

Р. Б. ШЕРФЕДИНОВ, О. П. УСАТИЙ, О. П. АВДЄЄВА, М. О. ДАЛУДІН, І. Є. ЄНІН

ОСОБЛИВОСТІ ЗАМІНИ ІСНУЮЧОЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ НА ОПТИМАЛЬНУ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЦВТ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

Розглянуті питання, що виникають при заміні існуючої проточної частини на оптимальну при модернізації циліндру високого тиску. Наведено основні результати досліджень, щодо розв'язання задачі пошуку оптимальних значень параметрів теплової схеми турбоблоку К-540-23,5, які забезпечують найбільш ефективну роботу як оптимального варіанту циліндру високого тиску (ЦВТ) у складі турбоблоку, так і всього турбоблоку загалом. Виконано оцінку впливу розподілу теплових перепадів ступенів оптимальної проточної частини (ПЧ) ЦВТ турбіни К-540-23,5 на інтегральні показники якості турбоблоку. Розрахункові дослідження теплової схеми турбоблоку з оптимальною ПЧ ЦВТ показали, що температура недогріву живильної води в підігрівачі високого тиску, розташованого поряд з парогенератором, найбільш істотно впливає на потужність та ефективність ЦВТ і всього турбоблоку. Для визначення оптимального значення температури недогріву сформульована і розв'язана двохкритеріальна Паретівська задача оптимізації турбоблоку.

Ключові слова: парова турбіна, проточна частина, оптимізація теплової схеми, температура недогріву, модернізація.

Р. Б. ШЕРФЕДИНОВ, А. П. УСАТЫЙ, О. П. АВДЕЕВА, М. А. ДАЛУДИН, И. Е. ЕНИН ОСОБЕННОСТИ ЗАМЕНЫ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НА ОПТИМАЛЬНУЮ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ ЦВД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Рассмотрены вопросы, возникающие при замене существующей проточной части на оптимальную при модернизации цилиндра высокого давления. Приведены основные результаты исследований, посвященных решению задачи поиска оптимальных значений параметров тепловой схемы турбоблока К-540-23,5, которые обеспечивают наиболее эффективную работу как оптимального варианта цилиндра высокого давления (ЦВД) в составе турбоблока, так и всего турбоблока в целом. Выполнена оценка влияния распределения тепловых перепад ступеней оптимальной проточной части (ПЧ) ЦВД турбины К-540-23,5 на интегральные показатели качества турбоблока. Расчетные исследования тепловой схемы турбоблока с оптимальной ПЧ ЦВД показали, что температура недогрева питательной воды в подогревателе высокого давления, расположенного рядом с парогенератором наиболее существенно влияет на мощность и экономичность ЦВД и всего турбоблока. Для определения оптимального значения температуры недогрева сформулирована и решена двухкритерийная Паретовская задача оптимизации турбоблока.

Ключевые слова: паровая турбина, проточная часть, оптимизация тепловой схемы, температура недогрева, модернизация.

R. SHERFEDINOV, O. USATYI, O. AVDIEVA, M. DALUDIN, I. YENIN SPECIFIC FEATURES OF THE REPLACEMENT OF THE AVAILABLE FLOW PATH BY THE OPTIMAL FLOW PATH WHEN UPGRADING THE STEAM TURBINE HIGH-PRESSURE CYLINDER

This scientific paper gives the main research data obtained during the solution of the search problem to define optimal parameter values for the thermal circuit of the K-540-23.5 turbine unit that would provide the most efficient operation both for the optimal version of the high pressure cylinder (HPC) as part of the turbine unit and the turbine unit on the whole. The effect of the distribution of heat differences in the stages of the optimal flow part of the high pressure cylinder used by the K-540-23.5 turbine on the integral quality factors of the turbine unit has been assessed. The calculation studies of the thermal circuit of the turbine unit with the optimal flow section of the high-pressure cylinder showed that the temperature of the underheated feed water in the high pressure heater (HPH) arranged near the steam generator has the most critical effect on the power and economical efficiency of the high pressure cylinder and entire turbine unit. The two-criterion Pareto problem for the upgrading of the turbine unit was formulated and solved to define optimal underheating temperature values. Consideration was given to the two variants of the solution of the optimization problem for the feed water underheating temperature in the high pressure heater. Comparison and analysis of the two variants of solution for the two-criterion optimization problem showed the identity of the obtained data and it confirms the correctness of the problem formulation and the algorithms used for its solution.

Key words: steam turbine, flow section, thermal circuit optimization, underheating temperature and upgrading.

Вступ

Розробка конкурентоспроможної парової турбіни вимагає використання сучасних методів оптимального проектування, які базуються на використанні ефективних алгоритмів пошуку оптимальних рішень та методів детального газодинамічного розрахунку течії водяної пари в проточній частині турбіни.

Сучасні парові турбіни мають досить високі рівні аеродинамічної досконалості проточних частин. Разом з тим, новітній світовий тренд зменшення карбонового навантаження на навколишнє

середовище ставить перед виробниками потужних енергетичних турбін нові задачі зі збільшення потужності турбін за рахунок суттєвого підвищення їх ефективності.

Використання методів багатопараметричної та багатокритеріальної оптимізації дозволяє виявити резерви підвищення потужності та економічності, як ПЧ турбін, так і турбоблоків в цілому. Основні підходи до постановки та розв'язання задач оптимізації проточних частин парових турбін викладено в [1].

Сучасний стан проблеми

Питання оптимізації проточної частини будь-якого з циліндрів парової турбіни великої потужності є одним з найбільш актуальних для сучасної енергетики. Відомі наукові роботи з оптимального проектування проточних частин парових турбін [2–6] де описані різні підходи, методи і алгоритми з оптимізації ПЧ. Серед них найбільш вдалим виявився підхід, що реалізує багаторівневий метод оптимального проектування таких складних технічних об'єктів, як турбоблок. Використання цього підходу потребує інформаційної узгодженості між рівнями оптимізації (турбоблок, турбіна, циліндр, ступень, решітки, профілі).

Разом з тим, на сьогодні, з використанням багаторівневого методу оптимального проектування досить повно розв'язані задачі багатопараметричної оптимізації проточних частин потужних парових турбін без урахування взаємного впливу геометрії ПЧ і параметрів теплової схеми.

Це вносить відповідну невизначеність при заміні старих ПЧ турбін на нові (оптимальні) з більш високими рівнями ККД та потужності в рамках виконання робіт з модернізації парових турбін.

Мета роботи

Мета роботи полягає в досягненні найкращих значень інтегральних показників якості всього турбоблоку за рахунок вирішення задачі узгодженості характеристик нової (оптимальної) ПЧ з параметрами теплової схеми.

Постановка задачі

Об'єктом дослідження є турбоблок турбіни К-540-23,5 виробництва АТ «Турбоатом». Розглядається задача визначення параметрів теплової схеми для найефективнішого використання оптимальної конструкції ПЧ ЦВТ при розв'язанні задачі модернізації.

Оптимізація вищевказаної ПЧ ЦВТ (рис. 1) здійснена за допомогою комплексу прикладних програм – САПР «Турбоагрегат», розроблених на кафедрі Турбінобудування НТУ «ХПІ» [4]. Особливість задачі заміни вихідної ПЧ ЦВТ на оптимальну полягає в тому, що параметри пари в місці її відбору до підігрівача живильної води у вихідного та оптимального варіантів ПЧ досить суттєво відрізняються (на 0,136 МПа). Тому впровадження оптимального варіанту ПЧ ЦВТ у існуючу теплову схему потребує додаткових цілеспрямованих досліджень на рівні теплової схеми. По перше необхідно визначити параметр, змінюючи який можна керувати ефективністю та потужністю турбоблоку

з оптимальним варіантом ПЧ ЦВТ та, по-друге, знайти значення цього параметру, при якому впровадження оптимального варіанту ПЧ ЦВТ як складової частини модернізованого турбоблоку буде найбільш ефективним.

Дослідження теплової схеми турбоблоку К-540-23,5 проводилися за допомогою програмного комплексу СЕКВОЙЯ. В якості вихідних даних для ПЧ ЦВТ приймалися значення геометричних параметрів оптимального варіанту ЦВТ, які були отримані на кафедрі турбінобудування НТУ «ХПІ» за допомогою методу рекурсивної об'єктно-орієнтованої багатопараметричної та багатокритеріальної оптимізації [1]. Геометричні характеристики ПЧ ЦСТ та ЦНТ залишилися без зміни.

Результати

Розрахунок теплової схеми турбоблоку К-540-23,5 виявив деякі особливості викликані включенням оптимальної проточної частини ЦВТ до складу турбіни.

Зміна параметрів пари за восьмим ступенем в результаті оптимального розподілу теплоперепадів між ступенями ЦВТ призвела до зміни параметрів пари, що відбирається до регенеративного відбору в підігрівач живильної води високого тиску, який розташований поруч з парогенератором.

Відомо, що масова витрата пари, яка надходить до регенеративного підігрівача визначається конденсуючою здатністю підігрівача, а кінцеву температуру живильної води, як правило, обирають на основі техніко-економічних розрахунків енергоблоку в цілому за критерієм мінімуму розрахованих витрат [3]. З підвищенням температури живильної води теплова економічність турбоблоку підвищується, витрата палива зменшується, але при цьому знижується коефіцієнт корисної дії котла (ККДк) через підвищення температури вихідних газів [7]. Конденсуюча здатність підігрівача (рис. 2) визначається за тепловим балансом (1), тобто рівністю кількості теплоти, що сприйнята живильною водою та тією, що вноситься гріючою парою.

$$G_{жв}(i_{жв} - i'_{жв}) = G_0(i_n - i_{др})\eta_{під}, \quad (1)$$

де $G_{жв}$ – витрата живильної води,
 G_0 – витрата гріючої пари,
 $i_{жв}$ – ентальпія живильної води на виході з підігрівача,
 $i'_{жв}$ – ентальпія живильної води на вході до підігрівача,
 i_n – ентальпія гріючої пари,
 $i_{др}$ – ентальпія дренажу,
 $\eta_{під}$ – ККД підігрівача.

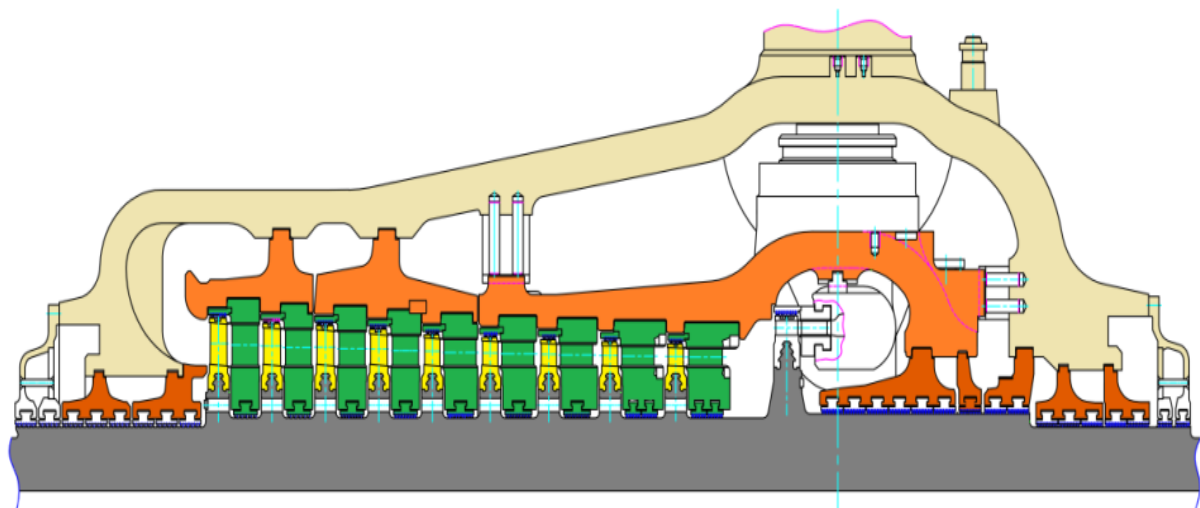


Рис. 1 - Проточна частина ЦВТ турбіни К-540-23,5

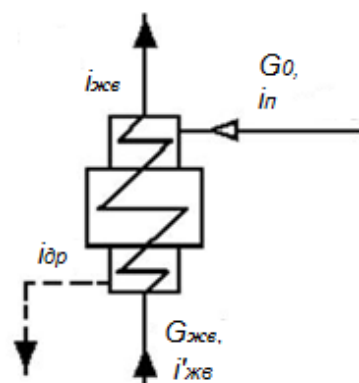


Рис. 2 – Схематичне зображення регенеративного підігрівача високого тиску

Розрахунки теплової схеми турбоблоку з оптимальною ПЧ ЦВТ показали, що у зв'язку зі зниженням тиску за 8 ступенем ЦВТ (на 0,136 МПа) відбулося збільшення масової витрати пари (за умови збереження величини температури недогріву живильної води в підігрівачі на рівні вихідного варіанту ПЧ ЦВТ) до регенеративного відбору на 5 т/год, таким чином відбулося зменшення витрати пари через 9 і 10 ступені ЦВТ та всіх ступенів ЦСТ і ЦНТ турбіни, які мають більший ККД і на яких спрацювується досить велика частка наявного теплового перепаду турбіни.

Збільшення витрати пари на регенерацію (при більш низьких параметрах пари) призвело до підвищення температури живильної води на 1°C в порівнянні з вихідним варіантом ПЧ ЦВТ, що дало змогу зменшити питому витрату теплоти на турбоустановку на $18,003 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$ (з $8058,752 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$ до $8040,749 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$).

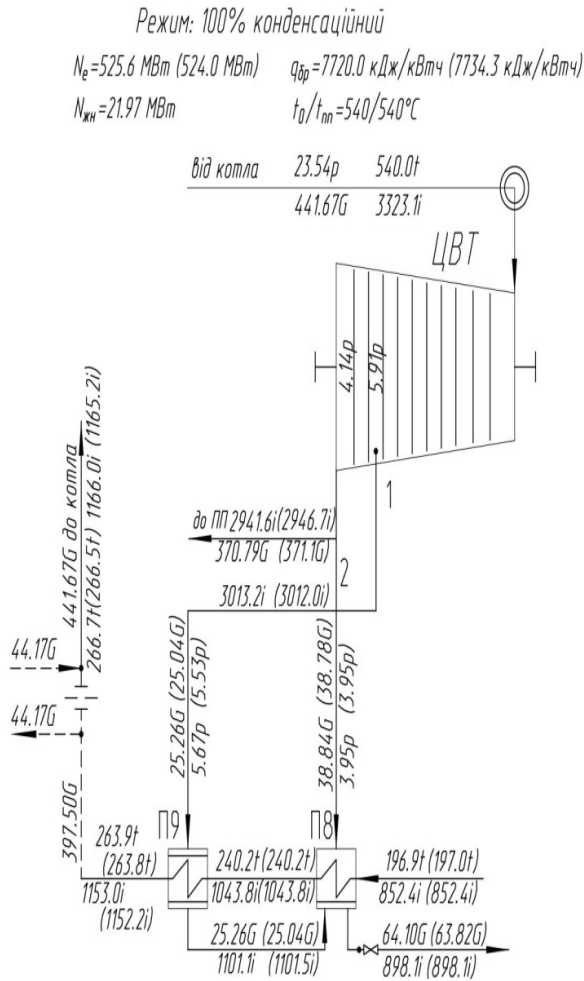
Правильне включення оптимальної ПЧ в теплову схему можна забезпечити за умови однакових граничних умов для ЦВТ (в даному випадку вклю-

чаючи також і витрату пари у відбір на підігрівач високого тиску). При здійсненні відбору пари на підігрів живильної води, з одного боку, зменшується питома витрата теплоти на випаровування живильної води і отримання пари корисних властивостей, але з іншого боку одночасно зменшується потужність турбіни. Незважаючи на протилежний характер поведінки головних критеріїв якості турбоблоку, використання регенеративного підігріву завжди підвищує термічний ККД циклу. Це пояснюється тим, що при підігріві живильної води за рахунок теплоти конденсації відібраної пари усувається підвід теплоти за рахунок спалення палива і таким чином середня температура підведення теплоти від зовнішнього джерела в регенеративній циклі збільшується [5].

Частина теплової схеми, що досліджувалася, приведена на рис. 3.

Розрахункові дослідження теплової схеми з оптимальною ПЧ ЦВТ і з забезпеченням відповідних граничних умов показали, що загальний приріст потужності ЦВТ (без регулюючого ступеню) складає 1672 кВт. Даний приріст потужності було отримано за рахунок перерозподілу наявного теплового перепаду ЦВТ на користь ступенів з більшим ККД (рис. 4) за рахунок зміни геометричних параметрів при оптимізації ПЧ в САПР «Турбоагрегат». Як відомо, більші значення ККД досить часто мають останні ступені ЦВТ, так як, за рахунок більшої довжини лопаток вони мають меншу долю кінцевих втрат в загальному обсязі втрат енергії.

З урахуванням наявності суттєвого впливу температури недогріву на економічність та потужність турбоблоку була відзначена необхідність проведення додаткових розрахункових досліджень для визначення граничних умов, які забезпечать найбільш ефективно використання оптимальної ПЧ ЦВТ в складі турбоблоку.



G – кг/с, i – кДж/кг, p – МПа абс., t – °C, x – паровміст

Рис. 3 – Теплова схема оптимального варіанту ЦВТ та вихідного (в дужках)



Рис. 4 – Розподіл теплових перепадів на ступенях ЦВТ турбіни К-500-23,5

Вплив температури недогріву на потужність та ефективність ЦВТ та всього турбоблоку

Для оцінки впливу температури недогріву [5] виконано ряд розрахунків теплової схеми. Температура недогріву живильної води в підігрівачі високого тиску (ПВТ), розташованого поряд з парогенератором змінювалася в діапазоні 5,8 °C–8,9 °C, як для вихідного, так і для оптимального варіантів ПЧ ЦВТ.

За результатами чисельних досліджень було оцінено вплив температури недогріву на потужність на клеммах (N) та на питому витрату тепла (Q) турбоблоку.

Для спрощення розв'язання оптимізаційної задачі з визначення оптимального значення температури недогріву живильної води в ПВТ, показник якості турбоблоку Q було замінено на питому потужність ($N_Q = 1/Q$). Крім цього були введені відносні показники якості турбоблоку: відносна потужність $N' = \frac{N_Q}{N_{Q_{t=6,5}}^{\text{вих}}} \cdot 100$ та відносна питома потужність $N'_Q = \frac{N_Q}{N_{Q_{t=6,5}}^{\text{вих}}} \cdot 100$. Тут верхній індекс «вих» означає, що значення цього параметру відповідає тепловій схемі з вихідним варіантом ПЧ ЦВТ, а нижній індекс «t = 6,5» говорить про те, що значення цього параметру отримане при температурі недогріву рівній 6,5 °C. Графік співвідношення цих показників (критеріїв) якості наведено на рис. 5.

З рис. 5 видно, що зростання значень одного критерію якості турбоблоку веде до зменшення значень другого критерію, і це характерно, як для теплової схеми з вихідною ПЧ ЦВТ, так і для теплової схеми з оптимальною ПЧ ЦВТ. Для коректного розв'язання цієї оптимізаційної задачі було виконано нормування цих критеріїв.

Нормування значень потужності та відносної потужності було виконано з використанням залежності (2), що дозволило позбутися «нерівнозначності» критеріїв в процесі оптимізації та знайти найкраще рішення як для вихідного так і для оптимального варіантів ПЧ ЦВТ.

Нормування значень потужності та відносної потужності було виконано з використанням залежності (2), що дозволило позбутися «нерівнозначності» критеріїв в процесі оптимізації та знайти найкраще рішення як для вихідного так і для оптимального варіантів ПЧ ЦВТ.

Нормування значень потужності та відносної потужності було виконано з використанням залежності (2), що дозволило позбутися «нерівнозначності» критеріїв в процесі оптимізації та знайти найкраще рішення як для вихідного так і для оптимального варіантів ПЧ ЦВТ.

Нормування значень потужності та відносної потужності було виконано з використанням залежності (2), що дозволило позбутися «нерівнозначності» критеріїв в процесі оптимізації та знайти найкраще рішення як для вихідного так і для оптимального варіантів ПЧ ЦВТ.

$$y_i = \left(\frac{Y_i - Y_{i \min}}{Y_{i \max} - Y_{i \min}} \right)_{i=1, \dots, n}, \quad (2)$$

де y_i – нормовані значення відповідних критеріїв;

$Y_{i \min}$ та $Y_{i \max}$ – мінімальне та максимальне значення кожного критерію якості.

За рівнянням (2) потужність та питома потужність турбоблоку приведені до нормованих величин. Отриманні значення наведені в табл. 1 та графічно відображені на рис. 6.

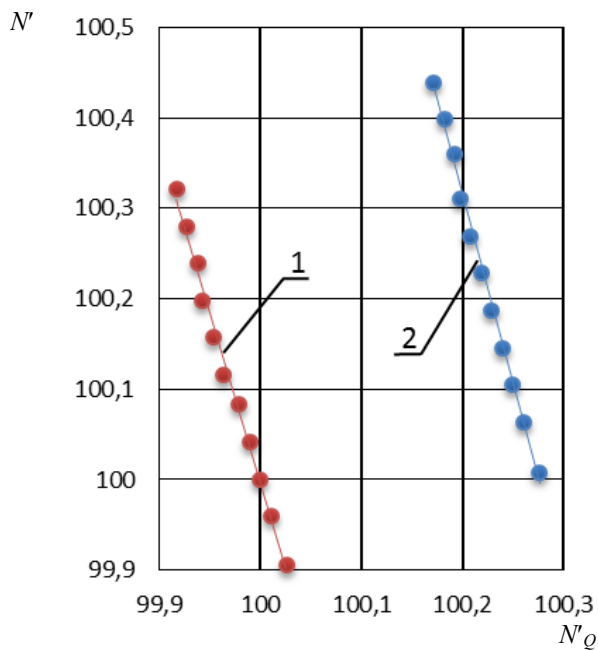


Рис. 5 – Залежність відносної потужності від відносної питомої потужності: 1 – теплова схема з вихідною ПЧ ЦВТ; 2 – теплова схема з оптимальною ПЧ ЦВТ

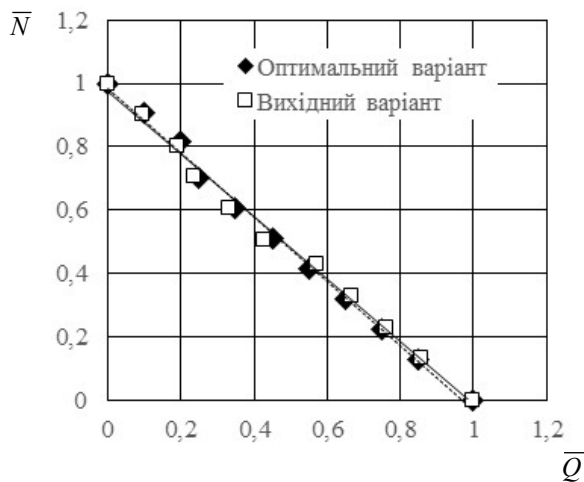


Рис. 6 – Залежність потужності та питомої потужності в нормованих величинах: – оптимальний варіант; — — — вихідний варіант

Як видно з рис. 6 збільшення потужності приводить до зменшення питомої потужності турбоблоку і навпаки. Таким чином, ми маємо класичну двокритеріальну оптимізаційну задачу з конфліктуючими цільовими функціями. Конфліктність критеріїв якості призводить до утворення нескінченної множини недомінованих оптимальних рішень, які формують фронт Парето (в нашому випадку) в вигляді прямої лінії (рис. 6).

Одним із відомих методів розв'язання багатокритеріальних паретівських оптимізаційних задач є метод «ідеальної точки» [9]. Ідея цього методу

ґрунтується на тому, що відповідно до принципу Джофріона в, наприклад, Евклідовому просторі конкуруючих критеріїв якості існує «ідеальна точка» у якій всі критерії досягають екстремуму [8]. Якщо цю ідею застосувати до нашої двокритеріальної оптимізаційної задачі, то в нормованому Евклідовому просторі «ідеальна точка» матиме наступні координати – $T_1(1, 1)$.

Відповідно до методу «ідеальної точки» «найкраще» оптимальне рішення з нескінченної множини оптимальних рішень, які формують фронт Парето буде те, що знаходиться найближче до точки $T_1(1, 1)$.

Розв'яжемо оптимізаційну задачу для теплової схеми турбоблоку К-540-23,5 з оптимальною ПЧ ЦВТ в нормованому критеріальному просторі де рівняння прямої фронту Парето l , яке отримане в результаті апроксимації результатів розрахункових досліджень, має наступний вигляд:

$$l: \bar{N} = -1,014\bar{Q} + 0,986, \quad (3)$$

де \bar{Q} та \bar{N} – нормовані питома потужність та потужність на клемі електрогенератора.

Оптимальним рішенням є точка перетину S_1 прямої фронту Парето l із перпендикулярною прямою m , яка проходить через точку $T_1(1, 1)$, так як в цьому випадку відстань від «ідеальної точки» до фронту Парето буде мінімальною (найкоротшою) в Евклідовому просторі конкуруючих критеріїв якості. Враховуючи що, $T_1 \in m$ і $m \perp l$, знайдемо направляючий вектор прямої m (рис. 7). Із рівняння (3) отримаємо вектор нормалі $\bar{n}(1; 1,014)$, який і буде направляючим вектором прямої m .

Рівняння прямої m складемо по точці $T_1(1, 1)$ та направляючому вектору $\bar{n}(1; 1,014)$:

$$\frac{\bar{N}-1}{1} = \frac{\bar{Q}-1}{1,014}, \quad 1,014(\bar{N}-1) = \bar{Q}-1, \\ \bar{Q} = 1,014\bar{N} - 0,014. \quad (4)$$

Рівняння (3) і (4) складають систему лінійних рівнянь (5):

$$\begin{cases} \bar{N} = -1,014\bar{Q} + 0,986 \\ \bar{Q} = 1,014\bar{N} - 0,014 \end{cases} \quad (5)$$

Розв'язавши систему рівнянь (5) знайдемо координати точки перетину двох перпендикулярних прямих:

$$\bar{N}_{\text{опт}} = 0,493, \quad \bar{Q}_{\text{опт}} = 0,486. \quad (6)$$

Як видно з рис. 7 в нормованому Евклідовому просторі конкуруючих критеріїв турбоблоку варіанти теплової схеми з вихідною ПЧ ЦВТ та оптимальною ПЧ мають практично однакову лінійну залежність фронту Парето – пряма l . Це дозволяє отримані результати оптимізації (6) використати, як для оптимального варіанту, так і для вихідного варіанту ПЧ ЦВТ.

Таблиця 1 – Результати розрахункових досліджень теплової схеми з вихідною та оптимальною ПЧ ЦВТ

Недогрів t , град	Потужність на клемах, N , кВт		Нормована потужність, \bar{N}		Питома потужність (нетто) $Q' = \frac{1}{Q} 1000$, Вт·год/кДж		Нормована питома потужність (нетто) \bar{Q}	
	Оптимальний варіант ПЧ	Вихідний варіант ПЧ	Оптимальний варіант ПЧ	Вихідний варіант ПЧ	Оптимальний варіант ПЧ	Вихідний варіант ПЧ	Оптимальний варіант ПЧ	Вихідний варіант ПЧ
5,8	523999	523458	0	0	0,124431308	0,124120925	1	1
6,2	524287	523746	0,1277	0,1321	0,124411864	0,124101578	0,8498	0,8570
6,5	524503	523955	0,2236	0,2280	0,124398904	0,124088683	0,7498	0,7617
6,8	524718	524175	0,3189	0,3290	0,124385948	0,12407579	0,6497	0,6664
7,1	524934	524390	0,4148	0,4277	0,124372993	0,124062901	0,5497	0,5711
7,4	525149	524563	0,5102	0,5071	0,124360042	0,124043571	0,4497	0,4283
7,7	525366	524779	0,6064	0,6062	0,124347093	0,124030688	0,3497	0,3330
8,0	525578	524993	0,7005	0,7044	0,124334147	0,124017808	0,2498	0,2378
8,3	525838	525207	0,8158	0,8026	0,124327675	0,124011369	0,1998	0,1903
8,6	526043	525422	0,9068	0,9013	0,124314733	0,123998493	0,0999	0,0951
8,9	526253	525637	1	1	0,124301794	0,123985619	0	0

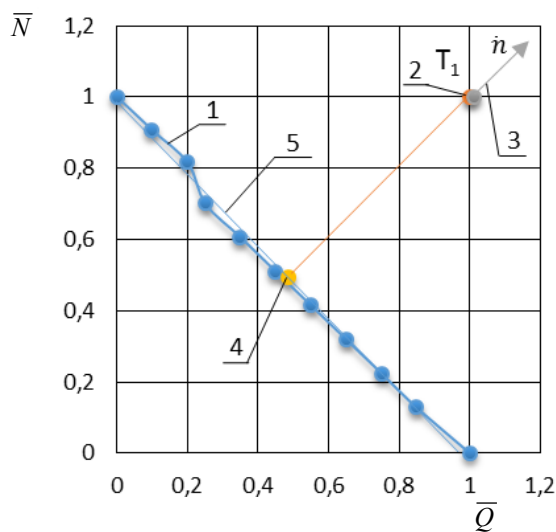


Рис. 7 – Визначення оптимального рішення:
1 – фронт Парето; 2 – ідеальна точка T_1 ;
3 – направляючий вектор \bar{n} ; 4 – оптимальне
рішення (т. S_1); 5 – апроксимуюча пряма

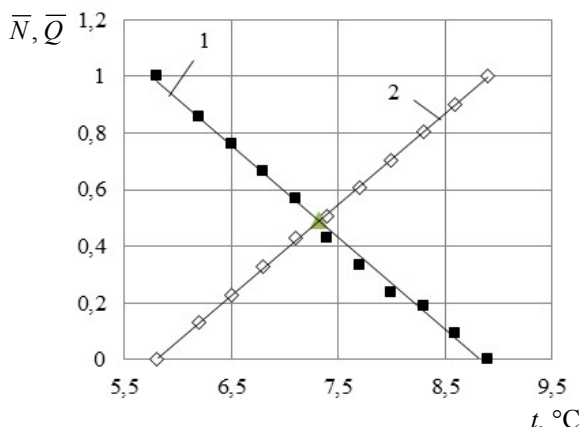


Рис. 8 – Нормовані залежності питомої потужності
та потужності на клемі електрогенератора від
температури недогріву в ПВТ для теплової схеми
з оптимальною ПЧ ЦВТ:

$$1 - \bar{Q} = -0,3182t + 2,8195; \quad 2 - \bar{N} = 0,3238t - 1,8816$$

Отримавши оптимальне рішення (6) в нормованому просторі конкуруючих критеріїв знайдемо відповідні йому дійсні величини потужності та питомої потужності турбоблоку. Для цього рознормуємо отримані величини $\bar{N}_{\text{опт}}$ та $\bar{Q}_{\text{опт}}$, використавши залежність (2), записавши її відносно Y_i :

$$Y_i = y_i(Y_{i \max} - Y_{i \min}) + Y_{i \min}, \quad (7)$$

де Y_i – потужність на клемі та питома потужність турбоблоку в натуральних одиницях;

y_i – оптимальні значення потужності на клемі та питомої потужності турбоблоку в нормованому вигляді (6).

Рознормувавши за допомогою залежності (7) значення нормованої потужності на клемі $\bar{N}_{\text{опт}}$ та нормованої питомої потужності $\bar{Q}_{\text{опт}}$ отримали їх значення для теплової схеми турбоблоку з оптимальною ПЧ ЦВТ:

$$N_{\text{опт}} = 525110,22 \text{ кВт}, \quad Q_{\text{опт}} = 0,12436 \frac{\text{Вт} \cdot \text{год.}}{\text{кДж}}, \quad (8)$$

Для визначення оптимального значення температури недогріву, яка відповідає отриманим значенням $N_{\text{опт}}$ і $Q_{\text{опт}}$ приведемо графік нормованих залежностей питомої потужності та потужності на клемі електрогенератора, як функцій температури недогріву в ПВТ для теплової схеми з оптимальною ПЧ ЦВТ (рис. 8).

На рис. 8 наведені рівняння лінійної апроксимації для нормованих потужності та питомої потужності в залежності від температури недогріву. Перепишемо ці рівняння для температури недогріву, як функції від нормованих потужності та питомої потужності:

$$\begin{cases} t = -\frac{\bar{Q} - 2,8195}{0,3182}, \\ t = \frac{\bar{N} + 1,8816}{0,3238}. \end{cases} \quad (9)$$

Підставимо в рівняння (9) оптимальні значення нормованих величин (6)

$$\bar{N}_{\text{опт}} = 0,493, \quad \bar{Q}_{\text{опт}} = 0,486$$

і одержимо оптимальні значення температури недогріву, визначені за $\bar{N}_{\text{опт}}$ та за $\bar{Q}_{\text{опт}}$.

$$t_{\bar{N}_{\text{опт}}} = 7,33 \text{ } ^\circ\text{C та } t_{\bar{Q}_{\text{опт}}} = 7,33 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

В результаті, отримали однакові значення оптимальної температури недогріву живильної води в ПВТ, використовуючи різні залежності (9).

Якщо розв'язати систему рівнянь (9) відносно температури недогріву, прирівнявши нормовані значення потужності на клеммах та питомої потужності турбоблоку ($\bar{N} = \bar{Q}$) отримаємо, також, однозначне рішення для оптимальної температури недогріву живильної води в ПВТ:

$$t_{\bar{Q}_{\text{опт}}} = t_{\bar{N}_{\text{опт}}} = 7,32 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Таким чином, розв'язання оптимізаційної задачі з визначення оптимального значення температури недогріву живильної води в ПВТ, використовуючи два різних підходи, дало практично один і той же результат для $t_{\bar{Q}_{\text{опт}}}$ і $t_{\bar{N}_{\text{опт}}}$ (різниця складає 0,01 °C).

Для перевірки та підтвердження результатів проведених чисельних досліджень з визначення оптимального значення температури недогріву живильної води в ПВТ отримані результати були перевірені в програмному комплексі СЕКВОЯ. Для теплової схеми турбоблоку з оптимальною ПЧ ЦВТ була задана температура недогріву живильної води в ПВТ 7,32 °C. Розрахунок в програмному комплексі СЕКВОЯ дав наступні результати:

$$N_{\text{опт}} = 525104,22 \text{ кВт, } Q_{\text{опт}} = 0,12436 \frac{\text{Вт} \cdot \text{год.}}{\text{кДж}}, \quad (10)$$

Використання оптимальної ПЧ ЦВТ з оптимальним рівнем температури недогріву живильної води в ПВТ підвищило потужність на клеммах електрогенератора на $\Delta N = 1155,22 \text{ кВт}$ та зменшило питому витрату тепла $\Delta Q = 17,888 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{год.)}$ турбоблоку в порівнянні з використанням в складі турбоблоку вихідного варіанту ПЧ ЦВТ.

Порівнюючи значення критеріїв якості турбоблоку (8) і (10) можна відмітити незначну відмінність тільки в значенні $N_{\text{опт}}$, що підтверджує правильно обраний підхід та розроблену методику щодо включення оптимальної ПЧ ЦВТ до теплової схеми турбоблоку.

Висновки

Таким чином, проведені розрахункові дослідження щодо особливостей заміни існуючої ПЧ на оптимальну при модернізації ЦВТ парової турбіни К-540-23,5 дозволили:

1 Підвищити інтегральні показники якості турбоблоку: потужність на клеммах збільшена на

1155,22 кВт, питома витрата теплоти зменшена на 17,888 кДж/(кВт·год.).

2 Виявити потенційні можливості подальшого підвищення ефективності і потужності турбоблоків, які необхідно використовувати при розв'язанні задач оптимального проектування ПЧ парових турбін.

3 Використовуючи програмний комплекс розрахунку теплової схеми оцінити реальне підвищення потужності турбоблоку при використанні оптимальної конструкції ПЧ ЦВТ в його складі.

4 Розв'язати двохкритеріальну оптимізаційну задачу в нормованому просторі конкуруючих критеріїв якості з визначення оптимальної температури недогріву живильної води в ПВТ та отримати збалансоване рішення для найефективнішого використання оптимальної конструкції ПЧ ЦВТ в складі турбоблоку К-540-23,5.

5 Висока точність розрахункових досліджень та отриманий ефект щодо підвищення потужності і ефективності турбоблоку підтверджує необхідність використання теорії багатопараметричної та багатокритеріальної оптимізації ПЧ циліндрів парових турбін при розв'язанні задач модернізації та вдосконалення потужних турбоблоків.

Список літератури

1. Бойко А. В. Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации : моногр. / А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко ; Нац. техн. ун-т «Харьков. политехн. ин-т». – Харьков: Підручник НТУ «ХП», 2014. – 220 с.
2. Бойко А. В. Оптимальное проектирование турбомашин (основы теории, расчеты, эксперимент) : підручник / А. В. Бойко ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХП», 2011. – 413 с.
3. Бойко А. В. Оптимального проектирования проточных частей осевых турбомашин – современное состояние / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2005. – № 6. – С. 14–21. – Бібліогр.: 32 назв. – ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
4. Бойко А. В. Програмная реализация единого информационного пространства интегрированной системы автоматизированного проектирования «Турбоагрегат» / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый // Электронное моделирование. – 2009. – Т. 31, № 2. – С. 43–55. – ISSN 0204-3572. – ISSN 2616-9525.
5. Баженов М. И. Промышленные тепловые электростанции : учеб. для вузов / М. И. Баженов, А. С. Богородский, Б. В. Сазанов, В. Н. Юренев ; Под ред. Е. Я. Соколова. – 2-е изд., перераб. – Москва: Энергия, 1979. – 296 с.
6. РД 34.40.509-93 Типовая инструкция по эксплуатации систем регенерации высокого давления энергоблоков мощностью 100–800 МВт.
7. Аронсон К. Э. Теплообменники энергетических установок : учеб. для вузов / К. Э. Аронсон, С. Н. Блинков, В. И. Брезгин [и др.] / под общ. ред. проф., д-ра техн. наук Ю. М. Бродова. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Екатеринбург: ООО «УИПЦ», 2014. – 830 с.
8. Штойер Р. Многокритериальная оптимизация. Теория, вычисления, и приложения / Р. Штойер. – Москва: Радио и связь, 1992. – 504 с.

9. Подиновский В. В. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач / В. В. Подиновский, В. Д. Ногин. – Москва: Наука, 1982. – 256 с.

References (transliterated)

1. Boyko A. V., Usatyy A. P., Rudenko A. S. (2014), *Mnogokriterial'naya mnogoparametricheskaya optimizatsiya protochnoy chasti osevykh turbin s uchetom rezhimov ekspluatatsii* [Multicriteria multiparameter optimization of the flow part of axial turbines taking into account operating modes], *Pidruchnik NTU "KHPI"*, Kharkov, 220 p.
2. Boyko A. V. (2011), *Optymal'ne proektuvannya turbomashyn (osnovy teoriiy, rozrakhunok, eksperyment)* [Optimal design of turbomachines (basics of theory, calculation, experiment)], NTU "KHPI", Kharkiv 413 p.
3. Boyko A. V., Govorushchenko Yu. N., Usatyy A. P. (2005), "Optimal'nogo proyektirovaniya protochnykh chastey osevykh turbomashin – sovremennoye sostoyaniye [Optimal Design of the Flow Sections for Axial Turbine Machines and their Current State]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 6, pp. 14–21, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
4. Boyko A. V., Govorushchenko Yu. N., Usatyy A. P. (2009), "Programmna realizatsiya yedinogo informatsion-nogo prostanstva integrirovannoy sistemy avtomatizirovannogo proyektirovaniya "Turboagregat" [Software implementation of a single information space of the integrated computer-aided design system "Turboaggregate"], *Elektronnoye modelirovaniye* [Electronic modeling], vol. 31, no 2, pp. 43–55, ISSN 0204-3572, ISSN 2616-9525.
5. Bazhenov M. I., Bogorodskiy A. S., Sazanov B. V., Yurenev V. N. (1979), *Promyshlennyye teplovyye elektrostantsii* [Industrial thermal power plants: textbook for universities], Sokolova Ye. Ya. (Ed.), Energiya, Moscow, 296 p.
6. *RD 34.40.509-93 Tipovaya instruktsiya po ekspluatatsii sistem regeneratsii vysokogo davleniya energoblokov moshchnost'yu 100–800 MVi* [Standard operating instructions for high-pressure regeneration systems of power units with a capacity of 100-800 MW].
7. Aronson K. E., Blinkov S. N., Brezgin V. I. et al (2014), *Teploobmenniki energeticheskikh ustanovok* [Heat exchangers of power plants: textbook for universities], Brodov Yu. M. (Ed.), "UIPTS", Yekaterinburg, 830 p.
8. Shtoyyer R. (1992), *Mnogokriterial'naya optimizatsiya. Teoriya, vychisleniya, i prilozheniya* [Multicriteria optimization. Theory, calculations, and applications], Radio i svyaz', Moscow, 504 p.
9. Podinovskiy V. V., Nogin V. D. (1982), *Pareto-optimal'nyye resheniya mnogokriterial'nykh zadach* [Pareto-optimal solutions of multicriteria problems], Nauka, Moscow, 256 p.

Надійшла (received) 18.10.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шерфедінов Різа Бахтіярович (Шерфедінов Риза Бахтиярович, Sherfedinov Riza) – начальник конструкторського відділу теплових розрахунків та розрахунків на міцність АТ «Українські енергетичні машини», м. Харків, Україна; e-mail: rizasherfedinov@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5947-7802>.

Усатий Олександр Павлович (Усатый Александр Павлович, Usatyi Oleksandr) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник; завідувач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: alpau@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8568-5007>.

Авдєєва Олена Петрівна (Авдеева Елена Петровна, Avdieieva Olena) – кандидат технічних наук, доцент; доцент кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: Olena.Avdieieva@khpri.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9358-4265>.

Далудін Михайло Олександрович (Далудин Михаил Александрович, Daludin Mykhailo) – студент кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: mykhailo.daludin@ieec.khpi.edu.ua.

Єнін Ілля Євгенович (Енин Илья Евгеньевич, Yenin Illia) – студент кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: illia.yenin@ieec.khpi.edu.ua.