

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

**ЗМІННИЙ РЕЖИМ РОБОТИ ПТУ(СОПЛОВЕ ПАРОРозПОДІЛЕННЯ ТА
РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ)**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ ПО КУРСУ «ТУРБИНИ
ТЕС ТА АЕС» ДЛІЯ СЛУХАЧІВ МІПО

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

Київ
“ПОЛІТЕХНІКА”
2003

Змінний режим роботи ПТУ(соплове паророзподілення та розрахунок системи автоматичного регулювання) : Метод. вказівки до практичних занять по курсу «Турбіни ТЕС та АЕС» для слухачів МПО по спец. "Теплові електричні станції" / Уклад. О.Ю.Черноусенко. - К.: ІВЦ "Політехніка", 2003. - 24с.

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

(Протокол №8 від 18.12.2002р.)

Навчальне видання

ЗМІННИЙ РЕЖИМ РОБОТИ ПТУ(СОПЛОВЕ ПАРОРОЗПОДІЛЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ)

Методичні вказівки до практичних занять по курсу «Турбіни ТЕС та АЕС» для слухачів МПО

Укладачи: Черноусенко Ольга Юріївна

Відповідний за випуск О.В. Георгієв, канд.техн.наук, доц.

Рецензент Г.М.Любчик, доктор техн.наук,проф.

Редактор

Темплан 2003р., поз.000

Підп. до друку 00.00.03. 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

**ЗМІННИЙ РЕЖИМ РОБОТИ ПТУ(СОПЛОВЕ ПАРОРозПОДІЛЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК
СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ)**

Методичні вказівки

Редактор

Коректори :

Темплан 2003р., поз.000

Підп. до друку 00.00.03. 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 ЗМІНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТУРБОУСТАНОВКИ (РОЗРАХУНОК ПАРОРОЗПОДІЛЬНИХ ОРГАНІВ)

1.1. Опис системи соплового паророзподілення і автоматичного регулювання турбіни

1.2. Вхідні дані

1.3. Розрахунок тиску за стопорним клапаном

1.4. Розрахунок тиску за регулюючою ступеню

1.5. Розподілення витрат пари та тиску за регулюючими клапанами

2. ВИБІР НОМІНАЛЬНИХ РОЗМІРІВ КЛАПАНА ТА СТАТИЧНА

ХАРАКТЕРИСТИКА КЛАПАНА

2.1. Вибір номінальних розмірів клапанів

2.2. Статична характеристика клапана

3. СТАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛЮВАННЯ

3.1. Статична характеристика паророзподільчих органів

3.2. Статична характеристика регулятора

3.3. Статична характеристика регулювання

4. ДІНАМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛЮВАННЯ

4.1. Вхідні дані

4.2. Вибір системи регулювання конденсаційної турбіни

4.3. Складання диференціальних рівнянь руху ланок системи автоматичного регулювання

4.4. Дінамічна характеристика регулювання

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

ВСТУП

Мета практичних занять - опанування методики розрахунку змінних режимів роботи турбоустановки, статичної та дінамічної характеристик регулювання турбоустановки .

В методичних вказівках наведено рекомендації з розрахунку статичної та дінамічної характеристик регулювання турбоустановки, вхідними даними до якого є термодинамічний розрахунок паророзподільчих органів турбіни.

Методику розрахунку статичної та динамічної характеристики регулювання в загальному вигляді наведено в підручниках [1,2].

1. РОЗРАХУНОК ЗМІНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТУРБОУСТАНОВКИ (РОЗРАХУНОК ПАРОРОЗПОДІЛЬЧИХ ОРГАНІВ)

1.1. Опис системи соплового паророзподілення і автоматичного регулювання турбіни

Система соплового паророзподілення турбіни (рис. 1) складається зі стопорного клапану (СК), регулюючих клапанів (РК) та регулюючої ступені (РС). 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.

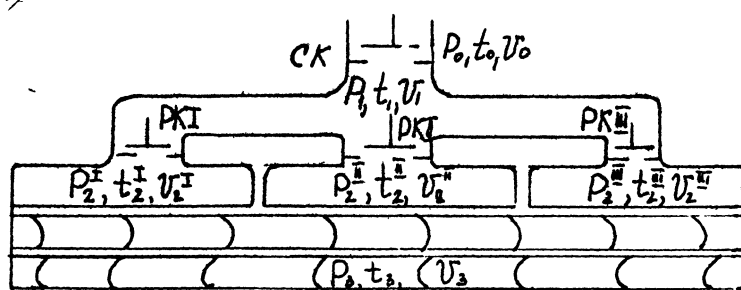


Рис. 1. Система соплового паророзподілення.

Система непрямого регулювання (рис.2) 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 вгору 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.

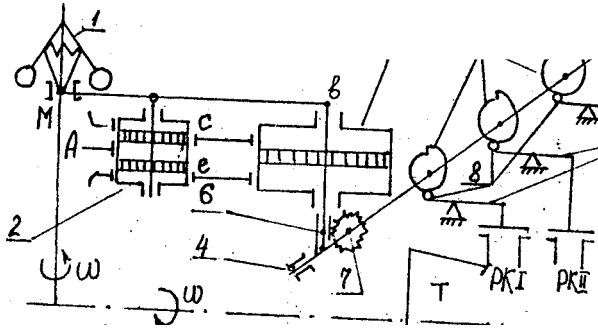


Рис. 2. Схема системи непрямого регулювання.

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 роліками 8, що переміщуються по них, зв'язані важелями 9 з регулюючими клапанами (РК) турбіни (Т) та забезпечують необхідний закон послідовного відкриття регулюючих клапанів.

1.2. Вхідні дані

Вхідними даними для розрахунку системи паророзподілення парової турбіни, статичної та динамічної характеристик регулювання турбоустановки є:

тип турбіни та її потужність N (кВт);

частота обертання ротору n (об/мин);

тиск перед стопорним клапаном P_o (МПа),

температура острої пари t_o ,

тиск в камері регулюючої ступені 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;

повний хід сервомотору m_o (мм);

повний кут повороту розподільчого валу α_{\max} ;

максимальне переміщення муфти регулятора Z_{\max} мм;

початкове положення муфти регулятора Z_0 мм;
 повний час турбіни T_ϕ (с);
 нерівномірність регулювання δ (%);
 час сервомотору першого звена посилення T_1 (с);
 найбільше підвищення числа обертів турбіни при знятті повного навантаження ψ_{\max} (%).

1.3. 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

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\max} (G / G_{\max}) \quad (1)$$

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

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

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 .

1.4. Розрахунок тиску за регулюючою ступенню

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

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

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

$$P_3 = \sqrt{[(G/G_{\max}) (P_{3\max} - P_{k\max}) + P_k]} \quad (4)$$

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

$$P_3 = (G/G_{\max}) P_{3\max} \quad (5)$$

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

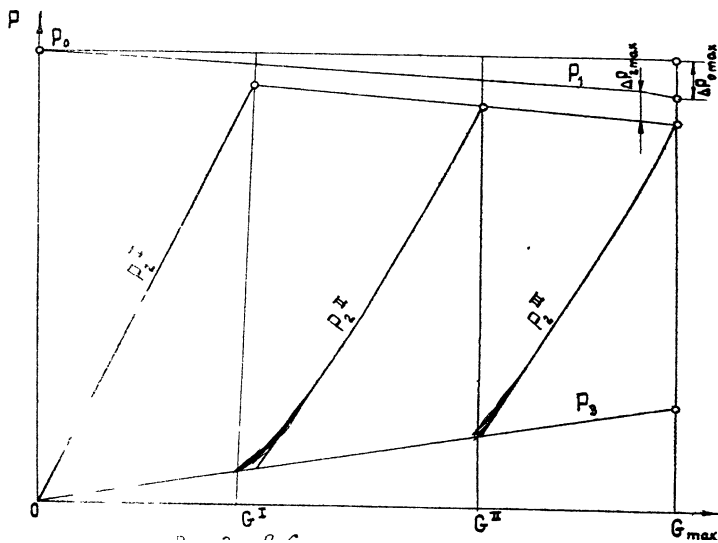


Рис. 3. P-G діаграма.

По результатам розрахунку тиску перед регулюючими клапанами P_1 і за регулюючою ступенню P_3 заповнити табл. 1 и построити відповідні криві на P - G діаграмі (рис. 3). Ця діаграма відображає зміний режим роботи турбоустановки.

1.5. 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 кріз чотири сегменти сопел. Можна прийняти, що при витраті кріз 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

$$F^I c = G^I_{\max} / (k_0 * \mu^I_{\max} * P_3) \quad (6)$$

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

k_0 - коефіцієнт початкових параметрів, постійний для всіх груп сопел, що дорівнює $k_0 = 2,03 / \sqrt{(P_0 * V_0)}$, при цьому P_0 [кГ/м], V_0 [м/кг];

P_3 - тиск за регулюючою ступеню для крапки максимальної витрати крізь першу групу сопел;

μ^I_{\max} - обернений коефіцієнт витрати в місці максимальної витрати крізь першу групу сопел, залежність для визначення якого приведена на рис. 4. μ^I є функція від відношення тиску в місці максимальної витрати крізь перший клапан (P_3/P_2).

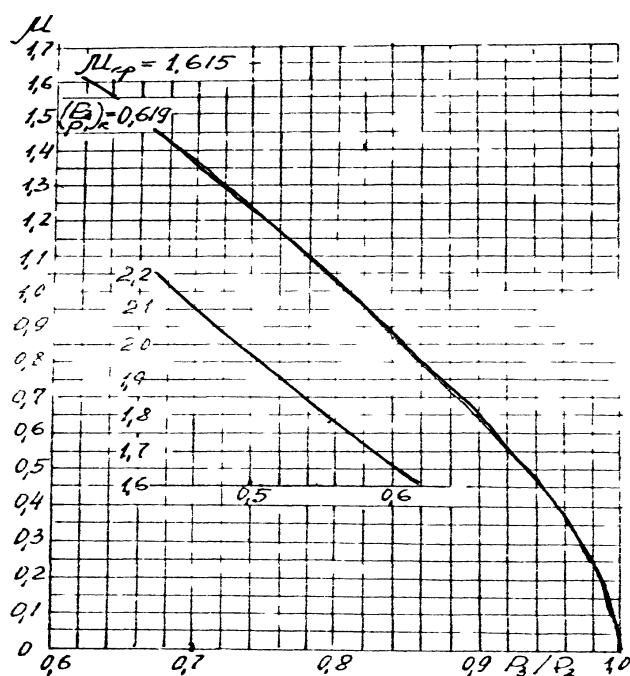


Рис. 4. Коефіцієнт витрати пари μ .

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

$$P_2^l = P_1 - \Delta P_{1\max} \quad (7)$$

де $\Delta P_{1\max} = (2-3 \%) P_1$ - падіння тиску на повністю відчиненому клапані з експериментальних даних;

P_1 - тиск перед першим клапаном з кривих на $P - G$ діаграмі (рис. 3) при максимальній витраті крізь нього.

Визначивши значення площі сегментів першої групи сопел згідно формулі (6), можна вчислити тиск за клапаном на перемином режимі. Для всіх значень поточних витрат крізь першу групу сопел визначають і коефіцієнт витрати з рівняння нерозривності

$$\mu^l = G^l / (k_0 * F^l_c * P_3) \quad (8)$$

де G^l - поточне значення витрати крізь перший клапан, кг/с;

F^l_c - площа першої групи сопел, м² ;

P_3 - поточне значення тиску в камері регулюючої ступені, відповідно поточному значенню витрати крізь перший клапан, Па.

Знаючи значення коефіцієнтів витрат крізь перший клапан згідно формулі (8) в залежності від $\mu = \phi (P_3 / P_2)$ 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^l для першого клапану проводять до тих пір, поки падіння тиску на першому клапані не досягнет значення $\Delta P_{1\max}$.

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

$$G^{ll} = G - G^l \quad (9)$$

З виразу (9) випливає, що для розрахунку другого клапану потрібно уточнити значення витрати крізь перший клапан при відкритому другому, яке при його відкритті буде змінюватись внаслідок зміни тиску в камері регулюючої ступені.

Витрату крізь перший клапан в зоні роботи другого визначають з

рівняння нерозривності

$$G^I = (k_o * F^I c * \mu^I * P_3) \quad (10)$$

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

Тиск за першим регулюючим клапаном визначають по формулі (7) 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 (6) - (10) 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. 3) и заповнити табл. 1.

Таблиця 1.

Витрата пари крізь турбіню	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- вим клапаном	P_2^I	
Витрата крізь 2 клапан	G_2	
Коефіцієнт витрати 2 клапана	μ^{II}	
Відношення тиску на 2 клапані	$(P_3 / P_2)^{II}$	
Тиск за 2- рим клапаном	P_2^{II}	
Витрата крізь 3 клапан	G_3	

Коефіцієнт витрати 3 клапана	μ^{III}	
Відношення тиску на 3 клапані	$(P_3/ P_2)^{III}$	
Тиск за 3- тьм клапаном	P_2^{III}	

2. ВИБІР НОМІНАЛЬНИХ РОЗМІРІВ КЛАПАНА ТА СТАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА КЛАПАНА

2.1. Вибір номінальних розмірів клапанів

Номінальні розміри клапанів визначають з умов пропуску максимальної витрати пари кріз них по рівнянню витрати кріз клапан

$$F_k = G_{kmax} / (k_0 * \varphi_{max} * \beta * P_1) \quad (12)$$

$$d_k = \sqrt{4 F_k / \pi} \quad (13)$$

де G_{kmax} - максимальна витрата кріз клапан, визначена по $P - G$ діаграмі;

β - коефіцієнт витрати, що залежить від відношення тиску P_2/ P_1 .

Коефіцієнти витрат приведені у табл. 2. Тут P_1 - тиск перед, а P_2 - тиск за повністю відкритим клапаном;

φ_{max} - коефіцієнт витрати при повністю відкритому клапані, що обирається по даним експериментальних продувок клапанів відповідно конструкції (рис. 5).

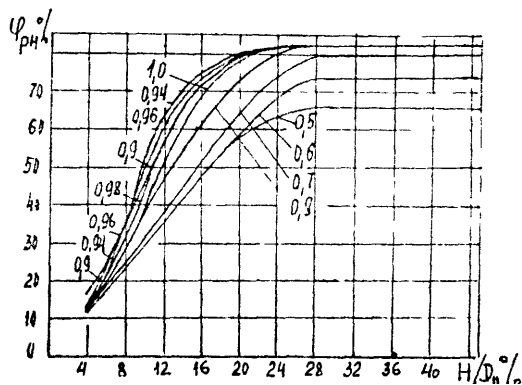


Рис. 5. Характеристика клапанів.

Таблиця 2.

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	C,C97	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	0,81C	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

При виборі коефіцієнта витрати для клапана ϕ_{max} необхідно мати на

увазі наступне: для турбін, що виготовлені на Харківському турбіному заводі, коефіцієнт витрати повністю відкритого клапану вибирають в діапазоні φ тах = 0,825-0,85; при визначенні номінального діаметру клапана по формулам (12)-(13) потрібно прагнути до його зменшення та обов'язково округляти значення d_k до значень стандартного ряду з наступним уточненням прийнятих значень φ тах; при максимальному пропуску робочого тіла швидкість течії в клапані не повинна перевищувати 100 м/с. Значення швидкості перевіряють після визначення номінальних розмірів клапана по формулі

$$C = G_{k\max} * V_2 / (F_k * \varphi) \quad (14)$$

де V_2 - питомий об'єм в кінці ізоентропічного розширення в клапані, що визначається по $I - S$ діаграмі.

При необхідності корегуються вибрані значення коефіцієнтів витрати.

2.2. Статична характеристика клапана

На другому етапі необхідно для кожного поточного значення витрати кріз клапан визначити значення P_1 та P_2 по $P - G$ діаграмі, побудувати процес витікання пари з клапана в $I - S$ діаграмі та знайти швидкість витікання у клапані

$$C = 44,72 \sqrt{h}$$

де h – ізоентропійний перепад ентальпій у клапані, кДЖ / кг.

Після цього необхідно для кожної поточної витрати визначити коефіцієнт витрати клапана по формулі

$$\varphi = G_{k\max} * V_2 / (F_k * C)$$

Потім по заданим залежностям (див. рис. 5) можна визначити значення відносної висоти під'єму клапану H / d_k , яке забезпечить задану поточну витрату кріз клапан G_k .

Результати розрахунку висоти під'єму клапану звести в табл. 3. По результатам розрахунку побудувати залежності висоти під'єму клапана від витрати пари кріз нього $H = f(G_k)$ (рис. 6). Ця залежність є статична

характеристика клапана.

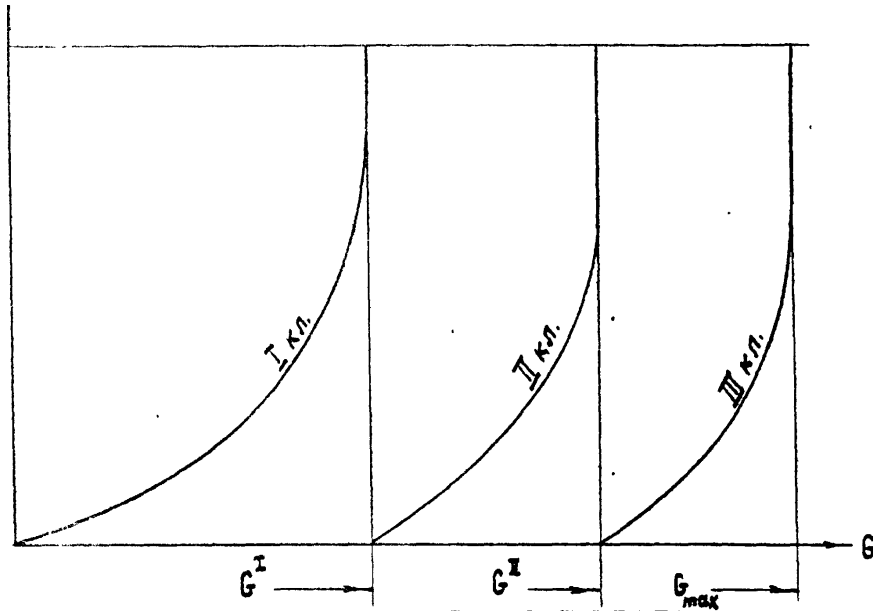


Рис.6. Статична характеристика клапану.

Таблиця 3.

№ клапа ну	G	G_k	P_1	P_2	P_1/P_2	V_2	C	φ	H / dk	H
$i - \text{й}$										

3. СТАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛЮВАННЯ

3.1. Статична характеристика паророзподільчих органів

Статична характеристика паророзподільчих органів представляє собою залежність потужності турбоагрегату N від переміщення поршню сервомотору m $N = f(m)$.

Для будовання статичної характеристики паророзподільчих органів необхідно скористатися залежністю витрати пари від висоти під'єму клапану $G = f(H)$ (див. мал. 6).

Повному ходу поршню сервомотору m_0 відповідає максимальний кут

повороту розподільчого валу α_{max} . Кожному поточному значенню кута повороту α_i відповідає переміщення поршню сервомотору, що визначається по формулі

$$m_i = \alpha_i * m_0 / \alpha_{max}$$

та відкладається по осі абсцис на графіку $N = f(m)$.

З іншого боку, кожному поточному значенню α_i відповідає висота під'єму відповідного клапана H_i , і таким чином, відома витрата пари кріз турбіну.

Якщо прийняти лінійною залежність витрати пари кріз турбіну від кута повороту розподільчого валу, то можна побудувати залежність висоти під'єму клапану від кута повороту розподільчого валу $H = f(\alpha)$, яку зображено на рис. 7.

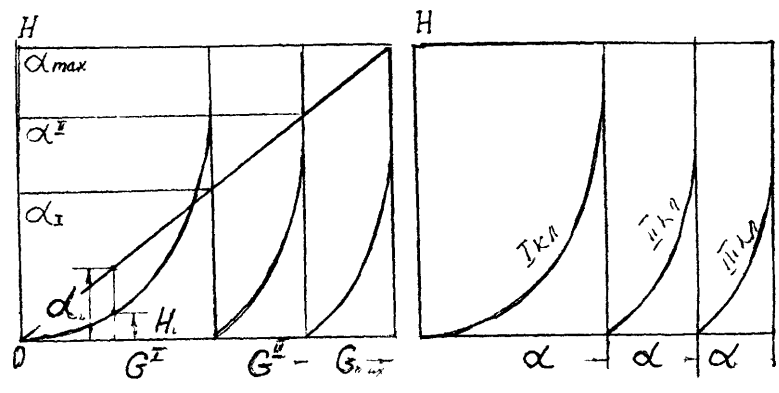


Рис.7. Графік залежності $H=f(\alpha)$

Залежність $H = f(\alpha)$ потрібно розбити згідно значень витрати пари кріз турбіну G_i та значень висоти під'єму клапана H_i , визначити відповідні кути α_i та занести в таблицю 4.

Таблиця 4.

1 – й клапан			2 – й клапан			3 – й клапан		
α_i	H_i	G_i	α_i	H_i	G_i	α_i	H_i	G_i

Для визначення потужності регулюючої ступені необхідно використати формулу

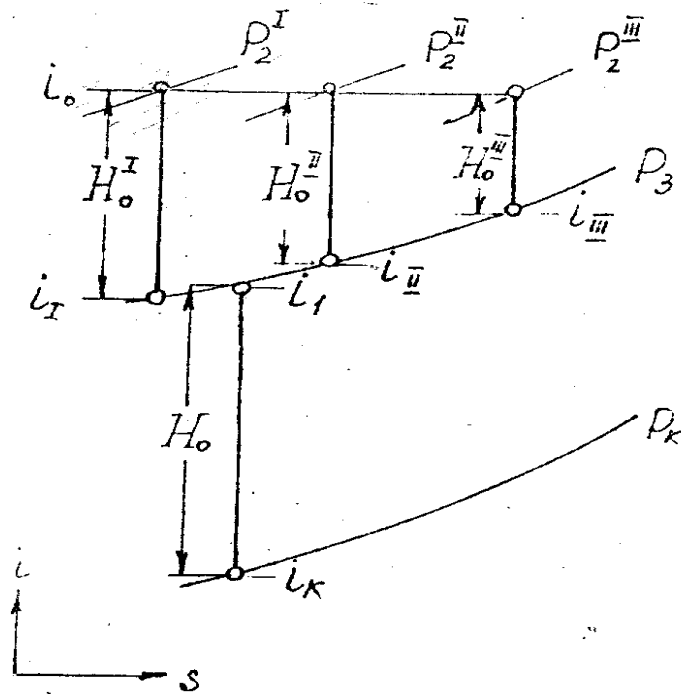


Рис. 8. Процес розширення пари в $I-S$ діаграмі для соплового паророзподілення.

3.2. Статична характеристика регулятора

Для будовання характеристики центробіжного регулятора швидкості (рис. 9) необхідно задатися коефіцієнтом нерівномірності регулювання δ та відповідним йому переміщенням рухомої муфти регулятора ΔZ_{\max} .

Максимальне значення швидкості обертання регулятора

$$\omega_{\max} = \omega_{\text{ср}} + \delta \omega_{\text{ср}}/2$$

Мінімальне значення швидкості обертання регулятора

$$\omega_{\min} = \omega_{\text{ср}} - \delta \omega_{\text{ср}}/2$$

Вибравши лінійний характер залежності статичної характеристики регулятора, можна її побудувати (рис. 9).

3.3. Статична характеристика регулювання

Статичну характеристику регулювання будують по характеристикам окремих елементів системи автоматичного регулювання послідовно виключенням їх входних величин.

Статичну характеристику регулювання будують в чотирехквadrantній діаграмі (рис. 9). В правому нижньому квадранті розташовують статичну

характеристику паророзподільчих органів $N = f(m)$ (рис. 9). Потім в лівому нижньому квадранті будують 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 будують статичну характеристику регулятора $\omega = f(Z)$ (рис. 9). Будівництво статичної характеристики регулювання здійснюють графічним методом по декількох крапках аналогічно будівництву, що приведене для точки A .

Статична характеристика регулювання визначає можливі режими роботи агрегата та його якості при роботі з іншими агрегатами в загальну мережу.

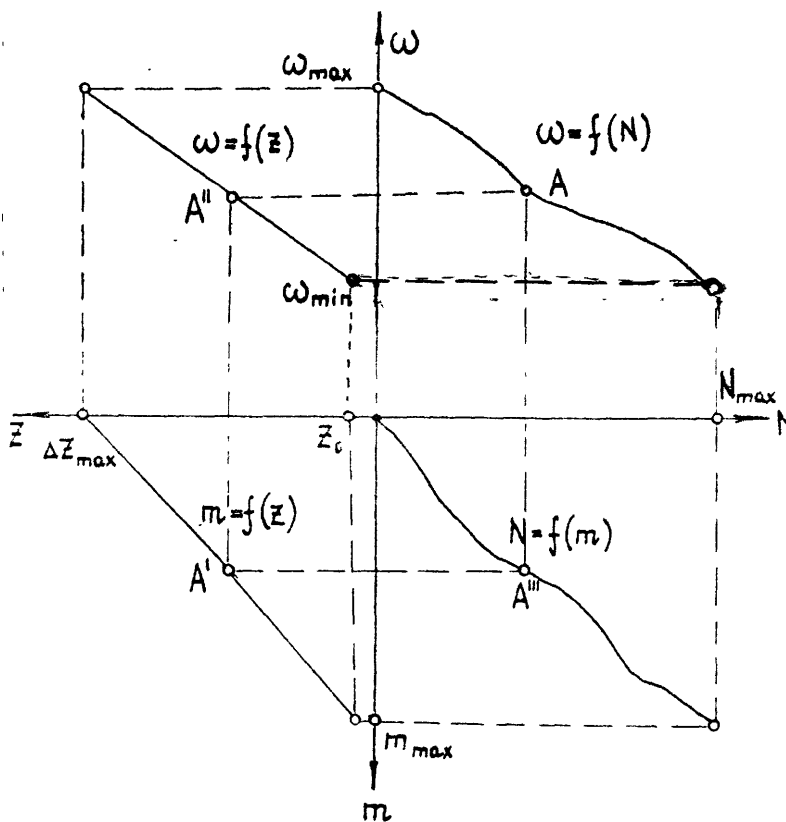


Рис. 9. Статична характеристика турбоустановки.

4. ДІНАМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛЮВАННЯ

4.1. Вибір системи регулювання конденсаційної турбіни

Для розрахунку обрана схема системи регулювання з подвійним посилен-

ням та відкритим першим золотником першим та другим сервомоторами, що зображена на рис.10. Тут золотник 4 головного сервомотору 5 безпосередньо приєднаний до штоку першого сервомотору 2 та вмикається власним, другим сервомотором 5. Головний сервомотор пов'язан з важилем AB , що приводить до руху золотник першого сервомотору. Золотник першого сервомотору вмикається одночасно власним поршнем та поршнем головного сервомотору, що викликає стаке регулювання в цілому.

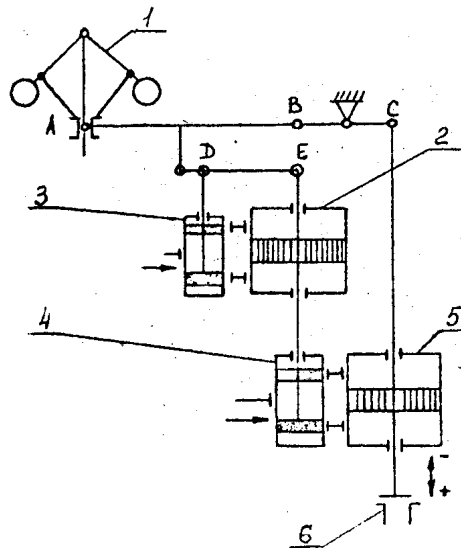


Рис.10. Схема двухступеневої системи непрямого регулювання.

4.2. Складання диференціальних рівнянь руху ланок системи автоматичного регулювання.

Розрахунок системи регулювання починають з запису диференціальних рівнянь руху її елементів. У випадку, коли паророзподільчі органи знаходяться достатньо близько від проточної частини турбіни, можна вважати, що момент діючих сил в турбіні залежить тільки від ходу поршня сервомотора та кутової швидкості обертання ротора ω $M = f(m, \omega)$. Диференціальне рівняння руху ротора без врахування фактору саморегулювання має вигляд

$$\partial\varphi/\partial t = \mu / T\mu$$

де T_ϕ - стала часу турбіни;

ϕ - відносна зміна кутової частоти обертання ротора турбіни $\phi = \Delta\omega / \omega_0$;

T_μ - стала часу сервомотора ;

μ - відносна зміна хода поршня сервомотору $\mu = \Delta m / m_0$;

ω, ω_0 – поточна та номінальна частота обертання;

Якщо залежність $M=f(\omega)$ при сталій витраті крізь проточну частину лінійна, а також залежність $M=f(m)$ є лінійною при сталій кутовій швидкості, то $T_\phi = T_\mu$.

Якщо прийняти, що $\psi = \phi/\delta$ - відносне відхилення кутової швидкості обертання в долях $\delta\omega_0$, то для вибраної системи регулювання з подвійним посиленням рівняння ротору прийме вигляд

$$\partial\psi / \partial t = \mu_2 / T_\psi$$

або в операторній формі

$$p\psi = \mu_2 / T_\psi \quad (15)$$

де μ_2 - відносне переміщення поршня головного сервомотору,

T_ψ - час разгону ротора на величину $\delta\omega$, що дорівнює $T_\psi = T_\mu \delta$.

Рівняння руху кінцевого центробіжного регулятора, якщо масою його можна знехтувати, має вид

$$\xi = \psi$$

де ξ - відносне переміщення, муфти регулятора, що дорівнює $\xi = \Delta Z / Z_{\max}$.

Коефіцієнт зворотнього зв'язку сервомотору χ відбиває дію механізму, що здійснює зворотнє напрямку руху регулятора переміщення золотника (важиль *АДЕ* на рис.10).

Рівняння руху сервомотору з відсічним золотником при нехтуванні масою сервомотору та $\chi = 1$ буде мати вигляд

$$T_c \partial \mu / \partial t + \mu = \sigma$$

або в операторній формі

$$(T_c p + 1) \mu = \sigma$$

де T_c - час повного ходу сервомотору при повністю відчинених вікнах золотника.

Рівняння відсічного золотника записується так

$$\sigma = -\zeta - \chi \mu$$

В системі регулювання с подвійним посиленням та вимиканням першого золотника першим та другим сервомотором (рис.10) коефіцієнт передачі від другого сервомотору до першого золотника дорівнює $\chi = 1$.

Рівняння першого золотника в цьому випадку

$$\sigma_1 = -\zeta - \mu_2,$$

а рівнянні першого сервомотору має вигляд

$$(T_{c1} p + 1) \mu_1 = -\zeta - \mu_2 \quad (16)$$

Урахування рівняння руху конічного центробіжного регулятора дає

$$(T_{c1} p + 1) \mu_1 = -\psi - \mu_2$$

Для другого сервомотору відносно переміщення другого золотника равно відносному переміщенню поршня першого сервомотора ($\sigma_2 = -\mu_1$) та рівняння руху другого сервомотору має вигляд

$$T_{c2} p \mu_2 = \mu_1 \quad (17)$$

де T_{c2} - час другого сервомотора.

Коефіцієнт зворотнього зв'язку χ дорівнює нулю, так как переміщення поршня другого сервомотору не впливає в якості зворотнього зв'язку на відчинення вікон другого золотника. В якості незалежної змінної вводять відносний час $\vartheta = t/T\psi$, та система диференційних рівнянь (15)-(17) перетворюється так

$$p\psi = \mu_2 \quad (18)$$

$$(\tau_1 p + 1) \mu_1 = -\psi - \mu_2 \quad (19)$$

$$\tau_2 p \mu_2 = \mu_1 \quad (20)$$

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 часу t , то похідна від функції по відносному часу ϑ буде виражатися крізь похідну по часу у наступному вигляді

$$\frac{\partial}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial(\vartheta T\psi)} = \frac{\partial}{T\psi} \frac{\partial}{\partial \vartheta} \quad (21)$$

Таким чином, система автоматичного регулювання с подвійним посиленням та включенням першого золотника першим та другим сервомоторами описується системою рівнянь (18 – 20) з урахуванням рівняння (21).

4.3. Дінамічна характеристика регулювання

Вирішивши сумістно систему рівнянь (18-20), можна отримати преобразоване рівняння системи в вигляді

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

Характеристичне рівняння в цьому випадку є

$$\tau_1 \tau_2 p^3 + \tau_2 p^2 + p + 1 = 0 \quad (22)$$

Для визначення часу другого сервомотору $T_{с2}$ необхідно використати діаграму найбільших відхилення регулюючої величини в залежності від часу сервомоторів (рис. 10) згідно [1].

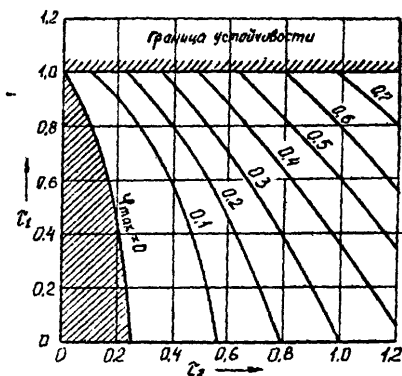


Рис.10. Діаграма найбільшого відхилення φ від часу сервомотору.

Якщо $\varphi'_{\max} = \psi_{\max} - \delta / \delta$, то з урахуванням φ'_{\max} и τ_1 , можна знайти τ_2 та $T_{с2}$, яке необхідно мати для забезпечення заданного значення φ'_{\max} при прийнятому значенні $T_{с2}$.

При відомих значеннях τ_1 и τ_2 можна знайти корні характеристичного

рівняння, які для рівняння третього ступеню мають вигляд

$$p_1 = \alpha_1 ;$$

$$p_{2,3} = \alpha \pm i \beta.$$

Рівняння зміни кутової швидкості в відносному часі ϑ має вигляд

$$\psi = C_1 e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} (C_2 \cos \beta \vartheta + C_3 \sin \beta \vartheta) \quad (23)$$

Рівняння руху головного сервомотору має вигляд

$$\begin{aligned} \mu_2 = p\psi &= p_1 C_1 e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} [(\alpha C_2 + \beta C_3) \cos \beta \vartheta + (\alpha C_3 - \beta C_2) \sin \beta \vartheta] \\ &= C_1 \mu e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} (C_2 \mu \cos \beta \vartheta + C_3 \mu \sin \beta \vartheta) \end{aligned} \quad (24)$$

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

$$\begin{aligned} \mu_1 = \sigma = \tau_2 p \mu_2 &= \tau_2 \{ p_1^2 C_1 e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} [(\alpha C_2 + 2 \alpha \beta C_3 - \\ &- \beta^2 C_2) \cos \beta \vartheta + (\alpha^2 C_3 - 2 \alpha \beta C_2 - \beta C_3) \sin \beta \vartheta] \} = \\ &= C_1 \sigma e^{p_1 \vartheta} + e^{\alpha \vartheta} (C_2 \sigma \cos \beta \vartheta + C_3 \sigma \sin \beta \vartheta). \end{aligned} \quad (25)$$

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

$$\psi(0) = -1 ; \quad (26)$$

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

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

Початкові умови (26) означають, що в початкову мить відхилення числа обертів та відхилення переміщення головного сервомотору дорівнює возмущенню потужності, а переміщення першого сервомотору та золотника дорівнює нулю.

Система рівнянь для визначення сталих інтегрування після підстановки початкових умов (26) в рівняння (23-25) приймає вигляд

$$C_1 + C_2 = -1; \quad (27)$$

$$p_1 C_1 + \alpha C_2 + \beta C_3 = 1;$$

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

З системи рівнянь (27), можна визначити сталі інтегрування по формулам

$$C_1 = \Delta_1 / \Delta ; \quad C_2 = \Delta_2 / \Delta ; \quad C_3 = \Delta_3 / \Delta ;$$

де

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{12} & a_{22} & a_{23} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} \end{vmatrix} ; \quad \Delta_1 = \begin{vmatrix} b_1 & a_{12} & a_{13} \\ b_2 & a_{22} & a_{23} \\ b_3 & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} ;$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_{11} & b_1 & a_{13} \\ a_{12} & b_2 & a_{23} \\ a_{13} & b_3 & a_{33} \end{vmatrix} ; \quad \Delta_3 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & b_3 \end{vmatrix} ;$$

Отримані в результаті розрахунку сталі інтегрування можна звести в табл. 6.

Таблиця 6.

i	C _i	C _{iμ}	C _{iσ}	p ₁	α	β
1						
2						
3						

де -

$$C_{1\mu} = p_1 C_1;$$

$$C_{2\mu} = \alpha C_2 + \beta C_3;$$

$$C_{3\mu} = \alpha C_3 - \beta C_2;$$

$$C_{1\sigma} = \tau^2 p_1^2 C_1 ;$$

$$C_{2\sigma} = \tau^2 [(\alpha^2 - \beta^2) C_2 + 2 \alpha \beta C_3];$$

$$C_{3\sigma} = \tau^2 [(\alpha^2 - \beta^2) C_3 - 2 \alpha \beta C_2];$$

По відомим сталим інтегрування можна записати преобразовані рівняння елементів системи регулювання та побудувати переходні процеси для кожного елемента системи регулювання по крапкам, використовуючи таблицю 7.

По результатам розрахунку можна побудувати залежності $\psi = f(\vartheta) ; \mu_2 = f$

(ϑ) ; $\sigma = f(\vartheta)$ (рис. 11).

Таблиця 7.

ϑ	$e^{\alpha\vartheta}$	$e^{\alpha p1}$	$\sin \beta\vartheta$	$\cos \beta\vartheta$	ψ	μ_2	$\sigma = \mu_1$

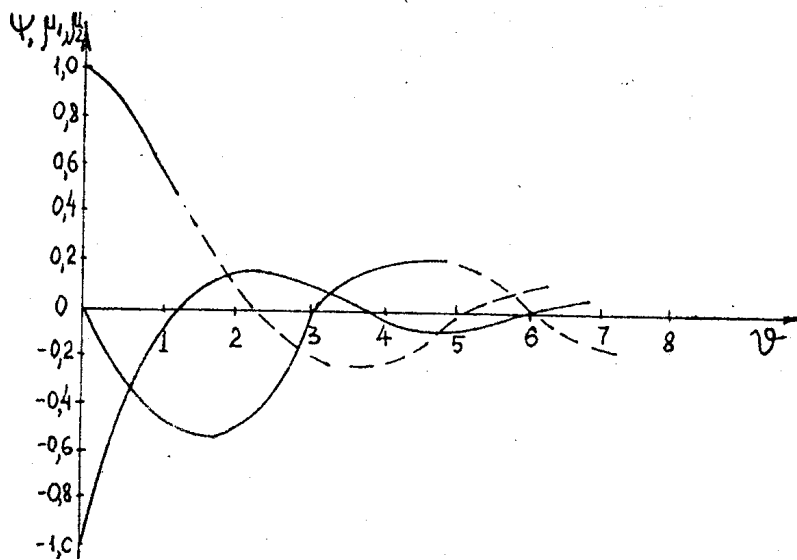


Рис. 11. Динамічна характеристика регулювання .

Аналіз кривих на рис. 11 дозволяє визначитися при розробці системи регулювання та виборі її параметрів. Якщо на турбоустановці виникає нестійкість процеса регулювання, то підвищення нерівномірності регулювання стабілізує нестійкість, хоча при цьому система гірше задовольняє потребу підтримання швидкості обертання на сталому рівні.

Зниження нерівномірності регулювання може викликати повільний процес затухання коливань, а також перехід в зону нестійкості. Досвід доводить, що процес стійкий при $\delta = 3-4 \%$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Щегляев А.В., Смелъницкий С.Г. Регулювання парових турбін . -Л.,-М.: Госенерговидав , 1962. - 256 с.
2. Кириллов І.І. Автоматичне регулювання парових та газових турбін. – М. : Гос.

Научно – технічне видавництво машинобудівної літератури , 1961. – 600с.

3. Щегляев А.В. Парові турбіни. – М. : Енергія, 1976. – 368с.

4. Парова турбіна К – 300 – 240 ХТГЗ . Під загальною редакцією Косяка Ю.Ф. – М. : Енерговидав , 1982. – 272 с.

5. Кириллов І.І. Автоматичне регулювання парових турбін та газотурбінних установок . – Л. : Машинобудування , Ленінградське відділення 1988 . – 447 с.