

М. В. Калінкевич

**ПРОЕКТУВАННЯ
ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА
НА ОСНОВІ ХАРАКТЕРИСТИК
МОДЕЛЬНИХ СТУПЕНІВ**

Навчальний посібник

Рекомендовано вченою радою
Сумського державного університету

Суми
Сумський державний університет
2012

УДК 621.515:533.6

ББК 31.76я7

К 17

Рецензенти:

О. Р. Якуба - доктор технічних наук, професор Сумського національного аграрного університету;

О. Г. Гусак – кандидат технічних наук, доцент Сумського державного університету

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету

(протокол № 5 від 22.12.2011 р.)

Калінкевич М. В.

К 17 Проектування відцентрового компресора на основі характеристик модельних ступенів: навчальний посібник/ М. В. Калінкевич. – Суми: Сумський державний університет, 2012. – 80с.

Навчальний посібник призначений для вивчення студентами методу проектування відцентрового компресора на основі характеристик моделей. У посібнику наведена послідовність проектувального розрахунку відцентрового компресора, виконаний опис комп'ютерної програми для проектувального розрахунку і наведена інструкція для роботи з цією програмою.

Для студентів вищих навчальних закладів III-IV рівнів акредитації напрямів підготовки «Енергомашинобудування», «Енергетика», «Механіка».

УДК 621.515:533.6

ББК 31.76я7

© Калінкевич М.В., 2012

Сумський державний університет, 2012

ЗМІСТ

ВСТУП	С. 4
1 ВИЗНАЧЕННЯ БЕЗРОЗМІРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНІВ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА	5
1.1 Вихідні дані	5
1.2 Визначення кількості ступенів відцентрового компресора	5
1.3 Вибір безрозмірних параметрів ступенів компресора	7
1.4 Коректування значення колової швидкості робочого колеса	11
2 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ СТУПЕНІВ КОМПРЕСОРА	12
3 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕСОРА.....	15
3.1 Інструкція для роботи з комп'ютерною програмою	22
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	30
Додаток А Газодинамічні характеристики моделей ...	31
Додаток Б Термодинамічні процеси реальних газів ...	63
Додаток В Приклад проектування відцентрового компресора	68

ВСТУП

Відцентрові компресори застосовуються в численних енергоємних процесах підприємств газової, хімічної, машинобудівної, холодильної промисловості та в усіх видах транспорту.

Удосконалення технологічних процесів у зазначених галузях промисловості вимагає створення нових компресорів.

Методи, що базуються на використанні характеристик моделей, гарантовано забезпечують газодинамічні параметри компресора, що відповідають модельним. Проектування компресорів за такими методами може бути виконане в короткий термін.

Ці методи базуються на використанні теорії газодинамічної подібності. Слід пам'ятати, що практично проектування компресорів виконується на основі часткового моделювання.

Гарні результати забезпечуються при використанні методу універсального моделювання [1,2], але він потребує спеціального комп'ютерного забезпечення.

У цьому навчальному посібнику розглядається більш проста методика проектування. Для зручності виконання розрахунків у додатках посібника наведені газодинамічні характеристики модельних ступенів з [3].

Розрахунок розмірних характеристик компресора можна виконати за допомогою комп'ютерної програми, створеної студенткою Пономаренко О. І. Інструкція для роботи з програмою наведена у відповідному розділі.

1 ВИЗНАЧЕННЯ БЕЗРОЗМІРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНІВ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

1.1 Вихідні дані

- Вихідними даними для проектування компресора є:
- термодинамічні параметри газу;
 - відношення тисків на номінальному режимі $\Pi = p_{вих} / p_{вх}$;
 - об'ємна продуктивність на вході у компресор на номінальному режимі $\bar{V}_{вх}$;
 - тиск $p_{вх}$ і температура $T_{вх}$ газу на вході у компресор.

1.2 Визначення кількості ступенів відцентрового компресора

Для визначення кількості ступенів компресора Y результат розрахунку за формулою (1) округляється до найближчого цілого:

$$Y' = \frac{\Delta i}{\psi_{ісеп} \cdot u_2^2}, \quad (1)$$

де $\Delta i = i_{вих} - i_{вх}$ - різниця ентальпій на виході і вході у компресор; $\psi_{ісеп}$ - середній для ступенів компресора коефіцієнт внутрішнього напору; u_2 - колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса.

При використанні моделі ідеального газу різниця ентальпій визначається за формулою

$$\Delta i = c_p \cdot (T_{вих} - T_{вх}). \quad (2)$$

Для ідеального газу температура на виході з компресора визначається за умови, що процес стискання є політропним:

$$T_{вих} = T_{вх} \cdot \left(\frac{p_{вих}}{p_{вх}} \right)^{\frac{1}{\sigma}}, \quad (3)$$

де $\sigma = \frac{n}{n-1} = \eta_n \cdot \frac{k}{k-1}$; n - показник політропи; k - показник адіабати.

Властивості реального газу значно відрізняються від властивостей ідеального, тому розрахунок термічних і калоричних параметрів реального газу потрібно виконувати з використанням одного з рівнянь стану реального газу, наприклад, рівняння Загорученко або рівняння Бенедикта-Вебба-Рубіна [4,5].

Розрахунок теплофізичних властивостей газу за рівнянням Бенедикта-Вебба-Рубіна методом Лі-Кеслера можна виконати, використовуючи програму **DPG (eff)** [6].

Методика розрахунку теплофізичних властивостей реального газу наведена у додатку Б.

Середній для ступенів компресора коефіцієнт внутрішнього напору $\psi_{ісеп}$ береться залежно від того, характеристики яких моделей використовуються. Якщо це характеристики із [3], то значення $\psi_{ісеп}$ потрібно брати з діапазону 0,65 - 0,7.

Значення колової швидкості на зовнішньому діаметрі робочого колеса u_2 береться у першому наближенні з діапазону 250 - 300 м/с.

Оскільки при визначенні кількості ступенів виконується округлення, треба перерахувати значення колової швидкості.

Уточнене значення колової швидкості визначається за формулою

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i}{\psi_{icep} \cdot Y}}. \quad (4)$$

1.3 Вибір безрозмірних параметрів ступенів компресора

Вибір безрозмірних параметрів ступенів компресора виконується з використанням безрозмірних характеристик модельних ступенів. При цьому потрібно враховувати тип ступеня (всмоктувальний, проміжний або кінцевий).

Газодинамічні характеристики модельних ступенів наведені у додатку А. Для кожного ступеня характеристики наведені для трьох значень умовного числа Маха: криві 1 для $M_u = 0,6$; криві 2 - 0,79; криві 3 - 0,915.

Умове число Маха визначається за формулою

$$M_u = \frac{u_2}{a} = \frac{u_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}}. \quad (5)$$

При виборі безрозмірних параметрів ступенів компресора використовуються криві, значення числа Маха для яких найближчі до розрахункового значення M_u .

Перший ступінь. При виборі безрозмірних параметрів першого ступеня розглядаються характеристики всмоктувальних ступенів. При цьому виконуються такі правила:

- береться таке значення коефіцієнта витрати Φ_0 , при якому значення ККД є найбільшим;

- чим більшою є кількість ступенів, тим більші значення потрібно брати для коефіцієнта витрати першого ступеня;

- необхідно забезпечити значення коефіцієнта запасу з помпажу $k_n = \Phi_{номл} / \Phi_{ном} < 0,8$.

Для обраної характеристики фіксуються (записуються) значення коефіцієнта витрати Φ_{0l} , коефіцієнта політропного напору ψ_{nl} і політропного ККД η_{nl} на номінальному режимі. Також фіксується значення коефіцієнта витрати помпажу $\Phi_{номл}$.

Визначається значення коефіцієнта внутрішнього напору ψ_{il} за формулою

$$\psi_{il} = \frac{\psi_{nl}}{\eta_{nl}}. \quad (6)$$

Визначається значення коефіцієнта запасу з помпажу $k_{nl} = \Phi_{номл} / \Phi_{0l}$.

(Приклад проектування компресора наведений у додатку В. Для першого ступеня була вибрана характеристика моделі 2-0,25-0,060. У цьому прикладі параметри ступеня мають такі значення: $\Phi_{0l} = 0,07$;

$\psi_{nl}=0,48$; $\eta_{nl}=0,81$; $\Phi_{\text{помп}}=0,03$. Значення коефіцієнта запасу з помпажу $k_{nl}=0,43 < 0,8$ є прийнятним).

Другий ступінь. При виборі безрозмірних параметрів другого ступеня розглядаються характеристики проміжних ступенів за умови, що кількість ступенів у компресорі більша двох. Якщо компресор містить два ступеня, то розглядаються характеристики кінцевих ступенів.

Для другого та наступних ступенів одновального компресора порядок вибору безрозмірних параметрів є іншим, ніж для першого ступеня.

Спочатку визначається коефіцієнт витрати Φ_{0II} . З рівняння витрати випливає, що

$$\bar{V}_{0II} = \bar{V}_{0I} \cdot \frac{\rho_{0I}}{\rho_{0II}}. \quad (7)$$

Тоді

$$\Phi_{0II} = \frac{\Phi_{0I}}{\varepsilon}, \quad (8)$$

де $\varepsilon = \frac{\rho_{0II}}{\rho_{0I}}$ - відношення густин.

Відношення густин можна визначити за спрощеною методикою

$$\varepsilon = \Pi_{\text{ст}}^{1/n}, \quad (9)$$

де $P_{ст} = \sqrt[n]{P_k}$ - відношення тисків ступеня; $P_k = \frac{P_{вих}}{P_{вх}}$ -

відношення тисків компресора; n - показник політропи.

З характеристик відповідного типу (проміжних або кінцевих) вибирається така, що забезпечує найбільше значення ККД для визначеного за формулою (8) значення коефіцієнта витрати Φ_{0II} .

Для вибраної характеристики фіксуються (записуються) значення коефіцієнта політропного напору ψ_{nII} і політропного ККД η_{nII} для значення коефіцієнта витрати Φ_{0II} . Також фіксується значення коефіцієнта витрати помпажу $\Phi_{помпII}$. Визначається значення коефіцієнта внутрішнього напору ψ_{iII} за формулою, аналогічною формулі (6): $\psi_{iII} = \psi_{nII} / \eta_{nII}$. Визначається значення коефіцієнта запасу з помпажу k_{nII} .

(У прикладі проектування компресора, наведеному у додатку В, для другого ступеня була вибрана характеристика моделі 2-0,25-0,060. У цьому прикладі параметри ступеня мають такі значення: $\Phi_{0II} = 0,058$; $\psi_{nII} = 0,53$; $\eta_{nII} = 0,85$; $\Phi_{помпII} = 0,03$. Значення коефіцієнта запасу з помпажу $k_{nII} = 0,52 < 0,8$, що є прийнятним).

Третій і наступні ступені. Для третього і наступних ступенів безрозмірні параметри визначаються так само, як і для другого. Оскільки відношення тисків для усіх ступенів, як правило, є однаковими, то і відношення густин ε - однакові. Визначається коефіцієнт витрати Φ_{0III} та наступних ступенів:

$$\Phi_{0III} = \frac{\Phi_{0II}}{\varepsilon}, \quad \Phi_{0IV} = \frac{\Phi_{0III}}{\varepsilon} \text{ і т. ін.} \quad (10)$$

Фіксуються (записуються) значення коефіцієнтів витрати, коефіцієнтів політропного напору і політропних ККД для третього та наступних ступенів. Визначаються значення коефіцієнтів внутрішнього напору і значення коефіцієнтів запасу з помпажу.

1.4 Коректування значення колової швидкості робочого колеса

Значення вибраних коефіцієнтів внутрішнього напору для ступенів компресора відрізняються від значення середнього коефіцієнта внутрішнього напору $\psi_{ісер}$, тому потрібно виконати коректування значення колової швидкості робочого колеса.

Для цього обчислюється сума значень коефіцієнтів внутрішнього напору усіх ступенів компресора

$$\sum \psi_i = \psi_{i1} + \psi_{i2} + \dots + \psi_{iY}. \quad (11)$$

Тоді скоректоване значення колової швидкості визначається за формулою

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i}{\sum \psi_i}}. \quad (12)$$

Це значення колової швидкості використовується для визначення розмірів проточних частин ступенів компресора.

2 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ СТУПЕНІВ КОМПРЕСОРА

Схема проточної частини ступеня проміжного типу і його основні розміри показані на рисунку 1. Зазначені на рисунку розміри наведені у безрозмірному вигляді. Безрозмірні радіальні розміри отримуються діленням розмірів на зовнішній радіус робочого колеса r_2 . Безрозмірні ширини \bar{b}_2 , \bar{b}_3 , \bar{b}_5 отримуються діленням розмірів b_2 , b_3 , b_5 на зовнішній діаметр робочого колеса D_2 . Значення цих параметрів для модельних ступенів наведені у таблиці додатка А.

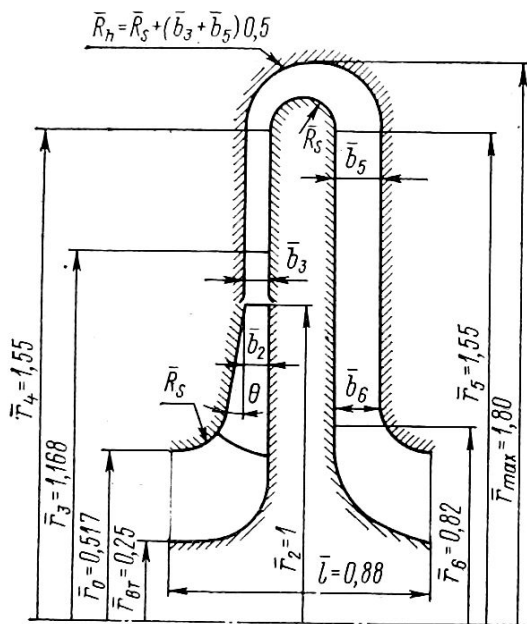


Рисунок 1 - Схема ступеня проміжного типу

Схема кільцевої камери ступеня кінцевого типу та її основні розміри показані на рисунку 2.

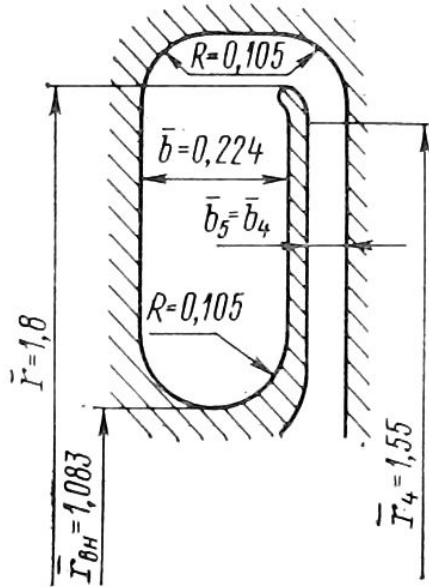


Рисунок 2 - Схема кільцевої камери ступеня кінцевого типу

Для визначення розмірів проточної частини ступеня потрібно знати значення коефіцієнта моделювання i . Розміри проточної частини ступеня отримуються шляхом множення безрозмірних розмірів на коефіцієнт моделювання.

Коефіцієнт моделювання дорівнює відношенню схожих розмірів компресора і моделі, наприклад, зовнішніх діаметрів робочих коліс:

$$i = \frac{D_2}{D_{2,mod}}. \quad (13)$$

Зовнішній діаметр робочого колеса визначається за формулою

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot \bar{V}_{ex}}{\pi \cdot u_2 \cdot \Phi_{0I}}}. \quad (14)$$

Кутова швидкість ротора визначається за формулою

$$\omega = \frac{2 \cdot u_2}{D_2}. \quad (15)$$

У формулах (14) і (15) використовується скоректоване значення колової швидкості u_2 , яке визначається за формулою (12).

Розміри проточних частин ступенів дозволяють виконувати конструювання компресора.

3 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕСОРА

Графічні залежності відношення тисків $\Pi = f(\bar{V})$, ККД $\eta_n = f(\bar{V})$ і потужності $N = f(\bar{V})$ від продуктивності називають розмірними характеристиками компресора.

Залежність відношення тисків від продуктивності називають напірною характеристикою.

Газодинамічні характеристики компресора дозволяють оцінювати його енергетичні і економічні властивості, прогнозувати значення продуктивності, тиску газу, споживаної потужності у процесі регулювання компресора під час його експлуатації.

На рисунку 3 наведені типові розмірні характеристики відцентрового компресора.

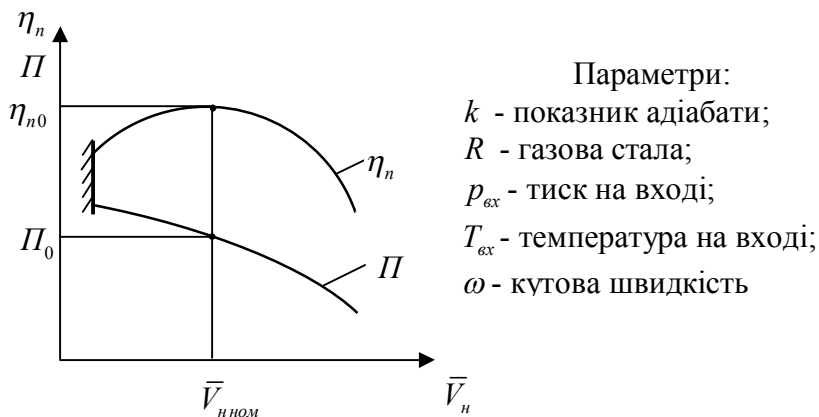


Рисунок 3 - Розмірні характеристики відцентрового компресора

Розмірні характеристики залежать від ряду параметрів: властивостей газу k і R ; тиску і температури на вході у компресор p_{ex} , T_{ex} ; кутової швидкості ротора ω . При зміні кожного із цих параметрів характеристики змінюються. Розмірні характеристики, як правило, визначаються для стандартних тисків і температур.

Безрозмірні характеристики менше залежать від зміни режимних параметрів. На рисунку 4 наведені безрозмірні характеристики відцентрового компресора.

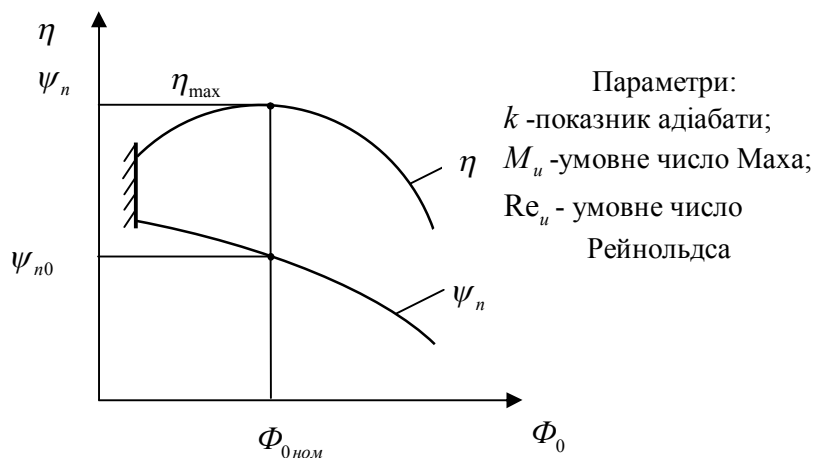


Рисунок 4 – Безрозмірні характеристики відцентрового компресора

Перерахування характеристик із безрозмірного у розмірний вигляд виконується на основі теорії газодинамічної подібності.

Розрахунки виконуються для 5-7 значень коефіцієнта витрати Φ_0 з діапазону $\Phi_{0\max} \dots \Phi_{0\min}$.

Значення коефіцієнтів витрати можна визначити за формулою

$$\Phi_{0i} = a_i \cdot \Phi_{0ном}, \quad (16)$$

де $a_i = 0,25 \cdot i + 0,25$; $i = 1, 2, 3, 4, 5$ - номер режиму.

Наприклад, для п'яти режимів ($i = 1 - 5$) значення a_i дорівнюють 0,5; 0,75; 1; 1,25; 1,5.

Послідовність розрахунку для одного режиму наведена далі.

Для відомого значення коефіцієнта витрати Φ_0 визначається об'ємна продуктивність на вході у компресор за формулою

$$\bar{V}_{ex} = \Phi_{0I} \cdot u_2 \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}. \quad (17)$$

Відношення тисків компресора Π_k визначається за формулою

$$\Pi_k = \Pi_I \cdot \Pi_{II} \cdot \dots \cdot \Pi_V, \quad (18)$$

де $\Pi_I, \Pi_{II}, \dots, \Pi_V$ - відношення тисків ступенів.

Відношення тисків ступеня визначається за формулою

$$\Pi = \left[1 + (k-1) \cdot \psi_i \cdot M_u^2 \right]^\sigma, \quad (19)$$

де $\sigma = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_n$.

Коефіцієнт корисної дії компресора визначається за формулою

$$\eta_n = \frac{\sum_Y \psi_n}{\sum_Y \psi_i} \quad (20)$$

З вибраної для першого ступеня газодинамічної характеристики визначаються значення коефіцієнтів політропного напору ψ_{ni} і політропного ККД η_{ni} для відповідних значень коефіцієнта витрати Φ_{0li} . Розраховуються значення коефіцієнтів внутрішнього напору ψ_i і умовних чисел Маха M_u . За формулою (19) визначаються значення Π_{li} .

Отримані значення газодинамічних параметрів заносяться у таблиці 1.

Таблиця 1- Газодинамічні параметри ступеня

Номер режиму		1	2	3	4	5	...
Коефіцієнт витрати	Φ_0						
Політропний ККД	η_n						
Коефіцієнт політропного напору	ψ_n						
Коефіцієнт внутрішнього напору	ψ_i						
Відношення тисків	Π						

Значення коефіцієнтів витрати другого і наступних ступенів визначаються за формулами, аналогічними формулам (8) і (9).

Спочатку визначаються відношення густин за формулою

$$\varepsilon_i = P_i^{1/n_i}. \quad (21)$$

Показник політропи визначається з рівняння

$$\frac{n_i}{n_i - 1} = \eta_{ni} \cdot \frac{k}{k - 1}.$$

Потім визначаються значення коефіцієнтів витрати другого ступеня

$$\Phi_{0\Pi i} = \frac{\Phi_{0\Pi i}}{\varepsilon_i}. \quad (22)$$

З вибраної для другого ступеня газодинамічної характеристики визначаються значення коефіцієнтів політропного напору ψ_{ni} і політропного ККД η_{ni} для відповідних значень коефіцієнта витрати $\Phi_{0\Pi i}$. Розраховуються значення коефіцієнтів внутрішнього напору ψ_i і умовних чисел Маха M_u . За формулою (19) визначаються значення $P_{\Pi i}$.

Аналогічно визначаються параметри наступних ступенів.

Отримані значення газодинамічних параметрів для всіх ступенів заносяться до таблиць.

Потім за формулами (18) і (20) визначаються значення відношень тисків і ККД компресора. За

результатами розрахунків можна побудувати розмірні характеристики відцентрового компресора.

Для розрахунку та побудови розмірних характеристик за допомогою комп'ютера розроблена програма «Розрахунок і побудова розмірних газодинамічних характеристик відцентрового компресора».

Для зручності розрахунків залежностей для ККД $\eta_n = f_1(\Phi_0)$ і для коефіцієнтів політропного напору $\psi_n = f_1(\Phi_0)$ визначаються у вигляді

$$y = a + bx + cx^2. \quad (23)$$

Значення коефіцієнтів a, b, c рівняння (23) знаходяться методом Крамера:

$$a = \frac{D_a}{D_k}; \quad b = \frac{D_b}{D_k}; \quad c = \frac{D_c}{D_k}, \quad (24)$$

де D_a, D_b, D_c, D_k - визначники системи рівнянь.

За такою схемою визначаються значення коефіцієнтів рівнянь $\eta_n = f_1(\Phi_0)$ і $\psi_n = f_1(\Phi_0)$ для всіх ступенів.

Значення коефіцієнтів політропного напору ψ_{ni} знаходяться за формулою

$$\psi_{ni} = a_{\psi} + b_{\psi} \cdot \Phi_{0i} + c_{\psi} \cdot \Phi_{0i}^2, \quad (25)$$

де $a_{\psi}, b_{\psi}, c_{\psi}$ - коефіцієнти рівняння $\psi_n = f_1(\Phi_0)$.

Значення політропного ККД η_{ni} знаходяться за формулою $\eta_n = f_1(\Phi_0)$:

$$\eta_{ni} = a_\eta + b_\eta \cdot \Phi_{0i} + c_\eta \cdot \Phi_{0i}^2, \quad (26)$$

де a_η, b_η, c_η - коефіцієнти рівняння $\eta_n = f_1(\Phi_0)$.

3.1 Інструкція для роботи з комп'ютерною програмою

Програма написана мовою C⁺⁺, має зручний інтерфейс. Для користувачів програма представлена у вигляді exe - файла, для роботи програми потрібна операційна система типу Windows 2000, XP, 7.

Після завантаження exe – файла відкривається перша сторінка програми (див. рис. 5).

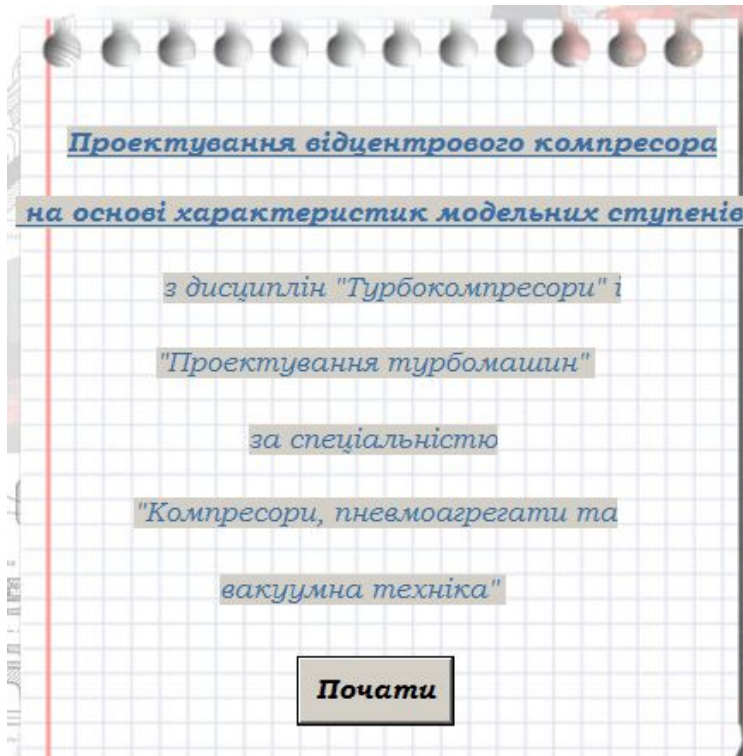


Рисунок 5 – Перше вікно програми

Для початку роботи треба натиснути кнопку «Почати». Відкривається вікно для програми для введення вихідних даних «Исходные данные» (рис. 6).

Програма для розрахунку і побудови розмірних газодинамічних характеристик відцентрового компр...

Шаг 1: Исходные данные Шаг 2 Шаг 3 Шаг 4 Шаг 5 Графики

1.1 Свойства газа и параметры потока

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение
Газовая постоянная	R	Дж/кг К	287
Показатель адиабаты	k	-	1,4
Давление газа на входе	P_1	МПа	0,1
Температура газа на входе	T_1	К	294

1.2 Геометрические и режимные параметры

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение
Диаметр рабочего колеса	D	м	0,5
Угловая скорость вращения ротора	ω	р/с	800
Усл. коэф. расхода 1-й ст. на ном.реж. Φ	Фном	-	0,07

1.3 Газодинамические параметры ступеней

Выберите количество ступеней для исследуемого компрессора

I ступень

	Обозначение	1-ый режим	2-ый режим	3-ый режим
Коэффициент расхода	Φ_0	0,05	0,07	0,095
Политропный КПД	η_n	0,78	0,81	0,65
Коэф. политропного напора	ψ_n	0,56	0,55	0,45

II ступень

	Обозначение	1-ый режим	2-ый режим	3-ый режим
Коэффициент расхода	Φ_0	0,035	0,055	0,075
Политропный КПД	η_n	0,8	0,84	0,67
Коэф. политропного напора	ψ_n	0,57	0,56	0,47

Начать расчет

Рисунок 6 – Вікно програми для введення вихідних даних

До таблиці 1.1 заносяться значення газової сталої R , показника адіабати k , тиску на вході у компресор p_{ex} , температури на вході у компресор T_{ex} .

До таблиці 1.2 заносяться значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 , колової швидкості обертання ротора ω , умовного коефіцієнта витрати першого ступеня на номінальному режимі Φ_{0I} .

У наступній рамці зазначається кількість ступенів компресора, що проектується. Максимальна кількість ступенів, яку можна задати у цій програмі, – 4.

Для кожного ступеня у відповідну таблицю заносяться значення коефіцієнтів витрати Φ_0 , політропного ККД η_n , коефіцієнтів політропного напору ψ_n для трьох режимів.

У програмі є захист від явних помилок при введенні вихідних даних.

Розрахунок виконується, якщо натиснути кнопку «Начать расчет» або кнопку «Шаг 2».

На рисунку 7 наведено вікно програми з результатами розрахунку коефіцієнтів рівнянь. У цьому вікні також надається інформація про методику визначення значень коефіцієнтів рівнянь $\eta_n = f_1(\Phi_0)$ і $\psi_n = f_1(\Phi_0)$.

Далі виконується розрахунок значень об'ємної продуктивності компресора на вході для п'яти режимів (рис. 8). Для цього треба натиснути кнопку «Шаг 3».

Натиснувши кнопку «Шаг 4», користувач отримує у вікні програми інформацію щодо методики розрахунку відношення тисків ступенів компресора (рис. 9), а також результати розрахунку для п'яти режимів. У таблицях наведені значення деяких допоміжних величин, які потрібні для визначення відношення тисків ступенів.

2. Определение коэффициентов уравнений

Зависимости для КПД $\eta = f(\Phi_0)$ и для коэффициентов напора $\psi = f(\Phi_0)$ находим в виде:

$$y = a + bx + cx^2 \quad (1)$$

Значения коэффициентов находятся методом Крамера:

$$a = Da / Dk; \quad b = Db / Dk; \quad c = Dc / Dk,$$

где Da, Db, Dc, Dk - определители системы уравнений

По этой схеме определяются значения коэффициентов для уравнений $\eta = f(\Phi)$ и $\psi = f(\Phi)$ для всех ступеней.

Значение коэффициентов для I ступени:

для уравнения $\eta = f(\Phi_0)$:

a	0,091
b	22,567
c	-175,55

для уравнения $\psi = f(\Phi_0)$:

a	0,313
b	8,833
c	-77,778

Значение коэффициентов для II ступени:

для уравнения $\eta = f(\Phi_0)$:

a	0,225
b	25,625
c	-262,5

для уравнения $\psi = f(\Phi_0)$:

a	0,395
b	8,5
c	-100

Рисунок 7 – Вікно програми з результатами розрахунку коефіцієнтів рівнянь

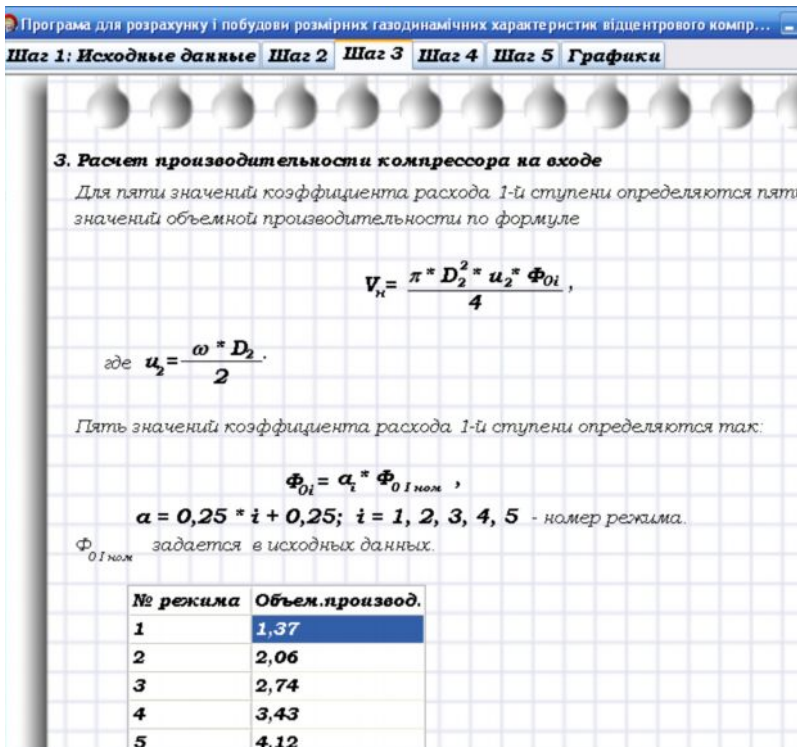


Рисунок 8 – Вікно програми з результатами розрахунку продуктивності компресора

Значення відношення тисків і ККД усього компресора визначаються на наступному, п'ятому кроці (рис. 10).

За результатами розрахунку виконується побудова графіків (рис. 11).

Приклад розрахунку наведений у додатку В.

4. Расчет отношений давлений первой ступени

Для 5 режимов работы компрессора (пять значений Φ) определяется 5 значений отношений давлений по формуле

$$\Pi = \left[1 + \psi_n \cdot u_2^2 \cdot \frac{k-1}{k \cdot R \cdot T_n \cdot \eta_n} \right]^\sigma \quad (2)$$

Значения коэффициента политропного напора ψ_n находятся по формуле

$$\psi_{ni} = a_\psi + b_\psi \cdot \Phi_{0i} + c_\psi \cdot \Phi_{0i}^2 \quad (3)$$

Здесь a_ψ, b_ψ, c_ψ - коэффициенты уравнения (1) для первой ступени. Значения политропного КПД η_n находятся по формуле

$$\eta_{ni} = a_\eta + b_\eta \cdot \Phi + c_\eta \cdot \Phi^2 \quad (4)$$

Здесь a_η, b_η, c_η - коэффициенты уравнения (1) для первой ступени. Показатель степени σ находится по формуле

$$\sigma = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_n \quad (5)$$

Для расчета параметров следующих ступеней нужно вычислить отношение плотностей.

Отношение плотностей для ступени $\varepsilon = \rho_i / \rho_n$ определяется по формуле

$$\varepsilon_i = \Pi_i^{1/n_i} \quad (6)$$

где n_i определяется из уравнения $\sigma_i = \frac{n_i}{n_i - 1}$. Значения σ_i определяются по формуле (5).

Д л л	№ режима	Π	ψ_{ni}	η_{ni}	σ_i	ε
1	1,267	0,526	0,665	2,33	1,145	
2	1,289	0,562	0,791	2,771	1,176	
3	1,283	0,55	0,81	2,836	1,175	
4	1,249	0,49	0,721	2,525	1,143	
5	1,189	0,382	0,525	1,837	1,082	

Рисунок 9 – Вікно програми з результатами розрахунку відношень тисків ступенів компресора

где $\Pi_I, \Pi_{II}, \Pi_{III}, \Pi_{IV}$ - отношение давления ступеней.

№ режима	Π
1	2,55
2	2,58
3	2,56
4	2,48
5	2,31

КПД компрессора на каком-либо режиме находится по формуле

$$\eta_{\kappa} = \frac{\sum \psi_n}{\sum \psi_n / \eta_n}$$

№ режима	η_{κ}
1	0,71
2	0,81
3	0,81
4	0,68
5	0,35

Построить графики

Рисунок 10 – Вікно програми з результатами розрахунку відношення тисків і продуктивності компресора

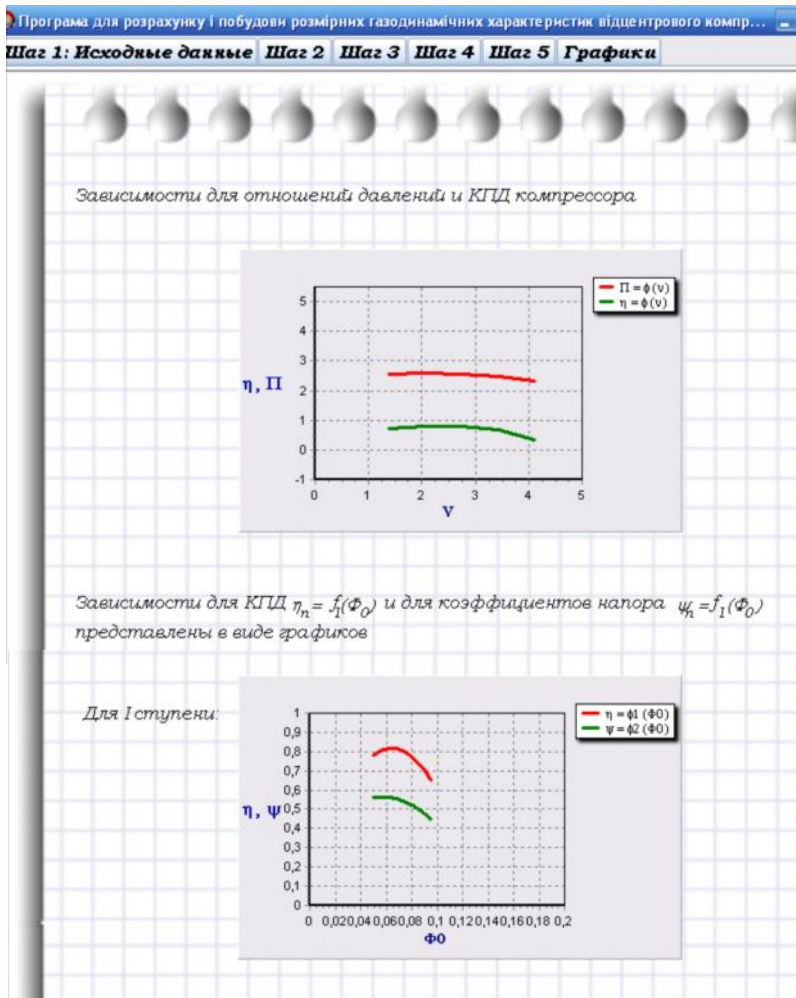


Рисунок 11 – Вікно програми з графіками

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Галеркин Ю.Б. Методы расчета, обработки экспериментальных данных и проектирования центробежных компрессоров промышленного назначения: учебное пособие / Ю.Б. Галеркин, Л.Я. Стрижак. – СПб.: Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, 2003. – 93 с.
2. Галеркин Ю.Б. Совершенствование метода универсального моделирования и развитие опыта оптимального газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров / Ю. Б. Галеркин // Компрессорная техника и пневматика. – 2007. – №3. – С. 10-13.
3. Селезнев К.П. Центробежные компрессоры / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
4. Рид Р. Свойства газов и жидкостей /Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – Л.: Химия, 1982. – 582с.
5. Игнатенко В.М. Анализ методов определения термодинамических свойств многокомпонентных газовых смесей / В.М. Игнатенко, Н.В. Калинкевич // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006.- №3 (5). - С. 82-87.
6. Калінкевич М.В. Варіантний розрахунок відцентрового компресора: навчальний посібник / М.В. Калінкевич. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 55 с.
7. Шульц Д. Политропический анализ центробежного компрессора / Д. Шульц // Энергетические машины и установки. – 1962. – № 1. – С. 87– 100.

Додаток А
(довідковий)
Газодинамічні характеристики відцентрових
модельних ступенів

У додатку наведені газодинамічні характеристики ступенів кафедри КВХТ СПбГПУ двох типів [3], використання яких дозволяє у відносно короткий термін спроектувати проточну частину відцентрового компресора.

Газодинамічні характеристики наведені для ступенів трьох типів: всмоктувального, проміжного або кінцевого.

Для кожного ступеня наведені залежності коефіцієнтів політропного напору ψ_n і політропного ККД η_n від коефіцієнта витрати Φ_{0l} для трьох значень умовних чисел Маха M_u . Криві 1, 2, 3 відповідають значенням M_u , які дорівнюють 0,6; 0,79; 0,915.

У таблиці А.1 наведені геометричні параметри модельних ступенів.

Ступені мають позначення, яке складається з чотирьох позицій. Цифра на першій позиції (1, 1а або 2) означає тип ступеня; число на другій позиції означає величину \bar{r}_{em} ; число на третій позиції означає величину b_2/D_2 ; число на четвертій позиції (наприклад, ЛД25) означає величину вхідного кута лопаток дифузора. Якщо на четвертій позиції літери та цифри відсутні, це означає, що дифузор – безлопатковий.

Ступені типів 1 і 1а відрізняються лише значенням кута нахилу покривного диска робочого колеса.

Ступені 1-го типу відрізняються від ступенів 2-го типу значеннями коефіцієнта напору. Ступені 1-го типу мають більші значення коефіцієнтів напору, ніж ступені

Продовження додатка А

2-го типу. Крім того, ступені 1-го типу є більш витратними, ніж ступені 2-го типу.

Таблиця А.1 – Геометричні параметри модельних ступенів

Тип ступеня	b_2/D_2	b_3/D_2	b_s/D_2	θ	R_s/D_2
1-0,25-0,06	0,06	0,06	0,0763	17°45'	0,059
1-0,25-0,044	0,044	0,044	0,0657	17°45'	0,059
1-0,25-0,03	0,03	0,03	0,0526	17°45'	0,059
1a-0,25-0,028	0,03	0,03	0,0526	14°40'	0,059
1a-0,25-0,028- ЛД25	0,028	0,0358	0,0526	14°40'	0,059
2-0,25-0,06	0,06	0,06	0,0657	11°44'	0,065
2-0,25-0,052	0,052	0,052	0,0605	11°44'	0,065
2-0,25-0,039	0,039	0,039	0,0473	11°44'	0,065
2-0,25-0,06- ЛД19	0,039	0,0468	0,0473	11°44'	0,065
2-0,25-0,06	0,028	0,028	0,0395	11°44'	0,065
2-0,25-0,06- ЛД19	0,028	0,0336	0,0395	11°44'	0,065

На рисунках А.1-А.11 наведені газодинамічні характеристики ступенів всмоктувального типу; на рисунках А.12-А.22 – проміжного типу; на рисунках А.23-А.33 – кінцевого типу.

Продовження додатка А

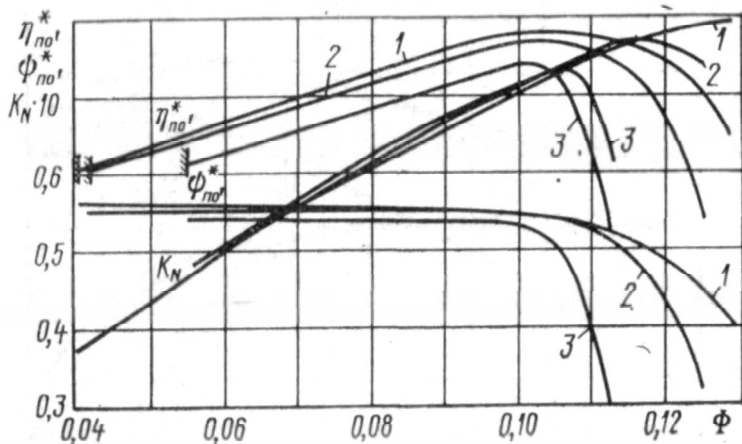


Рисунок А.1 – Характеристики ступеня всмоктувального типу 1-0,25-0,06

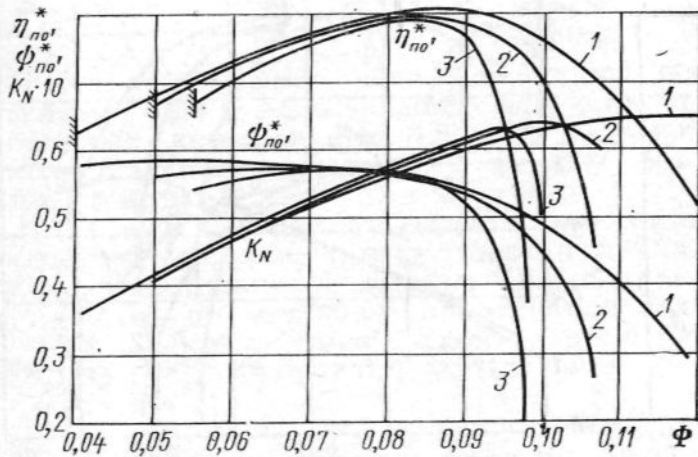


Рисунок А.2 – Характеристики ступеня всмоктувального типу 1-0,25-0,044

Продовження додатка А

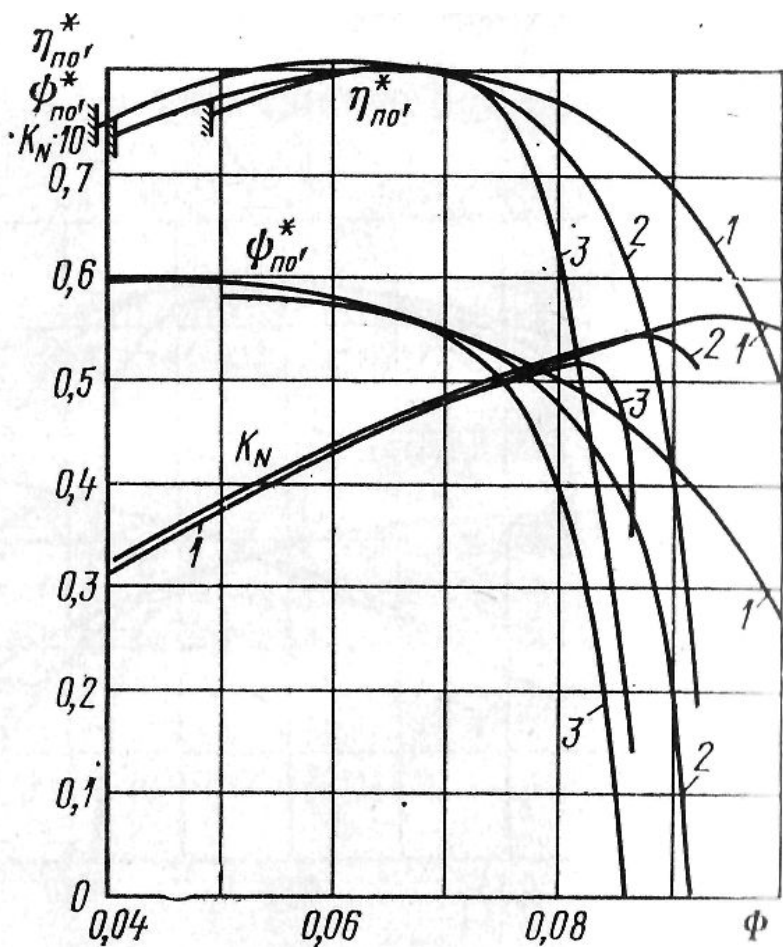


Рисунок А.3 – Характеристики ступеня всмоктувального типу 1-0,25-0,03

Продовження додатка А

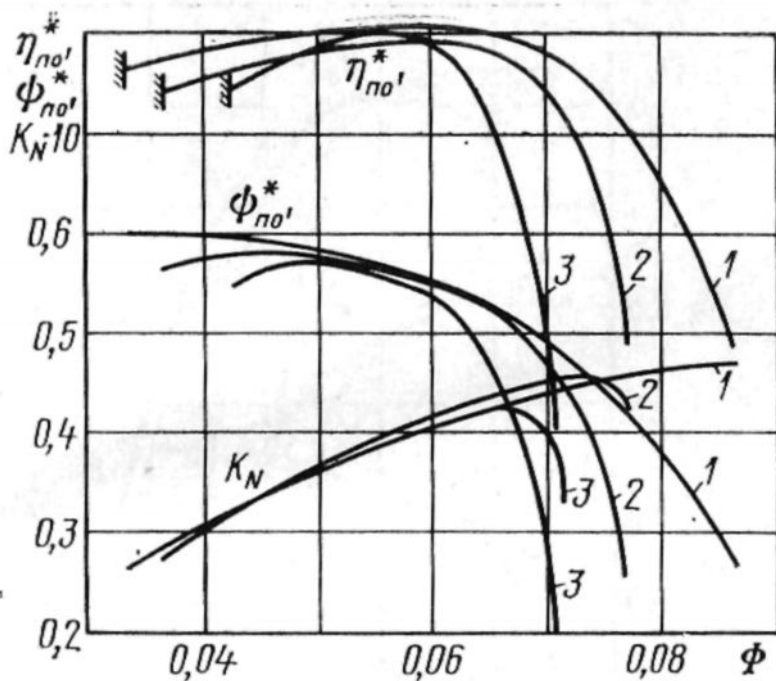


Рисунок А.4 – Характеристики ступеня всмоктувального типу 1а-0,25-0,028

Продовження додатка А

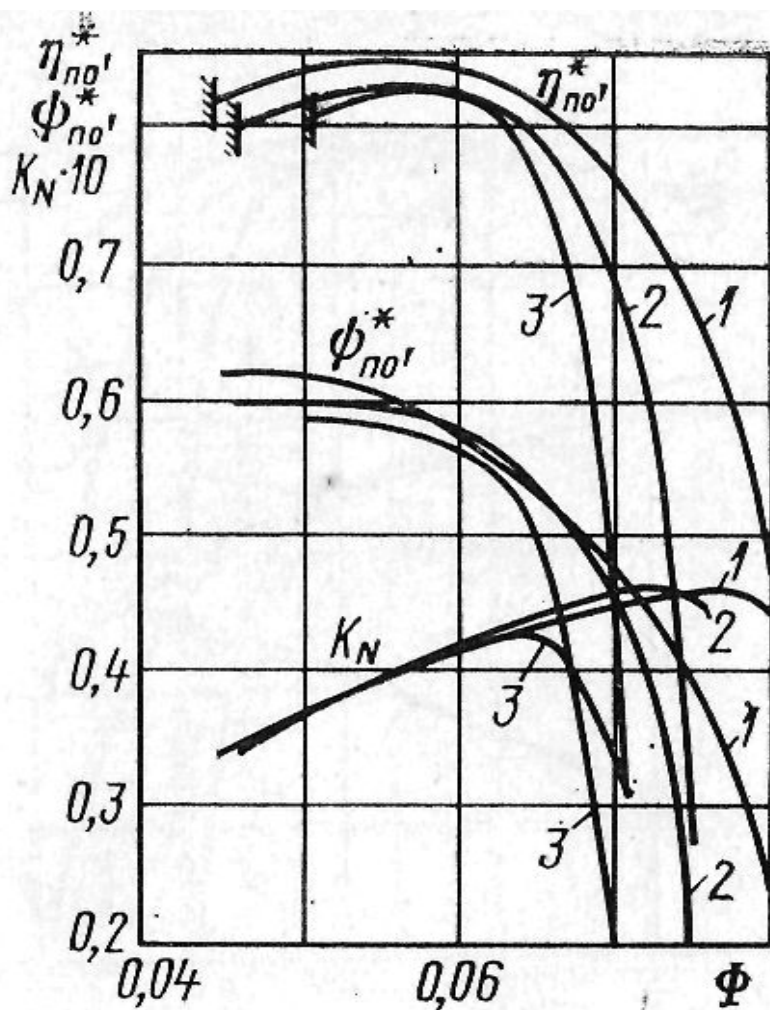


Рисунок А.5 – Характеристики ступеня всмоктувального типу 1а-0,25-0,028-ЛД25

Продовження додатка А

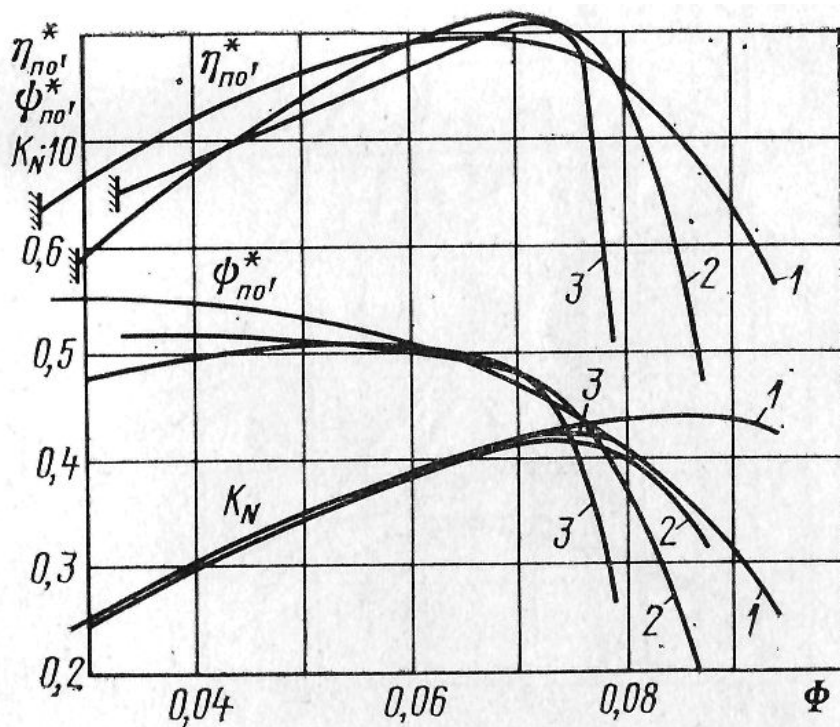


Рисунок А.6 – Характеристики ступеня
всмоктувального типу 2-0,25-0,06

Продовження додатка А

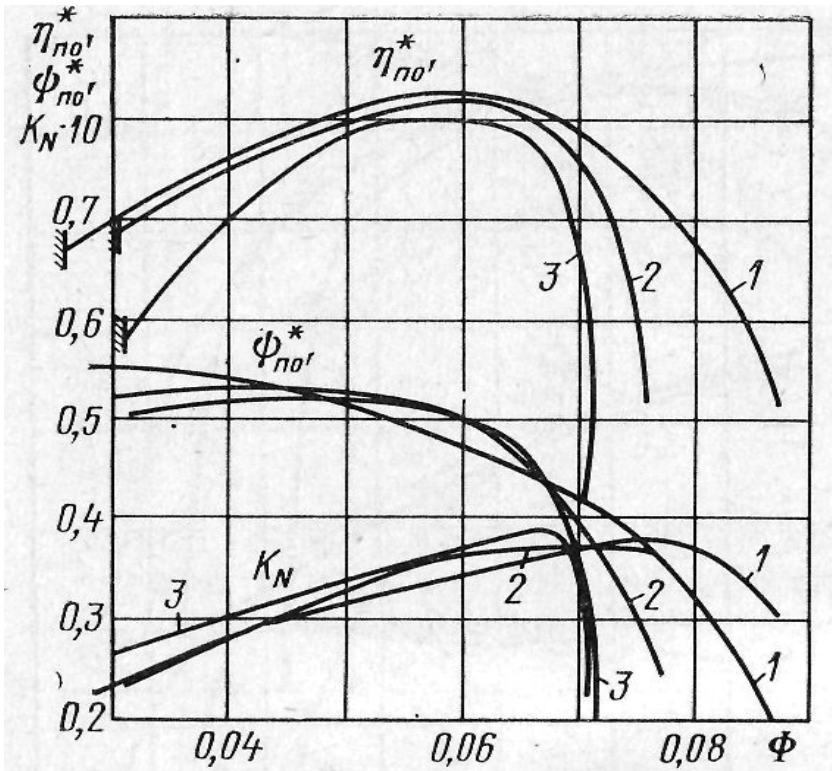


Рисунок А.7 – Характеристики ступеня всмоктувального типу 2-0,25-0,052

Продовження додатка А

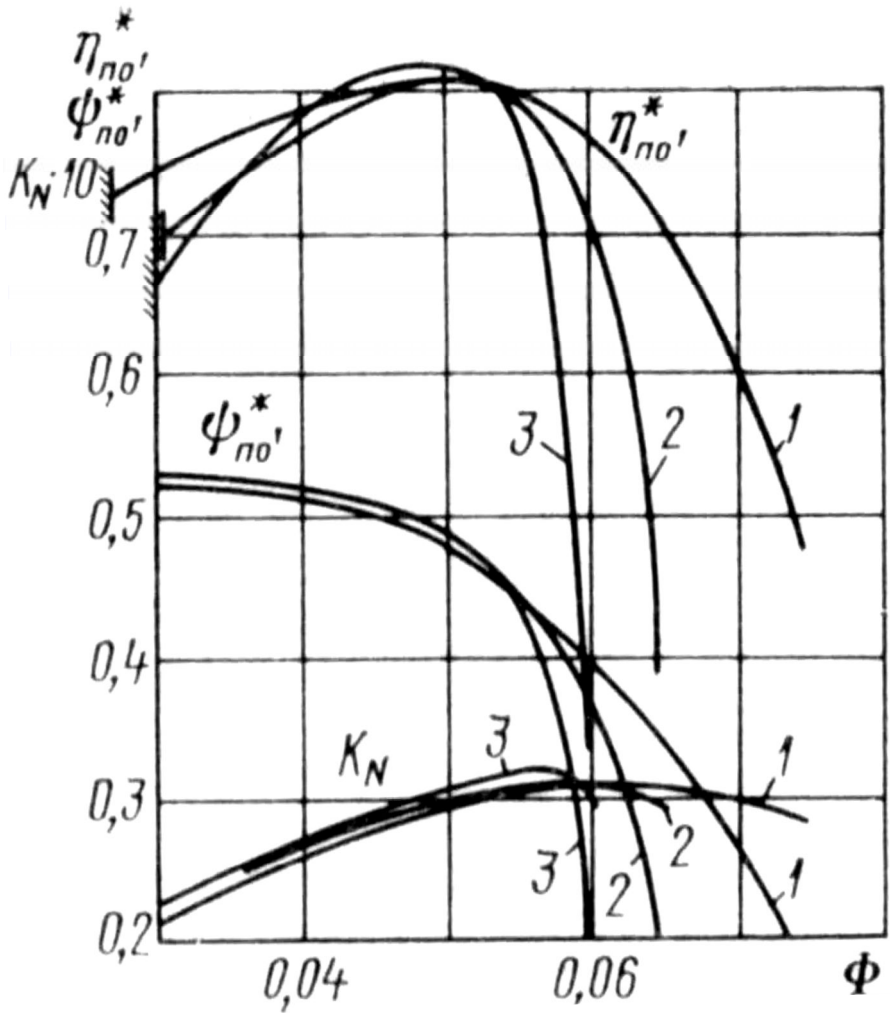


Рисунок А.8 – Характеристики ступеня всмоктувального типу 2-0,25-0,039

Продовження додатка А

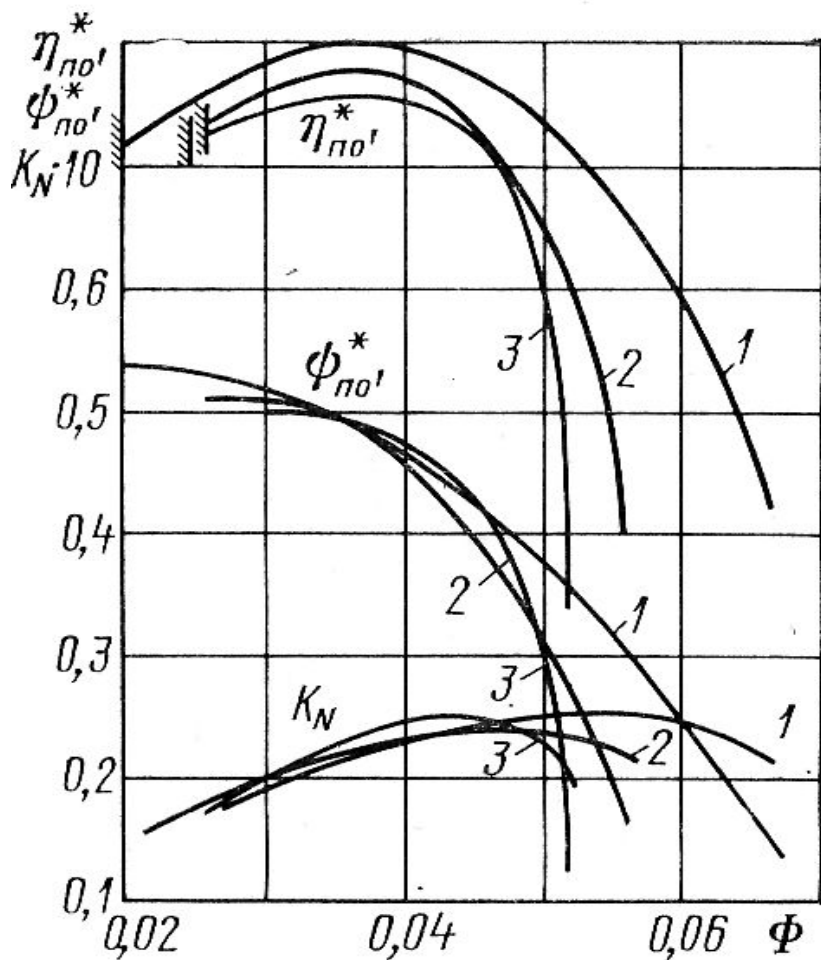


Рисунок А.9 – Характеристики ступеня
всмктувального типу 2-0,25-0,028

Продовження додатка А

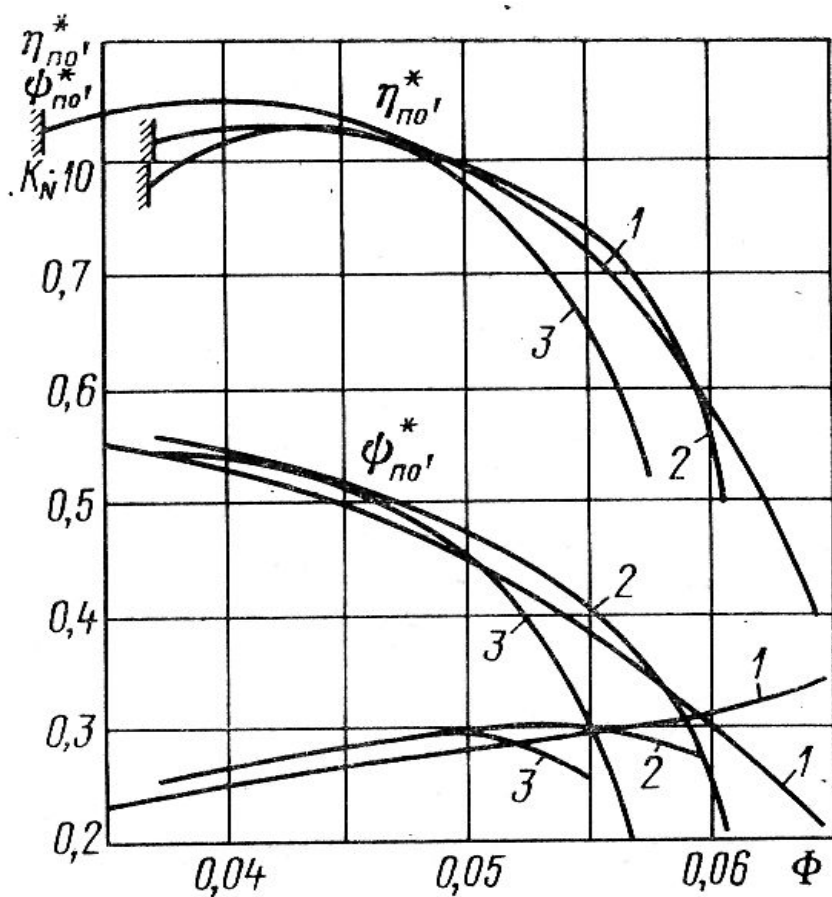


Рисунок А.10 – Характеристики ступеня всмоктувального типу 2-0,25-0,039-ЛД19

Продовження додатка А

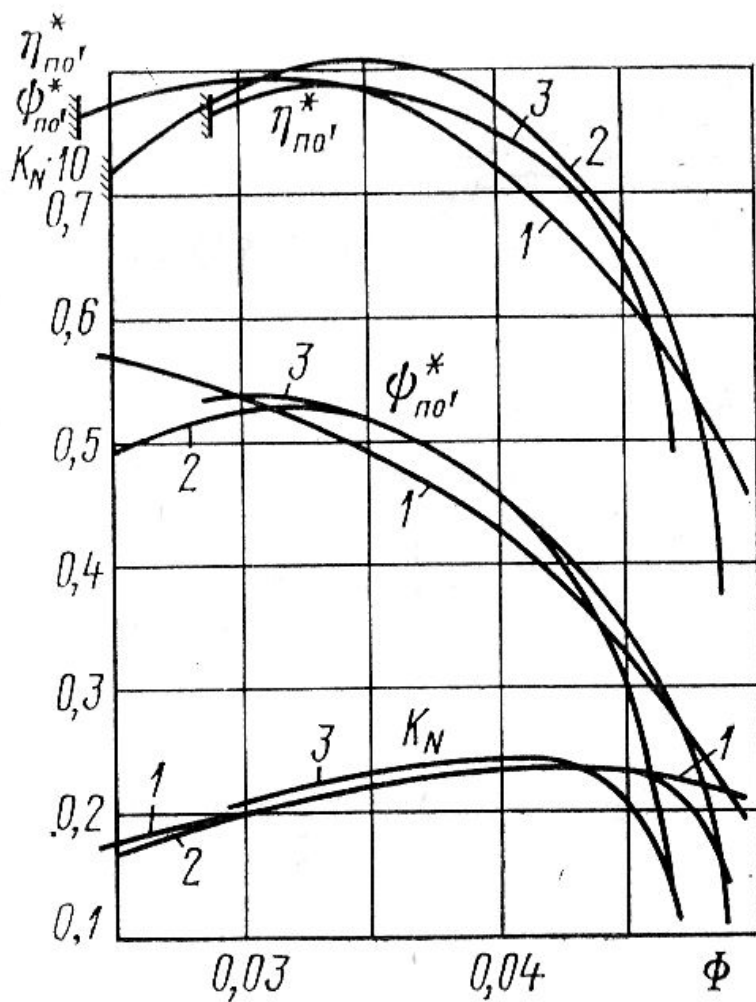


Рисунок А.11 – Характеристики ступеня всмоктувального типу 2-0,25-0,028-ЛД19

Продовження додатка А

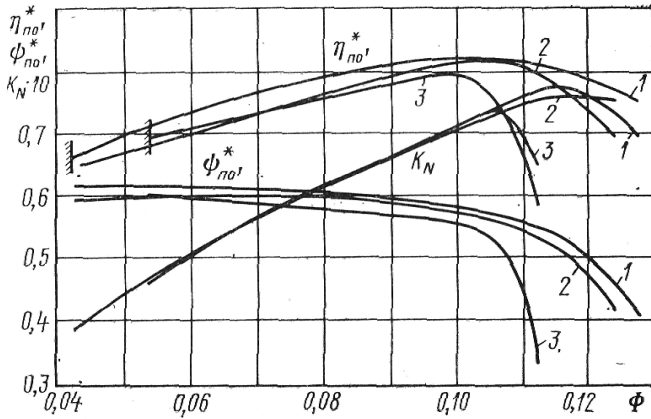


Рисунок А.12 – Характеристики ступеня проміжного типу 1-0,25-0,06

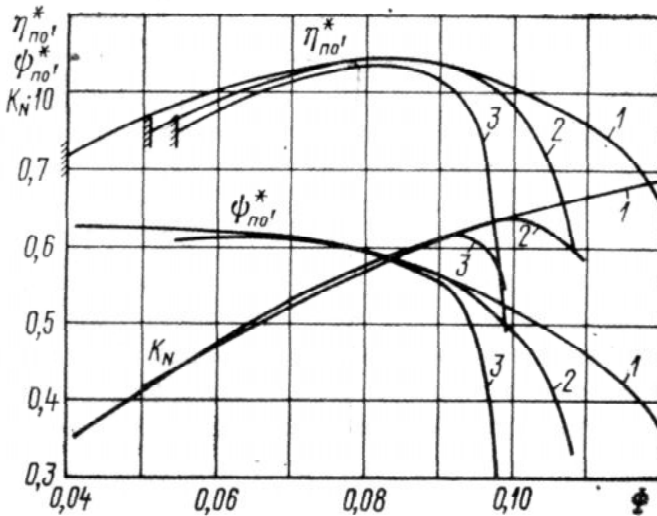


Рисунок А.13 – Характеристики ступеня проміжного типу 1-0,25-0,044

Продовження додатка А

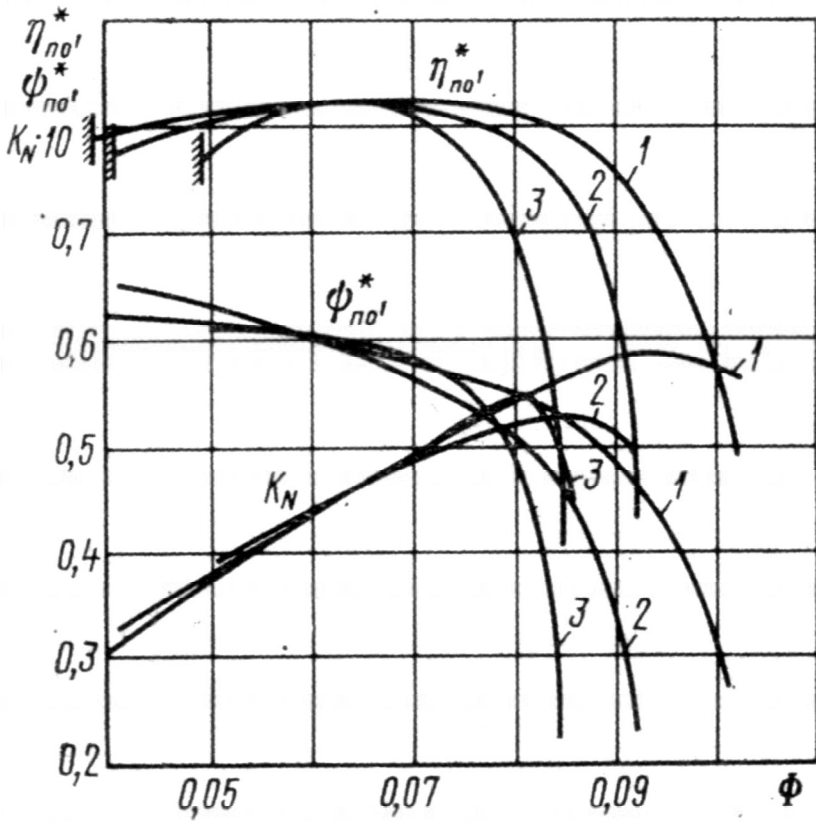


Рисунок А.14 – Характеристики ступеня проміжного типу 1-0,25-0,03

Продовження додатка А

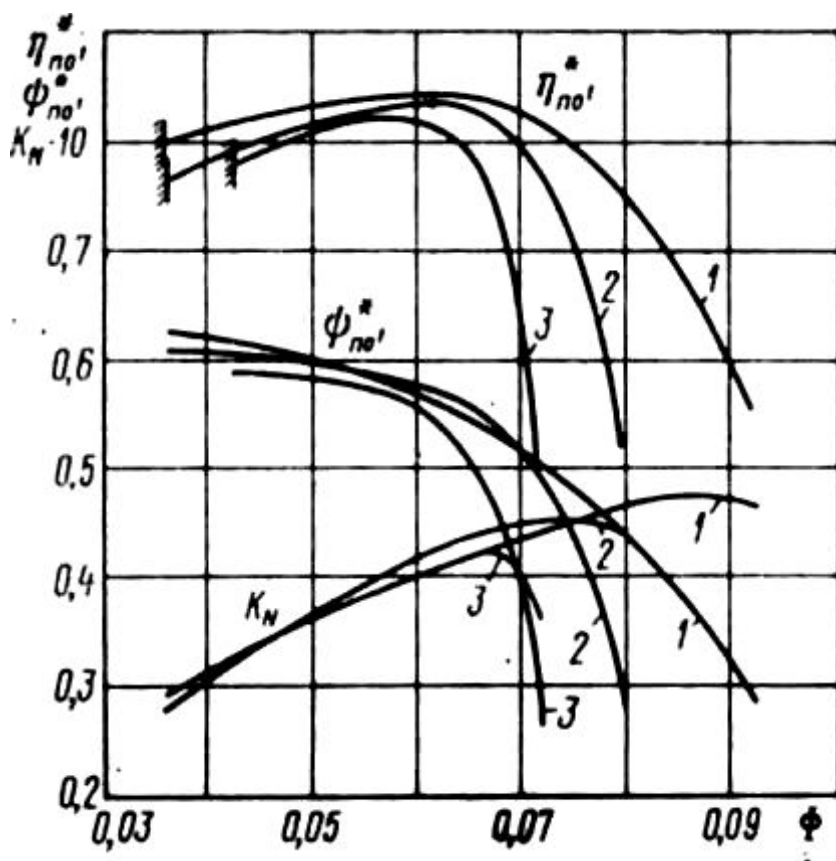


Рисунок А.15 – Характеристики ступеня проміжного типу 1a-0,25-0,028

Продовження додатка А

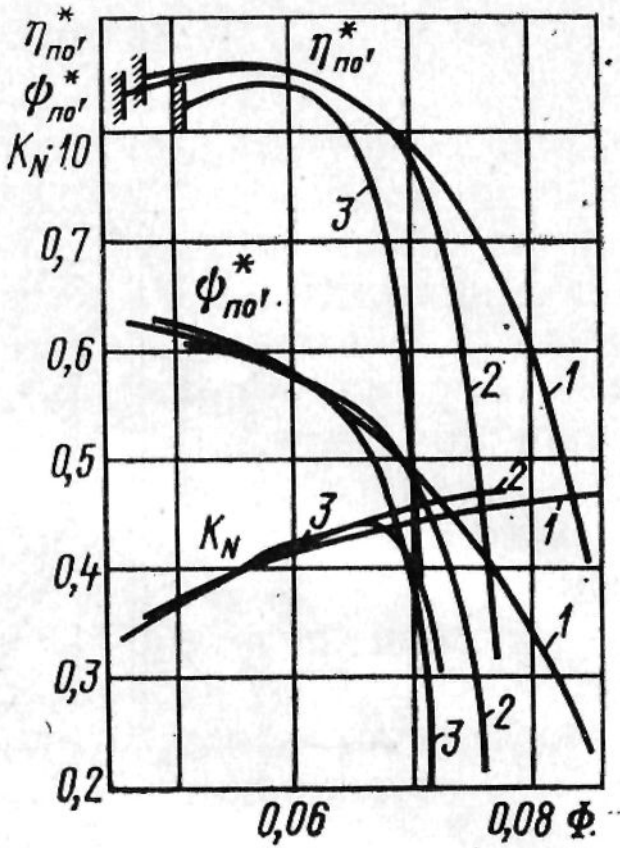


Рисунок А.16 – Характеристики ступеня проміжного типу 1а-0,25-0,028-ЛД25

Продовження додатка А

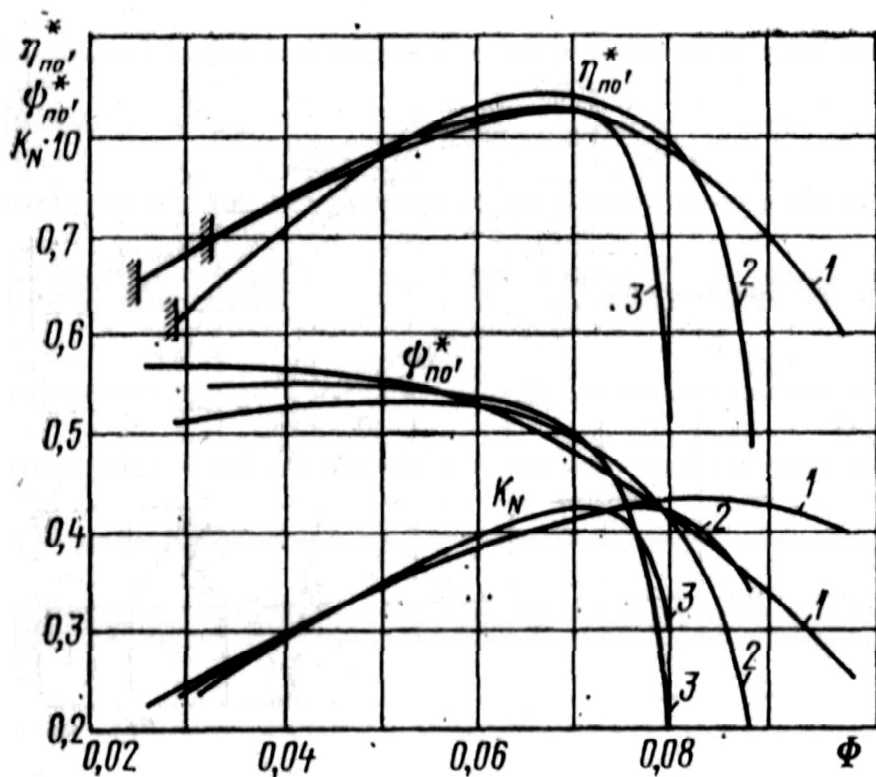


Рисунок А.17 – Характеристики ступеня проміжного типу 2-0,25-0,06

Продовження додатка А

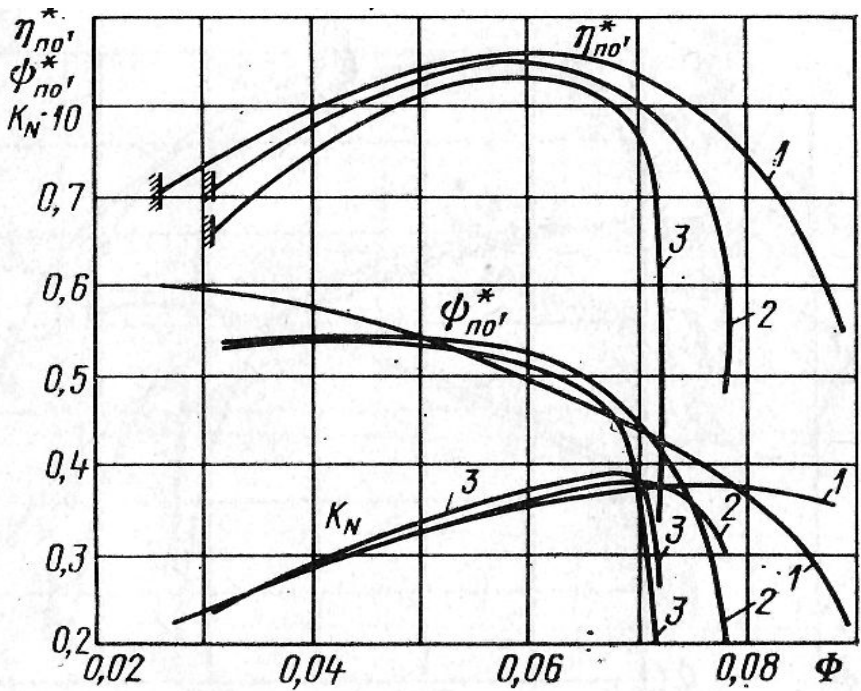


Рисунок А.18 – Характеристики ступеня проміжного типу 2-0,25-0,052

Продовження додатка А

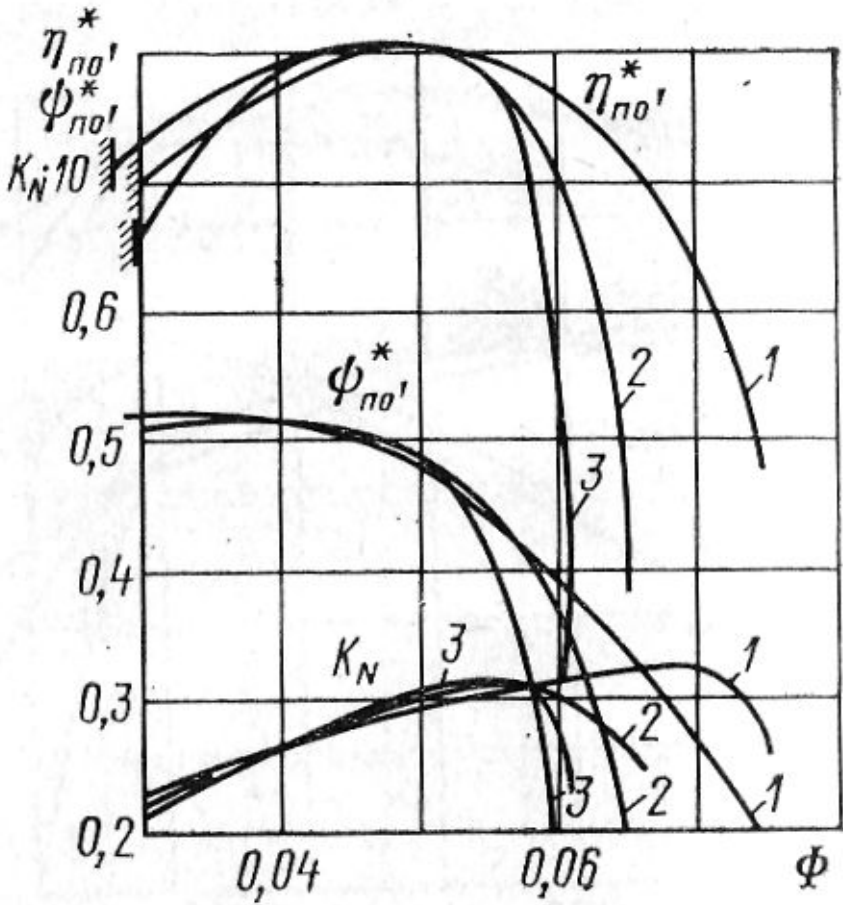


Рисунок А.19 – Характеристики ступеня проміжного типу 2-0,25-0,039

Продовження додатка А

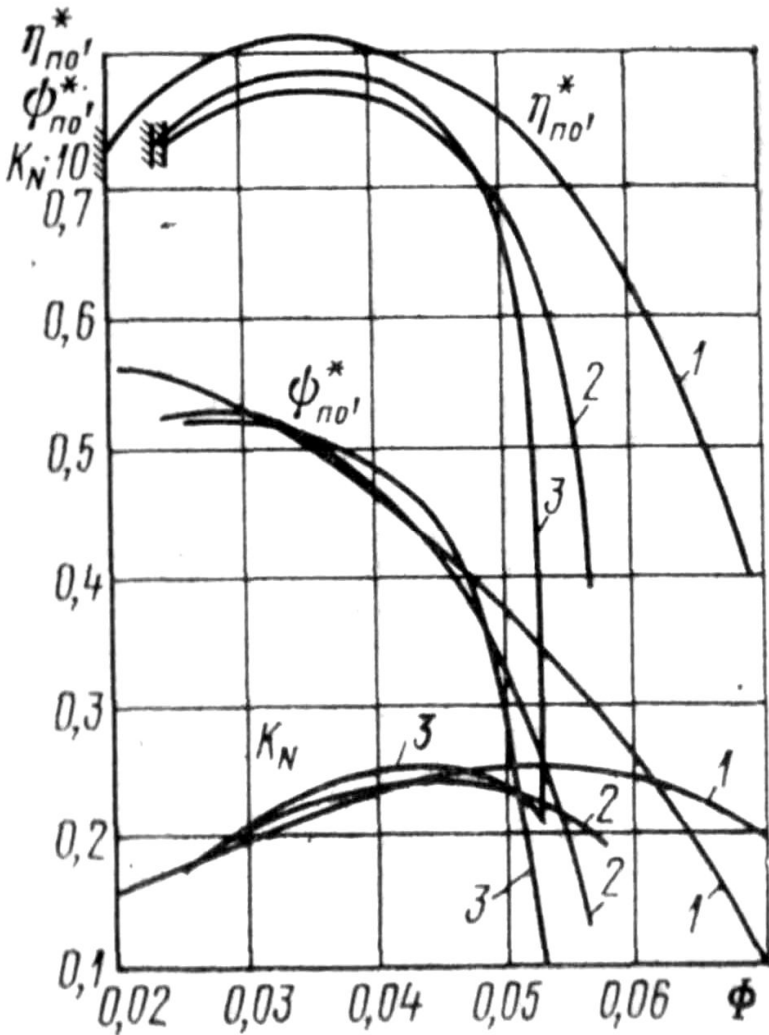


Рисунок А.20 – Характеристики ступеня проміжного типу 2-0,25-0,028

Продовження додатка А

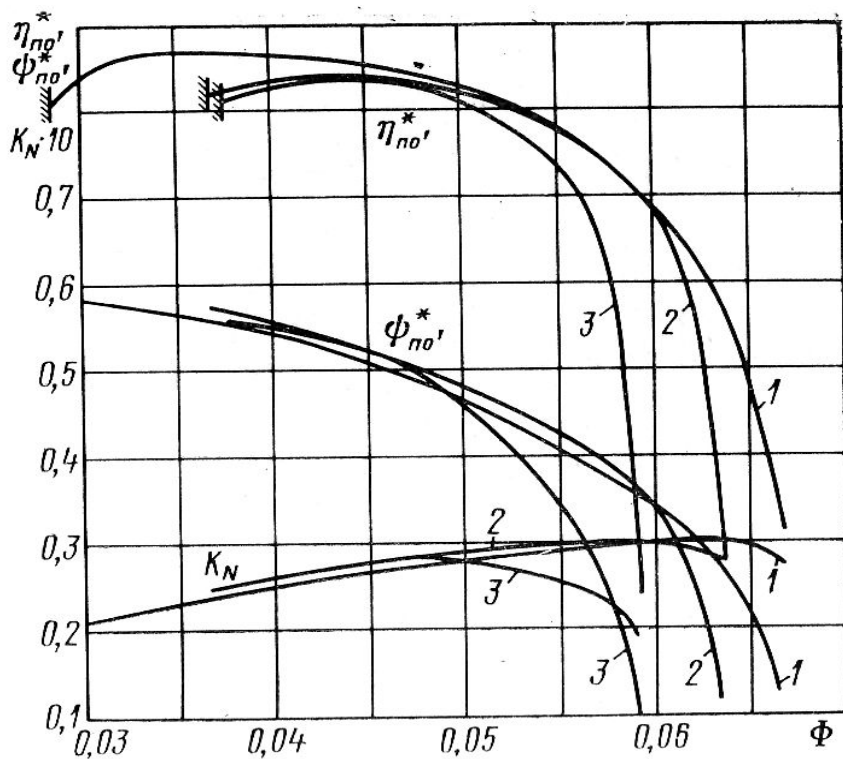


Рисунок А.21 – Характеристики ступеня проміжного типу 2-0,25-0,039-ЛД19

Продовження додатка А

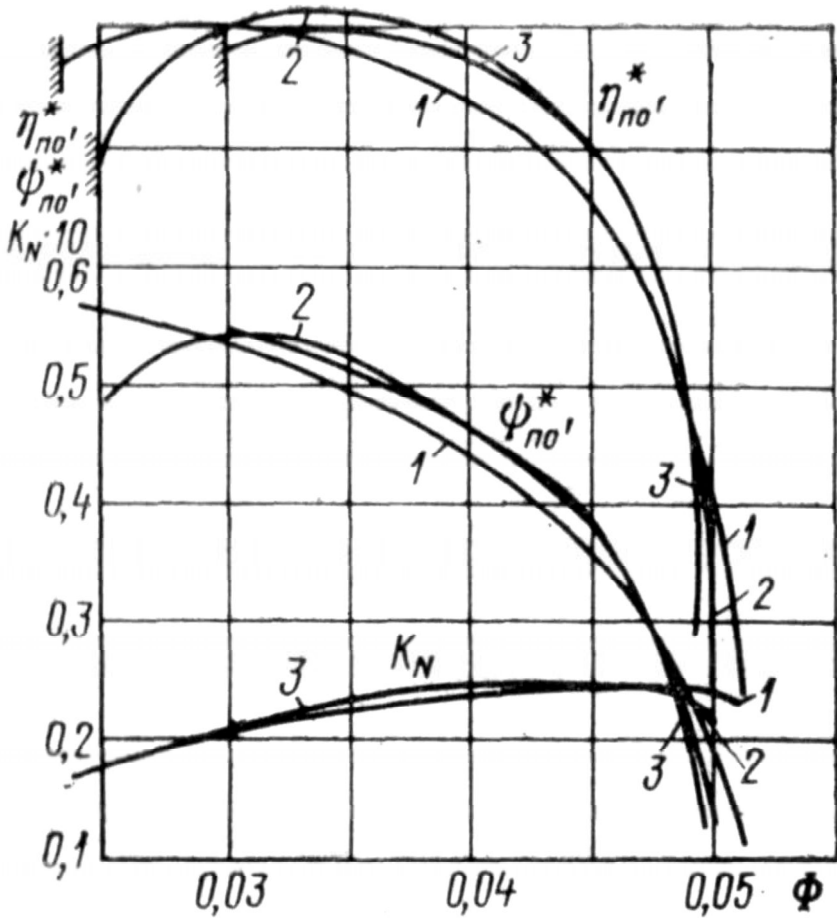


Рисунок А.22 – Характеристики ступеня проміжного типу 2-0,25-0,028-ЛД19

Продовження додатка А

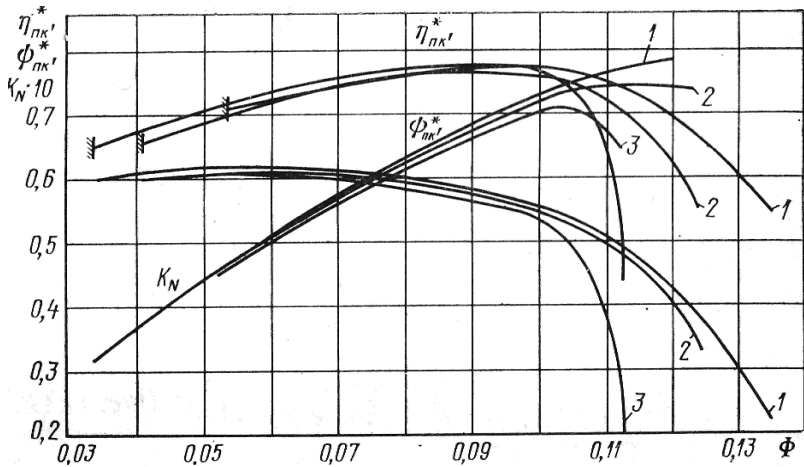


Рисунок А.23 – Характеристики ступеня кінцевого типу 1-0,25-0,06

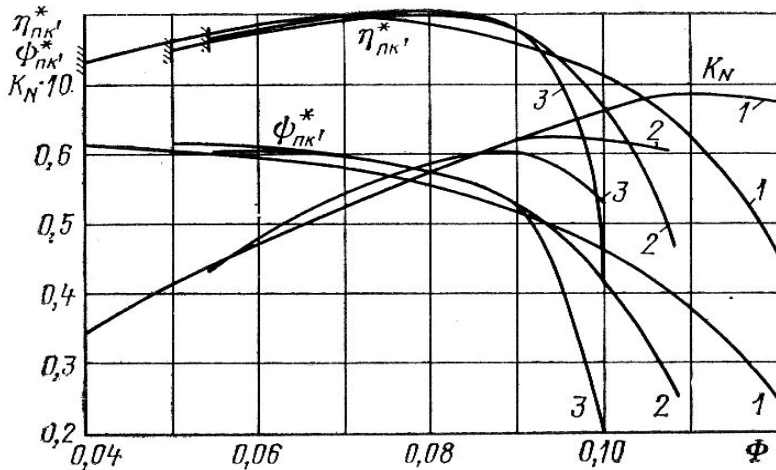


Рисунок А.24 – Характеристики ступеня кінцевого типу 1-0,25-0,04

Продовження додатка А

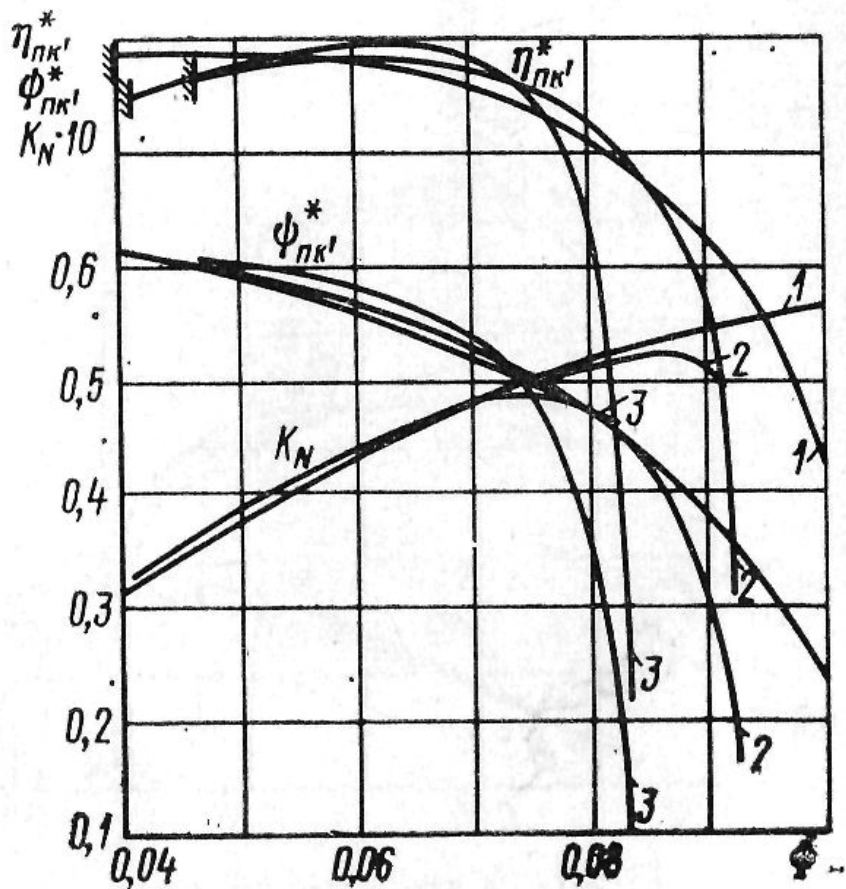


Рисунок А.25 – Характеристики ступеня кінцевого типу 1-0,25-0,03

Продовження додатка А

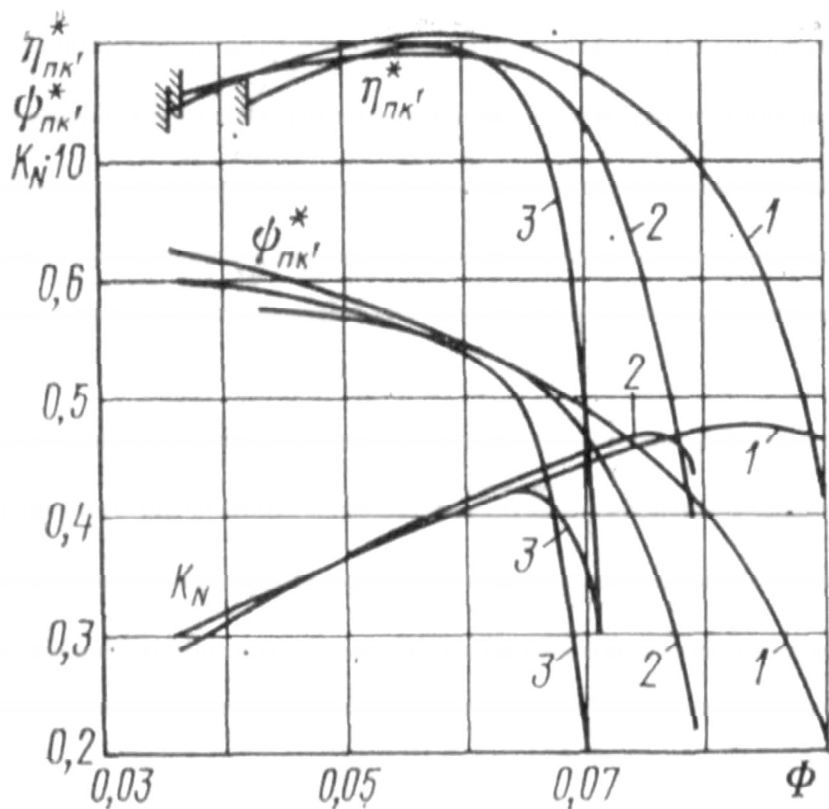


Рисунок А.26 – Характеристики ступеня кінцевого типу 1а-0,25-0,028

Продовження додатка А

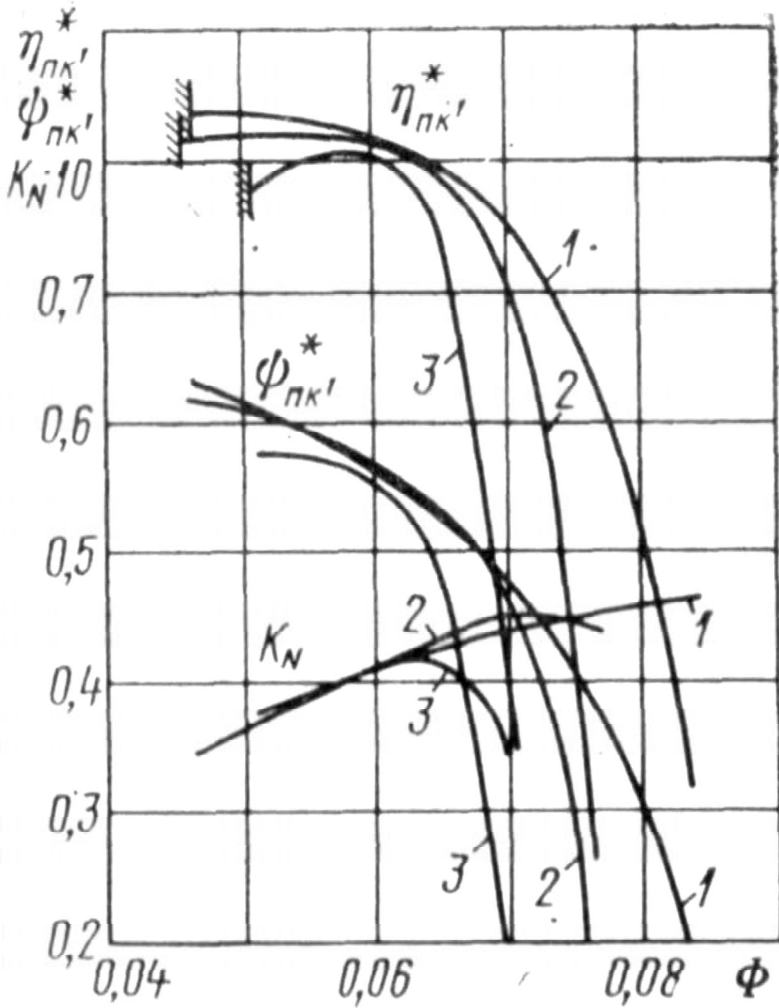


Рисунок А.27 – Характеристики ступеня кінцевого типу 1а-0,25-0,028-ЛД25

Продовження додатка А

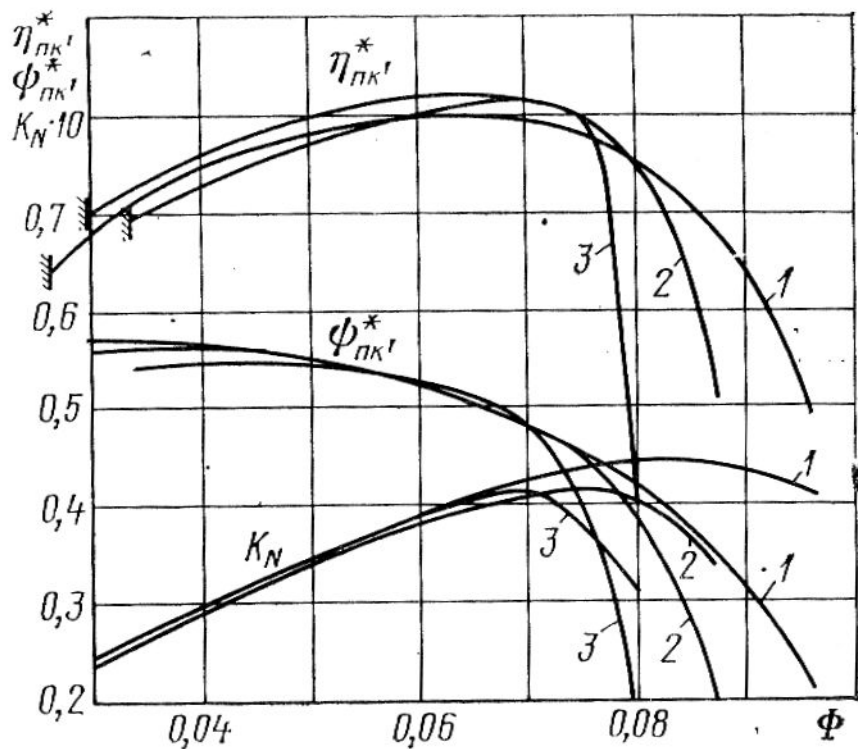


Рисунок А.28 – Характеристики ступеня кінцевого типу 2-0,25-0,06

Продовження додатка А

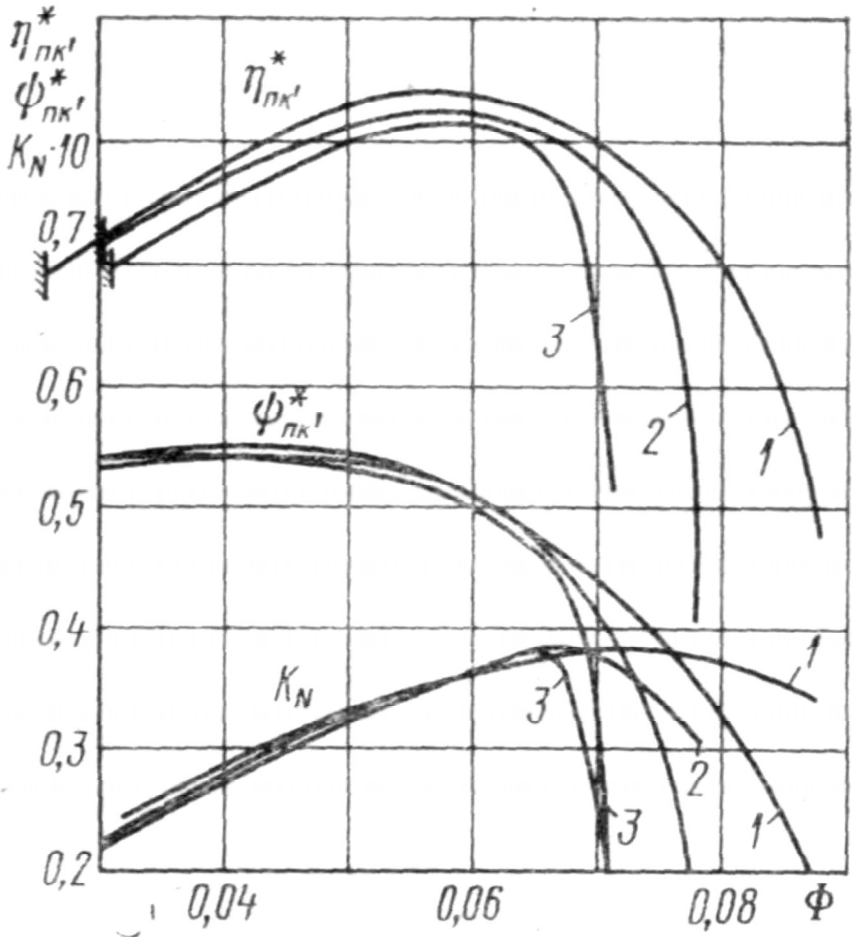


Рисунок А.29 – Характеристики ступеня кінцевого типу 2-0,25-0,052

Продовження додатка А

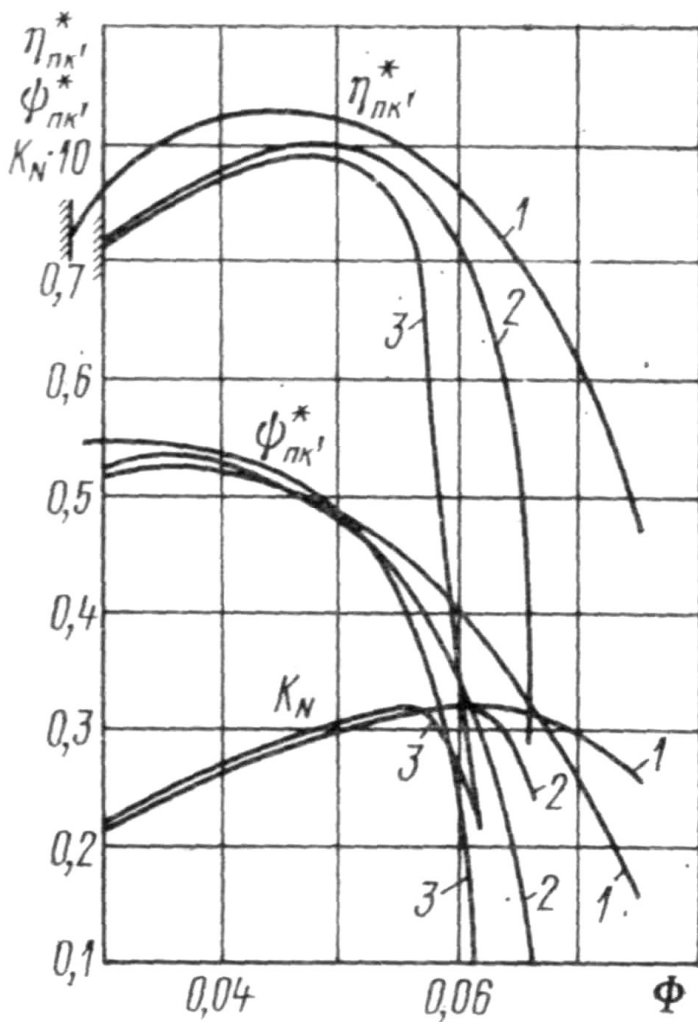


Рисунок А.30 – Характеристики ступеня кінцевого типу 2-0,25-0,035

Продовження додатка А

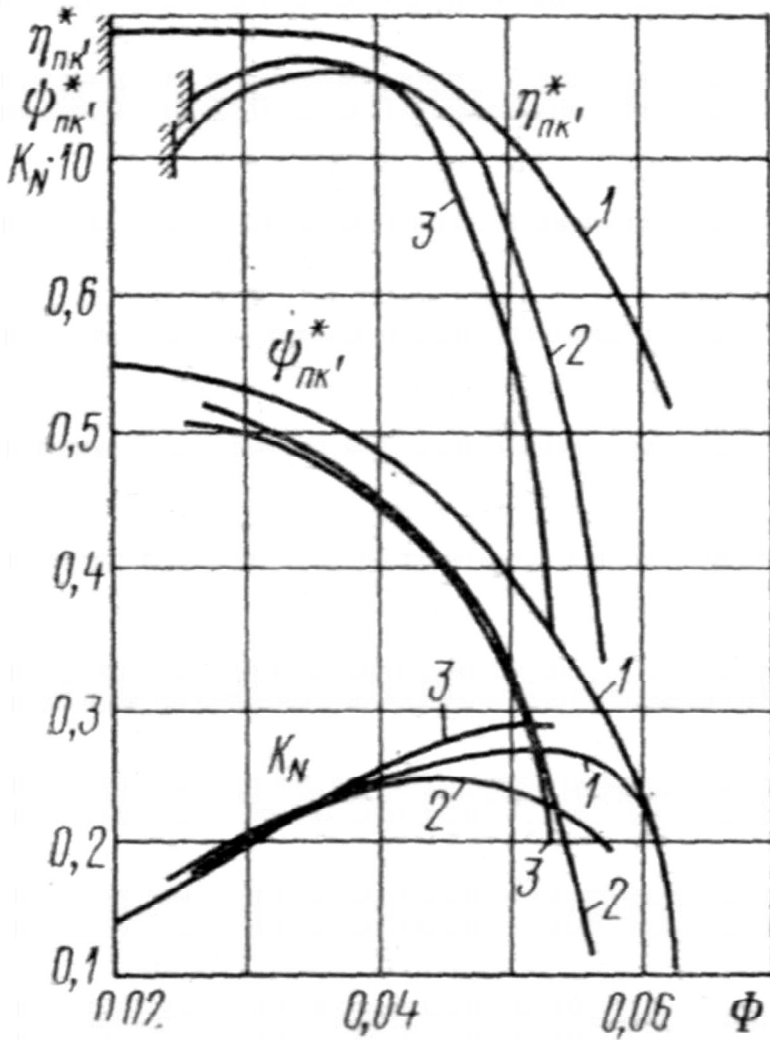


Рисунок А.31 – Характеристики ступеня кінцевого типу 2-0,25-0,028

Продовження додатка А

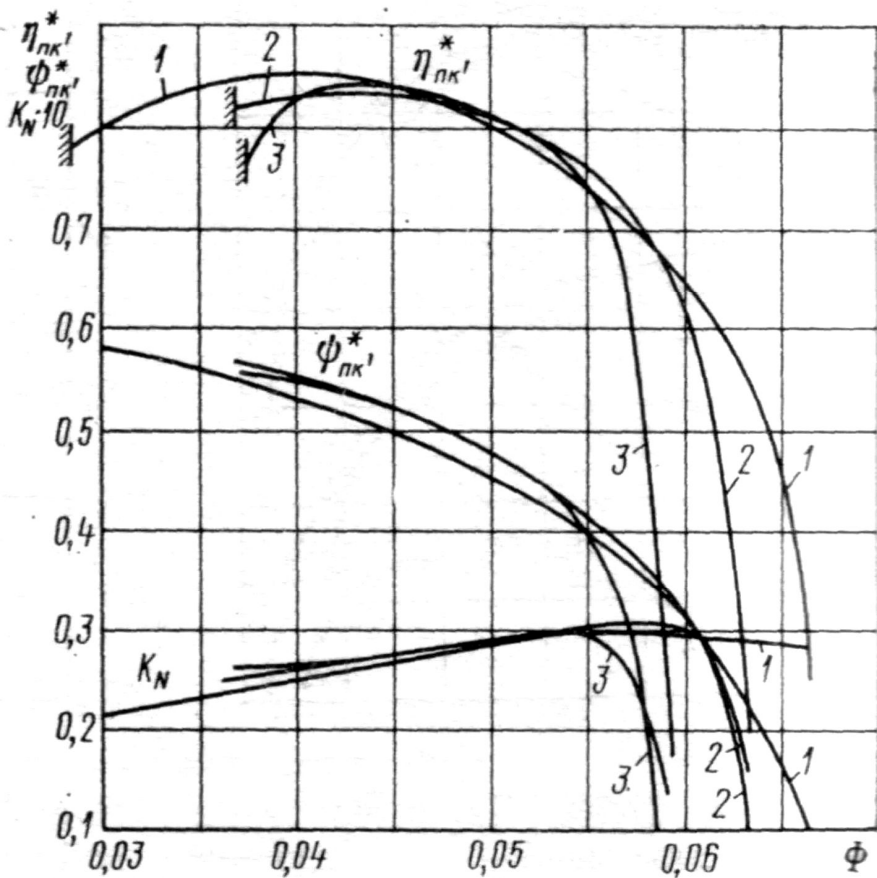


Рисунок А.32 – Характеристики ступеня кінцевого типу 2-0,25-0,039-ЛД19

Продовження додатка А

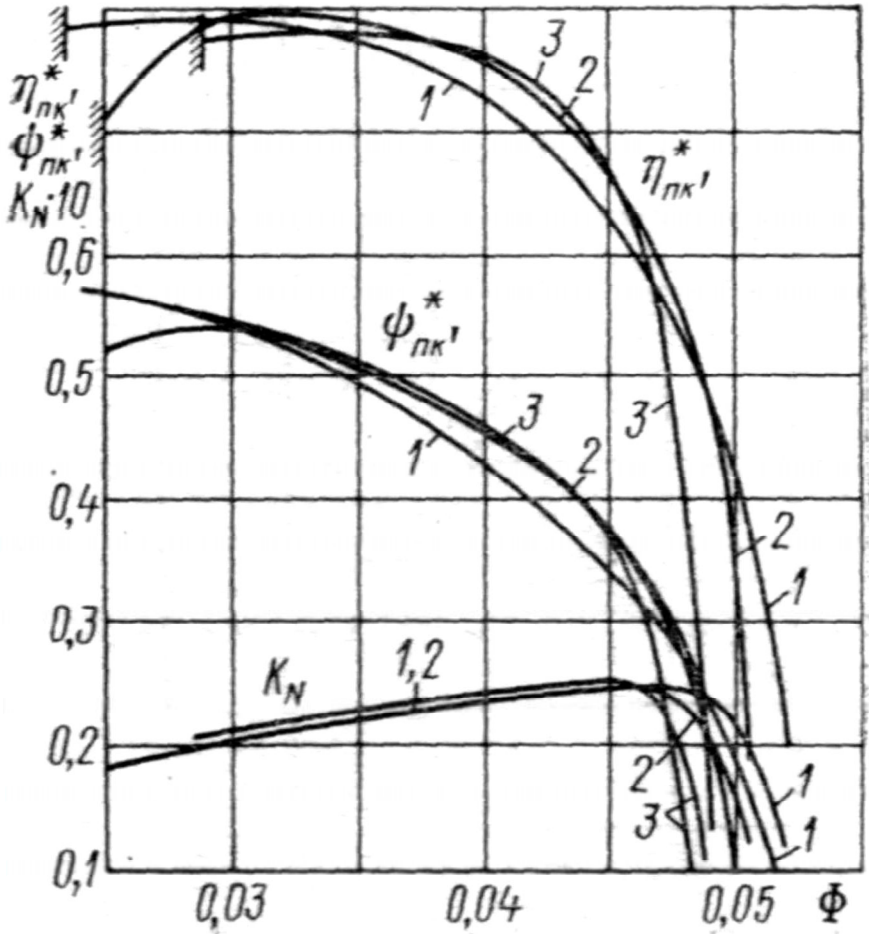


Рисунок А.33 – Характеристики ступеня кінцевого типу 2-0,25-0,028-ЛД19

Додаток Б (довідковий)

Термодинамічні процеси реальних газів

Для реального газу відношення теплоємностей змінюється у процесі стиснення, причому відношення $c_p/c_v \neq k$. Розрахунок параметрів газу за допомогою рівнянь політропного процесу ідеального газу може призводити до помітних похибок.

При використанні диференціальних рівнянь для визначення параметрів газу потрібно задати характер дисипації енергії в процесі стиснення. Порівняно просто визначаються параметри газу за заданим значенням ізоентропійного ККД η_s .

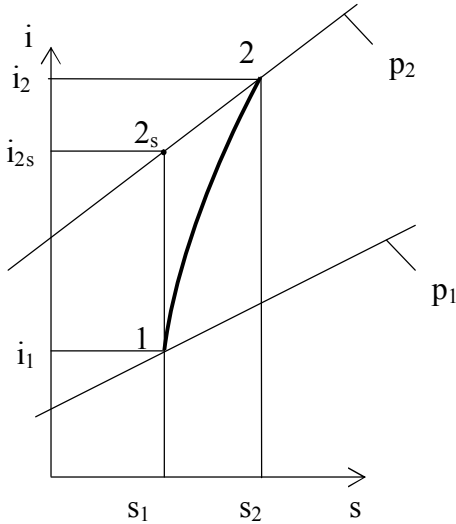


Рисунок Б.1 – $i-s$ - діаграма процесу стиснення газу

Продовження додатка Б

Ізоентропійний і дійсний процеси стиснення газу в i, s - координатах показані на рисунку Б.1.

Ізоентропійний ККД

$$\eta_s = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1},$$

де i_1, i_2 – ентальпії на початку і в кінці дійсного процесу стиснення; i_{2s} – ентальпія наприкінці ізоентропійного процесу.

Ентальпія наприкінці ізоентропійного процесу визначається за умови $s = const$ за допомогою диференціальних рівнянь. Потім визначається ентальпія для дійсного процесу за формулою

$$i_2 = i_1 + \frac{(i_{2s} - i_1)}{\eta_s}. \quad (\text{Б.1})$$

Тепер, використовуючи диференціальні рівняння, можна визначити усі термодинамічні параметри для розглянутого процесу.

Однак диференціальні рівняння термодинаміки в інженерній практиці не знайшли широкого застосування.

Розглянемо ще один метод розрахунку параметрів реального газу, в якому визначаються два показники політропи - об'ємний і температурний.

Значення показника політропи n_T визначається з рівняння, яке встановлює зв'язок між температурами і тисками:

Продовження додатка Б

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}}, \text{ і } \frac{p \cdot dT}{T \cdot dp} = \frac{n_T-1}{n_T}. \quad (\text{Б.2})$$

Значення показника політропи n_v визначається з рівняння, яке встановлює зв'язок між питомими об'ємами і тисками:

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_v}} \text{ і } \frac{p \cdot dv}{v \cdot dp} = \frac{1}{n_v}. \quad (\text{Б.3})$$

Для визначення взаємозв'язку між n_v і n_T використовується умова [7], яка є однаковою як для ідеальних, так і для реальних газів:

$$\frac{v \cdot dp}{di} = \eta_n = \text{const}. \quad (\text{Б.4})$$

У міжнародному стандарті ISO 5389 політропний ККД пропонується визначати за формулою

$$\eta_n = \frac{\int_1^2 v \cdot dp}{h_i - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}, \quad (\text{Б.5})$$

$$\text{де } h_i = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = i_2^* - i_1^*.$$

Продовження додатка Б

Диференціал ентальпії у загальному вигляді

$$di = \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T \cdot dp + \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p \cdot dT .$$

Тоді похідна від ентальпії за тиском дорівнює

$$\frac{di}{dp} = \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T + \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT}{dp} . \quad (\text{Б.6})$$

З урахуванням

$$\left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p = c_p \quad \text{і} \quad p \cdot v = z \cdot R \cdot T$$

після перетворень отримаємо [1]:

$$m = \frac{n_T - 1}{n_T} = \frac{p \cdot dT}{T \cdot dp} = \frac{z \cdot R}{c_p} \left[\frac{1}{\eta_n} + \frac{T}{z} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_p \right] = \frac{z \cdot R}{c_p} \left[\frac{1}{\eta_n} + X \right], \quad (\text{Б.7})$$

$$\text{де } X = \frac{T}{z} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_p = \frac{T}{v} \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)_p - 1 .$$

Показник n_v визначається за формулою

Продовження додатка Б

$$n_v = \frac{1}{Y - m \cdot (1 + X)}, \quad (\text{Б.8})$$

$$\text{де } Y = \frac{p}{v} \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T = 1 - \frac{p}{z} \cdot \left(\frac{\partial z}{\partial p} \right)_T.$$

При обчисленні функцій стисливості X і Y частинні похідні визначаються з рівняння стану.

Параметри потоку і напору визначаються за формулами для ідеального газу, але з використанням умовних величин: умовного показника адіабати k_y , умовної газової сталої R_y , умовної теплоємності c_{py} .

Умовний показник адіабати визначається з рівняння

$$\frac{k_y - 1}{k_y} = m \cdot \eta_n. \quad (\text{Б.9})$$

Умовна газова стала $R_y = z \cdot R$, умовна теплоємність

$$c_{py} = \frac{k_y}{k_y - 1} \cdot R_y.$$

Внутрішній напір визначається за формулою

$$h_i = \frac{k_y}{k_y - 1} \cdot R_y \cdot (T_2 - T_1). \quad (\text{Б.10})$$

Додаток В
(довідковий)
Приклад проектування компресора

1 Вихідні дані

1. Газ – азот. Термодинамічні параметри газу:

газова стала $R = 296,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; показник адіабати

$k = 1,4$; теплоємність $c_p = 1010 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

2. Відношення тисків на номінальному режимі

$$\Pi = \frac{p_{\text{вих}}}{p_{\text{вх}}} = 2,5.$$

3. Об'ємна продуктивність на вході у компресор на

номінальному режимі $\bar{V}_{\text{вх}} = 265 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}}$.

4. Параметри газу на вході у компресор: тиск

$p_{\text{вх}} = 0,11 \text{ МПа}$ і температура $T_{\text{вх}} = 302 \text{ К}$.

2 Визначення кількості ступенів відцентрового компресора

При заданих параметрах газу можна вважати, що газ ідеальний. Тоді температура на виході з компресора дорівнює

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} \cdot \left(\frac{p_{\text{вих}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{1}{\sigma}} = 302 \cdot 2,5^{\frac{1}{2,8}} = 418,9 \text{ К},$$

Продовження додатка В

$$\text{де } \sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_n = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 0,8 = 2,8.$$

Значення політропного ККД $\eta_n = 0,8$.

Різниця ентальпій на виході і вході у компресор

$$\Delta i = c_p \cdot (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}) = 1010 \cdot (418,9 - 302) = 118070 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Беремо значення середнього для ступенів компресора коефіцієнта внутрішнього напору $\psi_{\text{ісеп}} = 0,65$.

Значення колової швидкості беремо таким:
 $u_2 = 270 \text{ м/с}$.

Визначаємо кількість ступенів компресора

$$Y' = \frac{\Delta i}{\psi_{\text{ісеп}} \cdot u_2^2} = \frac{118070}{0,65 \cdot 270^2} = 2,49.$$

Беремо кількість ступенів компресора $Y = 3$.

Уточнене значення колової швидкості визначається за формулою

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i}{\psi_{\text{ісеп}} \cdot Y}} = \sqrt{\frac{118070}{0,65 \cdot 3}} = 246,1 \text{ м/с}.$$

Продовження додатка В

Визначаємо значення умовного числа Маха

$$M_u = \frac{u_2}{a} = \frac{u_2}{\sqrt{kRT}} = \frac{246,1}{\sqrt{1,4 \cdot 296,8 \cdot 302}} = 0,7.$$

Найближче значення умовного числа Маха для газодинамічних характеристик моделей 0,79. Використовуємо криві № 2.

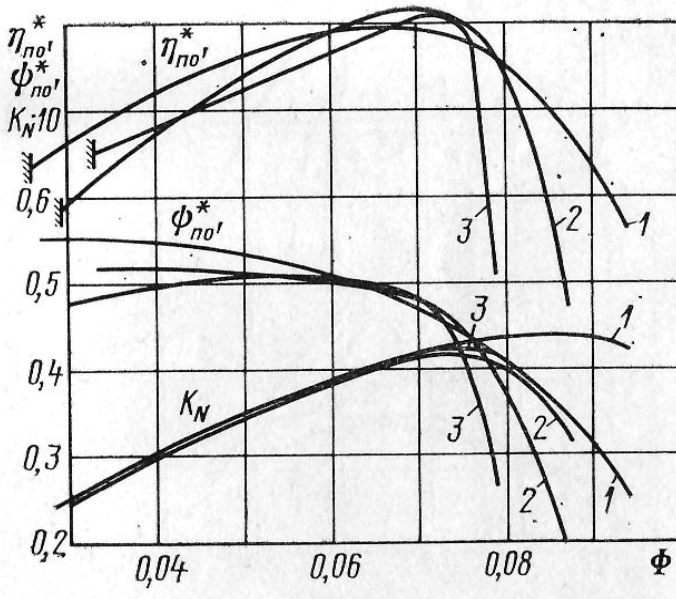


Рисунок В.1 - Характеристики всмоктувального ступеня 2-0,25-0,060

Продовження додатка В

3 Вибір безрозмірних параметрів ступенів компресора

Для першого ступеня беремо характеристики всмоктувального ступеня 2-0,25-0,060 (рис. А.6).

Коефіцієнт витрати Φ_0 , якому відповідає максимальне значення ККД, дорівнює 0,07.

При $\Phi_0 = 0,07$ параметри ступеня дорівнюють:
 $\eta_{n1} = 0,81$; $\psi_{n1} = 0,48$; $\Phi_{ном1} = 0,03$.

Значення коефіцієнта внутрішнього напору
$$\psi_{il} = \frac{\psi_{n1}}{\eta_{n1}} = \frac{0,48}{0,81} = 0,59.$$

Визначається значення коефіцієнта запасу з помпажу
 $k_{n1} = \Phi_{ном1} / \Phi_{01} = 0,03 / 0,07 = 0,43$, що є прийнятним.

Для визначення коефіцієнта витрати для другого ступеня Φ_{0II} спочатку розраховується відношення тисків ступеня $\Pi_{ст} = \sqrt[n]{\Pi_k} = \sqrt[3]{2,5} = 1,357$. Потім обчислюється відношення густин $\varepsilon = \Pi_{ст}^{1/n} = 1,357^{1/62} = 1,21$. Показник політропи дорівнює $n_1 = 1,62$.

Значення коефіцієнта витрати для другого ступеня
$$\Phi_{0II} = \frac{0,07}{1,21} = 0,058.$$

Для другого ступеня вибираємо характеристики проміжного ступеня 2-0,25-0,052 (рис. А.18).

Продовження додатка В

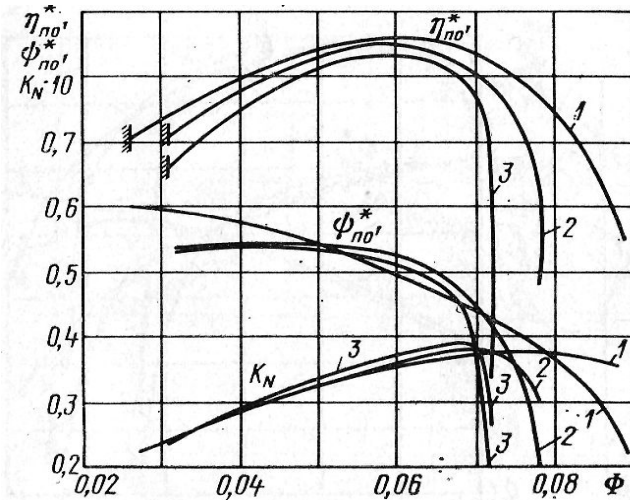


Рисунок В.2 - Характеристики проміжного ступеня
2-0,25-0,052

При $\Phi_{0II} = 0,058$ параметри ступеня дорівнюють:
 $\eta_{nII} = 0,85$; $\psi_{nII} = 0,53$; $\Phi_{номnII} = 0,03$.

Значення коефіцієнта внутрішнього напору

$$\psi_{iII} = \frac{\psi_{nII}}{\eta_{nII}} = \frac{0,53}{0,85} = 0,62.$$

Визначається значення коефіцієнта запасу з помпажу
 $k_{nII} = \Phi_{номnII} / \Phi_{0II} = 0,03 / 0,058 = 0,52$, що є прийнятним.

Значення коефіцієнта витрати для третього ступеня

$$\Phi_{0III} = \frac{\Phi_{0II}}{\varepsilon} = \frac{0,058}{1,21} = 0,048.$$

Продовження додатка В

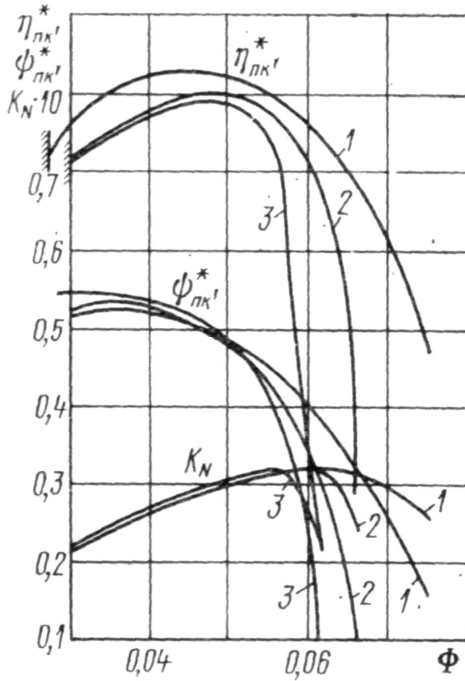


Рисунок В.3 - Характеристики кінцевого ступеня
2-0,25-0,035

Для третього ступеня вибираємо характеристики кінцевого ступеня 2-0,25-0,035 (рис. А.30).

При $\Phi_{0III} = 0,048$ параметри ступеня дорівнюють:

$$\eta_{nIII} = 0,8 ; \psi_{nIII} = 0,5 ; \Phi_{номIII} = 0,03.$$

Продовження додатка В

Значення коефіцієнта внутрішнього напору

$$\psi_{III} = \frac{\psi_{nIII}}{\eta_{nIII}} = \frac{0,5}{0,8} = 0,625 .$$

Визначається значення коефіцієнта запасу з помпажу
 $k_{nIII} = \Phi_{номnIII} / \Phi_{0III} = 0,03 / 0,048 = 0,62$, що є
прийнятним.

4 Коректування значення колової швидкості робочого колеса

Обчислюється сума значень коефіцієнтів
внутрішнього напору усіх ступенів компресора

$$\sum \psi_i = \psi_{iI} + \psi_{iII} + \psi_{iIII} = 0,59 + 0,6 + 0,625 = 1,815 .$$

Визначається скоректоване значення колової
швидкості

$$u_2 = \sqrt{\frac{118070}{1,815}} = 255,1 \text{ м/с} .$$

5 Визначення коефіцієнта моделювання

Визначається зовнішній діаметр робочого колеса

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot \bar{V}_u}{\pi \cdot u_2 \cdot \Phi_{0I}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 265}{3,14 \cdot 255,1 \cdot 0,07 \cdot 60}} = 0,55 \text{ м} .$$

Продовження додатка В

Визначається кутова швидкість ротора

$$\omega = \frac{2 \cdot u_2}{D_2} = \frac{2 \cdot 255,1}{0,55} = 927,6 \text{ p/c.}$$

Коефіцієнт моделювання дорівнює

$$i = \frac{D_2}{D_{2,\text{мод}}} = \frac{0,55}{0,38} = 1,45.$$

6 Визначення розмірів проточної частини ступенів компресора

Схема проточної частини ступеня проміжного типу і його основні розміри показані на рис. В.4. Зазначені на ньому параметри мають безрозмірний вигляд.

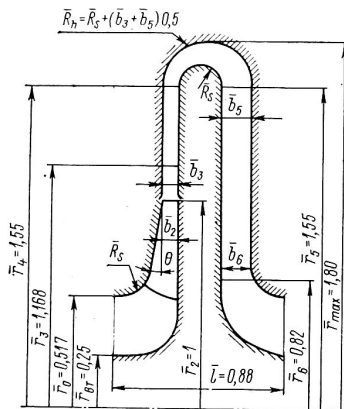


Рисунок В.4 - Схема проточної частини ступеня

Продовження додатка В

Розміри проточної частини ступеня отримуються шляхом множення безрозмірних параметрів на коефіцієнт моделювання. Геометричні параметри першого ступеня наведені у таблиці В.1.

Таблиця В.1 – Геометричні параметри першого ступеня

Параметр	Значення	Параметр	Значення
b_2 , м	0,033	r_3 , м	0,3212
b_3 , м	0,033	r_4 , м	0,4262
b_5 , м	0,042	r_5 , м	0,4262
R_s , м	0,0338	r_6 , м	0,226
r_2 , м	0,325	R_h , м	0,07
r_{em} , м	0,0688	l , м	0,242
r_0 , м	0,1422	θ , град	17 ⁰ 45

7 Визначення розмірної характеристики компресора

Визначення розмірної характеристики компресора виконано за допомогою комп'ютерної програми. Результати розрахунку наведені далі.

Продовження додатка В

Вихідні дані для розрахунку:

Програма для розрахунку і побудови розмірних газодинамічних характеристик відцентрового компр...

Шаг 1: Исходные данные Шаг 2 Шаг 3 Шаг 4 Шаг 5 Графики

1.1 Свойства газа и параметры потока

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение
Газовая постоянная	R	Дж/кг К	297
Показатель адиабаты	k	-	1,4
Давление газа на входе	P_1	МПа	0,11
Температура газа на входе	T_1	К	302

1.2 Геометрические и режимные параметры

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение
Диаметр рабочего колеса	D_2	м	0,55
Угловая скорость вращения ротора	ω	р/с	928
Усл. коэф. расхода 1-й ст. на ном.реж.	$\Phi_{01ном}$	-	0,07

1.3 Газодинамические параметры ступеней

Выберите количество ступеней для исследуемого компрессора

Продовження додатка В

I ступень				
	Обозначение	1-й режим	2-й режим	3-й режим
Коеффициент расхода	Φ_0	0,045	0,07	0,08
Политропный КПД	η_n	0,74	0,81	0,75
Коеф. политропного напора	ψ_n	0,51	0,48	0,4

II ступень				
	Обозначение	1-й режим	2-й режим	3-й режим
Коеффициент расхода	Φ_{II}	0,04	0,058	0,075
Политропный КПД	η_n	0,77	0,85	0,75
Коеф. политропного напора	ψ_n	0,54	0,53	0,35

III ступень				
	Обозначение	1-й режим	2-й режим	3-й режим
Коеффициент расхода	Φ_0	0,035	0,048	0,06
Политропный КПД	η_n	0,75	0,8	0,7
Коеф. политропного напора	ψ_n	0,53	0,5	0,35

Начать расчет

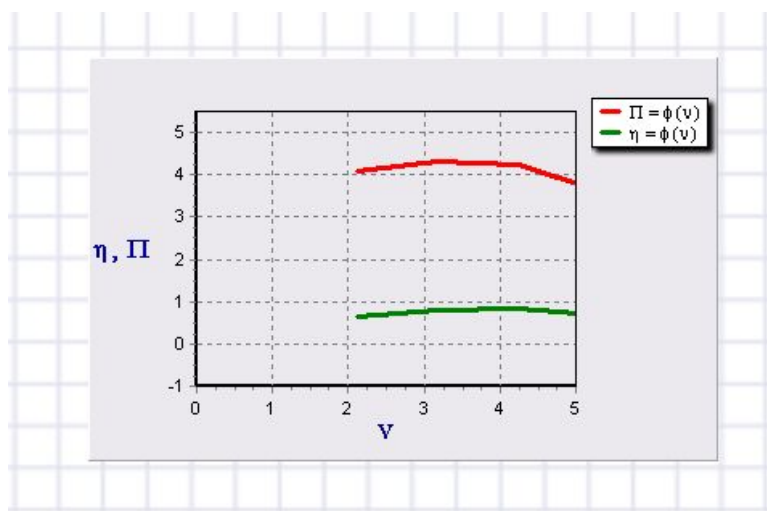
Результати розрахунку:

Д	№ режима	Π	ψ_{ni}	η_{ni}	σ_i	E
л	1	1,359	0,454	0,623	2,183	1,181
я	2	1,43	0,526	0,793	2,778	1,257
г	3	1,389	0,48	0,809	2,834	1,237
с	4	1,243	0,314	0,671	2,351	1,133
т	5	1,021	0,03	0,379	1,329	1,005
у						
н						

Параметри компресора:

№ режима	Объем.производ.	Π	η_k
1	2,12	4,08	0,63
2	3,18	4,3	0,79
3	4,24	4,25	0,83
4	5,3	3,63	0,69
5	6,36	2,29	0,16

Графіки розмірних характеристик компресора наведені на рисунку:



Навчальне видання

Калінкевич Микола Васильович

**ПРОЕКТУВАННЯ
ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА
НА ОСНОВІ ХАРАКТЕРИСТИК
МОДЕЛЬНИХ СТУПЕНІВ**

Навчальний посібник

Художнє оформлення обкладинки М. В. Калінкевича
Редактор Н. В. Лисогуб
Комп'ютерне верстання М. В. Калінкевича

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. . Обл –вид. арк. . Тираж 50 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.