10.46299/ISG.2022.MONO.TECH.4.6.4

6.4 Побудова енергетичних характеристик турбоустановки К-325-23,5 при відхиленні початкових параметрів пари та змінах у тепловій схемі

Електроенергетика є ключовою галуззю для розвитку промисловості та економіки будь-якої країни світу. Якщо в країни немає своєї електричної генерації, або її недостатньо для нормального функціонування економіки – то електроенергію доводиться закуповувати за кордоном що, в свою чергу, веде до часткової залежності від постачальників. Тому кожна країна намагається розвивати свою генерацію та систему постачання електроенергії. Таким чином, економіка будь-якої країни включає в себе енергетику, в яку входять виробники, постачальники та споживачі продукції.

На даний час в Україні працює така модель ринку електроенергії, яку коротко можна описати наступним чином: енергогенеруючі підприємства постачають вироблену продукцію на оптовий ринок звідки, за допомогою енергопостачальних компаній, вона надходить до кінцевих споживачів. До енергогенеруючих підприємств належать атомні, теплові, гідравлічні, сонячні та вітрові електростанції. Оптовий ринок формує підприємство «Укренерго», яке виступає також у якості диспетчера об’єднаної енергосистеми України, а постачанням електроенергії кінцевим споживачам займаються обленерго. Особливістю оптового ринку є те, що для кожного енергогенеруючого підприємства існує свій тариф на закупівлю електроенергії. Такий тариф залежить в основному від собівартості виробництва енергії тим чи іншим підприємством. Так, найнижчий тариф застосовується для атомних та гідравлічних електростанцій, вищий - для теплових, і найвищий, так званий «зелений тариф» - для підприємств, що використовують відновлювані джерела енергії.

Собівартість виробництва електроенергії на теплових електростанціях залежить на ~ 90% від кількості та вартості використаного палива. Тому, для затвердження тарифу, для кожної конкретної електростанції чи навіть кожного

енергоблоку, є необхідними дані про використання палива під час генерування електроенергії. Такі дані отримують експериментальним шляхом, на основі результатів якого будуються енергетичні характеристики енергогенеруючого устаткування.

6.4.1 Аналіз даних з літературних джерел

Енергетичні характеристики електростанції складаються з характеристик основного обладнання, а також даних з використання теплової та електричної енергії на власні потреби. Основним показником досконалості перетворення енергії палива, яке спалюється в котлоагрегаті, в електричну енергію, що передається в мережу, є коефіцієнт корисної дії (ККД), або величина питомого споживання умовного палива на виробництво одиниці продукції – г.у.п/кВт. Для турбоустановки основною енергетичною характеристикою є величина питомої витрати теплової енергії пари на 1 кВт виробленої електроенергії (ккал/кВт), в залежності від навантаження енергоблоку [379]. Для її визначення необхідно провести кілька серій теплових випробувань турбоустановки при різних режимах роботи, а в подальшому провести обробку результатів цих випробувань. На цьому етапі виникає перша проблема котра полягає у тому, що результати випробувань отримані під час роботи устаткування в умовах відмінних від проектних. Також, під час випробувань складно забезпечити однакові умови роботи в різних дослідах. Друга проблема полягає у тому, що під час випробувань не можливо охопити усі режими роботи даної турбоустановки, а характеристики необхідно визначити для максимально можливого числа різних режимів і умов роботи устаткування.

Першу проблему, а саме приведення результатів випробувань до номінальних умов, на практиці прийнято вирішувати двома способами. Перший спосіб полягає у застосуванні поправочних кривих на відхилення фактичних умов під час експерименту від номінальних. Цей спосіб широко застосовується у міжнародній практиці під час проведення приймальних випробувань турбін для підтвердження гарантій виробників [380-382]. Поправочні криві в номінальному режимі роботи надаються заводом-виробником турбіни. Під час випробування

турбін зі значним терміном експлуатації використовують поправочні криві з типових енергетичних характеристик, як наприклад для турбіни К-300-240 [383]. Проте спосіб приведення результатів випробувань до номінальних умов шляхом введення окремих поправок має ряд недоліків, а саме [384]:

- обмежений набір поправок, який не охоплює усіх відмінностей дослідних умов від номінальних;

- поправки вводяться алгебраїчною сумою, при цьому не враховують взаємний вплив відхилень параметрів;

- поправки залежать від стану турбоустановки, тобто не коректно застосовувати поправки, надані заводом-виробником для нової турбіни, під час випробувань турбін з великим напрацюванням.

Другий спосіб, що використовується при обробці результатів випробувань з метою розробки нормативних енергетичних характеристик, полягає у повному перерахунку теплової схеми турбоустановки на номінальні параметри. Реалізувати цей спосіб можна шляхом розв’язання системи рівнянь, яка описує теплову схему турбоустановки.

Другу, описану вище, проблему можна вирішити шляхом проведення реального експерименту на турбоустановці, або імітаційного - на математичній моделі даної турбоустановки [385-387].

6.4.2 Мета дослідження

З метою отримання даних для розробки нормативних енергетичних характеристик устаткування, були проведені теплові випробування турбоустановки К-235-23,5 енергоблоку №1 Запорізької ТЕС. Складність полягає у відсутності попередніх експериментальних даних для даного типу турбіни, тому порівнювати результати випробувань можна лише з нормативними даними заводу-виробника. Слід також відзначити, що наявний набір поправочних кривих, наданий заводом-виробником, не охоплює усіх можливих відмінностей у тепловій схемі турбоустановки та умовах її роботи.

Для вирішення поставленої задачі необхідно розробити математичну модель турбоустановки К-325-23,5 та провести на ній дослідження роботи турбіни у нестаціонарних режимах, враховуючи також зміни в тепловій схемі.

6.4.3 Розробка математичної моделі турбоустановки з використанням результатів теплових випробувань

Теплові випробування турбоустановки, проводились відповідно до вимог міжнародних стандартів [380-382] і складались з кількох серій дослідів в діапазоні електричного навантаження енергоблоку від 50% до номінального 325 МВт. Сюди входили наступні серії дослідів:

- при роботі з живильною турбопомпою (ЖТП);
- при роботі з живильною електропомпою (ЖЕП);
- для визначення поправки до електричної потужності та питомої витрати теплоти на відключення групи підігрівачів високого тиску (ПВТ);
- для визначення поправки до електричної потужності турбоустановки на зміну тиску відпрацьованої пари [388].

Теплофізичні властивості пари та води були знайдені за допомогою математично описаних залежностей від тиску та температури середовища, наведених у [389].

Теплова схема турбоустановки К-325-23,5 енергоблоку ст. №1 Запорізької ТЕС з місцями замірів основних технологічних параметрів показана на рис. 1.

Отже, за результатами теплових випробувань отримано характеристики основних елементів турбоустановки: внутрішні відносні ККД η_{oi} циліндрів високого (ЦВТ), середнього (ЦСТ) та низького (ЦНТ) тисків; втрати тиску в паропроводах регенеративних відборів, температурні напори підігрівачів низького (ПНТ) та високого (ПВТ) тиску; приріст ентальпії живильної води в живильній помпі, ККД привідної турбіни живильної турбопомпи (ЖТП) та інші. Ці характеристики виражаються у вигляді графічних залежностей, які можна описати у вигляді математичних рівнянь. Система цих рівнянь є основою математичної моделі турбоустановки. Розв’язок цієї системи рівнянь відносно

будь-якої заданої величини, наприклад питомої витрати теплоти в номінальних умовах, можна знайти методом послідовних наближень [390].

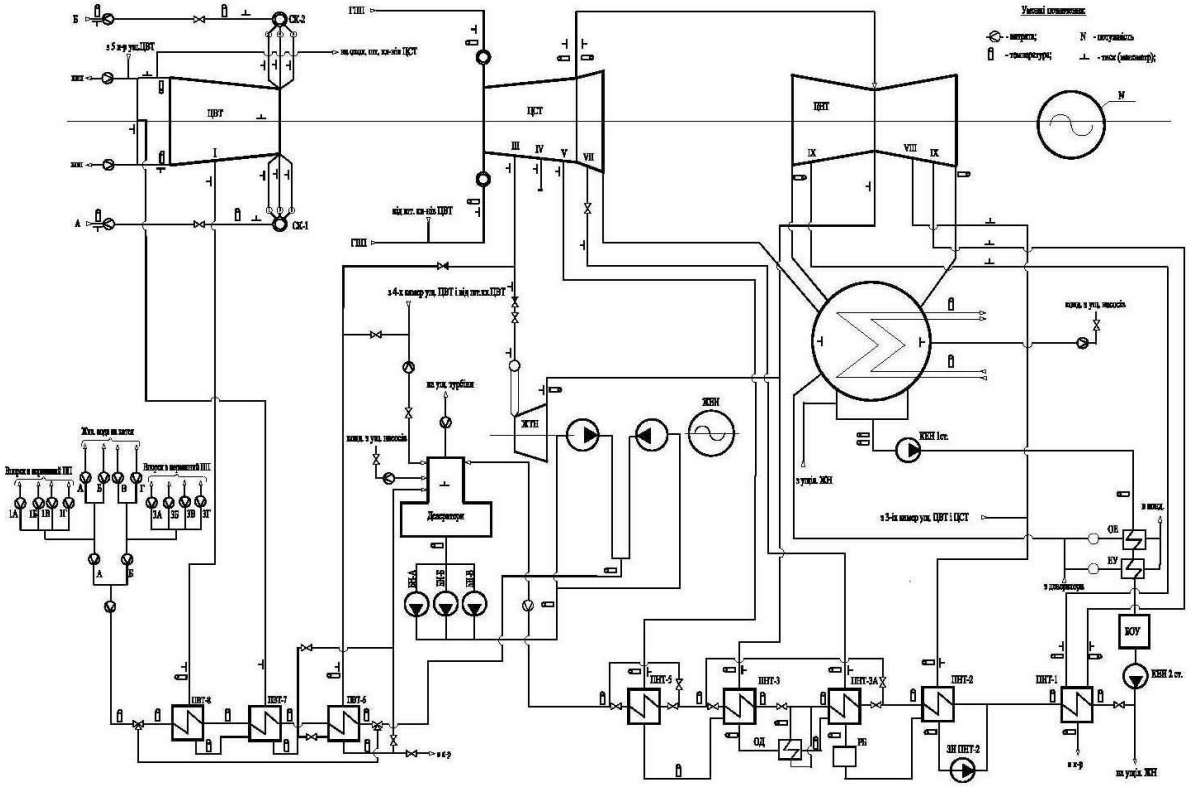


Рисунок 1. Теплова схема турбоустановки К-325-23,5 з вказаними точками вимірювання технологічних параметрів

Перерахунок теплової схеми турбоустановки на номінальні умови за допомогою математичної моделі можна здійснити двома способами: при незмінній витраті пари та при незмінному положенні органів паророзподілу [391]. Перший спосіб має суттєвий недолік: за постійної витрати свіжої пари на турбіну, при перерахунку на номінальні параметри, потрібна корекція ККД ЦВТ, котра є недостатньо точною [384]. Тому, доцільніше використовувати інший спосіб перерахунку теплової схеми - за умови незмінного положення органів паророзподілу та збереження дослідного значення ККД ЦВТ. За цієї умови витрата свіжої пари при номінальних початкових параметрах визначається за рівнянням:

$$G_0 = G_0^{дос} \cdot \sqrt{((P_0^н \cdot V_0)/(P_0 \cdot V_0^н))}, \quad (1)$$

де: $G_0^{\text{дос}}$ – витрата свіжої пари в дослідних умовах, т/год;

$P_0^н$ – номінальний тиск свіжої пари перед ЦВТ, 240 кгс/см^2;

V_0 – питомий об'єм свіжої пари в дослідних умовах, м^3/кг;

P_0 – дослідний тиск свіжої пари перед ЦВТ, кгс/см^2;

$V_0^{\text{н}}$ - питомий об'єм свіжої пари в номінальних умовах, 0,01336 м^3/кг.

Повна витрата теплоти на турбіну в номінальних умовах Q_0 , Гкал/год, визначається за рівнянням:

$$Q_0 = (G_0 \cdot (i_0^{\text{н}} - i_{\text{жв}}^{\text{н}}) + G_{\text{хпп}}^{\text{н}} \cdot (i_{\text{гпп}}^{\text{н}} - i_{\text{хпп}}^{\text{н}}))/10^3, \quad (2)$$

де: $i_0^{н}$ = 793,7 ккал/кг – ентальпія свіжої пари перед відсічними клапанами ЦВТ при номінальних початкових параметрах;

$i_{\text{жв}}^{\text{н}}$ - ентальпія живильної води після ПВТ і перерахунку теплової схеми на номінальні умови, ккал/кг;

$G_{\text{хпп}}^{\text{н}}$ - витрата пари холодного проміжного перегріву в номінальних умовах, т/год;

$i_{\text{гпп}}^{\text{н}}$ - ентальпія пари гарячого проміжного перегріву за температури 540 °С та тиску, які отримані після перерахунку теплової схеми на номінальні умови, ккал/кг;

$i_{\text{хпп}}^{\text{н}}$ - ентальпія пари холодного проміжного перегріву в номінальних умовах, ккал/кг.

Потужність турбіни в номінальних $N_m^{н} = N_m^{Д} + \Delta N_{\cos\varphi} + \Delta N_{рк} + \Delta N_{сх}$, МВт умовах визначається за рівнянням:

$$N_m^{н} = N_m^{Д} + \Delta N_{\cos\varphi} + \Delta N_{рк} + \Delta N_{сх}, \quad (3)$$

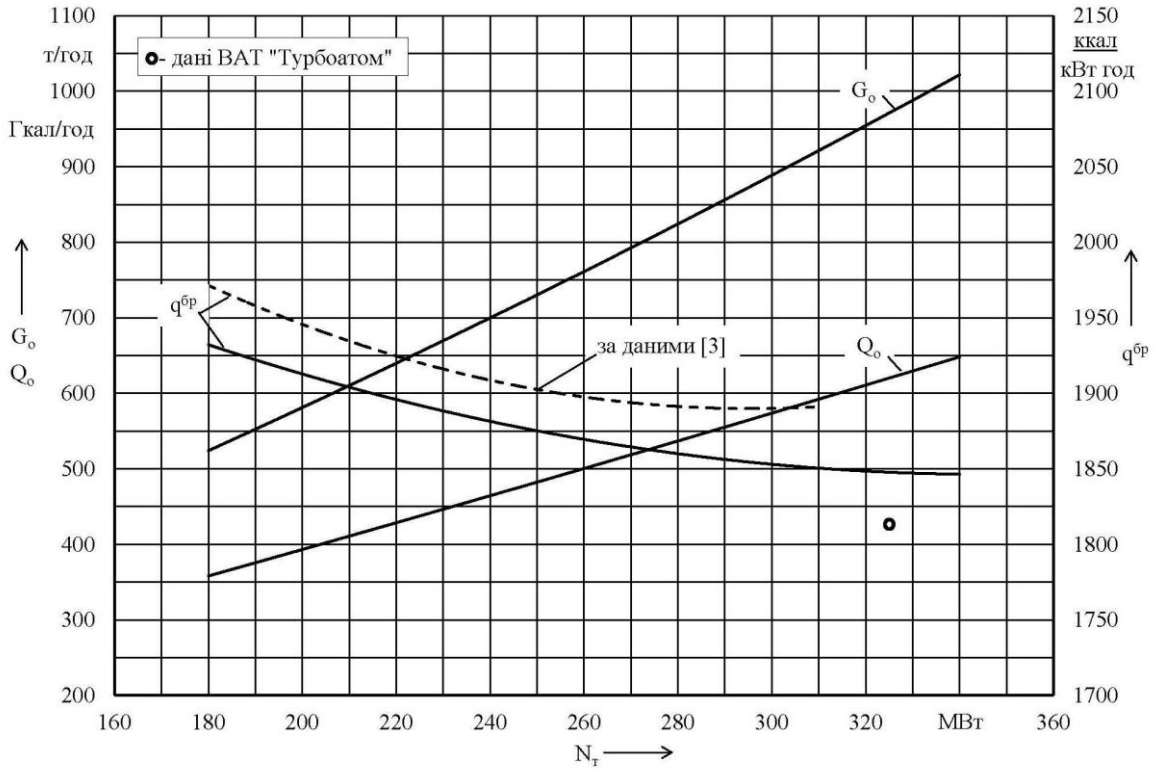
де: $\Delta N_{сх}$ – сумарна поправка на відмінність теплової схеми та параметрів в дослідних умовах від номінальних (крім тиску відпрацьованої пари в конденсаторі та коефіцієнта потужності генератора) і зміну витрати свіжої пари на турбіну при переході на номінальні умови, МВт.

Поправка $\Delta N_{сх}$ дорівнює різниці внутрішніх потужностей турбіни в номінальних і дослідних умовах та отримана за результатами перерахунку теплової схеми турбоустановки на номінальні умови, за допомогою математичної моделі.

Питома витрата теплоти брутто на турбіну в номінальних умовах $q_т^н$, ккал/кВт·год, при роботі з ЖТП, визначається за рівнянням:

$$q_т^н = \frac{Q_0^н}{N_т^н + N_{жтп}} \cdot 10^3. \quad (4)$$

Таким чином, отримано основну енергетичну характеристику турбоустановки – залежність повної та питомої витрати теплоти від електричної потужності при роботі з ЖТП в номінальних умовах, яка показана на рис. 2.



G_o - витрата пари, т/год; Q_o - повна витрата теплоти, Гкал/год;
$q^{бр}$- питома витрата теплоти, ккал/кВт· год; $N_т$- потужність турбоустановки, МВт.

Рисунок 2. Витрата свіжої пари, повна та питома витрати теплоти на турбіну в залежності від електричної потужності при роботі з ЖТП в номінальних умовах.

Як бачимо з рис. 2 лінія залежності питомої витрати пари на турбіну К-325-23,5 (суцільна лінія) лежить нижче лінії залежності для турбіни К-300-240 (пунктирна лінія), на місце котрої вона була встановлена. Тобто, нова турбіна К-325-23,5 на 2% ефективніше перетворює кінетичну енергію пари в механічну енергію обертання вала, яка у свою чергу, перетворюється в електричну в генераторі, ніж турбіна К-300-240 на момент її встановлення.

6.4.4 Імітаційний експеримент на математичній моделі турбоустановки

Основна енергетична характеристика отримана в результаті перерахунку на математичній моделі у конкретно визначених номінальних умовах роботи. В даному випадку за номінальні умови прийнято: теплова схема турбоустановки відповідає проектній, зображеній на рис. 1; тиск свіжої пари перед турбіною – 240 кгс/см^2; температура свіжої пари та гарячого проміжного перегріву – 540 ^{o}C; тиск відпрацьованої пари в конденсаторі – 0,372 кгс/см^2; впорскування живильної води в проміжний перегрів – 0 т/год; тиск в деаераторі – 7 кгс/см^2; перепад тиску на живильному клапані котла – 20 кгс/см^2.

В процесі експлуатації турбоустановка не працює в номінальних умовах, завжди один чи кілька параметрів робочого тіла або теплової схеми будуть відхилятися. Тому для можливості нормування таких нестаціонарних режимів необхідно розробити додаткові характеристики. Тобто, потрібно розробити поправки до питомої витрати теплоти на турбіну і витрати свіжої пари або електричної потужності.

Розрахунок поправок відбувається шляхом проведення імітаційного експерименту на математичній моделі турбоустановки [392]. Для розрахунку поправок потрібно змінювати параметр, для якого хочемо визначити поправку. Наприклад, для розрахунку поправки до витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти на турбіну за умови незмінної потужності, в математичній моделі задаємо величину тиску свіжої пари перед ЦВТ: 241, 242, 243 кгс/см^2, і так далі. Аналогічно і в протилежному напрямку, на зниження тиску – 239, 238, 237 кгс/см^2, і так далі. В результаті перерахунку отримуємо нові значення витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти на турбіну в змінених умовах та їх відхилення від номінальних значень, тобто поправки. Ця операція повторюється для різних значень потужності турбіни.

Розрахунок поправок на зміну температур свіжої пари та пари гарячого проміжного перегріву (ГПП) проводиться аналогічно. В результаті отримуємо поправочні криві на відхилення початкових параметрів пари від номінальних,

визначених при різних значеннях потужності турбіни. Саме цим поправки, визначені за допомогою математичної моделі, якісно відрізняються від поправок заводу-виробника, які визначені для режиму номінальної потужності. Для прикладу поправочні криві надані заводом-виробником представлені на рис. 3.

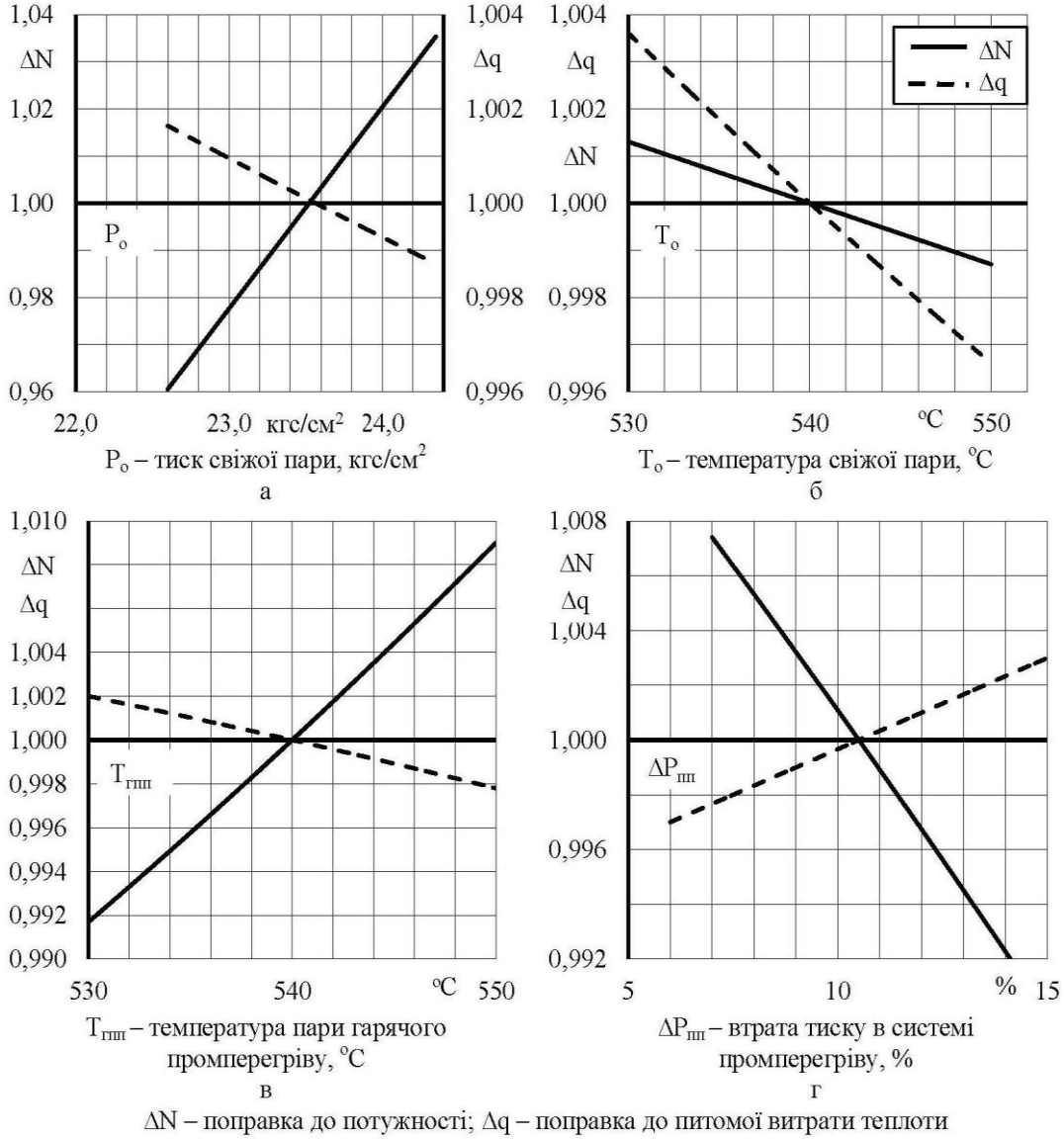
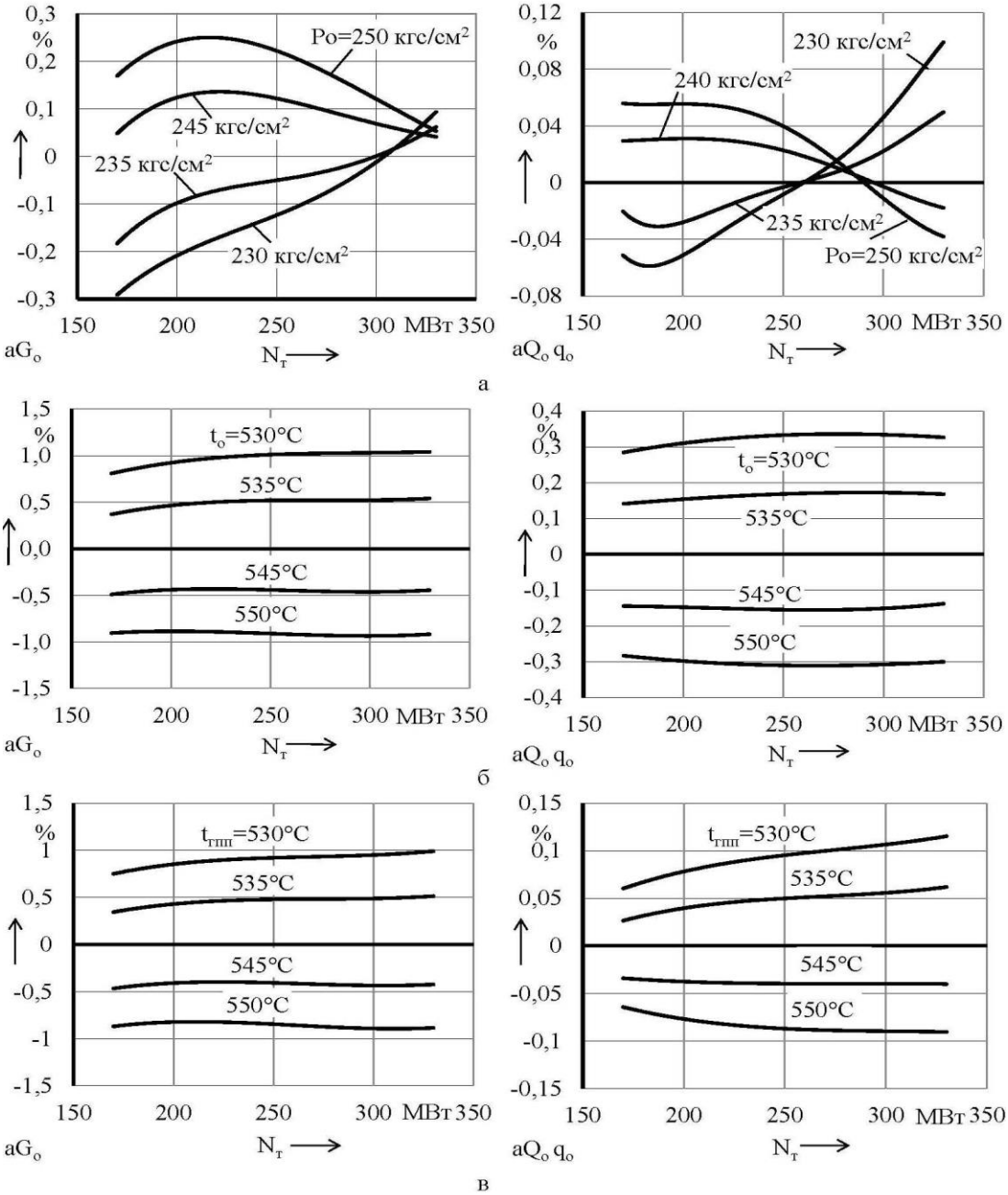


Рисунок 3. Поправочні криві на зміну потужності та питомої витрати теплоти при зміні: а – тиску свіжої пари; б – температури свіжої пари; в – температури гарячого проміжного перегріву; г – втрати тиску в системі проміжного перегріву.

Поправочні криві до витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти на турбіну на відхилення тиску свіжої пари, температури свіжої пари та ГПП від номінальних, отримані шляхом імітаційного експерименту на математичній моделі турбоустановки К-325-23,5 зображені на рис. 4.



aG_o – поправка до витрати свіжої пари, %; $aQ_o\ q_o$ – поправка до повної та питомої витрати теплоти, %; $N_т$ – потужність турбіни, МВт.

Рисунок 4. Поправочні криві до витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти на відхилення: а- тиску свіжої пари; б – температури свіжої пари; в – температури пари гарячого проміжного перегріву від номінальних

Як бачимо з рис. 4-а поправочні криві на відхилення тиску свіжої пари до витрати свіжої пари та повної і питомої витрати теплоти на турбіну змінюють свій характер в залежності від потужності турбіни. Тобто, поправка може бути з від'ємним знаком при одному значенні потужності, або із додатнім знаком при іншому, при цьому це поправка на одне і те саме значення відхилення тиску. Це

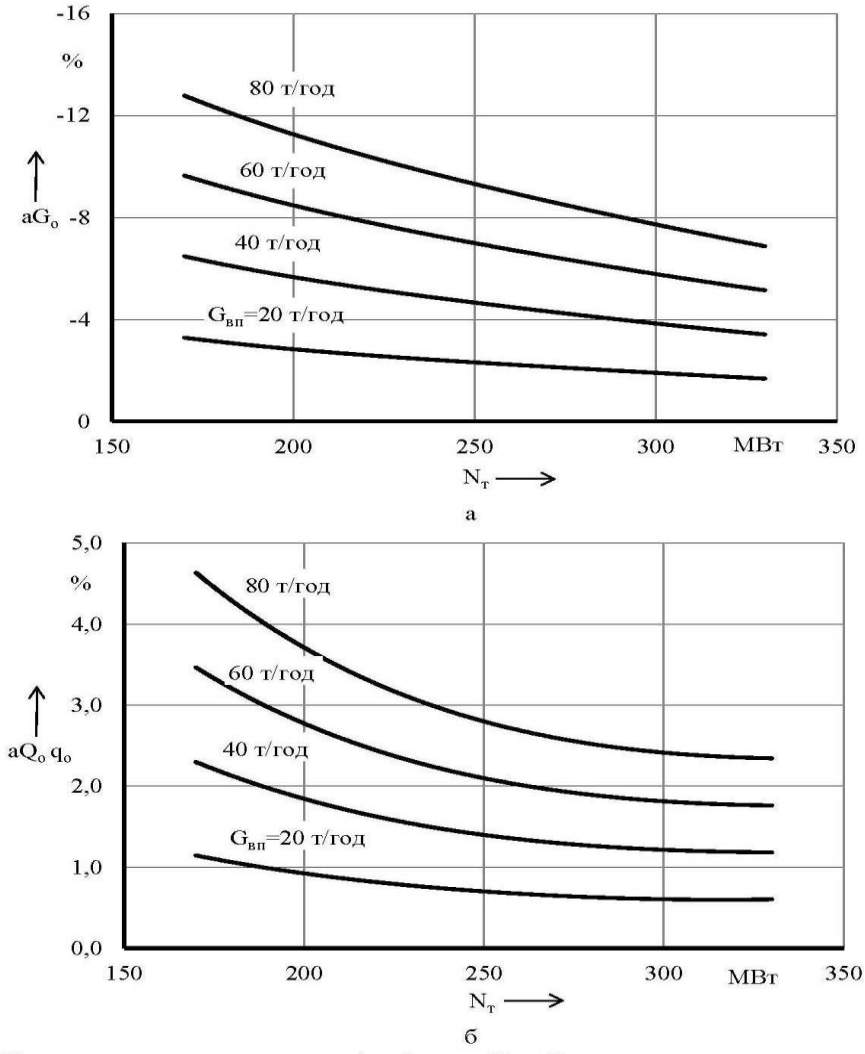
пояснюється тим, що одне і те саме значення відхилення тиску свіжої пари від номінального при різних значеннях потужності турбіни має різний вплив на її економічність і, відповідно, на витрату свіжої пари.

Окрім поправок на відхилення початкових параметрів пари від номінальних, за допомогою математичної моделі турбоустановки можна розрахувати поправки на зміни її теплової схеми від проектної або відхилення режиму експлуатації від номінальних умов. Наприклад, можна визначити поправку на включення впорскування живильної води в тракт проміжного перегріву пари. Така поправка визначається подібно до вищенаведених поправок на відхилення початкових параметрів пари. В номінальних умовах впорскування живильної води, в тракт проміжного перегріву пари, відсутнє. Для розрахунку поправки задаємось величиною впорскування, наприклад, 20, 40, 60 т/год. та розв’язуємо систему рівнянь при довільному сталому значені потужності турбіни. У результаті розв’язання отримуємо значення витрати свіжої пари на турбіну та значення повної та питомої витрати теплоти. Порівнюємо ці величини із значеннями в номінальних умовах при заданій потужності турбіни і отримуємо, таким чином, поправки до витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти на турбіну на задану величину впорскування живильної води. Повторюючи дану операцію для кількох значень потужності турбіни, будуємо поправочні криві, котрі зображені на рис. 5.

6.4.5 Аналіз результатів імітаційного експерименту на математичній моделі

Отже, за допомогою математичної моделі турбоустановки можливо вирішити вище зазначені проблеми з якими стикаються налагоджувальні організації, що проводять випробування та розробляють нормативні енергетичні характеристики енергоблоків теплових електростанцій. Повний перерахунок теплової схеми турбоустановки на математичній моделі дозволяє привести результати теплових випробувань до номінальних умов з більшою точністю ніж за допомогою заводських поправок [392]. Це дозволяє врахувати вплив

відмінностей усіх параметрів, котрі мали місце під час натурного експерименту, у їх взаємовпливі.



aG_o – поправка до витрати свіжої пари, %; $aQ_o\,q_o$ – поправка до повної та питомої витрати теплоти, %; $N_т$ – потужність турбіни, МВт.

Рисунок 5. Поправочні криві на включення впорскування живильної води в тракт проміжного перегріву пари до: а – витрати свіжої пари на турбіну; б – повної та питомої витрати теплоти.

За допомогою математичної моделі можна розрахувати характеристики устаткування у нестаціонарних режимах роботи, тобто врахувати відхилення будь-якого технологічного параметру від номінального чи будь-яку зміну теплової схеми турбоустановки від проектної. Для цього не потрібно проводити додаткових натурних випробувань на існуючому устаткуванні, що значно економить час та трудові затрати.

Порівнюючи поправочні криві надані заводом-виробником (рис. 3) та отримані шляхом імітаційного експерименту (рис. 4 і 5), бачимо що ці криві мають різний характер, це обумовлено тим що заводські поправки пораховані при номінальній електричній потужності у вузькому діапазоні зміни параметра. Математична модель дозволяє порахувати поправки в широкому діапазоні та за різних значень потужності енергоблоку. Вона також дозволяє порахувати поправки на зміну теплової схеми турбоустановки від проектної, наприклад на переведення живлення деаератора парою іншого відбору, на відключення будь-якого підігрівача, або на включення впорскування живильної води в тракт проміжного перегріву пари, що розглядалося вище. Приклад поправочних кривих на включення впорскування показано на рис. 5, де представлено поправочні криві пораховані при різних значеннях витрати живильної води в залежності від електричної потужності енергоблоку.

Висновки

За результатами теплових випробувань нової турбіни К-325-23,5 енергоблоку ст. №1 Запорізької ТЕС була складена математична модель турбоустановки. На моделі виконано перерахунок результатів випробувань з дослідних умов на номінальні з подальшою побудовою енергетичних характеристик турбіни. Такий спосіб приведення дослідних даних до номінальних умов дає результати з меншою похибкою, ніж спосіб застосування розрахункових поправочних кривих, наданих заводом - виробником.

На математичній моделі пораховано поправочні коефіцієнти на відхилення основних параметрів робочого тіла від номінальних, а також на відмінності теплової схеми від проектної. Зокрема пораховані та побудовані поправочні криві до витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти на відхилення тиску та температури свіжої пари перед ЦВТ, температури пари проміжного перегріву перед ЦСТ, а також на включення впорскування живильної води в тракт проміжного перегріву. На відміну від заводських, поправки пораховані, на математичній моделі, в широкому діапазоні параметра що змінюється, та за різних значень електричного навантаження енергоблоку.