

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“ КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ “

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПТУ.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ ПО КУРСУ
« КОНТРОЛЬ ТА РЕГУЛЮВАННЯ ПТУ АЕС», ВП-01

ДЛЯ СТУДЕНТІВ 6.050603 «АТОМНА ЕНЕРГЕТИКА»
7,8.05060301 СПЕЦІАЛЬНІСТЬ «АТОМНА ЕНЕРГЕТИКА»

Затверджено на засіданні кафедри ТУ Т та АЕС НТУУ”КПІ”

Київ
“ПОЛІТЕХНІКА”

2012

Розрахунок системи автоматичного регулювання ПТУ: Метод. вказівки до розрахункової роботи по курсу «КОНТРОЛЬ ТА РЕГУЛЮВАННЯ ПТУ АЕС» для студентів спеціальності «АТОМНА ЕНЕРГЕТИКА»/ Уклад. О.Ю.Черноусенко. - К.: ІВЦ “Політехніка”, 2012. - 45с.

Затверджено на засіданні кафедри ТУ Т та АЕС НТУУ “КПІ”

(Протокол №12 від 30.05.2012р.)

Навчальне видання

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПТУ.

Методичні вказівки до розрахункової роботи по курсу «КОНТРОЛЬ ТА РЕГУЛЮВАННЯ ПТУ АЕС» для студентів спеціальності «АТОМНА ЕНЕРГЕТИКА»

Укладачі: Черноусенко Ольга Юріївна

Відповідний за випуск Ю.М.Побіровський, канд.техн.наук.

Рецензент В.О.Туз, докт. техн.наук.

Редактор

Темплан 2012р., поз.000

Підп. до друку 00.00.12. Формат 60 x 84 $\frac{1}{16}$. Папір друк. № 3.

Друк офс. Ум. друк. арк. 0,93.

Умов. форбо - відб. 2,44. Облік. - вид. арк. 1,0.

Зам. №000. Наклад 100.

Інформаційно- видавничий центр “Політехніка” НТУУ “КПІ”

Лабораторія офсетного друку НТУУ “КПІ”

03056, м.Київ-56, просп. Перемоги, 37

Навчальне видання

Черноусенко Ольга Юріївна

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПТУ.

Методичні вказівки

Редактор

Коректори :

Темплан 2012р., поз.000

Підп. до друку 00.00.12. Формат 60 x 84 $\frac{1}{16}$. Папір друк. № 3.

Друк офс. Ум. друк. арк. 0,93.

Умов. форбо - відб. 2,44. Облік. - вид. арк. 1,0.

Зам. №000. Наклад 100.

Інформаційно- видавничий центр “Політехніка” НТУУ “КПІ”

Лабораторія офсетного друку НТУУ “КПІ”

03056, м.Київ-56, просп. Перемоги, 37

ЗМІСТ

Вступ

1. РОЗРАХУНОК ПАРОРОЗПОДІЛЬЧИХ ОРГАНІВ.

1.1. Вхідні данні.

1.2. Описання системи дросельного паророзподілення та автоматичного регулювання турбіни.

1.3. Розрахунок дросельного паророзподілення на змінних режимах роботи АЕС для сучасних АЕС.

1.4. Описання системи соплового паророзподілення та автоматичного регулювання турбіни.

1.5. Розрахунок соплового паророзподілення на змінних режимах роботи АЕС для сучасних АЕС.

2. ВИБІР НОМІНАЛЬНИХ РОЗМІРІВ РЕГУЛЮЮЧИХ КЛАПАНІВ І ЇХ СТАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА.

2.1. Вибір номінальних розмірів регулюючих клапанів

2.2. Статична характеристика регулюючого клапану.

3. ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЛЬ НА РЕГУЛЮЮЧИХ КЛАПАНАХ И ВИБІР СЕРВОМОТОРУ.

3.1. Зусилля на регулюючих клапанах.

3.2. Вибір сервомотору.

4. СТАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛЮВАННЯ.

4.1. Статична характеристика паророзподільчих органів.

4.2. Статична характеристика регулятора.

4.3. Статична характеристика регулювання.

5. ДИНАМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛЮВАННЯ.

5.1. Двоступенева система регулювання конденсаційної турбіни АЕС.

5.2. Диференційні рівняння руху складових системи автоматичного регулювання.

5.3. Динамічна характеристика регулювання.

Висновки

Перелік посилань

Мета розрахункої роботи є засвоєння методики розрахунку статичної та динамічної характеристик системи автоматичного регулювання.

В методичних вказівках дані рекомендації по розрахунку статичної та динамічної характеристик регулювання турбоустановки, вхідними даними до якого є термодинамічний розрахунок паророзподільчих органів турбіни. Методика розрахунку статичної та динамічної характеристик регулювання в загальному вигляді викладена у підручниках [1,2].

1. РОЗРАХУНОК ПАРОРОЗПОДІЛЬЧИХ ОРГАНІВ.

1.1. Вхідні дані.

Вхідними даними для розрахунку системи паророзподілення парової турбіни є:

тип турбіни та її потужність N (кВт);

частота обертання ротору n (об/хв);

тиск перед стопорним клапаном P_0 (МПа) ;

температура гострої пари T_0 °С;

для дросельного паророзподілення:

тиск перед останнім ступенем P_z (МПа);

тиск в сепараторі-пароперегрівачі $P_{спп}$ (МПа);

тиск в конденсаторі P_k (МПа);

витрата пари крізь турбіну на номінальному режимі G_{max} кг/с;

для соплового паророзподілення:

тиск в камері регулюючого ступеню P_3 (МПа),

тиск в конденсаторі P_k (МПа);

витрата пари крізь турбіну на номінальному режимі G_{max} кг/с;

число клапанів, що відчинені на номінальному режимі;

витрати пари крізь перший G^I_{max} (кг/с) та другий G^{II}_{max} (кг/с) клапани;

нерівномірність регулювання δ (%);

максимальне переміщення муфти регулятора Z_{max} мм;

початкове положення муфти регулятора Z_0 мм;
повний робочий хід поршня сервомотору m_0 (мм);
повний час турбіни T_ϕ (с);
час сервомотору першого T_1 (с) звена посилення;
найбільше підвищення числа обертів турбіни при збросі повного навантаження ψ_{\max} (%).

Вхідні дані для різних типів парових турбін АЕС наведені в Додатках (таб.Д1).

1.2. Описання системи дросельного паророзподілення та автоматичного регулювання турбіни.

Система дросельного паророзподілення турбіни складається зі стопорного клапану (СК) та декількох дросельних клапанів (ДК), розташованих перед соплами регулюючого ступеню. При цьому, вся кількість пари, що підводиться до турбіни, регулюється одним або декількома клапанами, після яких пара прямує до загальної соплової групи. Провідною ознакою дросельного паророзподілення є те, що всі клапани прикриваються або відкриваються одночасно, а параметри пари перед регулюючим ступенем в різних на колі секторах сопел однакові. При дросельному паророзподіленні вся кількість пари, що подається в турбіну при знижених навантаженнях, подлягає дроселюванню при сталій ентальпії пари. Тобто ентальпія пари перед сопловою решіткою першого ступеню при зміні витрати пари крізь турбіну дорівнює ентальпії свіжої пари.

Розрахунок проточної частини турбіни на змінному режимі роботи для парової конденсаційної турбіни для АЕС ведеться при відімкнених регенеративних відборах, тобто при однаковій витраті пари в усіх ступенях проточної частини. Турбіни АЕС використовуються як базові. Сенс змінного режиму для турбін АЕС полягає в тому, що турбіна з якихось причин працює відносно довгий час в режимі, відмінному від розрахункового.

Блок комбінованих клапанів для турбіни К-500-65/3000. Турбіна К-500-65/3000 має чотири комбінованих клапана (рис.1), об'єднаних в два блоки, що розташовані по сторонам ЦВТ і підводять пару крізь горизонтальні патрубки в нижню половину циліндра. Пара до кожного блоку підводиться з бокових сторін по двох паропроводах. На кожному підводі перед блоком встановлено в своєму корпусі з'ємне парове сито кутової конструкції.

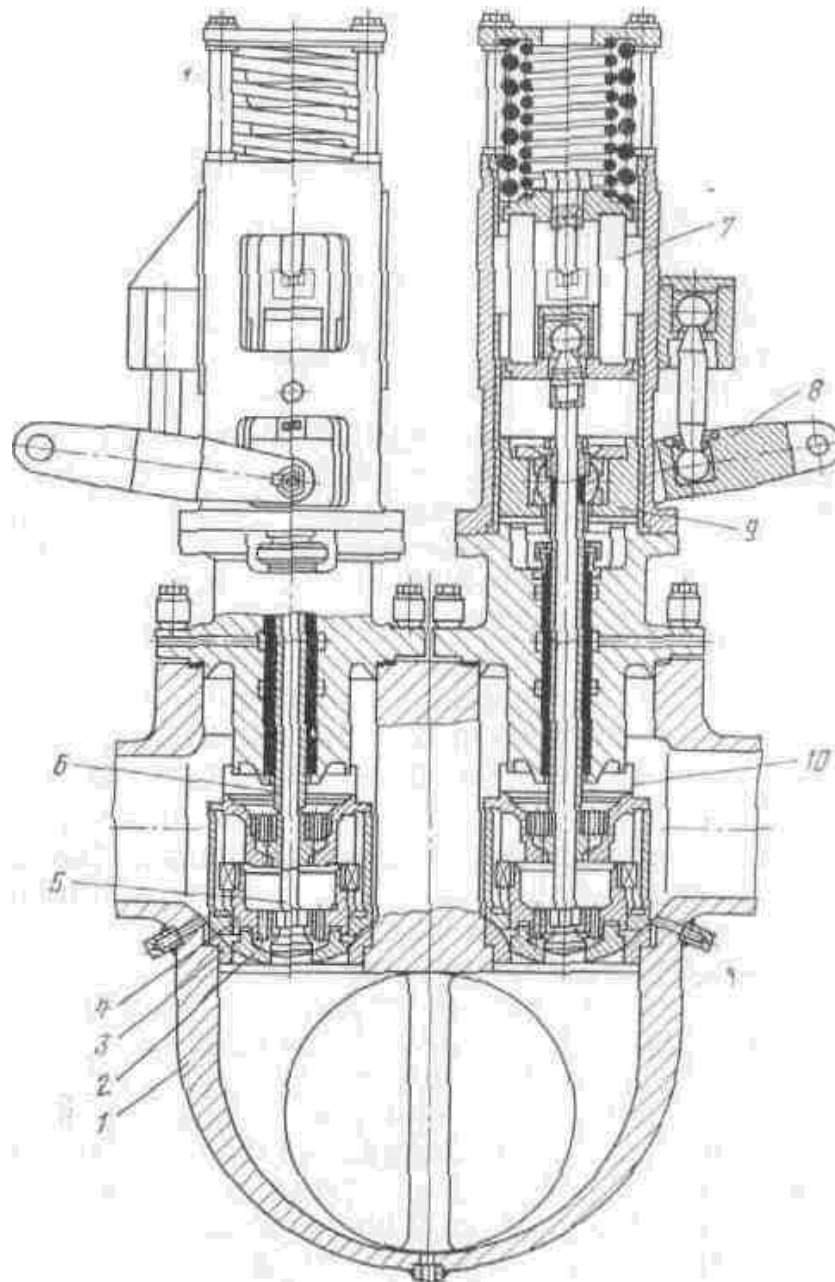


Рис. 1. Блок комбінованих клапанів для турбіни К-500-65/3000.

1 — корпус, 2— регулюючий клапан; 3 — седло, 4 — розвантажувальний циліндр регулюючого клапану; 5 — шток регулюючого клапану, 6 — шток стопорного клапану; 7— верхній повзун, 8— важиль стопорного сервомотору; 9 - нижній повзун; 10— розвантажувальний циліндр стопорного клапану.

Комбинирований клапан турбіни К-500-60/ 1500. Паророзподілення турбіни К-500-60/1500 виконано з двома комбінованими клапанами: діаметр регулюючого клапану - 480 мм, стопорного - 605 мм (рис. 2). Парове сито вставлено в корпус клапану та закріплено на трьох центруючих штирях, що розташовані навкруги седла.

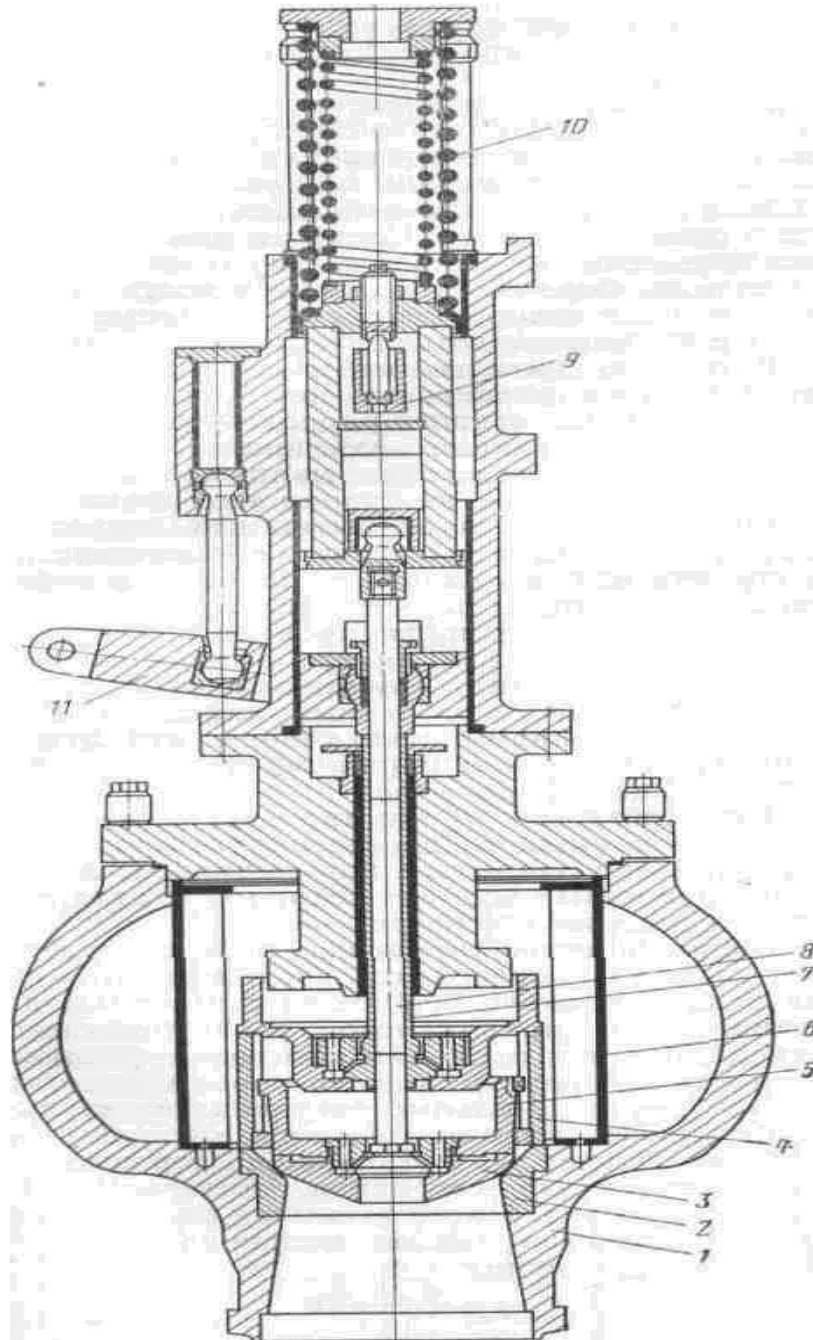


Рис 2. Комбінований клапан турбіни К-500-60/1500.

1-корпус; 2- седло; 3, 4- регулюючий і стопорний клапани, 5- розвантажувальний циліндр; 6 - парове сито; 7, 8 - шток стопорного та регулюючого клапанів; 9-траверса;10-пружини, 11-важиль стопорного сервомотору.

Принципова схема системи непрямого регулювання з відцентровим

регулятором швидкості (рис. 3) працює так. Зі збільшенням частоти обертання відцентрова сила грузів 1 зростає та муфта регулятора А підіймається, стискаючи пружину регулятора та повертаючи важіль АВ навкруги точки В. З'єднаний з важелем в точці С золотник 2 зміщується зі середнього положення в верх та сполучає верхню порожнину гідравлічного сервомотору 3 з напорною лінією 4, а нижню - зі сливною лінією 5. При русі муфти золотника в верх відмикаються верхнє вікно, крізь яке рідина поступає до силової частини сервомотору в простір над поршнем.

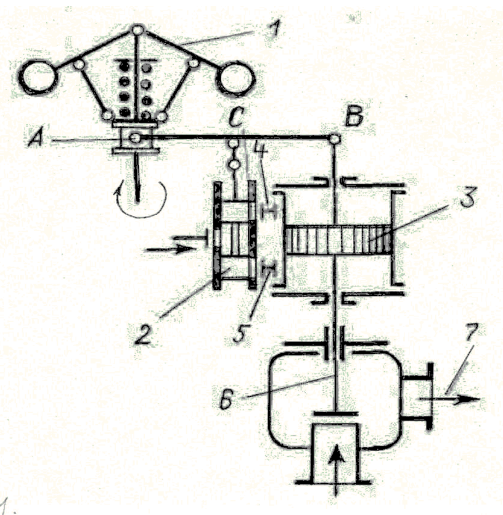


Рис.3. Принципова схема регулювання з однократним посиленням.

В той же час крізь нижнє вікно надлишок рідини з-під поршня перетікає в сливну камеру. Поршень сервомотору переміщується вниз, прикриває регулюючий клапан 6 та зменшує пропуск пари в турбіну 7. Одночасно за допомогою зворотнього зв'язку (правий кінець важеля АВ пов'язаний зі штоком поршня сервомотору) золотник повертається в середнє положення, чим стабілізується перехідний процес та забезпечується сталість регулювання. При зниженні частоти обертання процес регулювання протікає аналогічно, але з підвищенням пропуску пари в турбіну.

1.3. Розрахунок дросельного паророзподілення на змінних режимах роботи АЕС для сучасних АЕС.

У зв'язку з тим, що в турбінах АЕС між частинами високого (високого та середнього) та низького тиску розташований сепаратор – пароперегрівач СПП,

у якому здійснюється сепарація крупно – дисперсної вологи і проміжний перегрів парою початкової температури $T_{спп}$, розрахунок дросельного паророзподілення на змінних режимах роботи необхідно вести у наступній послідовності.

Спочатку визначають тиск в конденсаторі P_k або по його характеристиці в залежності від відносної витрати пари G/G_{max} та температури охолоджуючої води t_6 на вході в конденсатор при сталої її витраті, або по приблизному співвідношенню згідно формулі

$$P_k / P_{kmax} = G / G_{max}. \quad (1.1)$$

Ентальпія за останнім ступенем значною мірою залежить від величини втрат на дроселювання в органах паророзподілення, для визначення яких необхідно знати тиск на вході в турбіну $P_{дк}$.

Тиск $P_{нт}$ перед частиною низького тиску розраховується по формулі Стодола – Флюгеля, що записана для групи ступенів низького тиску, у наступному вигляді

$$P_{нт} = \sqrt{[(G/G_{max})^2 (P_{нтmax}^2 - P_{кmax}^2) + P_k^2]} \quad (1.2).$$

Параметри номінального режиму відомі з теплового розрахунку проточної частини. Відношення $T_{нт}/T_{нтmax}$ дорівнює одиниці, оскільки на будь-якому режимі температура перед частиною низького тиску дорівнює $T_{нт} = T_{спп} - 30 \text{ }^\circ\text{C}$ і не залежить від витрати пари крізь турбіну. Параметри пари на вході в частину низького тиску $P_{нт}$ и $T_{нт}$ визначають точку початку розширення в ЦНТ в $h - S$ діаграмі і по відомому значенню кінцевого тиску P_k можна визначити адіабатичний теплоперепада ЦНТ $H_{онт}$ (рис.4).

Потім необхідно знайти тиск за частиною високого тиску $P_{вт}$, який буде вищий за $P_{нт}$ на значення втрат тиску в СПП. Ці втрати залежать від конструкції СПП. При зміні витрати пари втрати змінюються пропорційно (G/G_{max}) та розраховуються по формулі

$$\Delta P = P_{вт} - P_{нт} = a (G/G_{max})^2 * P_{нтmax}. \quad (1.3),$$

де a – відносна величина втрат тиску, що визначається типом турбоустановки, її параметрами та потужністю.

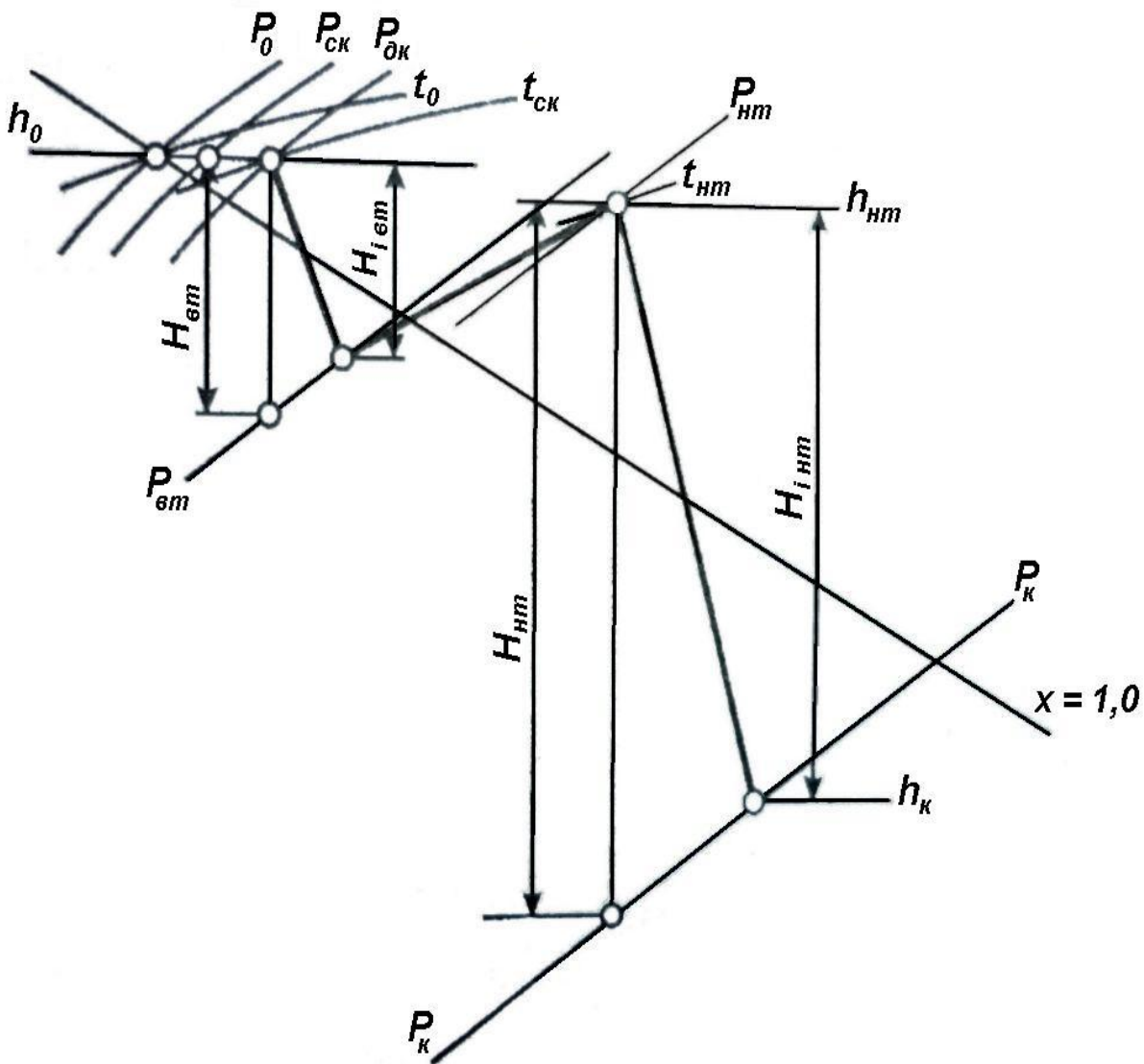


Рис.4. Процес розширення пари в $h - S$ діаграмі для дросельного паророзподілення.

Тиск за дросельним клапаном знаходять по формулі Стодола – Флюгеля, що записана для ЦВТ, у наступному вигляді

$$P_{\text{дк}} = \sqrt{[(G/G_{\text{макс}})^2 (P_{\text{дкмакс}}^2 - P_{\text{втмакс}}^2) + P_{\text{вт}}^2]}. \quad (1.4)$$

На номінальному режимі втрата тиску на стопорному та дросельному клапанах складає $\xi_{\text{кл}} = 2-4\%$ згідно експеримента та тиск за дросельним клапаном на номінальному режимі становить $P_{\text{дкмакс}} = (1 - \xi_{\text{ск}} - \xi_{\text{дк}}) * P_0$. Відношення температур ($T_{\text{дк}}/T_{\text{дкмакс}}$) дорівнює одиниці у зв'язку з тим, що на стопорному та дросельному клапанах відбувається процес дроселювання пари при $h = \text{const}$.

По тиску $P_{\text{дк}}$ перед турбіною на змінних режимах роботи будують процес розширення пари в ЦВТ в $h - S$ діаграмі (рис.2) та визначають значення теплоперепаду ЦВТ $H_{\text{овт}}$.

ККД ступеней високого тиску $(\eta_{oi})_{BT}$, удалених від кінця турбіни, в широкому діапазоні режимів практично не змінюється. Основне зниження економічності відбувається на декількох останніх ступенях. Тому по ККД групи ступеней $(\eta_{oi})_{BT} = 0,82-0,84$, що віддалені від кінця турбіни, знаходиться використаний теплоперепад ЦВТ по формулі

$$H_{iBT} = H_{oBT} * (\eta_{oi})_{BT} . \quad (1.5)$$

Для визначення положення точки кінця процесу розширення пари в ЦНТ необхідно орієнтовно оцінити величину ККД групи останніх ступенів $(\eta_{oi})_{HT}$, скориставшись графіком залежності $(\eta_{oi}/\eta_{oi\max})_{HT} = f(GV_k/GV_{k\max})$ [3]. ККД групи останніх ступенів лежить у межах $(\eta_{oi})_{HT} = 0,69-0,71$.

З урахуванням ККД групи останніх ступенів $(\eta_{oi})_{HT}$ знаходять використаний теплоперепад ЦНТ по формулі

$$H_{iHT} = H_{oHT} * (\eta_{oi})_{HT} . \quad (1.6)$$

Потім будується процес розширення пари в ЦНТ в $h - S$ діаграмі (рис.4) та визначається положення точки кінця процесу розширення пари в ЦНТ. Передбачається, що питомий об'єм пари на змінних режимах в кінці процесу розширення пари дорівнює питомому об'єму пари на номінальному режимі, тобто $V_k = V_{k\max}$.

Після чого можна визначити внутрішню потужність турбіни на змінних режимах роботи по формулі

$$N_i = (G_{BT} * H_{iBT} + G_{HT} * H_{iHT}) . \quad (1.7)$$

Основні результати розрахунку заносять в таблицю 1. Для з'ясування законів змінення ККД (η_{oi}) в залежності від адіабатичного теплоперепаду проточної частини можна по відомим формулам [3] оцінити змінення теплоперепадів H_{oi}/H_{oo} , змінення відношення швидкостей (u/C_o) та змінення ККД (η_{oi}) і отримати необхідний закон.

Методика спрощених розрахунків, що дозволяє отримати результати с різною ступінню точності, викладена і проілюстрована прикладом для

змінного режиму роботи турбіни насиченої пари К – 1000 – 60 / 3000 при дросельному паророзподіленні і зменшенні витрати пари до $G / G_0 = 0,6$ в літературі [4].

Таблиця 1. Розрахунок дросельного паророзподілення на змінних режимах роботи АЕС для сучасних АЕС.

Абсолютна витрата пари, G , кг/с	Тиск в конденсаторі, $P_{кз}$, МПа	Тиск перед частиною низького тиску $P_{нтз}$, МПа	Адіабатичний теплоперепад ЦНТ $H_{онтз}$, кДж /кг	Тиск за частиною високого тиску $P_{вт}$, МПа	Тиск за дросельним клапаном $P_{дк}$, МПа	Адіабатичний теплоперепад ЦВТ $H_{овт}$, кДж /кг	Використаний теплоперепад ЦВТ $H_{івт}$, кДж /кг	ККД групи ступеней ЦНТ (η_{oi}) _{нт}	Використаний теплоперепад ЦНТ $H_{інт}$, кДж /кг	Внутрішня потужність турбіни N_i , МВт

1.4. Опис системи соплового паророзподілення і автоматичного регулювання турбіни

На відміну від інших типів турбін для АЕС турбіна К-220-44 має соплове паророзподілення. Система соплового паророзподілення турбіни (рис. 5) складається зі стопорного клапану (рис. 6), регулюючих клапанів (рис. 7) та регулюючої ступені (рис. 5в). Пара після стопорного клапану поступає в групу регулюючих клапанів, що відчиняються в певній послідовності. Кожний регулюючий клапан працює в складі з групою сопел регулюючої ступені турбіни. Кількість регулюючих клапанів та послідовність їх відкриття вибирають згідно типу турбіни, її потужності та максимальній витраті пари. Пара до турбіни підводиться крізь чотири регулюючих клапани (рис. 5), що встановлені на ЦВТ. Два бокових клапани № 1 і 2 діаметром 310 мм крізь короткі литі коліна подають пару у нижню половину циліндра. Клапани відчиняються паралельно і подають пару усоплову камеру, що охоплює всю нижню та частину верхньої половини ЦВТ. Два верхніх клапани № 3 і 4

діаметром 240 мм, що встановлені на паровпускних патрубках верхньої половини циліндру, подають пару кожний в свою соплову камеру. Камери мають 12 і 13 сопл. Клапани № 3 і 4 відкриваються послідовно.

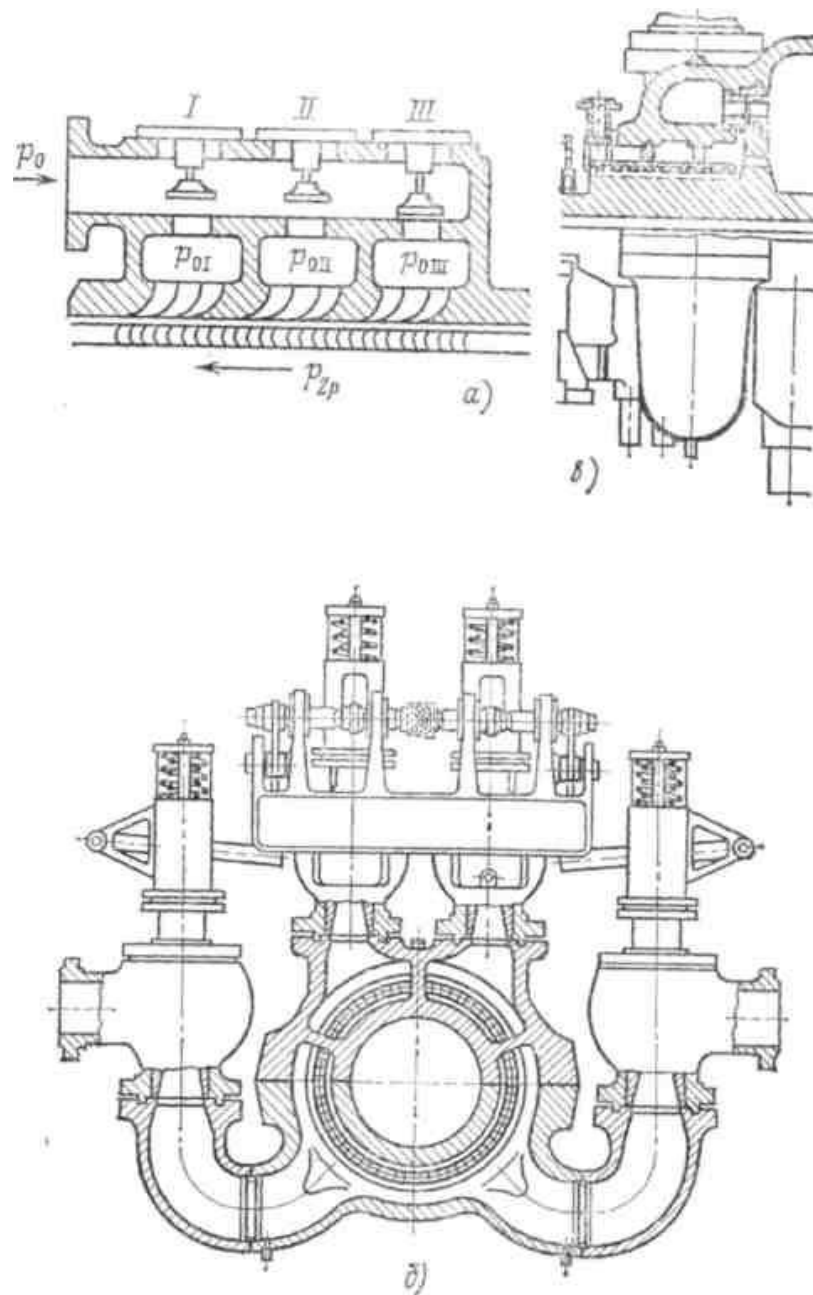


Рис. 5. Система соплового паророзподілення.:
а - схема підводу пари; б - поперечний розріз по паро-впуску; в - регулюючий ступень.

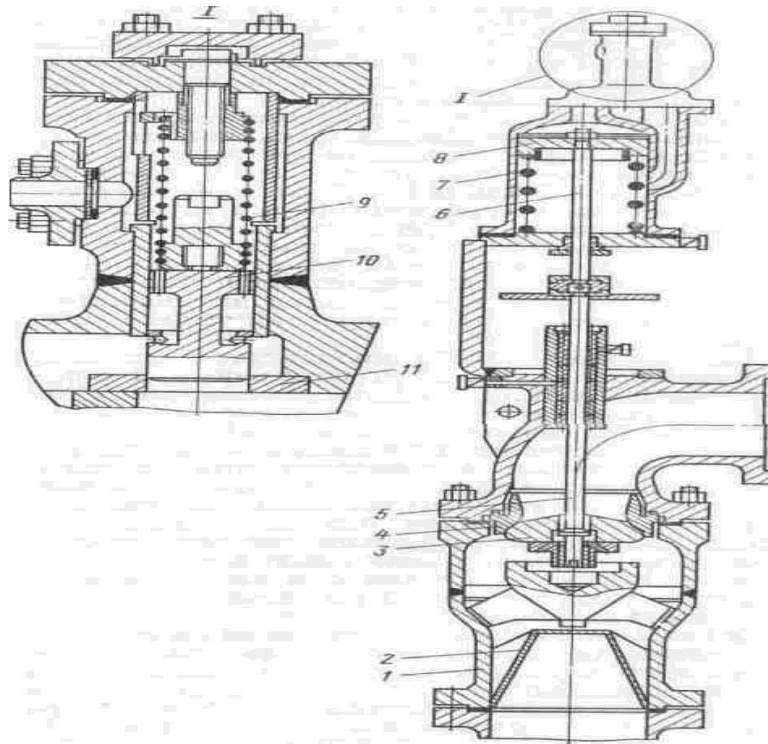


Рис.6. Стопорний клапан турбіни К –220- 44.

1 – корпус; 2- парове сито; 3- клапан; 4 - седло; 5 - шток клапану; 6- шток сервомотору; 7 – пружина; 8— поршень;9- пружина вимикача; 10- золотник; 11-седло вимикача.

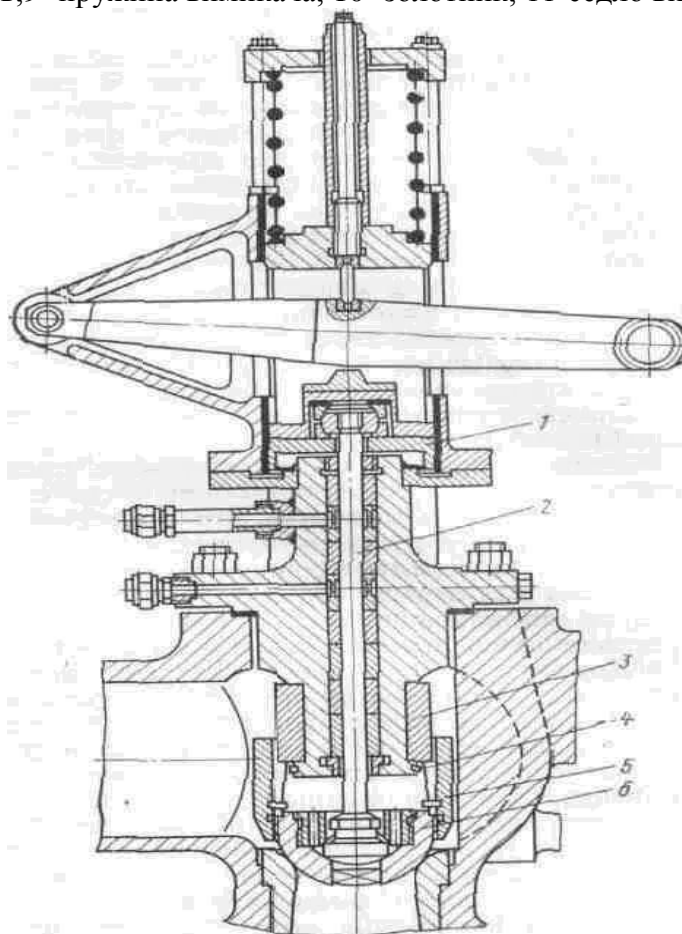


Рис. 7. Регулюючий клапан турбіни К-220-44.

1-ползун; 2-шток ;3-шпонка; 4 -дросельне кільце; 5- розвантажувальний циліндр; 6 - регулюючий клапан .

Система непрямого регулювання (рис.8) включає центробіжний регулятор швидкості, який за допомогою важеля M переміщує золотник 2 сервомотору 3. До золотника 2 по трубі підводиться рідина під тиском. При русі муфти в верх відчиняється вікно c , крізь яке рідина по трубі 4 підводиться до силової частини сервомотору в простір над поршнем. В той же час крізь вікно e надлишок рідини з під поршня перетікає в сливну камеру. Поршень сервомотору переміщує регулюючі клапани.

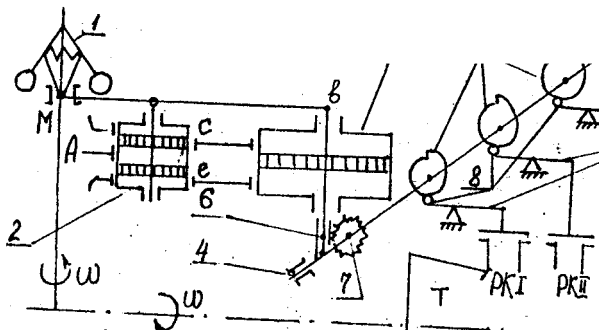


Рис. 8. Система непрямого регулювання.

В якості приводу клапанів, що забезпечують необхідний закон змінення прохідних перетинів, використовуються кулачковий вал 4 зі спеціально спрофільованими кулачковими шайбами 5. Поршень сервомотора 3, що поступово переміщується за допомогою зубчатої рейки 6 повертає шестерню 7, що закріплена на кулачковому розподільчому валу 4. Профільовані кулачкові шайби 5 з роликми 8, що переміщуються по них, зв'язані важелями 9 з регулюючими клапанами (ПК) турбіни (Т) та забезпечують необхідний закон послідовного відкриття регулюючих клапанів.

1.5. Розрахунок соплового паророзподілення на змінних режимах роботи АЕС для сучасних АЕС.

Розрахунок тиску за стопорним клапаном

Розрахунок параметрів потоку в системі паророзподілення починається з визначення тиску за стопорним клапаном, який дорівнює тиску перед регулюючими клапанами, якщо знехтувати втратами в трубопроводах.

Оскільки стопорний клапан на всіх режимах роботи турбіни повністю

відкрит, то, згідно закону малих перепадів тиску, втрата тиску на ньому функції витрати пари дорівнює

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\max} (G / G_{\max})^2 \quad (1.8)$$

де $\Delta P_{\max} = (2-3\%) P_0$ - втрата тиску при максимальній витраті кріз стопорний клапан згідно експериментальних продувок. Тоді тиск за стопорним клапаном дорівнює згідно формулі (1)

$$P_1 = P_0 - \Delta P_{\max} (G / G_{\max})^2 \quad (1.9)$$

Для визначення тиску за стопорним клапаном на змінному режимі роботи турбіни необхідно провести розбивку максимальної витрати пари G на 20-30 поточних значень в залежності від ступені точності розрахунку, що вимагається. Для кожного поточного значення витрати G по формулі (1) визначити значення P_1 .

Розрахунок тиску за регулюючою ступенню

Залежність тиску пари в камері регулюючої ступені від витрати пари кріз турбіну визначають по формулі Стодола - Флюгеля, що записана для групи ступеней з кінця до регулюючої ступені та має вигляд

$$P_3 / P_{3\max} = (G/G_{\max}) \sqrt{\{ T_3/T_{3\max} \} \{ [1 - (P_3/P_k)^2] / [1 - (P_3/P_k)_{\max}^2] \}}, \quad (1.10)$$

де $P_{3\max}$ - тиск за регулюючою ступенню при максимальній витраті пари, що відомий з теплового розрахунку турбіни на максимальному режимі.

Не враховуючи зміни температури за регулюючою ступенню, згідно рівняння (3) можна отримати

$$P_3 = \sqrt{[(G/G_{\max})^2 * (P_{3\max} - P_{k\max})^2 + P_k^2]} \quad (1.11)$$

Для конденсаційної турбіни зміною противотиску из-за малих значень P_k можна знехтувати, тоді вираз (4) спрощується та приймає вигляд

$$P_3 = (G/G_{\max}) P_{3\max} \quad (1.12)$$

Задаючись значеннями поточної витрати пари, необхідно знайти розподілення тиску в камері за регулюючою ступенню з рівнянь (4) або (5).

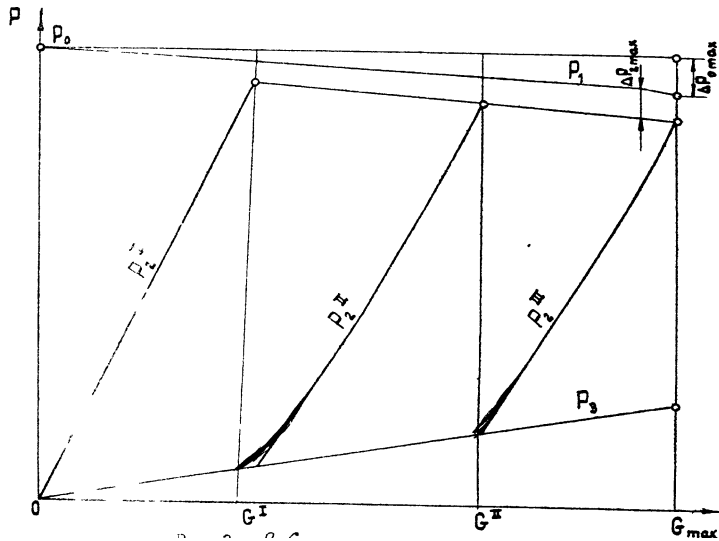


Рис. 9. P-G діаграма.

По результатам розрахунку тиску перед регулюючими клапанами P_1 і за регулюючою ступеню P_3 заповнити табл. 1 и побудувати відповідні криві на P - G діаграмі (рис. 9). Ця діаграма відображає змінний режим роботи турбоустановки.

Розподілення витрат пари та тиску за регулюючими клапанами

Для соплового паророзподілення конденсаційних турбін використовується чотирьохсегментна система паровпуску. Максимальна потужність турбіни забезпечується при повній витраті пари крізь чотири сегменти сопел. Можна прийняти, що при витраті крізь три сегменти сопел досягається потужність $0,8 N_{\max}$, крізь два - $0,6 N_{\max}$. Перші два сегменти сопел, як правило, працюють паралельно.

Площа сегментів сопел визначається в тепловому розрахунку турбіни та в розрахунках систем паророзподілення і є величиною заданою. Якщо площі сегментів сопел не задані як вихідні величини, їх можна визначити з рівняння нерозривності для кожної групи сопел. Для першої групи сопел площа

$$F^I c = G^I_{\max} / (k_o * \mu^I_{\max} * P_3) \quad (1.13)$$

де G^I_{\max} - максимальна витрата крізь першу групу сопел кг/с;

k_o - коефіцієнт початкових параметрів, постійний для всіх груп сопел, що дорівнює $k_o = 2,03 / \sqrt{(P_o * V_o)}$, при цьому P_o [кГ / м], V_o [м /кг] ;

P_3 - тиск за регулюючою ступеню для крапки максимальної витрати крізь

першу групу сопел;

μ^I_{\max} - оберний коефіцієнт витрати в місці максимальної витрати кріз першу групу сопел, залежність для визначення якого приведена в додатках (рис. 1Д). μ^I є функція від відношення тиску в місці максимальної витрати кріз перший клапан (P_3/P_2).

При використанні залежностей коефіцієнта витрати μ від відношення тиску на першій ступени ЦВТ необхідно визначити значення тиску за першим регулюючим клапаном P_2 , при максимальному його відчиненні

$$P_2^I = P_1 - \Delta P_{I\max} \quad (1.14)$$

де $\Delta P_{I\max} = (2-3\%) P_1$ - падіння тиску на повністю відчиненому клапані з експериментальних даних;

P_1 - тиск перед першим клапаном з кривих на $P - G$ діаграмі (рис. 9) при максимальній витраті кріз нього.

Визначивши значення площі сегментів першої групи сопел згідно формулі (1.13), можна вичислити тиск за клапаном на перемином режимі. Для всіх значень поточних витрат кріз першу групу сопел визначають і коефіцієнт витрати з рівняння нерозривности

$$\mu^I = G^I / (k_o * F_c^I * P_3) \quad (1.15)$$

де G^I - поточне значення витрати кріз перший клапан, кг/с; F_c^I - площа першої групи сопел, м²; P_3 - поточне значення тиску в камері регулюючої ступені, відповідно поточному значенню витрати кріз перший клапан, Па.

Знаючи значення коефіцієнтів витрат кріз перший клапан згідно формулі (1.15) в залежності від $\mu = f(P_3/P_2)$ можна визначити відношення тиску P_3/P_2 при раніше обчисленому значенні P_3 , де P_3 - значення тиску за першим регулюючим клапаном.

Розрахунок с змінням G^I для першого клапану проводять до тих пір, поки падіння тиску на першому клапані не досягнет значення $\Delta P_{I\max}$.

При розрахунку другого клапану значення витрати пари кріз нього визначають з рівняння матеріального балансу

$$G^{II} = G - G^I \quad (1.16)$$

З виразу (1.16) випливає, що для розрахунку другого клапану потрібно уточнити значення витрати крізь перший клапан при відкритому другому, яке при його відкритті буде змінюватися внаслідок зміни тиску в камері регулюючої ступени.

Витрату крізь перший клапан в зоні роботи другого визначають з рівняння нерозривності

$$G^I = (k_o * F_c^I * \mu^I * P_3) \quad (1.17)$$

Значення коефіцієнта витрати μ^I в формулі (10) визначають по залежності $\mu = f(P_3/P_2)$.

Тиск за першим регулюючим клапаном визначають згідно формулі (1.14) з урахуванням того, що падіння тиску на першому клапані ΔP_1 залишається незмінним і дорівнює його значенню в момент повного відкриття.

Маючи значення витрати пари крізь другий клапан, обчислюють значення тиску за другим регулюючим клапаном по формулам (1.13) - (1.17) в послідовності, що описана для розрахунку першого клапану.

Витрата крізь третій та наступні регулюючі клапани визначають так $G_i = G - \sum G_i$. Послідовність розрахунку тиску за регулюючими клапанами P_2 зберігається без змін.

По результатам розрахунку тиску и витрат потрібно побудувати $P - G$ діаграму клапанів (рис. 9) и заповнити табл. 2.

Таблиця 2. Розрахунок соплового паророзподілення на змінних режимах роботи АЕС для сучасних АЕС.

Витрата пари крізь турбіну	G	
Тиск за стопорним клапаном	P_1	
Тиск за регулір. ступенню	P_3	
Витрата крізь 1 клапан	G_1	
Коефіцієнт витрати 1 клапана	μ^I	
Відношення тиску на 1 клапані	$(P_3/P_2)^I$	
Тиск за 1- м клапаном	P_2^I	

Витрата кріз 2 клапан	G_2	
Коефіцієнт витрати 2 клапана	μ^{II}	
Відношення тиску на 2 клапані	$(P_3/P_2)^{II}$	
Тиск за 2- м клапаном	P_2^{II}	
Витрата кріз 3 клапан	G_3	
Коефіцієнт витрати 3 клапана	μ^{III}	
Відношення тиску на 3 клапані	$(P_3/P_2)^{III}$	
Тиск за 3- м клапаном	P_2^{III}	

Для визначення потужності регулюючої ступені необхідно використати формулу

$$N_{pc} = (\eta_{oi})_{pc} * (G_1 * H_o^I + G_2 * H_o^{II} + G_3 * H_o^{III}) \quad (1.18)$$

де G_1, G_2, G_3 - поточна витрата кріз I, II та III клапани відповідно; $H_o^I, H_o^{II}, H_o^{III}$ - адіабатичні перепади ентальпій, що визначаються для кожної групи сопел по тискам за клапанами P_2 и за регулюючою ступеню P_2 (рис. 10) для поточних значень витрат кріз клапани G_1, G_2, G_3 ; $(\eta_{oi})_{pc}$ - відносний внутрішній ККД регулюючої ступені, що дорівнює $(\eta_{oi})_{pc} = 0,75$.

Потужність турбіни дорівнює потужності регулюючої ступені та потужності групи ступеней, що не регулюються, та знаходиться так

$$N = N_{pc} + (\eta_{oi}) * G * H_o \quad (1.19)$$

де G - витрата пари кріз ступені турбіни, що не регулюються, та дорівнює поточній витраті кріз 1, 2 та 3 клапани; H_o - адіабатичний перепад ентальпій, що спрацьовується ступенях, що не регулюються, $H_o = i_1 - i_k$ (рис. 10); (η_{oi}) - відносний внутрішній ККД групи ступеней турбіни, що не регулюються, та дорівнює $(\eta_{oi}) = 0,8$.

Ентальпії початку розширення пари в групі ступеней турбіни, що не регулюються, визначають із рівняння змішення

$$i_1 = i_o - (G_1 * H_o^I + G_2 * H_o^{II} + G_3 * H_o^{III}) / G \quad (1.20)$$

Для зручності розрахунків рекомендується скласти табл. 3, використовуючи її в подальшому для будування статичної характеристики

паророзподільчих органів.

Таблиця 3. Розрахунок потужності турбіни при сопловому паророзподіленні

G_1	G_2	G_3	$(P_2)^I$	$(P_2)^{II}$	$(P_2)^{III}$	P_3	H^I_0	H^{II}_0	H^{III}_0	$\Sigma G_i H_{i0}$	N_{psc}	i_1	H_0	N

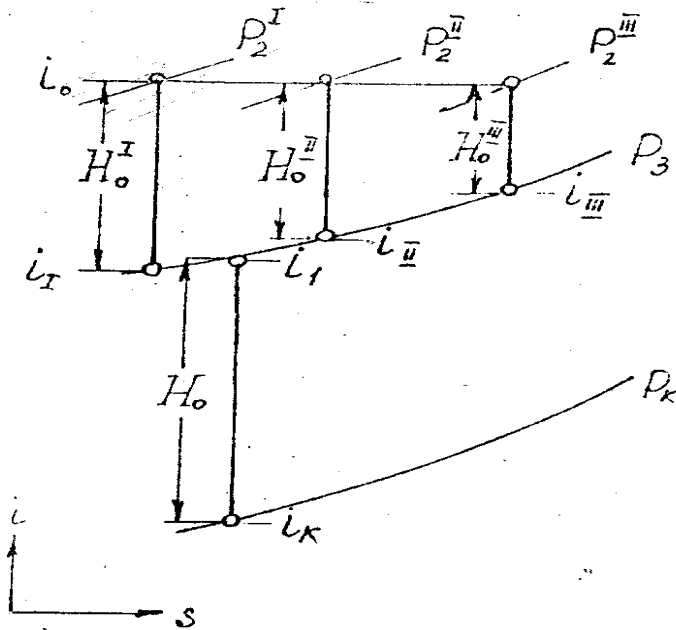


Рис. 10. Процес розширення пари в $I-S$ діаграмі для соплового паророзподілення.

2. ВИБІР НОМІНАЛЬНИХ РОЗМІРІВ РЕГУЛЮЮЧИХ КЛАПАНІВ І ЇХ СТАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА.

2.1. Вибір номінальних розмірів регулюючих клапанів

Номінальні розміри клапанів визначають з вимоги пропуску максимальної витрати пари крізь них по рівнянню витрати крізь клапан

$$F_k = G_{\max} / (k_o * \phi_{\max} * \beta * P_{ск}), d_k = \sqrt{4 F / \pi}, \quad (2.1)$$

де G_{\max} - максимальна витрата крізь клапан, що дорівнює витраті пари крізь турбіну для випадка наявності одного дросельного клапану або частина витрати пари крізь турбіну для випадка наявності декількох дросельних клапанів; k_o - коефіцієнт початкових параметрів, що дорівнює $k_o = a / \sqrt{P_o V_o}$; β - коефіцієнт витрати (табл.Д2 Додатків), що залежить від відношення тисків $P_{dk} / P_{ск}$; $P_{ск}$ - тиск перед стопорним клапаном, P_{dk} - тиск за повністю відкритим

дросельним клапаном; φ_{\max} - коефіцієнт витрати при повністю відкритому клапані, що вибирається по даним експериментальних продувок клапану відповідної конструкції (для турбін ХТГЗ $\varphi_{\max} = 0,825-0,85$).

При визначенні номінального діаметру клапана необхідно прямувати до його зменшення і обов'язково скругляти значення d_k до значень стандартного ряду з наступною коректирою прийнятих значень φ_{\max} . Швидкість течії в клапані при максимальному пропуску робочого тіла не повинна перевищувати 100–150 м/с. Значення швидкості перевіряють після визначення номінальних розмірів клапанів по формулі

$$C = G_{\max} * V_{\text{дк}} / (F_k * \varphi_{\max}), \quad (2.2)$$

де $V_{\text{дк}}$ - питомий об'єм в кінці ізоентропійного розширення в клапані, що визначається по $h - S$ діаграмі.

2.2. Статична характеристика регулюючого клапану.

На другому етапі необхідно для кожного поточного значення витрати крізь клапан визначити значення $R_{\text{ск}}$ и $R_{\text{дк}}$ із таблиці 1, побудувати процес витоку пари із клапану в $h - S$ діаграмі і знайти швидкість витоку в клапані $C = 44,72 \sqrt{H_{\text{дк}}}$, де $H_{\text{дк}}$ – ізоентропійний перепад ентальпій в клапані, кДЖ / кг.

Після цього необхідно для кожної поточної витрати розрахувати коефіцієнт витрати клапану по формулі

$$\varphi = G * V_{\text{дк}} / (F_k * C), \quad (2.3)$$

По заданим залежностям (Додаток рис. Д2) можна визначити значення відносної висоти під'єму клапану H^*/d_k , яке забезпечить задану поточну витрату крізь клапан G .

Результати розрахунку висоти под'єма клапану звести в табл. 4. По результатам розрахунку побудувати залежність висоти під'єму клапану від витрати пари крізь нього $H^* = f(G)$ (рис. 11).

Таблиця 4. Залежність висоти под'єма клапану від витрати пари

Абсолютна витрата пари, G , кг/с	Тиск за сторонним клапаном $P_{ск}$, МПа	Тиск за дросельним клапаном $P_{дк}$, МПа	Відношення тисків $P_{дк} / P_{ск}$	Питомий об'єм за дросельним клапаном $V_{дк}$, м ³ /кг	Швидкість пари за дросельним	Коефіцієнт витрати ϕ	Відношення H''/d_k	Висота под'єму клапану H'' , м

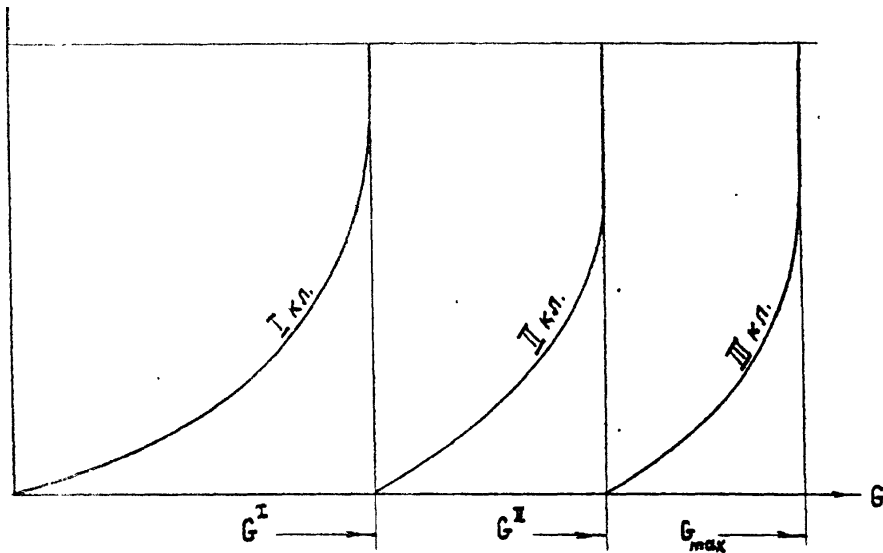


Рис.11. Статична характеристика клапанів для соплового паророзподілення .

3. ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ НА РЕГУЛЮЮЧИХ КЛАПАНАХ И ВИБІР СЕРВОМОТОРУ.

3.1. Зусилля на регулюючих клапанах.

Зусилля на штоці сервомотору виникають від зусиль, що діють на дросельні клапана при їх під'ємі із-за різниці тисків у клапані.

Зусилля на штоках клапанів від статичної парової невривноваженості для клапана найпростішої форми тарельчатого визначають по формулі

$$R_{пар} = \pi[(d_k^2 - d_{ш}^2) P_{ск} - d_k^2 P_{дк}] / 4, \quad (3.1)$$

де d_k – номінальний діаметр клапану; $d_{ш}$ – діаметр штока клапану, що дорівнює $d_{ш} = 0,4 d_k$; $P_{ск}$ и $P_{дк}$ – тиски перед та за дросельним клапаном, що визначаються по таблиці 1, (МПа). Результати розрахунку зводять в таблицю 5. По результатам розрахунку будують графік залежності змінення зусиль від

висоти под'єму клапану (рис.12) .

Зусилля від статичної парової невірноваженості клапанів складної геометричної форми визначають експериментальним шляхом, як і зусилля від динамічної парової невірноваженості клапанів, що викликані умовами обтікання в клапанах.

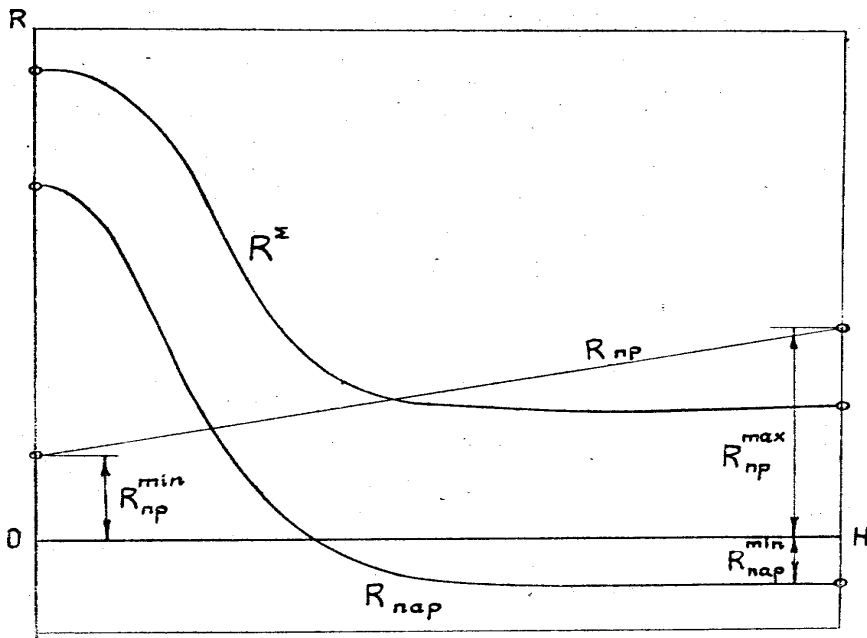


Рис. 12. Графік залежності $R = f(H)$

Так як зусилля від парової навантаженості на клапани знакозмінні, то для того, щоб на штоці клапану зусилля завжди були позитивні, клапани забезпечують пружинами, що прижимають клапани до седла під час роботи. Максимальне зусилля пружини вибирають в 2 – 2,5 рази більше максимального негативного зусилля від парового навантаження, початковий натяг пружини складає половину від максимального зусилля пружини

$$(R_{\text{пр}})_{\text{max}} = (2 - 2,5) (R_{\text{пар}})_{\text{min}}, (R_{\text{пр}})_{\text{min}} = 0,5 (R_{\text{пр}}), \quad (3.2)$$

Таблиця 5. Зусилля від парового навантаження на клапані

Висот під'єму клапана H , м	Тиск за стопорним клапаном $P_{ск}$, МПа	Тиск за дросельним клапаном $P_{дк}$, МПа	Зусилля від парового навантаження на клапані $R_{пар}$, Мн	Зусилля пружини $R_{пр}$, Мн	Сумарне зусилля на штоці клапану R_{Σ} , Мн

Сумарне зусилля на штоці клапану (рис.12) представляє собою суму парового зусилля и зусилля пружини

$$R_{\Sigma} = R_{пар} + R_{пр} , \quad (3.3)$$

3.2. Вибір сервомотору.

При виборі розмірів сервомотору визначальним є зусилля, яке повинен розвивати сервомотор для забезпечення заданого под'єму клапанів і витрата крізь турбіну. Зусилля на штоці сервомотору визначають по максимальному зусиллю на штоці клапана $P_c = \Sigma R$, де ΣR - сумарне зусилля на штоці клапану.

Вибрав величину запаса 5-6 для здолання терття у передатковому механізмі, можливих заєданнь при русі клапанів та гідравлічних опірах у золотниках та маслопроводах, можна знайти максимальне зусилля на сервомотор

$$P_{cmax} = (5 - 6) P_c . , \quad (3.4)$$

Площа сервомотору одностороньої дії визначається по максимальному зусиллю на штоці сервомотору

$$F_c = P_{cmax} / P_o , \quad (3.5)$$

де P_o - тиск масла в системі регулювання вибирають на рівні 0,3-4,0МПа.

Діаметр поршня сервомотору та загальний об'єм сервомотору розраховують по максимальному ходу поршня сервомотору за формулами

$$D_c = \sqrt{4 F_c / \pi}, \quad (3.6)$$

$$V_c = F_c * m_o, \quad (3.7)$$

Якщо загальний об'єм сервомотору виявляється дуже великим з конструктивної точки зору, то необхідно або зменшити зусилля на клапанах, або підвищити тиск масла в системі регулювання.

4. СТАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛЮВАННЯ.

4.1. Статична характеристика паророзподільчих органів.

Статична характеристика паророзподільчих органів представляє собою залежність навантаження на турбоагрегат N від переміщення поршня сервомотору m (рис.13, IV квадрант), т.е. $N = f(m)$.

Для будування статичної характеристики паророзподільчих органів необхідно скористатися статичною характеристикою клапанів $G = f(H)$ (рис.11).

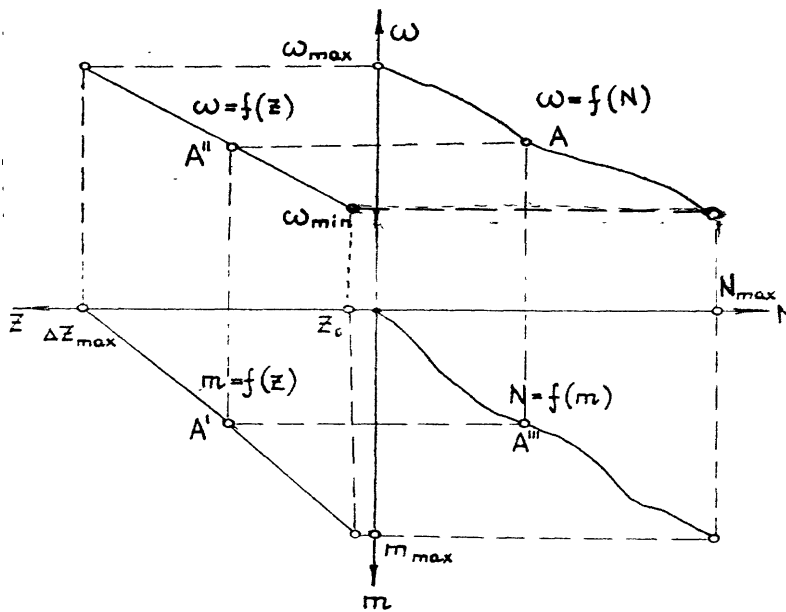


Рис. 13. Статична характеристика турбоустановки.

Повному ходу поршня сервомотору m_o відповідає максимальна висота под'єму клапана H_{max} . Кожному поточному значенню висоти под'єму клапана H_i відповідає переміщення поршня сервомотору, що дорівнює $m_i = H_i$ та відкладається по осі абсцис на графіку $N_i = f(m)$.

З іншого боку, кожному поточному значенню висоти под'єму відповідного

клапану H_i ; відповідає витрата пари крізь турбіну G_i та внутрішня потужність турбіни N_i згідно таблиці 1 для дросельного та таблиці 3 для соплового паророзподілення.

4.2. Статична характеристика регулятора.

Для будовання характеристики відцентрового регулятора швидкості необхідно задатися коефіцієнтом нерівномірності регулювання δ та відповідним йому переміщенням рухомої муфти регулятора ΔZ_{\max} .

Максимальне та мінімальне значення швидкості обертання регулятора

$$\omega_{\max} = \omega_{\text{cp}} + \delta \omega_{\text{cp}}/2, \quad \omega_{\text{mix}} = \omega_{\text{cp}} - \delta \omega_{\text{cp}}/2. \quad (4.1)$$

Вибравши лінійний характер залежності статичної характеристики регулятора, можна її побудувати по заданим значенням δ та ω_{cp} (рис.13, II квадрант).

4.3. Статична характеристика регулювання.

Статичну характеристику регулювання будують по характеристикам окремих елементів системи автоматичного регулювання послідовним виключенням їх вхідних величин. Статичну характеристику регулювання будують в чотирехквадрантній діаграмі (рис. 13). У правому нижньому квадранті (IV) наносять статичну характеристику паророзподільчих органів $N = f(m)$. Потім в лівому нижньому квадранті (III) будують статичну характеристику передаточного механізму $m = f(Z)$, при цьому повному ходу поршня сервомотору на відкриття відповідає початкове положення муфти регулятора Z_0 . Максимальне переміщення рухомої муфти регулятора ΔZ_{\max} відповідає повному ходу поршня на закриття. В лівому верхньому квадранті (II) будують статичну характеристику регулятора $\omega = f(Z)$.

Будовання статичної характеристики регулювання виконують графічним методом по декількох крапках аналогічно будованню, що наведене для точки А.

Статична характеристика регулювання $\omega = f(N)$ визначає можливі режими роботи агрегата та його властивості при роботі з іншими агрегатами в загальну мережу (рис. 13, I квадрант).

5. ДИНАМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛЮВАННЯ.

5.1. Двоступенева система регулювання конденсаційної турбіни АЕС.

Для дослідження системи регулювання на сталість складають рівняння руху елементів системи, визначають її характеристичне рівняння. На підставі отриманих даних будують динамічну характеристику процесу регулювання.

Для розрахунку вибрана схема системи регулювання з подвійним посиленням та включенням першого золотника першим та другим сервомоторами, що зображена на рис.14. Тут золотник 4 головного сервомотору 5 безпосередньо підвішений до штоку першого сервомотору 2 та вимикається власним, другим сервомотором 5. Головний сервомотор пов'язаний з важилем АВ, що викликає рух золотника першого сервомотору. Золотник першого сервомотору вимикається одночасно власним поршнем та поршнем головного сервомотору, що обумовлює стаке регулювання в цілому.

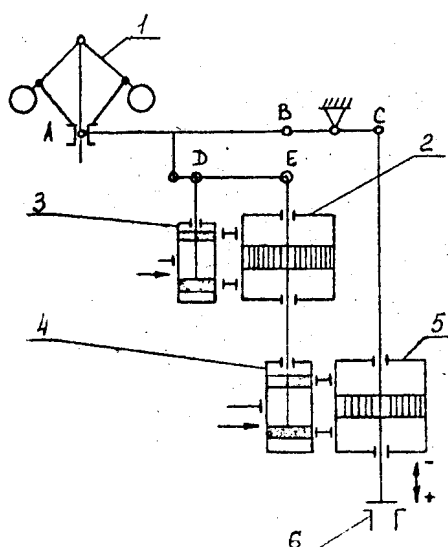


Рис. 14. Схема двохступеневої системи непрямого регулювання.

5.2. Диференційні рівняння руху складових системи автоматичного регулювання.

Диференційні рівняння руху двухступеневої системи автоматичного регулювання ПТУ включають рівняння руху ротору, регулятора, сервоморів та золотників першого та другого ступенів [6-7]. Для випадку, коли паророзподільчі органи знаходяться достатньо близько від проточної частини турбіни, можна вважати, що момент діючих сил в турбіні залежить тільки від ходу поршня сервомотору та кутової швидкості обертання ротора ω , т.е. $M = f(m, \omega)$. Застосовано ідеальний конічний відцентровий регулятор швидкості. В системі регулювання с подвійним посиленням та вимиканням першого золотника першим та другим сервомотором коефіцієнт передачі від другого сервомотору к першому золотнику дорівнює 1. Масою першого та другого сервомоторів можна знехтувати. Для другого сервомотору відносне переміщення другого золотника дорівнює відносному переміщенню поршня першого сервомотора. Коефіцієнт зворотнього зв'язку для другого сервомотору визначається як нуль, так как переміщення поршня другого сервомотору не впливає в якості зворотнього зв'язку на відчинення вікон другого золотника.

Вводячи $\psi = \varphi/\delta$ - відносне відхилення кутової швидкості обертання в долях $\delta\omega_0$, отримують для вибраної системи регулювання з подвійним посиленням систему диференційних рівнянь руху у виді

$$\text{ротор} \quad \partial\psi / \partial t = \mu_2 / T_\psi \quad (5.1)$$

$$\text{регулятор} \quad \xi = \psi \quad (5.2)$$

$$\text{перший сервомотор} \quad (T_{c1} p + 1) \mu_1 = \sigma_1 \quad (5.3)$$

$$\text{перший золотник} \quad \sigma_1 = -\zeta - \mu_2, \quad (5.4)$$

$$\text{другий сервомотор} \quad T_{c2} p \mu_2 = \sigma_2 \quad (5.5)$$

$$\text{другий золотник} \quad \sigma_2 = -\mu_1 \quad (5.6)$$

де T_ψ - динамічна константа, стала часу турбіни, що визначається властивістю саморегулювання турбіни і дорівнює $T_\psi = I / (\partial M_T / \partial \omega - \partial M_R / \partial \omega)$; φ -

відношенню змінення кутової частоти обертання ротора турбіни, що дорівнює $\varphi = \Delta\omega / \omega_0$; T_μ -дінамічна константа, стала часу сервомотору, що дорівнює $T_\mu = I \omega_0 / (m_0 \partial M_T / \partial t)$; μ - відношенню змінення ходу поршня сервомотору, що дорівнює $\mu = \Delta t / m_0$; I - момент інерції ротору; ω , ω_0 - поточна та номінальна частота обертання; M_T , M_G - момент рухомих сил турбіни та генератора, μ_2 - відношенню переміщення поршня голоовного сервомотору, T_ψ - час розгону ротора на величину $\delta\omega_0$ під дією максимального моменту M_0 , що дорівнює $T_\psi = T_\mu \delta = I \omega_0 \delta / M_0$, ξ - відношенню переміщення, муфти регулятора, що дорівнює $\xi = \Delta Z / Z_{\max}$, T_{c1} , T_{c2} - час повного ходу першого та другого сервомоторів при повністю відкритих вікнах золотника.

В якості незалежної змінної вводять відносний час $\vartheta = t / T_\psi$, і система диференціальних рівнянь (5.1-5.6) в операторній формі перетворюється так

$$p\psi = \mu_2 \quad (75.)$$

$$(\tau_1 p + 1) \mu_1 = -\psi - \mu_2 \quad (5.8)$$

$$\tau_2 p \mu_2 = \mu_1 \quad (5.9)$$

де $\tau_1 = T_{c1} / T_\psi$, $\tau_2 = T_{c2} / T_\psi$ відносний час першого та другого сервомоторів відповідно.

Необхідно мати на увазі, що якщо в якості незалежної змінної ввести відносний час ϑ замість абсолютного часу t , то похідна від функції по відносному часу ϑ буде виражатися крізь похідну по часу наступним чином

$$\partial / \partial t = \partial / \partial (\vartheta T_\psi) = \partial / T_\psi \partial \vartheta \quad (5.10)$$

Таким чином, система автоматичного регулювання з подвійним посиленням та включенням першого золотника першим та другим сервомоторами описується системою рівнянь (5.7-5.9) з урахуванням рівняння (5.10).

Для системи автоматичного регулювання з одним ступенем посилення (рис.3,8) система диференціальних рівнянь включає рівняння ротору у вигляді

$$\partial \varphi / \partial t = \mu / T_\mu \quad (5.11)$$

рівняння регулятора у вигляді

$$\delta \xi = \varphi_{\mu} \quad (5.12)$$

рівняння сервомотору з відсечним золотником у вигляді

$$T_c \partial \mu / \partial t + \mu = -\zeta - \chi \quad (5.13)$$

Враховуючи всі введенні вище позначення система диференціальних рівнянь, що описує САР з одним ступенем посилення в операторній формі має вигляд

$$p\psi = \mu \quad (5.14)$$

$$(\tau_1 p + 1) \mu = -\psi - \mu \quad (5.15)$$

5.3. Динамічна характеристика регулювання.

Для системи регулювання с подвійним посиленням та вимиканням першого золотника першим та другим сервомотором необхідно вирішити разом систему рівнянь (5.7-5.9) та отримати перетворене рівняння системи у вигляді

$$(\tau_1 p + 1) \tau_2 p^2 \psi = -\psi - p\psi \quad (5.16)$$

Характеристичне рівняння в цьому випадку

$$\tau_1 \tau_2 p^3 + \tau_2 p^2 + p + 1 = 0 \quad (5.17)$$

Для визначення часу другого сервомотору T_{c2} необхідно використати діаграму найбільших відхилень регулюючої величини в залежності від часу сервомоторів (рис. 15).

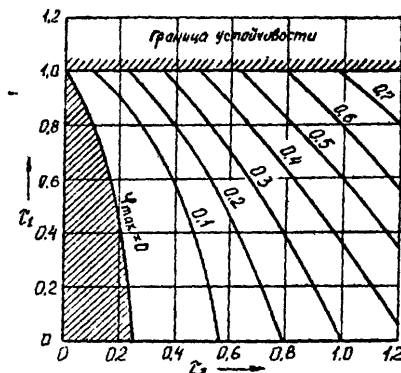


Рис.15. Діаграма найбільшого відхилення φ від часу сервомотору.

Якщо $\varphi'_{\max} = (\psi_{\max} - \delta) / \delta$, то, знаючи φ'_{\max} и τ_1 , можна знайти τ_2 и T_{c2} , яке необхідно мати для забезпечення заданого значення φ'_{\max} при прийнятому

значенні T_{c2} . При відомих значеннях τ_1 та τ_2 можна знайти корні характеристичного рівняння, які для рівняння третього ступеню в загальному випадку мають вигляд $p_1 = \alpha_1$; $p_{2,3} = \alpha \pm i \beta$.

Рівняння змінення кутової швидкості у відносному часі ϑ дорівнює

$$\psi = C_1 e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} (C_2 \cos \beta \vartheta + C_3 \sin \beta \vartheta) \quad (5.18)$$

Рівняння руху головного сервомотору має вигляд

$$\begin{aligned} \mu_2 = p\psi &= p_1 * C_1 e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} [(\alpha C_2 + \beta C_3) \cos \beta \vartheta + \\ &+ (\alpha C_3 - \beta C_2) \sin \beta \vartheta] = \\ &= C_{1\mu} e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} (C_{2\mu} \cos \beta \vartheta + C_{3\mu} \sin \beta \vartheta). \end{aligned} \quad (5.19)$$

Рівняння руху золотника головного сервомотору (або рівняння першого сервомотору) можна записати так

$$\begin{aligned} \mu_1 = \sigma = \tau_2 p \mu_2 &= \tau_2 \{ p_1 C_1 e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} [(\alpha C_2 + 2 \alpha \beta C_3 - \\ &- \beta C_2) \cos \beta \vartheta + (\alpha C_3 - 2 \alpha \beta C_2 - \beta C_3) \sin \beta \vartheta] \} = \\ &= C_{1\sigma} e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} (C_{2\sigma} \cos \beta \vartheta + C_{3\sigma} \sin \beta \vartheta). \end{aligned} \quad (5.20)$$

Для знаходження сталих інтегрування використовують початкові умови при $\vartheta = 0$.

$$\psi(0) = -1; \quad (5.21)$$

$$\mu_2(0) = 1;$$

$$\sigma(0) = p \mu_2(0) = 0.$$

Умови (5.21) означають, що у початковий момент часу відхилення числа обертів та відхилення головного сервомотору дорівнює зміненню потужності, а швидкість першого сервомотору та золотнику є нуль.

Система рівнянь для визначення сталих інтегрування після підстановки початкових умов (5.21) в рівняння (5.18–5.20) відповідно приєме вигляд

$$C_1 + C_2 = -1; \quad (5.22)$$

$$p_1 C_1 + \alpha C_2 + \beta C_3 = 1; \quad (5.23)$$

$$p_1 C_1 + (\alpha - \beta) C_2 + 2 \alpha \beta C_3 = 0.$$

Вирішуючи цю систему, можна визначити сталі інтегрування.

$$C_{1\mu} = p_1 C_1; \quad (5.25)$$

$$C_{2\mu} = \alpha C_2 + \beta C_3; \quad (5.26)$$

$$C_{3\mu} = \alpha C_3 - \beta C_2; \quad (5.27)$$

$$C_{1\sigma} = \tau_2 p_1 C_1; \quad (5.28)$$

$$C_{2\sigma} = \tau_2 [(\alpha - \beta) C_2 + 2 \alpha \beta C_3]; \quad (5.29)$$

$$C_{3\sigma} = \tau_2 [(\alpha - \beta) C_3 - 2 \alpha \beta C_2]; \quad (5.30)$$

Знаючи сталі інтегрування, можна записати перетворені рівняння елементів системи регулювання та побудувати переходні процеси для кожного елементу системи регулювання по точкам, використовую таблицю 6.

Таблиця 6. Переходні процеси для елементів системи регулювання

ϑ	$e^{p_1 \vartheta}$	$e^{\alpha \vartheta}$	$\sin \beta \vartheta$	$\cos \beta \vartheta$	ψ	μ_2	μ_1

По результатах розрахунку для САР з подвійним посиленням будують залежності $\psi = f(\vartheta)$; $\mu_1 = f(\vartheta)$; $\mu_2 = f(\vartheta)$ (рис. 16).

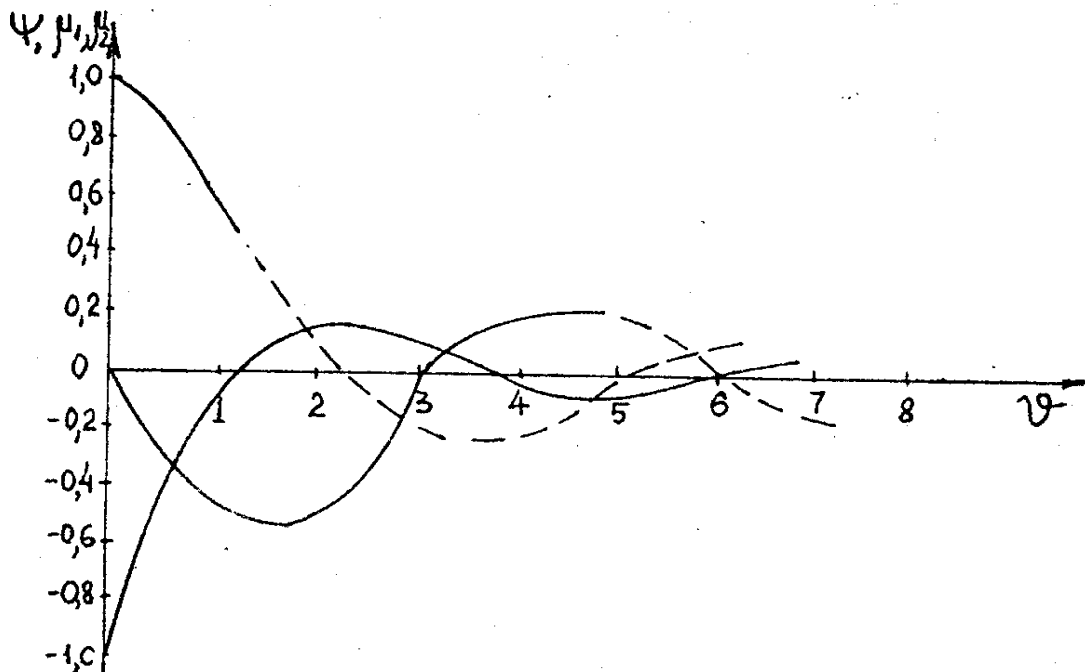


Рис. 16. Динамічна характеристика регулювання для САР з подвійним посиленням.

Для системи автоматичного регулювання з одним ступенем посилення (рис.3,8) характеристичне рівняння буде мати вигляд

$$\tau_1 p^2 + 2p + 1 = 0 \quad (5.31)$$

При відомих значеннях τ_1 можна знайти корні характеристичного рівняння $p_{1,2}$. Рівняння змінення кутової швидкості у відносному часі ϑ дорівнює

$$\psi = C_1 e^{p_1 \vartheta} + C_2 e^{p_2 \vartheta} \quad (5.32)$$

Рівняння руху головного сервомотору виглядає так

$$\mu_2 = p\psi = p_1 C_1 e^{p_1 \vartheta} + p_2 C_2 e^{p_2 \vartheta} = C_{1\mu} e^{p_1 \vartheta} + C_{2\mu} e^{p_2 \vartheta} \quad (5.33)$$

Для знаходження сталих інтегрування використовують початкові умови при $\vartheta = 0$ $\psi(\vartheta) = -1$; $\mu(\vartheta) = 1$.

Система рівнянь для визначення сталих інтегрування після підстановки початкових умов в рівняння (23,24) відповідно приєме вигляд

$$C_1 + C_2 = -1; \quad (5.34)$$

$$p_1 C_1 + p_2 C_2 = 1; \quad (5.35)$$

З урахуванням сталих інтегрування можна записати перетворені рівняння елементів системи регулювання та побудувати перехідні процеси для кожного елемента системи регулювання по точкам, використовуючи таблицю 6. В таблиці необхідно виключити зайві стовбці, що враховують наявність комплексних корнів для характеристичного рівняння третього ступеню ($\sin \beta\vartheta$ та $\cos \beta\vartheta$) та змінну другого ступеню посилення ($\sigma = \mu_1$).

Для системи автоматичного регулювання з одним ступенем посилення будують залежності $\psi = f(\vartheta)$; $\mu = f(\vartheta)$ (рис. 17) згідно результатів розрахунку.

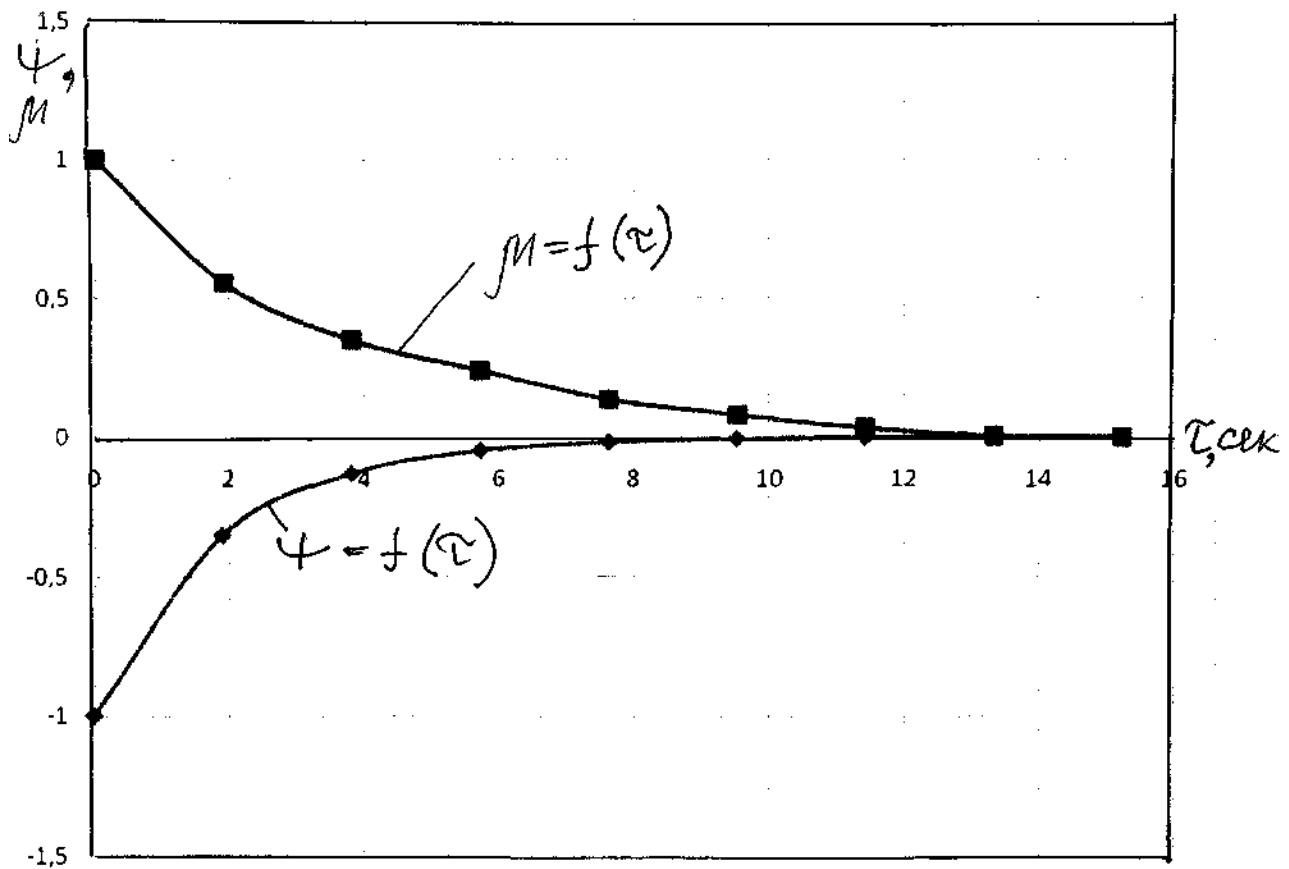


Рис. 17. Дінамічна характеристика регулювання для САР з з одним ступенем посилення.

Аналіз кривих на рис. 16,17 дозволяє визначитися при розробці системи регулювання та виборі її параметрів. Якщо на турбіні виникає несталість процеса регулювання, то підвищення нерівномірності стабілізує несталість, хоча при цьому система гірше задовольняє проблемі підтримання швидкості обертання на сталому рівні. Зниження нерівномірності може викликати повільний процес затухання коливань і також перехід в зону несталості. Існуючий досвід показує, що процес сталий при $\delta=3-4\%$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкін А.Е., Трухний А.Д. Парові та газові турбіни для електростанцій. Підручник для вузів. - М:Видавничий дім МЕІ, 2008.-556 с. (на рос. мові).
2. Трояновський Б.М., Філіпов Г.А., Булкін А.Є. Парові та газові турбіни атомних електростанцій. М., Енергоатомвидат, 1985р., 256с. (на рос. мові).
3. Щегляев А.В., Смелъницький С.Г. Регулювання парових турбін. -Л.,- М.:Госенерговидав , 1962. - 256 с.
4. Кириллов І.І. Автоматичне регулювання парових та газових турбін. – М. : Гос. Научно – технічне видавництво машинобудівної літератури , 1961. – 600с.
5. Щегляев А.В. Парові турбіни. – М.: Енергія, 1976. – 368с.
6. Косяк Ю.Ф. Паротурбінні установки атомних електростанцій. М., Енергія, 1978р., 312с. (на рос. мові).
7. Кириллов І.І. Автоматичне регулювання парових турбін та газотурбінних установок. – Л. : Машинобудування , Ленінградське відділення 1988 . – 447 с.
8. 8. Розрахунок механо гідравлічної системи регулювання. Методичні вказівки до практичних занять по курсу " Контроль та регулювання паротурбінних установок " для студентів спеціальності «Атомна електричні станції» денної форми навчання. Склала О.Ю.Черноусенко. - Київ: ІЩ „Політехніка», 2003р., 34с.
9. 9. Змінний режим роботи ПТУ (соплове паророзподілення та розрахунок САР). Методичні вказівки до практичних занять по курсу "Турбіни ТЕС і АЕС" для слухачів МПО по спеціальності «Теплові електричні станції». Київ, КП, ІВЦ „Політехніка», 2003р. ,24с.

ДОДАТКИ

Таблиця Д1. Вхідні дані для дросельного та соплового паророзподілення

Тип ПТУ	К-1000-65/3000 «Силові машини»	К-220-44/3000 «Турбоатом»	К-1000-60/1500 «Турбоатом»	К-500-60/1500 «Турбоатом»
Номинальна потужність, МВт	1000	220	1000	500
Частота обертання ротору n (об/хв)	3000	3000	1500	1500
Тиск перед стопорним клапаном P_0 (МПа)	6,0	4,3	5,9	5,9
Температура гострої пари T_0 °С	275	255	274,3	274,3
Тиск в сепараторі $P_{спп}$ (МПа)	0,594	0,268	1,2	1,06
Температура промперегріву $T_{пп}$ °С	250	241	250	250
Тиск в конденсаторі P_k (кПа)	5,0	5,1	3,9	5,9
Витрата пари загальна G_{max} кг/с	1650	413,5	1786	844
Витрата пари на ЦСТ $G_{ЦСТ}$ кг/с	-	-	-	569
Витрата пари на ЦНТ $G_{ЦНТ}$ кг/с	1105	227	1197	543
Витрата пари в конденсатор G_K кг/с	909	219	958	489
Тиск перед ЦНТ $P_{ЦНТ}$ (МПа)	-	-	0,263	-
Температура перед ЦНТ $T_{ЦНТ}$ °С	-	-	128	-
Тиск в камері регулюючої ступені P_3 (МПа)	-	2,6	-	-
Витрати пари G^I_{max} (кг/с) та другий G^{II}_{max} (кг/с) клапани	-	250 350	-	-
Нерівномірність регулювання δ (%)	5	5	5	5
Максимальне переміщення муфти регулятора Z_{max} мм	40	26	35	35
Початкове положення муфти регулятора Z_0 мм	30	20	25	25
Повний робочий хід поршня сервомотору m_0 (мм)	350	200	350	250
Час турбіни T_ϕ (с)	10,5	9	11,5	11,5
Час першого сервомотору T_1 (с)	0,09	0,08	0,1	0,1
Час другого сервомотору T_2 (с)				
Найбільше підвищення обертів турбіни при збросі навантаження ψ_{max} (%)	8	8	10	9

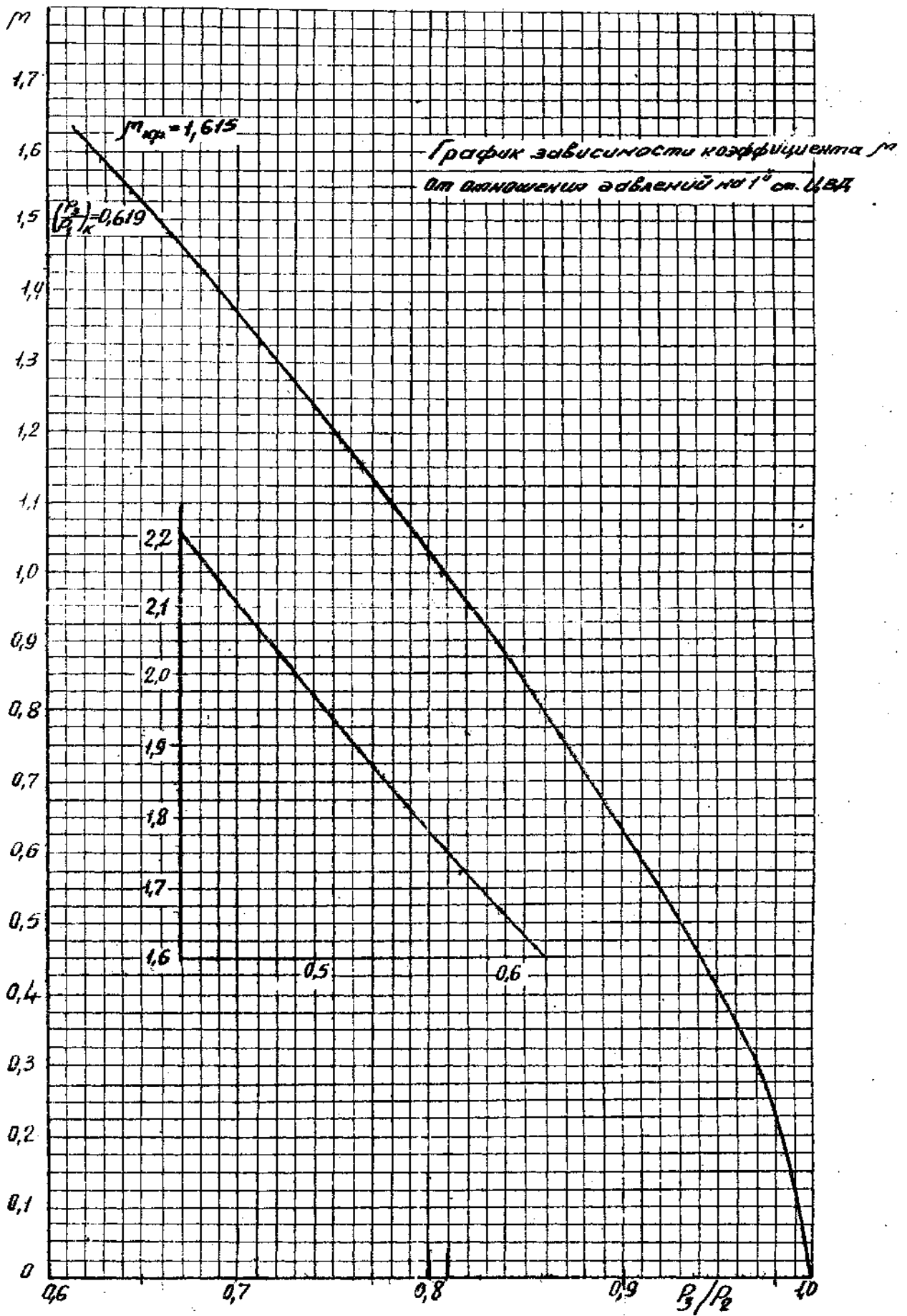


Рис. Д1. Коэффициент витрати пари для групи сопел μ .

Таблица Д2. Коэффициент витрати β на регулюючому клапані.

P_2/P_1	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,55	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,56	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999
0,57	0,998	0,996	0,996	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,997	0,997
0,58	С,С97	0,997	0,997	0,997	0,996	0,996	0,996	0,996	0,996	0,995
0,59	0,995	0,995	0,995	0,994	0,994	0,994	0,994	0,993	0,993	0,993
0,60	0,992	0,992	0,992	0,992	0,992	0,991	0,991	0,991	0,990	0,990
0,61	0,990	0,989	0,989	0,989	0,988	0,988	0,988	0,987	0,987	0,987
0,62	0,986	0,986	0,986	0,985	0,985	0,985	0,934	0,984	0,983	0,983
0,63	0,962	0,982	0,982	0,981	0,981	0,980	0,980	0,980	0,979	0,979
0,64	0,978	0,978	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	0,974	0,974
0,65	0,973	0,973	0,972	0,972	0,971	0,971	0,970	0,970	0,969	0,969
0,66	0,968	0,968	0,967	0,966	0,965	0,965	0,964	0,964	0,963	0,963
0,67	0,962	0,961	0,961	0,960	0,959	0,958	0,958	0,957	0,956	0,956
0,68	0,955	0,954	0,954	0,953	0,952	0,951	0,951	0,950	0,950	0,949
0,69	0,948	0,947	0,947	0,946	0,945	0,944	0,944	0,943	0,942	0,941
0,70	0,940	0,940	0,939	0,938	0,937	0,936	0,936	0,935	0,934	0,933
0,71	0,932	0,931	0,930	0,930	0,929	0,928	0,927	0,926	0,925	0,924
0,72	0,923	0,922	0,921	0,920	0,919	0,918	0,917	0,916	0,915	0,914
0,73	0,913	0,912	0,911	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,904
0,74	0,903	0,902	0,901	0,900	0,899	0,898	0,897	0,896	0,894	0,893
0,75	0,892	0,891	0,890	0,889	0,888	0,887	0,886	0,885	0,883	0,882
0,76	0,881	0,880	0,879	0,878	0,877	0,875	0,874	0,873	0,872	0,871
0,77	0,669	0,868	0,867	0,866	0,864	0,863	0,862	0,860	0,859	0,858
0,78	0,856	0,855	0,854	0,852	0,851	0,650	0,849	0,847	0,846	0,844
0,79	0,843	0,842	0,840	0,839	0,937	0,836	0,834	0,833	0,832	0,830
0,80	0,828	0,827	0,825	0,824	0,823	0,821	0,819	0,81С	0,816	0,815
0,81	0,813	0,811	0,810	0,808	0,807	0,806	0,803	0,802	0,800	0,799
0,82	0,797	0,795	0,794	0,792	0,791	0,789	0,787	0,786	0,784	0,782
0,83	0,780	0,778	0,777	0,775	0,773	0,771	0,769	0,768	0,766	0,764
0,84	0,762	0,760	0,758	0,756	0,754	0,752	0,750	0,748	0,746	0,744
0,85	0,742	0,740	0,738	0,736	0,734	0,732	0,730	0,728	0,726	0,724
0,86	0,772	0,770	0,716	0,715	0,713	0,711	0,709	0,707	0,704	0,702
0,87	0,700	0,698	0,696	0,693	0,691	0,689	0,687	0,684	0,682	0,680
0,88	0,677	0,675	0,672	0,670	0,667	0,665	0,662	0,660	0,657	0,655
0,89	0,652	0,650	0,647	0,645	0,642	0,639	0,637	0,634	0,631	0,629
0,90	0,626	0,623	0,620	0,618	0,615	0,612	0,609	0,606	0,603	0,600
0,91	0,597	0,594	0,591	0,586	0,585	0,582	0,579	0,575	0,572	0,569
0,92	0,566	0,563	0,559	0,556	0,553	0,550	0,546	0,543	0,540	0,536
0,93	0,533	0,529	0,526	0,522	0,519	0,515	0,511	0,508	0,504	0,500
0,94	0,496	0,492	0,488	0,484	0,480	0,476	0,472	0,467	0,463	0,459
0,95	0,455	0,451	0,447	0,442	0,438	0,433	0,429	0,424	0,420	0,415
0,96	0,410	0,405	0,400	0,395	0,390	0,385	0,379	0,374	0,368	0,363
0,97	0,357	0,351	0,345	0,339	0,333	0,327	0,321	0,314	0,307	0,300
0,98	0,293	0,286	0,278	0,271	0,263	0,255	0,246	0,237	0,228	0,218
0,99	0,209	0,198	0,187	0,176	0,162	0,143	0,132	0,116	0,093	0,066

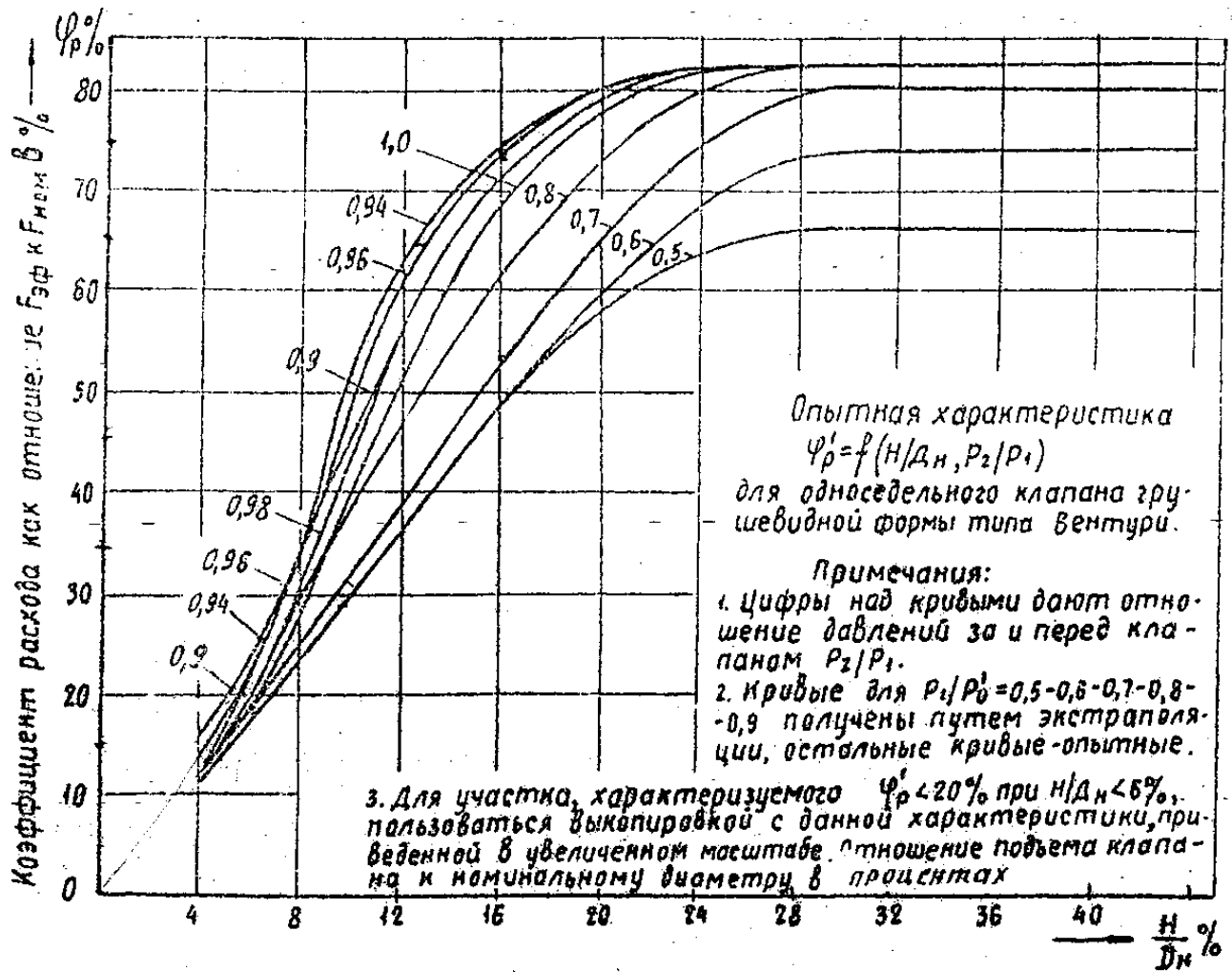
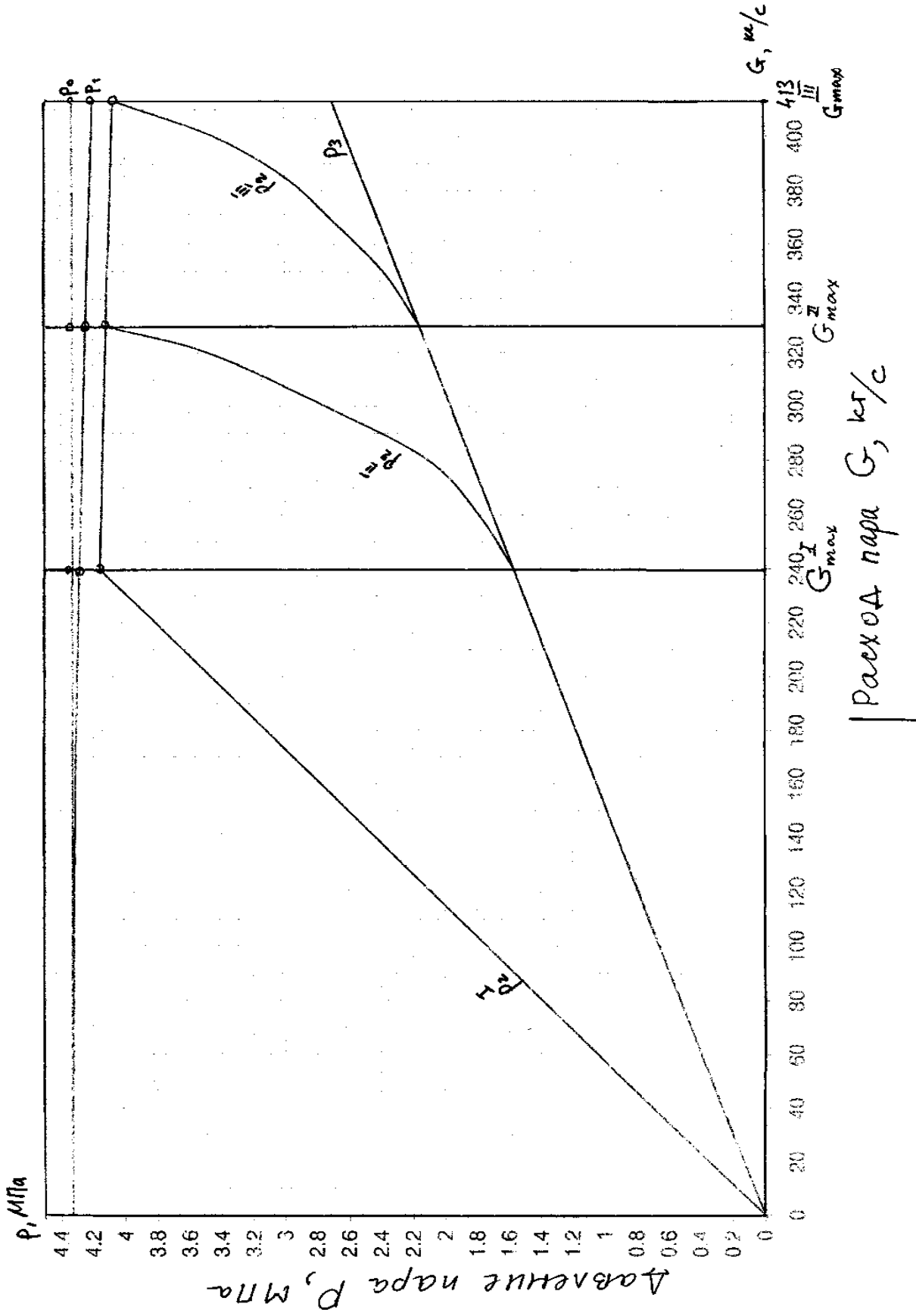


Рис. Д2. Характеристика регулирующих клапанів.



| Давление наpa G , кT/с

