DOI 10.15589/jnn20150405
УДК 621.438
П20

STUDY OF FEATURES OF IMPROVEMENT OF THE GAS TURBINE UNIT PARAMETERS BY MEANS OF WATER INJECTION INTO THE COMPRESSOR FLOW PASSAGE

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПІДВИЩЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ ЗА РАХУНОК ВПОРСКУВАННЯ ВОДИ В ПРОТОЧНУ ЧАСТИНУ КОМПРЕСОРА

Volodymyr M. Patlaichuk
volodymyr.patlaichuk@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0002-0166-6459

Bui Van Fat
buivanphat1990@gmail.com
ORCID: 0000-0002-3894-9612

В. М. Патлайчук
канд. техн. наук, доц.

Буй Ван Фат
магістр

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. The special features of the improvement of the gas turbine unit parameters by means of water injection in the compressor flow passage have been described through the example of a gas turbine unit with a rated capacity of 25 MW. The authors analyzed positive and negative factors that accompany the process of water injection into the compressor flow passage. On the basis of the performed analysis, it is concluded that the water supply to the inlet device of the compressor (the «Inlet Spray Intercooling» technology), which is quite simple structurally and is currently implemented by many companies, has a number of major operational disadvantages that affect the compressor operation negatively. Accordingly, the authors consider the feasibility of injecting cooling water into the intermediate compressor stages through the example of the gas turbine engine UGT 25000 (the DN80 gas modification), which is batch-produced by the Ukrainian company «Zorya» – «Mashproekt». The calculations results indicate that for the accepted conditions of comparison, the greatest growth in the gas turbine unit effectiveness corresponds to the water injection into the passage between the compressors of low and high pressures. First, it simplifies the structural implementation of the injection; second, it allows for the complete evaporation of the supplied moisture before it enters the blade passages.

Key words: gas turbine unit; compressor; water injection; air cooling; variation of parameters; effectiveness.

Анотація. Проаналізовано особливості охолодження компресорного повітря газотурбінних агрегатів шляхом упорскування води в їх проточну частину. Встановлено, що процеси руху і випаровування води, які відбуваються в проточній частині компресора, і відповідно вплив впорскування можуть значною мірою відрізнятися для різних газотурбінних агрегатів. Виконано дослідження зміни параметрів газотурбінного агрегата потужністю 25 МВт, в якому для охолодження повітря в проміжні ступені компресора здійснювалося впорскування води.

Ключові слова: газотурбінний агрегат; компресор; упорскування води; охолодження повітря; зміна параметрів; коефіцієнт корисної дії.

Аннотация. Проанализированы особенности охлаждения компрессорного воздуха газотурбинных агрегатов путем впрыска воды в их проточную часть. Установлено, что происходящие в проточной части компрессора процессы движения и испарения воды и, соответственно, воздействие впрыска может в значительной мере различаться для разных газотурбинных агрегатов. Выполнено исследование изменения параметров газотурбинного агрегата мощностью 25 МВт, в котором для охлаждения воздуха в промежуточные ступени компрессора осуществлялся впрыск воды.

Ключевые слова: газотурбинный агрегат; компрессор; впрыск воды; охлаждение воздуха; изменение параметров; коэффициент полезного действия.

REFERENCES

[1] Dykyi M. O., Solomakha A. S. *Eksperymentalne doslidzhennia rozpylennia vody, perehritoi vidnosno temperatury nasychennia* [Experimental study of spraying the water overheated in relation to the saturation

temperature]. *Sudnova enerhetyka: stan ta problemy: Materialy V mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii* [Ship Power Engineering: Current State and Issues: Proceedings of the 5th International Scientific and Practical Conference]. Mykolaiv, NUOS, 2011, pp. 103 – 105.

[2] Dykyy M. O., Solomakha A. S., Petrenko V. H. *Pidvyshchennia efektyvnosti HPTU «Vodolii» okholodzhenniam povitrianoho potoku v kompresori* [Improvement of the CCGT «Aquarius» effectiveness by cooling the air flow in the compressor]. *Naukovi visti NTUU «KPI»* [Science News of KPI], 2011, no. 5, pp. 31 – 34.

[3] Din Ten Zung. *Vliyanie vpryska vody v kompressor na kharakteristiki gazoturbinnykh energeticheskikh ustanovok: avtoref. dis. kand. tekhn. nauk* [Influence of water injection into the compressor on the characteristics of gas turbine power plants: extended abstract of candidates thesis]. Moscow, MAI, 2013. 23 p.

[4] Panin V. V., Dykyi M. O., Solomakha A. S., Petrenko V. H. *Realizatsiia «volohoho stysnennia» v hazoturbinnykh dvyhunakh* [Implementation of «wet compression» in gas turbine engines]. *Avyatsyonno-kosmycheskaia tekhnyka y tekhnolohyia* [Aerospace Engineering and Technology], 2013, no. 9 (106), pp. 226 – 230.

[5] Romanovskyi H. F., Vashchylenko M. V., Serbin S. I. *Teoretychni osnovy proektuvannia sudnovykh hazoturbinnykh ahrehativ* [Theoretical foundations of development of ship gas turbine units]. Mykolaiv, USMTU, 2003. 304 p.

[6] Skvortsov A. V. *Povyshenie parametrov gazoturbinnykh ustanovok putem vpryska vody v protochnuyu chast i optimizatsii rabochego protsessa v kompressore: avtoref. dis. kand. tekhn. nauk* [Increasing the parameters of gas turbine plants by water injection into the flow passage and optimization of the operation process in the compressor: extended abstract of candidates thesis]. St. Petersburg, GT-TETs Energo Publ., 2010. 26 p.

[7] Cataldi G., Güntner H., Matz C. Influence of High Fogging Systems on Gas Turbine Engine Operation and Performance. Gas Turbines Power, January 2006, vol. 128, pp. 135 – 144.

[8] Crampsie S. Retrofitting wet compression to boost V94 and 501 performance. Gas Turbine World, 2012, vol. 42, № 2, pp. 14 – 20.

[9] Isles J. Inlet spray intercooling furthers Trent 60 WLE design flexibility. Gas Turbine World, 2012, vol. 42, № 4, pp. 24 – 28.

[10] SPRINT spray intercooling augments LM6000 output. Modern Power Systems: communicating power technology worldwide. Access mode: http://www.modernpowersystems.com/features/featuresprint-spray-intercooling-augments-lm6000-output. — 24.10.15.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Одним з напрямків удосконалення газотурбінних агрегатів (ГТА), який інтенсивно розробляється в останні десятиліття, є ізотермірування процесу стиснення повітря в компресорній частині шляхом упорскування до неї охолоджуючої води.

Оскільки корисна робота ГТА визначається як різниця роботи розширення газу в турбіні і роботи стиснення повітря в компресорі, то охолодження повітря в процесі стиснення буде призводити до зменшення витрат енергії на привод компресора і тим самим буде збільшувати корисну роботу і ефективність ГТА.

Перспективним є використання упорскування води в ГТА для проміжного охолодження повітря між окремими частинами компресора. Механічна енергія, що витрачається на стиснення у другій частині компресора, буде зменшуватися пропорційно зниження абсолютної температури.

Вирішення практичних питань збільшення потужності та ефективності існуючих конструкцій газотурбінних агрегатів простого термодинамічного циклу шляхом подачі води в проточну частину компресора обумовлює необхідність детального вивчення впливу даного методу на параметри ГТА.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ПУБЛІКАЦІЙ

Роботи в цьому напрямі ведуться в багатьох країнах, у тому числі і українськими вченими. В останніх публікаціях з цієї тематики розглядаються питання розробки фізичної та математичної моделей процесу стиснення при впорскуванні води на вході в компресор [3], розрахунку експлуатаційних характеристик газотурбінних двигунів при подачі води в проточну частину компресора [6, 7], наводяться результати теоретичних та експериментальних досліджень розпилення води, перегрітої відносно температури насичення [1, 4], аналізуються різні аспекти використання даного методу для підвищення ефективності конкретних серійно виготовляємих газотурбінних агрегатів [2; 8 – 10].

Однак, процес дослідження зосереджений, головним чином, на технології «Inlet Spray Intercooling», яка передбачає упорскування води на вхід до компресора. Теоретична та експериментальна проробка питань, пов’язаних з подаванням води до проміжних ступенів компресора, досі триває, а тому процес дослідження не можна визнати повним і завершеним.

МЕТА РОБОТИ — дослідження особливостей підвищення параметрів газотурбінних агрегатів за рахунок упорскування води в проточну частину компресора на прикладі ГТА номінальною потужністю 25 МВт.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Охолодження компресорного повітря шляхом упорскування води в його проточну частину крім позитивних результатів (збільшення корисної потужності і ККД газотурбінного агрегата) створює ряд труднощів технологічного та експлуатаційного характеру. У числі основних проблем, які виникають при організації даного процесу, можна назвати наступні.

По-перше, має місце значна витрата води, яка попередньо спеціальним чином очищена і підготовлена. Необхідна окрема система підготовки та подачі води, що зумовлює підвищення складності і вартості газотурбінної установки, а також появу додаткових витрат на її експлуатацію. З цієї причини може вважатися раціональним використання даного конструктивного рішення на двигунах, що входять до складу газотурбінних установок з теплоутилізаційними контурами, зокрема, як зазначається в роботі [2], на установках проекту «Водолій» підприємства ДП НВКГ «Зоря» – «Машпроект».

По-друге, наявність крапель води в потоці повітря негативно відбивається на функціонуванні компресора. З одного боку, краплі води, стикаючись з лопатками, викликають їх поступове механічне («ерозійне») руйнування. З іншого боку, наявність крапель води в потоці погіршує ККД компресорних ступенів (витрати потужності на переміщення крапель води, гальмівна дія крапель води на робочі лопатки тощо). Також ряд дослідників (див., наприклад, роботу [6]) відзначають високу ймовірність появи вібрації робочих лопаток, що особливо небезпечно для перших ступенів компресора, лопатки яких мають найбільшу довжину. В цілому, дані явища багато в чому аналогічні явищам, що виникають в парових турбінах, які працюють на вологій парі.

По-третє, охолодження повітря в компресорі призводить до того, що в камеру згоряння це повітря надходить вже з меншою температурою (тобто більш холодним), а значить, в камеру згоряння необхідно подавати більшу кількість палива для нагрівання робочого тіла до заданої величини. Збільшення витрати палива веде до погіршення ККД газотурбінного агрегата, і це погіршення може бути більшим, ніж поліпшення від охолодження в компресорі. З цієї причини застосування охолодження повітря в проміжних ступенях компресора в цілому неоднозначно впливає на ККД газотурбінного агрегата, тобто ККД ГТА може збільшитися, а може і зменшитися.

У зв'язку зі сформульованими проблемами важливе значення має вирішення питання про місце введення охолоджуючої води в компресор з метою досягнення максимального позитивного ефекту при мінімальних негативних наслідках.

Конструктивно найпростіше організувати впорскування води в потік повітря на вході в газотурбінний двигун, тобто перед компресором низького тиску (технологія «Inlet Spray Intercooling»). Таке рішення є традиційним для більшості компаній, які займаються даними дослідженнями.

Проте, у такій організації подачі води є істотний недолік. Оскільки температура подаваємої води приблизно дорівнює температурі повітря на вході в ГТА, то ніякого охолодження повітря в перших ступенях компресора відбуватися не буде. У наступних ступенях температура повітря буде збільшуватися і ефект від упорскування води буде ставати все відчутнішим. Найбільший ефект буде при кипінні води в потоці повітря. За рахунок прихованої теплоти пароутворення від повітря на кипіння води буде відбиратися значна кількість тепла і його охолодження буде істотним. Але це станеться тільки в середині компресорної частини.

Також необхідно враховувати складний характер руху крапель води в потоці повітря. На краплі води діють:

– відцентрові сили, які відкидають їх на корпус компресора (осьовий компресор з частотою обертання декілька тисяч обертів у хвилину є досить ефективним відцентровим сепаратором крапель води);

– інерційні сили, викликані зміною напрямку руху потоку через компресорні канали (конфігурація компресорних каналів має багато спільного з конфігурацією каналів жалюзійних пиловловлювачів, які широко застосовуються в техніці для відділення від газів крупнодисперсних твердих частинок; зіткнення частинок зі стінками каналів призводить до гасіння їх швидкості і полегшує ефект відділення від потоку повітря);

– ефект коагуляції (при контакті крапель води одна з одною вони злипаються в крупніші, і отже, більш важкі краплі, які легше видаляються з потоку повітря; контакт крапель води з поверхнею лопаток призводить до їх налипання на лопатки і утворення водяної плівки, яка також скидається відцентровими силами на корпус компресора).

Згідно з даними експериментальних досліджень [6], все перечислене приводить до того, що вже через два ступеня спільного руху більшість крапель води виявляється відокремленою (відсепарованою) від потоку повітря. Надалі вода, відкинута на внутрішню поверхню корпуса компресора, у вигляді плівки відносно повільно переміщується за рухом повітря (тобто до камери згоряння). Позитивний ефект від випаровування води в кінцевому рахунку буде досягнутий,

однак точний розрахунок параметрів газотурбінного агрегата в даному випадку є досить складним.

Вищевикладене дозволяє зробити висновок про доцільність введення охолоджуючої води в потік повітря в проміжні ступені компресора. Причому точка введення і подаваєма кількість повинні забезпечувати практично миттєве, яке не перевищує часу руху крапель через один або два ступеня, випаровування води, що зумовило необхідність виконання розрахункових робіт з оптимізації досліджуваних конструктивних рішень.

У ролі зразка для моделювання була обрана структурна схема та характеристики газотурбінного двигуна UGT 25000 (модифікація ДН80), який серійно випускається підприємством ДП НВКГ «Зоря» – «Машпроект».

На першому етапі досліджень проводилися розрахунок теплової схеми і габаритний розрахунок ГТА простого термодинамічного циклу. Для цієї мети використовувалася методика розрахунків, викладена в роботі [5]. При заданій номінальній потужності 25 МВт, початковій температурі газу перед турбіною 1520 К і мірі підвищення тиску в компресорі 22 ефективний ККД газотурбінного агрегата становив 0,369.

На цьому ж етапі детального дослідження зазнала компресорна частина двигуна, яка складається з дев'ятиступінчастого осьового компресора низького тиску (КНТ) і дев'ятиступінчастого осьового компресора високого тиску (КВТ). Параметри, визначені в ході поступінчастого термогазодинамічного розрахунку КНТ та КВТ, були використані у ролі вихідних для побудови геометричної моделі компресорів та дослідження характеру руху в них потоку повітря за допомогою універсального CFD-пакету Ansys CFX.

За результатами дослідження компресорної частини побудовано графік зміни температури повітря по ступенях (використані параметри на середньому діаметрі) і відповідний йому графік зміни температури кипіння води при даному тиску (температура насичення) (рис. 1).

З рис. 1 видно, що температура повітря в компресорі стає більшою, ніж температура кипіння води, тільки починаючи з 6-го ступеня КНТ. Отже, для розглядаємого ГТА, виходячи із зроблених раніше припущень, даний ступень КНТ може розцінюватися як початковий для подачі води в компресор.

На другому етапі досліджень розглядалася зміна параметрів вихідного газотурбінного агрегата при впорскуванні води в проміжні ступені компресорів. Виконано тепловий розрахунок декількох варіантів ГТА, в кожному з яких подача води здійснювалася в проточну частину перед конкретним ступенем компресора. Для компресора низького тиску це були сьомий – дев'ятий ступені, для компресора високого тиску — перший – восьмий ступені.

Питання конструктивного виконання підведення води в проміжні ступені компресора в даній роботі не розглядалися, хоча на підставі досліджень [6] відомо, що це можна реалізувати двома способами: крізь отвори в лопатках напрямного апарату попереднього ступеня і крізь отвори в корпусі компресора. В обох випадках підведення води в потік повітря здійснюється до входу його в досліджуваний ступень.

Для мінімізації шкідливого впливу води на роботу компресора в проектованих газотурбінних агрегатах передбачалося створити умови для «практично миттєвого» кипіння упорскуваних крапель. До таких умов можна віднести зменшення дисперсності розпилюваних крапель і підтримання високого температурного напору між компресорним повітрям і водою.

Зменшення розмірів частинок води, які подаються в проточну частину компресора, при незмінній витраті веде до збільшення площі поверхні теплообміну та зменшення часу випаровування. Експериментальні дослідження, що проводилися різними авторами [6; 10], свідчать про те, що мінімальний середньомасовий діаметр розпилюваних крапель для існуючих конструкцій інжекційних пристроїв знаходиться в межах 20...30 мкм.

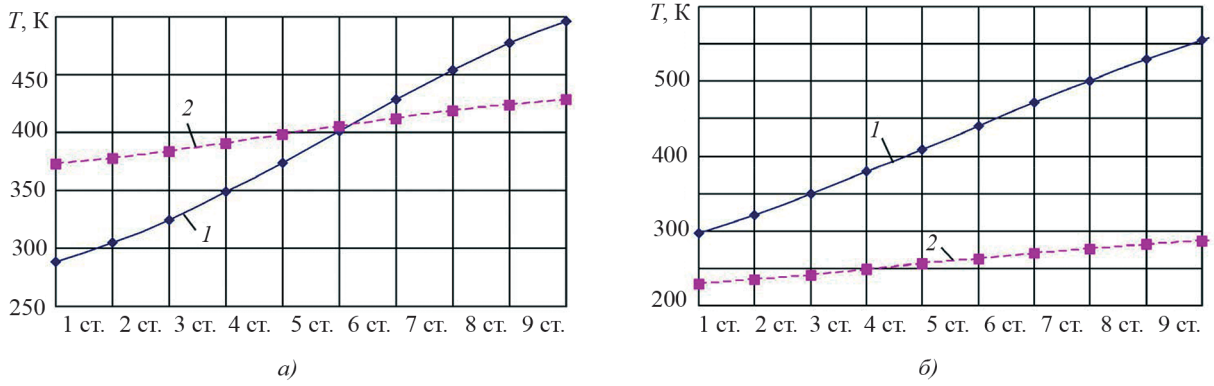

Рис. 1. Зміна температури повітря (*1*) і температури кипіння води при даному тиску (*2*) по ступенях компресорів низького (*а*) і високого (*б*) тисків

З метою підтримання високого температурного напору передбачалося, що у всіх розглянутих варіантах ГТА в кінці процесу випаровування води температура охолодженого компресорного повітря T_{xx} перевищує температуру насичення не менше, ніж на 5 К. Виходячи з цього припущення, з використанням рівняння теплового балансу відносна витрата подаваємої води може бути оцінена за формулою

$$\alpha_w = \frac{G_w}{G_{к1}} = \frac{c_{px}(T_x - T_{xx})}{h_{xx} - h_w},$$

де G_w — витрата води, кг/с; $G_{к1}$ — витрата повітря у вхідному перерізі КНТ, кг/с; c_{px} — середня масова теплоємність повітря в процесі охолодження, кДж/(кг · К); T_x — температура повітря перед охолодженням, К; h_w — ентальпія подаваємої води, кДж/кг (при температурі 288 К і тиску 2,2 МПа становить 65,09 кДж/кг); h_{xx} — ентальпія водяної пари при температурі T_{xx} і даному тиску в ступені, кДж/ кг.

Після кипіння води робоче тіло, яке рухається далі по тракту газотурбінного агрегата, являє собою суміш вихідного газу (повітря або продуктів згоряння) і водяної пари. Це зумовило необхідність уточнення теплофізичних властивостей робочого тіла — теплоємності, газової сталої і показника ізоентропи.

Так, наприклад, при подачі води в проміжні ступені КНТ через другу частину цього компресора буде проходити суміш повітря і водяної пари, в якій масова частка водяної пари складе:

$$m_w = \frac{G_w}{G_{к12}} = \frac{G_w / G_{к1}}{G_{к12}/G_{к1}} = \frac{\alpha_w}{\alpha_{к12}},$$

де $G_{к12}$ — витрата повітря через другу частину КНТ, кг / с; $\alpha_{к12} = 1 + \alpha_w$ – коефіцієнт витрати робочого тіла через другу частину КНТ.

Отже, масова частка повітря в цій суміші становить:

$$m_п = 1 - m_w.$$

Ізобарна теплоємність робочого тіла для другої частини КНТ:

$$c_{pп12} = m_п c_{pп1} + m_w c_w,$$

де $c_{pп1}$ — теплоємність повітря; c_w — теплоємність водяної пари (визначається за таблицями; див., наприклад, [5, с. 297]).

Газова стала робочого тіла для другої частини КНД:

$$R_{п12} = m_п R_п + m_w R_w,$$

де $R_п$ = 287,1 Дж/(кг · К) — газова стала повітря; R_w — газова стала водяної пари (у розрахунку приймаємо рівною 461,9 Дж/(кг · К)).

Уточнене значення показника ізоентропи для процесу підвищення тиску у другій частині КНТ:

$$k_{п12} = \frac{c_{pп12}}{c_{pп12} - R_{п12}}.$$

Аналогічним чином уточнюються значення теплофізичних властивостей суміші вихідного робочого тіла і водяної пари для інших частин газотурбінного агрегата.

На рис. 2 і 3 представлені залежності ефективного ККД та потужності газотурбінного агрегата від місця подачі води в проточну частину компресора. Штриховою лінією показано параметри (відповідно, ККД і потужність) вихідного ГТА.

З рисунків видно, що обидві залежності мають оптимум. Для потужності він відповідає подачі води в 14-й компресорний ступінь (тобто перед 6-м ступенем компресора високого тиску). Приріст потужності в цьому випадку становить 24,4%. Оптимальне значення ж ефективного ККД досягається при подачі води в 9-й ступінь компресора низького тиску, що еквівалентно подачі води в перехідник між компресорами. Ефективний ККД збільшується при цьому з 0,369 до 0,389, тобто на 5,4%.

На рис. 4 представлена залежність відносної витрати охолоджуючої води α_w від місця її введення

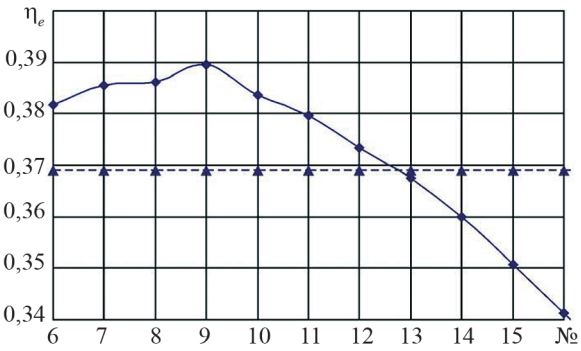

Рис. 2. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від номера компресорного ступеня, у який подається вода (другий етап досліджень)

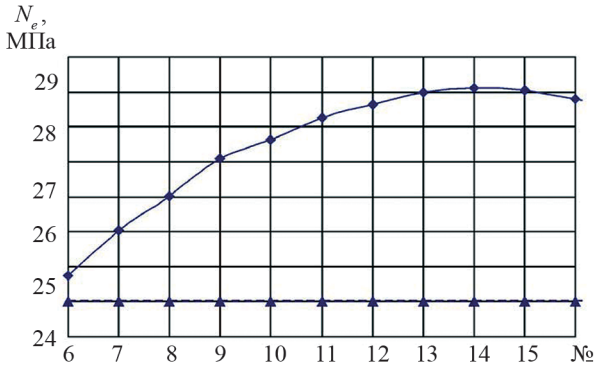

Рис. 3. Залежність потужності газотурбінного агрегата від номера компресорного ступеня, у який подається вода (другий етап досліджень)

в проточну частину компресора. Збільшення температурного напору між повітрям і водою, яке відбувається за рухом потоку, однозначно призводить до зростання кількості води, яку можна випарувати при прийнятих припущеннях. В абсолютному вираженні зміна витрати води G_w від місця її введення зображена на рис. 5.

Як випливає з наведених графіків, для варіанту ГТА з максимальним значенням ефективного ККД (тобто при подачі води в перехідник між компресорами) збільшення потужності становить 16,3%, при відносній витраті води на охолодження $\alpha_w = 0{,}0232$. Абсолютна витрата води при цьому $G_w = 1{,}87$ кг/с.

На третьому етапі досліджень виконувалося проектування газотурбінного агрегата з охолодженням компресорного повітря на задану потужність 25 МВт.

Для проектування використовувалася методика розрахунку, раніше застосована на другому етапі досліджень, з необхідною корекцією відповідно до поставленої задачі. Побудована за результатами розрахунку залежність ефективного ККД ГТА від місця введення води в проточну частину компресора наведена на рис. 6.

Як і в попередньому випадку, найбільшу ефективність газотурбінного агрегата забезпечує варіант з подачею води в перехідник між компресорами. При відносній витраті води на охолодження $\alpha_w = 0{,}0232$ і абсолютній її витраті $G_w = 1{,}58$ кг/с ефективний ККД ГТА становить 0,397.

ВИСНОВКИ. 1. Охолодження компресорного повітря шляхом упорскування води в проміжні ступені є ефективним способом підвищення параметрів газотурбінних агрегатів.

2. Для даної структурної схеми та потужності газотурбінного агрегата найбільший приріст ККД забезпечує введення води в перехідник між компресорами низького і високого тисків, що, по-перше, спрощує конструктивне виконання введення, а по-друге, дозволяє максимально повно випарувати подаваємі краплі води перед входом в лопаткові канали.

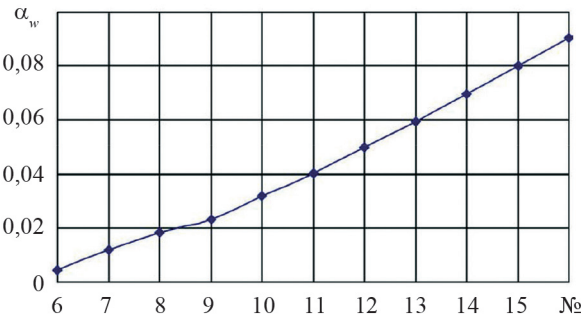

Рис. 4. Залежність відносної витрати охолоджуючої води від номера компресорного ступеня, у який вона подається (другий етап досліджень)

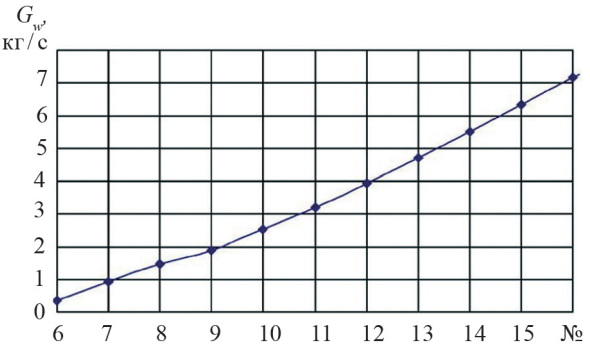

Рис. 5. Залежність витрати води на охолодження від номера компресорного ступеня, у який вона подається (другий етап досліджень)

Рис. 6. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від номера компресорного ступеня, у який подається вода (третій етап досліджень)

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

[1] **Дикий, М. О.** Експериментальне дослідження розпилення води, перегрітої відносно температури насичення [Текст] / М. О. Дикий, А. С. Соломаха // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали V міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2011. — С. 103 – 105.

[2] **Дикий, М. О.** Підвищення ефективності ГПТУ «Водолій» охолодженням повітряного потоку в компресорі [Текст] / М. О. Дикий, А. С. Соломаха, В. Г. Петренко // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2011. — № 5. — С. 31 – 34.

[3] **Динь Тьен Зунг.** Влияние впрыска воды в компрессор на характеристики газотурбинных энергетических установок [Текст] : автореф. дис. канд. техн. наук/Динь Тьен Зунг. — М. : МАИ, 2013. — 23 с.

[4] **Панін, В. В.** Реалізація «вологого стиснення» в газотурбінних двигунах [Текст]/В. В. Панін, М. О. Дикий, А. С. Соломаха, В. Г. Петренко // Авиационно-космическая техника и технология. — 2013. — № 9 (106). — С. 226 – 230.

[5] **Романовський, Г. Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]/Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. — Миколаїв : УДМТУ, 2003. — 304 с.

[6] **Скворцов, А. В.** Повышение параметров газотурбинных установок путем впрыска воды в проточную часть и оптимизации рабочего процесса в компрессоре: автореф. дис. канд. техн. наук [Текст]/А. В. Скворцов. — С-Пб. : ИЦ ОАО «ГТ-ТЭЦ Энерго», 2010. — 26 с.

[7] **Cataldi, G.** Influence of High Fogging Systems on Gas Turbine Engine Operation and Performance [Text]/G. Cataldi, H. Güntner, C. Matz // J. Eng. Gas Turbines Power. — January 2006. — № 128. — Pp. 135 – 144.

[8] **Crampsie, S.** Retrofitting wet compression to boost V94 and 501 performance [Text]/S. Crampsie // Gas Turbine World. — 2012. — Vol. 42. — № 2. — Pp. 14 – 20.

[9] **Isles, J.** Inlet spray intercooling furthers Trent 60 WLE design flexibility [Text]/J. Isles // Gas Turbine World. — 2012. — Vol. 42. — № 4. — P. 24 – 28.

[10] SPRINT spray intercooling augments LM6000 output [Electronic resource] // Modern Power Systems: communicating power technology worldwide. — Access mode : http://www.modernpowersystems.com/features/featuresprintsprayintercooling augments-lm6000-output.

© В. М. Патлайчук, Буй Ван Фат

Надійшла до редколегії 16.07.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. *С. І. Сербін*