0,932$
Тоді дійсна швидкість буде : $C_1 = \phi C_{1t} = 0,932 \cdot 640 = 596,5 \text{ м/с}$

3.2. Побудова трикутника швидкостей

Оптимальне співвідношення складає : $C_{1u} = 2U \cos(\alpha_1)$

Кут абсолютної швидкості складає $\alpha_1 = 15 \div 18^\circ$ або $U / C_1 = \cos(\alpha_1) / 2$

тоді $U = \frac{1}{2} \cos(\alpha_1) \cdot C_1 = \frac{1}{2} \cos(22^\circ) \cdot 596,4 = 276,5 \text{ м/с}$.

Розрахунок діаметра ступені :

$$d = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 276,5}{3,14 \cdot 15000} = 0,352 \text{ м} = 352 \text{ мм}$$

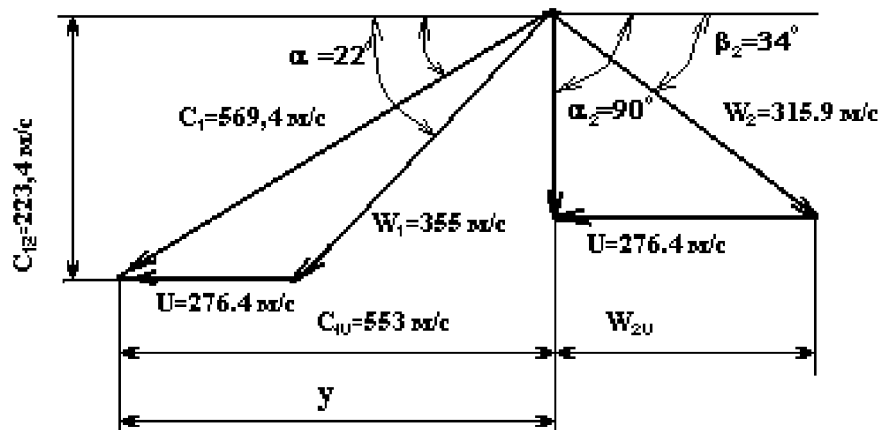


Рисунок 13. Трикутник швидкостей.

Побудову трикутника швидкостей робимо в масштабі $5\text{ м/с} = 1\text{ мм}$.

Із трикутника швидкостей відносна швидкість $W_1 = 355\text{ м/с}$

Для перевірки W_1 можна розрахувати по формулі :

$$W_1 = \sqrt{(C_1)^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos(\alpha_1)} = \sqrt{596.5^2 + 276.4^2 - 2 \cdot 596.5 \cdot 276.4 \cdot \cos(22^\circ)} = 355.5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Похибка складає:

$$\Delta W = \frac{355.5 - 355}{355.5} \cdot 100 \frac{0}{0} = 0.14 \frac{0}{0}$$

Графічно визначаємо кут $\beta_1 = 38^\circ$.

Перевірка значення кута β_1 :

$$C_{1z} = C_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 596.48 \cdot \sin(22^\circ) = 596.48 \cdot 0.375 = 223.4 \text{ м/с}$$

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 596.48 \cdot \cos(22^\circ) = 596.48 \cdot 0.927 = 553.0 \text{ м/с}$$

$$\text{tg}(\beta_1) = \frac{C_{1z}}{C_{1u} - U} = \frac{223.4}{553 - 276.52} = 0.801$$

$$\beta_1 = 38.9^\circ$$

Похибка складає :

$$\Delta \beta_1 = \frac{38.9 - 38}{38.9} \cdot 100 \% = 2.3 \%$$

При симетричному розташуванні робочих лопатей

$$\beta_2 = \beta_1 - (2 \div 12) = 38^\circ - 4^\circ = 34^\circ$$

По графіку (рисунок 6) визначаємо коефіцієнт ψ , який складає при сумі

$$\beta_1 + \beta_2 = 38^\circ + 34^\circ = 72^\circ$$

$$\psi = 0.89$$

Тоді відносна швидкість буде :

$$W_2 = \psi \cdot W_1 = 0.89 \times 355 = 315.95 \text{ м/с}$$

Перевірка :

$$W_{2u} = - W_2 \cdot \cos \beta_2 = 315.95 \cdot \cos 34^\circ = 315.95 \cdot 0.829 = 261.93$$

$$C_{2u} = - W_{2u} + U = - 261.93 + 276 = 14.5 \text{ м/с}$$

$$C_{2z} = W_2 \sin \beta_2 = 315.95 \cdot \sin 34^\circ = 315.95 \cdot 0.559 = 176.67 \text{ м/с}$$

$$C_2' = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2z}^2} = \sqrt{14.5^2 + 176.67^2} = 177.27 \text{ м/с}$$

По трикутнику $C_2 = 177.5\text{ м/с}$ (рисунок 3).

$$\sin \alpha_2 = \frac{C_2'}{C_2} = \frac{177.27}{177.5} = 0.998$$

$$\arcsin(0.998) = 90^\circ$$

Із графіка $\alpha_2 = 90^\circ$

3.3. Визначення коефіцієнта корисної дії (ККД) на колі колеса по трикутнику швидкостей

По рисунку 3 трикутника швидкостей визначаємо :

$$\eta_u = \eta_{ол} = 2 \cdot \varphi^2 \cdot (U/C_1) \cdot (Y/C_1), \%$$

по рисунку 13 трикутника швидкостей визначаємо

$$y = (C_1 \cdot \cos(\alpha_1) + C_2 \cdot \cos(\alpha_2)) = (C_{1u} + C_{2u}) = 553 + 0 = 553 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\eta_{ол} = \left(2 \cdot 0.932^2 \cdot \frac{276.5 \cdot 553}{596.48^2} \right) = 74.6$$

3.4. Визначення втрат теплової енергії у проточній частині турбіни

Втрати тепла в соплах :

$$h_c = h_0(1 - \varphi^2) = (i_1 - i_2)(1 - \varphi^2) = (3330 - 3125)(1 - 0.932^2) = 26.9 \text{ кДж/кг}$$

Втрати тепла в каналах робочих лопатей

$$h_l = (1 - \psi^2) \cdot \frac{(W_1)^2}{2 \cdot 1000} = (1 - 0.89^2) \cdot \frac{355^2}{2 \cdot 1000} = 13.10 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Втрати тепла з вихідної швидкістю

$$h_{вс} = \frac{(C_2)^2}{2 \cdot 1000} = 15.70 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

3.5. Визначення ККД на колі колеса по балансу втрат

Коефіцієнт корисної дії (ККД) на колі колеса по балансу

$$\eta_u = \eta_{ол} = \frac{h_u}{h_0} = \frac{\Delta h_0 - (h_c + h_l + h_{вс})}{h_0} = \frac{205 - (26.9 + 13.10 + 15.70)}{205} = 0.728$$

$$\Delta h_0 = i_1 - i_2 = 3330 - 3125 = 205 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\eta_u = \eta_{oi} = 72.8 \%$$

Похибка складає :

$$\Delta \eta_{oi} = \frac{74.6 - 72.8}{74.6} \cdot 100 \% = 2.4 \%$$

По розрахункам втрат виконуємо графік теплового процесу (розділ 2,5)

3.6. Визначення відносного внутрішнього ККД проточної частини турбіни

Втрати енергії тертя на вентиляцію

$$h_{тр.в.} = \xi \Delta h_0 = 0.02 \cdot 205 = 4.1 \text{ кДж/кг}$$

Втрати від витікання пари через зазори та щілини можна прийняти одного порядку з втратами тепла на тертя та вентиляцію

$$h_{ут} = h_{тв} = 4.1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Використаний теплоперепад в робочій частині турбіни для сухої пари

$$h_i = \Delta h_0 - (h_c + h_l + h_{вс} + h_{тв} + h_{ут})$$

$$h_i = 205 - (26.90 + 13.10 + 4.10 + 4.10 + 15.70)$$

Відносний внутрішній ККД всієї турбіни для сухої пари

$$\eta_{oi}^T = \frac{h_i}{H_0} = \frac{141,1}{250} = 56,11 \%$$

$$H_0 = i_0 - i_{2k} = 3370 - 3120 = 250 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

3.7 Розрахунок проточної частини

Для перегрітої пари ($k = 1,3$) критичне відношення тисків $\beta_{кр} = P_2/P_{кр} = 0.546$

По даним $\beta = P_2/P_1 = 0.525$, тоді $\beta < \beta_{кр}$ вибираємо розширене сопло Лавалля

Витрати пари через турбіну

$$M_{cek} = \frac{N_3}{H_0 \cdot \eta_{oi}^T \cdot \eta_m \cdot \eta_3}$$

Витрати пари за годину

$$M_r = M_{cek} \cdot 3600 = 7263.3 \quad \frac{\text{кг}}{\text{г}} = 7,3 \quad \frac{\text{т}}{\text{г}}$$

Питома витрата пари на 1 кВт / годину

$$d_3 = \frac{3600}{\eta_{мех} \cdot \eta_3 \cdot \Delta h_0} = \frac{3600}{0.93 \cdot 0.95 \cdot 205} = 19.87 \quad \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{г}}$$

Площа мінімального перерізу соплової решітки

$$f_{min} = \frac{M_{cek}}{0.65 \cdot \sqrt{\frac{P_1}{V_1}}} = \frac{2.018}{0.65 \cdot \sqrt{\frac{14.4 \cdot 10^5}{0.18}}} = 10.9 \text{ см}^2$$

Площа вихідного перерізу соплової решітки у площині , перпендикулярної напрямку потоку

$$f_1 = M_{cek} \cdot \frac{V_3}{C_1} = 2.018 \cdot \frac{0.35}{596.4} = 11.84 \text{ см}^2$$

Приймаємо , що сопло в перерізі А - А (рисунок 11 - 12) має ширину

$b = l_c = l_1$, тоді площа вихідного перерізу кожного сопла буде

$$f'_1 = l_c \cdot b = l_c^2 = 100 \text{ мм}^2 = 1 \text{ см}^2$$

Тоді число сопел буде

$$z = \frac{f_1}{f'_1} = \frac{11.84 \cdot 10^2}{100} = 11.8 \text{ сопел}$$

Закругляємо до цілого числа $z = 12$ сопел , тоді шаг між соплами

$$t_c = \frac{b_c}{\sin(\alpha_1)} + s = \frac{10}{\sin(22)} + 4 = 30.7 \text{ мм}$$

Бажано $t_c = 30 - 50$ мм , приймаємо $t_c = 31$ мм коефіцієнт стиску

$$\tau_c = \frac{t_c - s}{t_c} = \frac{31 - 4}{31} = 0.87$$

звичайно $\tau_c = 0.72 \div 0.88$

Ширина сопла в мінімальному перерізі

$$b_{\min} = \frac{f_{\min}}{l_c \cdot z} = \frac{10.9 \cdot 10^2}{10 \cdot 12} = 9.08 \text{ мм}$$

Довжина розширеної частини сопла

$$a = \frac{b - b_{\min}}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{10 - 9.08}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{10}{2}\right)} = 5.25 \text{ мм}$$

де кут $\gamma = 6 \div 12^\circ$

Степінь порціональності ступені

$$\varepsilon = \frac{t_c \cdot z}{\pi \cdot d} = \frac{31 \cdot 12}{3.14 \cdot 332} = 0.356$$

Висота лопаті робочого колеса на вході

$$l_{л1} = l_c + (1.5 - 3 \text{ мм}) = 10 + 2 = 12 \text{ мм}$$

Вихідна висота лопаті робочого колеса

$$l_{л2} = \frac{V_5 \cdot M_{\text{cek}}}{\tau_{л} \cdot \pi \cdot d_{\text{cp}} \cdot \varepsilon \cdot W_2 \cdot \sin \beta_2} = \frac{0.38 \cdot 2.018}{0.9 \cdot 3.14 \cdot 0.332 \cdot 0.356 \cdot 315.95 \cdot \sin 34^\circ} = 0.0129 \text{ м} = 1.29 \text{ см}$$

Приймаємо по рисунку радіуси закруглення

$$r_{л} = 0.9 \quad r = 10 \text{ мм} \quad r_1 = 5 \text{ мм}$$

$$l = \frac{2 \cdot r \cdot \cos(\beta_{л1})}{0.9} = \frac{2 \cdot 10 \cdot \cos(42)}{0.9} = 16.5 \text{ мм}$$

де $\beta_{л1} = \beta_1 + (2 \div 5^\circ) = 38 + 4 = 42^\circ$

Прямолінійна частина вихідного крайка 0,1b.

Відстань лопаті в освітленні

$$t_{л} = \frac{0.9 \cdot b}{2 \cdot \sin(2 \cdot \beta_{л1})} = \frac{0.9 \cdot 16.5}{2 \cdot \sin(2 \cdot 42)} = 8.295 \text{ мм} = 8.3 \text{ мм}$$

Товщину крайка лопаті приймаємо

$$S_1 = S_2 = 1 \text{ мм}$$

Відстань лопатей між собою

$$t_{л1} = t_{л} + S = 8.3 + 1 = 9.3 \text{ мм}$$

Число лопатей робочого колеса

$$z = \frac{\pi \cdot d}{t_{л1}} = \frac{3.14 \cdot 352}{9.3} = 118.9 = 119 \text{ шт}$$

Округляємо до цілого числа і уточнюємо відстань між лопатями

$$t_{л1} = \frac{\pi \cdot d}{z} = \frac{3.14 \cdot 352}{119} = 9.292 \text{ мм} = 9.3 \text{ мм}$$

3.8. Визначення дійсної потужності

Вплив вологості оцінюється виразом (дивись 2.8)

$$\eta_u^{вн} = \chi_{cp} \eta_u$$

В даному розрахунку тиск на виході $P_{2u} = 7$ бар , що вище лінії вологості пари (дивись рисунок 10). Тому внутрішній відносний ККД розраховуємо тільки для сухої пари

$$\eta_{oi} = \frac{\Delta h_0 - (h_c + h_l + h_{вс} + h_{тв} + h_{ут})}{\Delta h_0} = \eta_u - \frac{h_{тв} + h_{ут}}{\Delta h_0}$$

$$\eta_{oi} = 0,725 - \frac{4,1 + 4,1}{205} = 0,688$$

$$\eta_{oi} = 68,8\%$$

Відносний ефективний ККД турбіни

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \cdot \eta_m = 0,688 \cdot 0,93 = 0,6398$$

$$\eta_{oe} = 63,98 \%$$

Визначаємо дійсну потужність на валу турбіни

$$N_e = M_{сек} \cdot h_o \cdot \eta_{oe} = 2,018 \cdot 205 \cdot 0,6398 = 264 \text{ кВт}$$

По даним розрахунку виконується ескіз проточної частини турбіни

Додаток А.

Варіанти завдань до розрахунку робочого колеса нагнітача

Таблиця 1 - Характеристики одноступеневих відцентрових насосів типу К

Варі- ант	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1 Подача, V , $\text{м}^3/\text{ч}$	6	10	16	17	20	30	40	54	65
2 Напір на виході, $H_{\text{вих}}$, м , кПа	6	17	18	17	30	33	58	58	45
3 Напір на вході, кПа	12	12	12	10	10	12	8	11	10
4 Частота обертання, об/хв	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900
5 Механічний ККД	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93

Таблиця 1 - Продовження(1)

	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	90	100	122	80	126	130	170	180	198	220	240	250
2	35	26	30	26	19	20	24	17,5	22,5	33	30	28
3	12	11	13	9,8	10	11,5	10	9,9	10	11	12	8
4	2900	2900	2900	2900	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
5	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93

Таблиця 1 - Продовження(2)

	22	23	24	25	26
1	290	330	232	78	230
2	24	25	30	9,8	15
3	11	12	11	10	10
4	1450	1450	1450	2900	2900
5	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93

Додаток Б.

Варіанти завдань до розрахунку одноступеневої парової турбіни активного типу з протитиском.

Таблиця 2 - Вихідні данні одноступеневої турбіни

Варіант	1	2	3	4	5
1. Номінальна ефективна потужність, N_e , кВт	200	250	260	270	280
2. Частота обертів вала турбіни n , об/хв	14000	14000	13000	13000	13000
3. Тиск пари перед турбіною, P_0 , МПа	1,5	1,15	1,3	1,2	1,0
4. Тиск пари після турбіни, P_{2u} , МПа	0,18	0,1	0,11	0,14	0,11
5. Температура пари перед турбіною, $^{\circ}\text{C}$	300	280	300	280	300
6. Коефіцієнт втрати тиску на випускному патрубку, λ	0,05	0,03	0,03	0,04	0,05
7. Механічний ККД турбіни, η_m	0,985	0,98	0,99	0,985	0,99
8. Електричний ККД електрогенератора, $\eta_{\text{э}}$	0,95	0,96	0,97	0,93	0,95

Таблиця 2 - Продовження(1)

	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1.	290	300	310	320	330	340	350	360	370
2.	17000	16000	15000	14000	13000	13000	15000	15000	16000
3.	1,15	1,2	1,5	1,3	1,5	1,25	1,15	1,25	1,15
4.	0,13	0,2	0,15	0,11	0,16	0,12	0,15	0,2	0,14
5.	290	300	290	280	310	310	290	310	300
6.	0,06	0,05	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04
7.	0,985	0,98	0,985	0,99	0,98	0,985	0,98	0,99	0,98
8.	0,96	0,97	0,98	0,93	0,95	0,96	0,97	0,95	0,95

Таблиця 2 - продовження (2)

	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
1.	380	400	420	440	450	470	490	510	530	600	650	660
2.	17000	18000	19000	20000	21000	22000	21000	23000	19000	18000	20000	22000
3.	1,25	1,30	1,35	1,4	1,45	1,5	1,45	1,30	1,4	1,2	1,25	1,40
4.	0,12	0,15	0,13	0,2	0,15	0,18	0,12	0,11	0,14	0,11	0,12	0,11
5.	320	290	300	290	285	300	310	300	285	300	280	300
6.	0,03	0,05	0,04	0,06	0,05	0,05	0,04	0,06	0,03	0,04	0,03	0,04
7.	0,99	0,98	0,99	0,99	0,98	0,99	0,98	0,99	0,98	0,99	0,985	0,99
8.	0,96	0,98	0,96	0,97	0,95	0,96	0,97	0,98	0,97	0,95	0,96	0,97

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до самостійних домашніх
розрахункових робіт по курсу
“Нагнітачі та теплові двигуни”
для студентів напрямку навчання 6. 0905 “Енергетика”
спеціальності 7. 09.0510 “Промислова теплоенергетика”

Укладач Сахно Олександр Євгенович

Донецьк, ДОННТУ 2006 р.