

УДК 621.165.51

В.П. Кравченко, д-р техн наук, доц.,
М.П. Галацан, магістр,
Одес. нац. політехн. ун-т

МОЖЛИВІСТЬ ПІДВИЩЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ТУРБІНИ К-1000-60/3000 ПРИ РОБОТІ ВЗИМКУ

В.П. Кравченко, М.П. Галацан. Можливість підвищення потужності турбіни К-1000-60/3000 при роботі взимку. Розглядається вплив зниження тиску в конденсаторі взимку на електричну потужність турбіни при постійній потужності реактора. Визначено оптимальну величину кінцевого тиску. Показано, що при зниженні тиску в конденсаторі його потужність також падає.

В.П. Кравченко, М.П. Галацан. Возможность повышения мощности турбины К-1000-60/3000 при работе зимой. Рассматривается влияние снижения давления в конденсаторе зимой на электрическую мощность турбины при постоянной мощности реактора. Определена оптимальная величина конечного давления. Показано, что при снижении давления в конденсаторе его мощность также падает.

V.P. Kravchenko, M.P. Galatsan. Possibility of the turbine's K-1000-60/3000 power increasing in winter-time operation. The influence of winter-time pressure decline in a condenser on electric power of a turbine at permanent power of the reactor. The optimum value of terminal pressure is determined. It is shown that at the decline of pressure in a condenser its power falls as well.

Пріоритетним завданням для АЕС є безпека і ефективність діючих енергоблоків з реакторами ВВЕР. Одним із шляхів підвищення ефективності є удосконалення режимів роботи.

Збільшення термічного ККД паросилового циклу може бути досягнуто, як відомо з термодинаміки, за інших рівних умов лише двома шляхами. Перший з них — це підвищення температурного рівня тепла, що підводиться. Кожний наступний градус підвищення початкової температури дає все менший додатковий енергетичний ефект. Другий шлях підвищення ККД — розширення теплосилового циклу вниз. Термічний ККД циклу зростає при розширенні вниз швидше, ніж при русі вгору[1].

Важливо відзначити, що зниження кінцевої температури циклу АЕС ніяк не впливає на роботу реакторної установки.

Розглянемо можливості підвищення ефективності діючого блока АЕС за допомогою використання низьких температур навколишнього середовища.

При однаковій використаній теплоті ядерного реактора кількість тепла, що відводиться в навколишнє середовище через конденсатор, буде тим менше, чим нижче температура конденсації пари. Таким чином, з позицій екології даний варіант енергопостачання зменшує теплове забруднення.

У процесі експлуатації конденсаційних турбін тиск пари в конденсаторі змінюється в залежності від пори року, зміни парового навантаження конденсатора, забруднення трубок, погіршення повітряної щільності вакуумної системи і інших причин, що впливають на режим роботи конденсаційної установки. При зміні кінцевого тиску пари змінюються наявний теплоперепад, внутрішні відносні ККД останніх ступенів турбіни, втрата енергії з вихідною швидкістю, витрата пари в конденсаторі (при фіксованій загальній витраті пари на турбоустановку) і його кінцева вологість. Зміна кінцевого тиску пари головним чином позначається на режимі роботи останнього ступеня.

При надкритичних швидкостях витікання пари з робочої решітки останнього ступеня зміна кінцевого тиску пари P_k не позначається на параметрах пари перед ступенем. Тому потужність усіх ступенів турбіни, крім останнього, залишиться незмінною, а потужність турбоустановки буде змінюватися тільки в результаті зміни осьової складової швидкості виходу пари з робочої решітки. Пониження тиску за ступенем супроводжується відхиленням потоку пари у косому

зрізі сопел. До тих пір, поки не буде досягнуто граничне розширення в косому зрізі, буде відбуватися збільшення потужності турбіни [2].

Зниження кінцевого тиску приводить до зростання термічного ККД η_t . З другого боку, це знижує внутрішній відносний ККД η_{vi} циліндра низького тиску (ЦНТ), оскільки зростають втрати від вологості та з вихідною швидкістю. В результаті абсолютний електричний ККД, який визначається добутком $\eta_t \cdot \eta_{vi} \cdot \eta_{ген} \cdot \eta_{мех}$ (де $\eta_{ген}$ — ККД електрогенератора, $\eta_{мех}$ — механічний ККД турбіни), буде мати максимум при оптимальному значенні P_k .

Важливим є визначення мінімального тиску в конденсаторі, при якому потужність турбіни К-1000-60/3000 буде максимальна.

Визначимо залежність електричної потужності блока з турбіною К-1000-60/3000 від тиску в конденсаторі. Розрахунки проводилися при постійній потужності реактора 3000 МВт. З отриманих результатів видно, що максимальна електрична потужність турбіни відповідає кінцевому тиску 3 кПа (табл. 1). Із зниженням тиску витрата пари на останній ступінь ЦНТ зменшується через підвищення витрати в останньому відборі пари.

Таблиця 1

Результати розрахунку електричної потужності $N_{ел}$ турбіни К-1000-60/3000 в залежності від тиску у конденсаторі P_k

P_k , кПа	$N_{ел}$, МВт	Витрата пари на ЦНТ, т/год	Витрати пари у відборах ЦНТ, т/год				Витрата пари у конденсатор, т/год
			1	2	3	4	
6	1008	3672	160	58	150	130	3174
5	1018	3672	160	58	151	151	3152
4	1023	3672	160	58	153	176	3125
3	1026	3672	160	58	154	207	3093
2,5	1026	3672	160	58	155	227	3072

Це пояснюється тим, що підвищується необхідна кількість теплоти для нагріву основного конденсату у першому підігрівачі низького тиску.

При тиску в конденсаторі 5 кПа отримане значення витрати пари на останній ступінь відповідає довідковим значенням [3]. Звідси можна зробити висновок, що використана програма розрахунку працює вірно. Але залишається сумнів, чи враховує використана програма зміну η_{vi} зі зниженням кінцевого тиску. Цей сумнів може бути скасований співставленням отриманого за допомогою програми η_{vi} з наведеним у літературі.

Приводиться розрахунок турбіни К-1000-60/3000 при $P_k=5$ кПа, включаючи останній ступінь [3]. Отримаємо значення η_{vi} останнього ступеня турбіни за допомогою використаної програми. Інтерфейс програми дозволяє отримати ентальпії та витрати у всіх точках схеми, крім ентальпії пари на вході в конденсатор. Тому потужність останнього ступеня визначена як різниця загальної потужності турбіни та потужності турбіни без останнього ступеня. Враховується кількість ЦНТ та потоків, приводяться результати розрахунку внутрішньої потужності турбіни без потужностей останніх ступенів при $P_k=5$ кПа (табл. 2). В таблиці G — витрата пари через відсік турбіни; $h_{вх}$, $h_{вих}$ — ентальпії на вході та виході відсіка турбіни, відповідно.

Таблиця 2

Розрахунок внутрішньої потужності турбіни без останніх ступенів при $P_k=5$ кПа

№ відсіка	G , кг/с	$h_{вх}$, кДж/кг	$h_{вих}$, кДж/кг	Δh , кДж/кг	$G \cdot \Delta h$, МВт
1	1489	2778,8	2647,2	131,6	195,95
2	1411,6	2647,2	2572,6	74,6	105,3
3	1322,2	2572,6	2513,1	59,5	78,67
4	1237,2	2513,1	2441,5	71,6	88,58
5	1020,0	2964,4	2808,1	156,3	159,42
6	975,6	2808,1	2700,8	107,3	106,68
7	959,5	2700,8	2603,6	97,2	93,26
8	917,6	2603,6	2475,8	127,8	117,26

Сумарна внутрішня потужність турбіни без останнього ступеня дорівнює сумі потужностей восьми відсіків $\sum_1^8 N = 945,12$ МВт. Внутрішня потужність всієї турбіни визначиться через електричну потужність як

$$N_i = \frac{N_{\text{ел}}}{(\eta_{\text{ген}} \eta_{\text{мех}})} = \frac{1018}{(0,99 \cdot 0,98)} = 1049,27 \text{ МВт.}$$

Внутрішня потужність останнього ступеня

$$N_{\text{ост}} = \frac{N_i - \sum_1^8 N}{8} = \frac{1049,27 - 945,12}{8} = 13,01 \text{ МВт.}$$

Внутрішній відносний ККД $\eta_{\text{ві}}$ останнього ступеня

$$\eta_{\text{ві}}^{\text{ступ}} = \frac{N_{\text{ост}}}{N_{\text{розп}}} = \frac{13,01}{20,7} = 0,629,$$

де $N_{\text{розп}}$ — потужність, що є у розпорядженні,

$$N_{\text{розп}} = \frac{G_{\text{конд}} H_0}{8} = \frac{875,66 \cdot 189,9}{8} = 20,7 \text{ МВт;}$$

H_0 — теплоперепад, що є у розпорядженні,

$$H_0 = h_{\text{відб}} - h_{\text{кт}} = 2475,8 - 2285,9 = 189,9 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К);}$$

$h_{\text{відб}}, h_{\text{кт}}$ — ентальпії пари у відборі перед останнім ступенем та у кінці теоретичного процесу розширення пари у цьому ступені

$$h_{\text{кт}} = h(P_{\text{к}}, S^{\text{ост.відбору}}) = 2285,9 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К).}$$

Отримане значення $\eta_{\text{ві}}$ останнього ступеня співпадає з даними [3] ($\eta_{\text{ві}}=0,616$), що свідчить про вірність розрахунку (похибка 2 %).

Результати розрахунку $\eta_{\text{ві}}$ останнього ступеня при різних значеннях кінцевого тиску підтверджують висновок, що зі зниженням кінцевого тиску внутрішній відносний ККД падає (табл. 3). Це пояснюється в основному зростанням втрат енергії від вологості та з вихідною швидкістю.

Таблиця 3

Результати розрахунку внутрішнього відносного ККД останнього ступеня турбіни K-1000-60/3000 в залежності від кінцевого тиску

$P_{\text{к}}, \text{кПа}$	$N_i, \text{МВт}$	$\sum_1^8 N, \text{МВт}$	$N_{\text{ост}}, \text{МВт}$	$N_{\text{розп}}, \text{МВт}$	$\eta_{\text{ві}}, \%$
5	1049,27	945,12	13,01	20,7	62,9
4	1054,42	945,86	13,57	23,4	58,0
3	1057,5	947,31	13,77	26,7	51,6
2,5	1056,48	948,76	13,46	31,1	42,3

Тиску 3 кПа відповідає температура конденсації 24,08 °С. При температурному напорі між паром та охолоджуючою водою 5 °С та нагріві води в конденсаторі на 10 °С отримаємо оптимальну температуру охолоджуючої води 9 °С.

Для конденсаційних турбін тиск відпрацьованої пари, що відповідає режиму, при якому вичерпується розширювальна здатність косоного зрізу сопел і припиняється приріст потужності, називається граничним вакуумом. У літературі вказується, що при експлуатації граничний вакуум не досягається, тому що швидше встановлюється економічний вакуум, при якому корисна

потужність турбоустановки (за відніманням витрат потужності на привод циркуляційних насосів) при даній витраті пари в конденсатор досягає максимального значення [2].

Слід зауважити, що зі зниженням кінцевого тиску потужність конденсатора знижується, а звідси треба знизити витрату охолоджуючої води, що приведе до зменшення потужності циркуляційних насосів. З цього випливає, що при оптимізації кінцевого тиску турбіни циркуляційні насоси ніяк не впливають на його оптимальне значення. У практиці експлуатації потужність циркуляційних насосів не регулюється (лопатки не змінюють кут нахилу), тому можна вважати, що при зміні P_k потужність циркуляційних насосів не змінюється. Цей висновок підтверджується результатами розрахунку: зі зниженням тиску в конденсаторі на 2 кПа потужність конденсатора знижується на 14,8 МВт (0,75 %) (табл. 4). Ентальпія пари на вході в конденсатор визначається через внутрішню потужність останнього ступеня.

Таблиця 4

Розрахунок потужності конденсатора зі зміною кінцевого тиску

Кінцевий тиск, кПа	5	4	3
Витрата пари в конденсатор, кг/с	875,52	868,065	859,17
Витрата пари через останній ступінь, кг/с	109,44	108,51	107,4
Ентальпія пари на вході в останній ступінь, кДж/кг	2475,8	2474,6	2473,3
Внутрішня потужність останнього ступеня, кВт	13010	13570	13770
Ентальпія пари на вході в конденсатор, кДж/кг	2356,93	2349,54	2345,08
Ентальпія конденсату, кДж/кг	137,8	121,4	101,0
Температура конденсату, К	306,0	302,1	297,2
Ступінь сухості пари після турбіни, %	91,59	91,61	91,82
Теплова потужність конденсатора, МВт	1971,96	1963,22	1957,15

Слід відмітити також, що вологість не є чинником, що обмежує зниження тиску, навпаки, зі зниженням кінцевого тиску вона знижується. Це пояснюється зниженням внутрішнього відносного ККД.

Відносно розширювальної здатності косою зрізу треба зауважити, що соплова та робоча решітки останнього ступеня є розширювальними і вихідна швидкість пари є надкритичною. У цьому випадку максимальна швидкість досягається при розширюванні у порожнину. Відхилення пари у косому зрізі може бути розраховано за формулою

$$\sin(\alpha_{1\text{еф}} + \delta) = \sin(\alpha_{1\text{еф}}) c_{1\text{прозр}}/c_{1\text{т}},$$

де $\alpha_{1\text{еф}}$ — кут виходу пари з решітки;

δ — відхилення кута виходу пари від напрямку $\alpha_{1\text{еф}}$ у косому зрізі;

$c_{1\text{прозр}}$ — розрахункова швидкість пари, яка отримується через відому вихідну поверхню та питомий об'єм, обчислений як функція від тиску за решіткою та ентропією на вході в решітку;

$c_{1\text{т}}$ — швидкість пари, обчислена за різницею ентальпій на вході в решітку і виході з неї. Ентальпія на виході з решітки визначається за ентропією на вході в решітку та тиском за решіткою.

Ця формула відрізняється від наведеної [2] відсутністю відношення питомих об'ємів, яке за значенням дорівнює 1.

Таким чином:

— При рівномірному зниженні кінцевого тиску турбіни зростання її потужності поступово зменшується і настає максимум, який пояснюється падінням внутрішнього відносного ККД останнього ступеня ЦНТ через підвищення вологості пари і зростання втрат енергії з вихідною швидкістю.

— Зниження кінцевого тиску турбіни приводить до зниження потужності конденсатора і, відповідно, циркуляційних насосів. Таким чином, зменшення власних потреб тільки підвищує ефект від зниження кінцевого тиску.

— Оптимальний кінцевий тиск для турбін К-1000-60/3000, встановлених на Рівненській АЕС, дорівнює 3 кПа, що відповідає температурі охолоджуючої води 9 °С. Нижче за цю температуру охолоджувати технічну воду немає сенсу.

— Для повного використання потенціалу зниження тиску в конденсаторі взимку треба замінити ЦНТ, який буде розрахований на відповідний кінцевий тиск.

Література

1. Бродянский, В.М. Повышение эффективности атомных и геотермальных электростанций посредством использования низких температур окружающей среды /В.М. Бродянский // Теплоэнергетика. —2003. — № 3. — С. 36—41.
2. Паровые и газовые турбины для электростанций // А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др. — М.: Издат. дом МЭИ, 2008. — 556 с.
3. Трояновский, Б.М. Паровые и газовые турбины атомных электростанций // Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 256 с.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. політехн. ун-ту Дубковський В.О.

Надійшла до редакції 17 листопада 2010 р.