

12'2018



ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

Т. В. ШЕЛЕШЕЙ**ВПЛИВ ЗМІНИ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ
КОТЛІВ ГАЗОМАЗУТНИХ ТЕЦ**

Нагальним є пошук шляхів підвищення надійності та економічності діючих ТЕЦ шляхом вдосконалення процесів спалювання газу, зниження теплових викидів в навколишнє середовище, витрат електроенергії на власні потреби. Встановлено, що одним з основних факторів, які впливають на оптимальну температуру димових газів, є температура живильної води. Найбільш адекватною до експлуатаційних умов є квадратична залежність. При дослідженні даних графіків встановлено, що температура відхідних газів зростає з ростом теплової потужності.

Ключові слова: котел, змінний режим експлуатації, температура відхідних газів, електрична потужність, теплове навантаження, температура та витрата живильної води.

Т. В. ШЕЛЕШЕЙ**ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ НА ТЕМПЕРАТУРУ ОТХОДЯЩИХ
ГАЗОВ КОТЛОВ ГАЗОМАЗУТНЫХ ТЭЦ**

Актуальным является поиск путей повышения надежности и экономичности действующих ТЭЦ путем совершенствования процессов сжигания газа, снижение тепловых выбросов в окружающую среду, расходов электроэнергии на собственные нужды. Установлено, что одним из основных факторов, влияющих на оптимальную температуру дымовых газов, является температура питательной воды. Наиболее адекватной эксплуатационных условий является квадратичная зависимость. При исследовании данных графиков установлено, что температура отходящих газов возрастает с ростом тепловой мощности.

Ключевые слова: котел, переменный режим эксплуатации, температура отходящих газов, электрическая мощность, тепловая нагрузка, температура и расход питательной воды.

T. SHELESHEY**INFLUENCE OF A CHANGE IN THE THERMAL LOADING ON THE TEMPERATURE
OF EXHAUST GASES OF THE BOILERS USED BY GAS-&FUEL FIRED HEAT
AND POWER PLANTS**

The present-day state of power engineering is rather critical. In this connection, it is of great importance to search for the ways that would allow us to increase the reliability and economic efficiency of operating heat and power plants through the improvement of gas burning processes, and through a decrease in thermal emissions to the environment and in the electric power consumption for domestic needs. The objective of this research was to carry out the experimental computation investigation of a degree of influence of the thermal power on the temperature of exhaust gases of the boilers with the maintenance of the durability of gas exhaust channels. A review of the references showed that the heat utilization of flue gases allows for an increase in the fuel consumption coefficient, a decrease in unhealthy emissions and an increase in the boiler heat power with an increase in the coefficient of efficiency, and a decrease in gas and air temperature differences. It was established that one of the main factors that affect the optimal temperature of flue gases is the feed water temperature. The analysis of the boilers of a TGMP-314A type used by Kiev heat and power plant allowed us to establish a degree of the influence of operation modes on the exhaust gas temperature t_{exh} . The adequacy of derived equations and the used data was verified by the criterion R . Calculated values of the criterion are equal to $R = 0.934$ for the linear relationship, $R = 0.924$ for the power relationship and $R = 0.956$ for the quadratic relationship. The most adequate relationship for operation conditions is considered to be the quadratic relationship. Investigation of the given diagrams showed that the temperature of exhaust gases is increased with an increase in the thermal power by $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($t_{fw} = (230\text{--}242)\text{ }^{\circ}\text{C}$ $N_E = 163\text{--}190\text{ MW}$). It is slightly increased in the range of $t_{fw} = (255\text{--}258)\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $N_E = 220\text{--}250\text{ MW}$ from $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $133\text{ }^{\circ}\text{C}$ and it allows us to reduce the temperature of flue gases by $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ on average taking into consideration the reliability of convective heating surfaces.

Key words: boiler, interchangeable operation mode, exhaust gas temperature, electric power, thermal loading, and the life water temperature and consumption.

Вступ

Електроенергетична галузь являється одною із важливих складових паливно-енергетичного комплексу (ПЕК) України. Показником, що об'єктивно характеризує роботу галузі, є її здатність надійно і безперебійно забезпечувати електричною і тепловою енергією як населення так і промисловість в необхідних об'ємах і відповідної якості [1]. Стан електроенергетики на сучасному його етапі являється критичним. Сьогодні в Україні особливо актуальною задачею є вирішення проблеми надійної та економічної роботи обладнання теплових електростанцій (ТЕС), яке фізично й мо-

рально застаріло та потребує модернізації, реконструкції чи повної заміни [2, 3]. В зв'язку з цим, нагальним є пошук шляхів підвищення надійності та економічності діючих ТЕЦ шляхом вдосконалення процесів спалювання газу, зниження теплових викидів в навколишнє середовище, витрат електроенергії на власні потреби.

Одним з ефективних методів маловитратної модернізації ТЕЦ є зниження температури відхідних газів котлів ($t_{вдх}$). Відомо, що в котлах з камерним спалюванням втрати з фізичною теплотою відхідних газів q_2 є найбільш істотними і складають (5–12) % [4]. Однак в наш час утилізація теплоти відхідних газів вимагає значних капіталов-

© Т. В. Шелешей, 2018

кладень та спеціальних випробувань на діючих об'єктах з урахуванням змінних електричних та теплових навантажень ТЕЦ [5–7].

Мета роботи

Метою даної роботи є експериментально-розрахункові дослідження ступеню впливу теплової потужності на температуру відхідних газів котлів зі збереженням довговічності газовідвідних трактив.

Огляд літератури

Літературний огляд показав, що утилізація теплоти димових газів дає можливість: підвищити коефіцієнт використання палива, зменшити шкідливі викиди, збільшення теплопродуктивності котла з підвищенням ККД, зменшення перепадів температур газів і повітря. Встановлено, що одним з основних факторів, які впливають на оптимальну температуру димових газів, є температура живильної води. Як показали дослідження А. В. Андрюшенка, вибір оптимальної температури живильної води повинен проводитися з урахуванням залежності втрат теплоти з димовими газами [8, 9].

Огляд та аналіз досліджень щодо найвигіднішого розподілу теплосприйняття між ступенями нагріву економайзера і повітропідігрівника, включаючи спільне визначення оптимальних температур живильної води і відхідних газів, показує, що названим питанням приділяється велика увага і їх слід вважати достатньо обґрунтованими для стаціонарних режимів експлуатації ТЕЦ. Однак для реальних експлуатаційних умов характерна робота обладнання електростанцій на змінних режимах за завданням енергосистеми. Наукові дослідження зміни температури відхідних газів при нестационарних режимах роботи ТЕС в літературі майже відсутні.

Основний виклад матеріалу

В огляді літератури наведено ряд досліджень щодо визначення оптимальних температур живильної води і відхідних газів в стаціонарних режимах, який показує, що даним питанням приділяється досить велика увага і їх слід вважати достатньо актуальними [7–12].

Дані для розрахунку були надані Київською ТЕЦ-5 за 2012–2013 роки (енергоблок з турбіною Т-250-240 та котлом ТГМП-314А (станційний

1. Лінійна залежність

$$\frac{t_{\text{відх}}}{t_{\text{відх}}^0} = 106,62 - 0,0021 \frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} - 0,0097 \frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} + 0,04299 \frac{Q}{Q^0} + 0,053 \frac{N_E}{N_E^0}. \quad (4)$$

2. Степенева залежність

№ 3, 4) та блок з турбіною Т-100-130 і котлоагрегатом ТГМ 96А (станційний № 1)), Трипільською ТЕС за 2016 рік (блок з турбіною К-300-240 і котлом ТПП-210А (станційний № 1–4)), Розрахунки проводились за допомогою математичного методу планування експерименту, що дозволяє отримувати математичну модель процесу [13].

При використанні методу планування експерименту в досліді варіюються всі фактори, а самі досліді визначаються обраним планом. Видом рівняння регресії також задаються. Для характеристик теплоенергетичного обладнання підходить поліном другого ступеня [14]:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} b_{ij} x_i x_j, \quad (1)$$

де b_i, b_{ij}, b_{ii} – оцінки коефіцієнтів рівняння регресії, в даному випадку полінома другого ступеня. Для даного дослідження вихідною величиною приймається температура відхідних газів, тобто $y = t_{\text{відх}}$. Змінними факторами є: витрата живильної води $D_{\text{жв}}$, м³/год; температура живильної води $t_{\text{жв}}$, °С; електрична потужність блока N_E , МВт; теплова потужність блока Q_t , МВт.

Оцінку адекватності дає коефіцієнт множинної кореляції

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_{j=1}^n (\hat{y}_j - y_j)^2}{\sum_{j=1}^n (y_j - \bar{y}_j)^2}}, \quad (2)$$

де y_j – поточне значення вихідної величини в j -м досліді;

$\hat{y}_j$ – розрахункові значення вихідної величини за отриманим рівнянням в j -м досліді;

$\bar{y}_j = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n y_j$ – середнє значення вихідної величини в n досліді.

Іншою оцінкою адекватності є залишкова дисперсія, яка характеризує розсіювання експериментальних точок щодо знайденої лінії регресії:

$$\sigma_{\text{ост}}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (\hat{y}_j - y_j)^2. \quad (3)$$

В результаті проведених розрахунків отримано функціональні залежності режимів роботи (навантажень при виробітку електроенергії та теплоти, температури та витрати живильної води) та $t_{\text{відх}}$ для котлоагрегату ТГМП-314А:

$$\frac{t_{\text{відх}}}{t_{\text{відх}}^0} = 41,68 \left(\frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} \right)^{0,0117} \left(\frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} \right)^{0,0471} \left(\frac{Q}{Q^0} \right)^{0,0646} \left(\frac{N_E}{N_E^0} \right)^{0,07596} \quad (5)$$

3. Квадратична залежність

$$\begin{aligned} \frac{t_{\text{відх}}}{t_{\text{відх}}^0} = & -985,61 - 0,005 \frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} + 8,09 \frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} - 0,048 \frac{Q}{Q^0} + 2,03 \frac{N_E}{N_E^0} - 6,42 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} \right)^2 - \\ & - 0,0174 \left(\frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} \right)^2 - 0,00025 \left(\frac{Q}{Q^0} \right)^2 - 0,006 \left(\frac{N_E}{N_E^0} \right)^2 + 6,42 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{D_{\text{жв}}}{D_{\text{жв}}^0} \frac{t_{\text{жв}}}{t_{\text{жв}}^0} \frac{Q}{Q^0} \frac{N_E}{N_E^0}. \end{aligned} \quad (6)$$

Аналіз показників котлів типу ТГМП-314А Київської ТЕЦ-5 дозволив встановити ступінь впливу режимів роботи на $t_{\text{відх}}$. Перевірка адекватності отриманих рівнянь використаним даним – за критерієм R . Розрахункові значення критерію становлять $R = 0,934$ (лінійна залежність), $R = 0,924$ (степенева залежність) $R = 0,956$ (квадратична залежність). Найбільш адекватною до експлуатаційних умов є квадратична залежність.

Отримані результати розрахункового дослідження свідчить про те, що найбільший вплив на температуру відхідних газів має температура живильної води (у всьому інтервалі зміни режимних параметрів C при збільшенні температури

живильної води на 10°C температура відхідних газів зростає, в середньому на 5°C). Наступним чинником впливу на температуру відхідних газів є електричне навантаження. Найменший вплив дає витрата живильної води (температура відхідних газів зростає, приблизно, на $1,5^\circ\text{C}$ при збільшенні витрати живильної води на 10 т/год), а також теплове навантаження блоку (при збільшенні теплового навантаження на 10 МВт температура відхідних газів зростає, приблизно, на 1°C).

На рис. 1 показано залежність температури відхідних газів від теплової потужності для сталих значень температури живильної води та електричного навантаження.

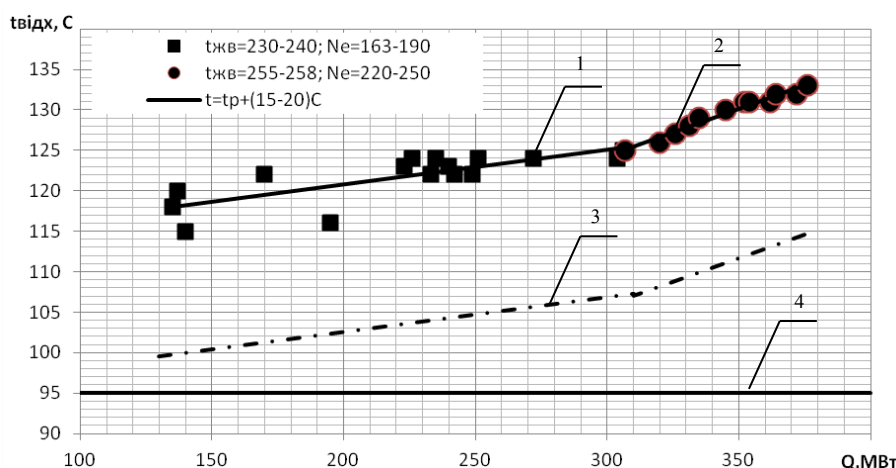


Рис. 1 – Залежність температури відхідних газів від теплової потужності для значень температури живильної води та значення «рекомендованої» $t_{\text{відх}}$ з забезпеченням надійності поверхонь нагріву:

1 – $t_{\text{жв}} = (230-240)^\circ\text{C}$; 2 – $t_{\text{жв}} = (255-258)^\circ\text{C}$; 3 – $t = t_p + (15-20)^\circ\text{C}$; 4 – «рекомендована» $t_{\text{відх}}$

При дослідженні даних графіків встановлено, що температура відхідних газів зростає з ростом теплової потужності на 8°C ($t_{\text{жв}} = (230-242)^\circ\text{C}$; $N_E = (163-190) \text{ МВт}$), незначно зростає в діапазоні $t_{\text{жв}} = (255-258)^\circ\text{C}$ і $N_E = (220-250) \text{ МВт}$ зі 125°C до 133°C . Це дозволяє, з урахуванням надійності конвективних поверхонь нагріву, знижати температуру димових газів в середньому на 18°C . Результати досліджень підтверджують, що найбільший вплив на температуру димових газів у всьому діапазоні зміни електричного навантаження блоку має температура живильної води (при збільшенні $t_{\text{жв}}$ на 5°C температура димових газів зростає, в середньому, на 2°C).

Висновки

1. Літературний огляд показав, що утилізація теплоти димових газів дає можливість: підвищити коефіцієнт використання палива, зменшити шкідливі викиди, збільшення теплопродуктивності котла з підвищенням ККД, зменшення перепадів температур газів і повітря.

2. Результати досліджень експлуатаційних факторів показали, що найбільший вплив на температуру димових газів має температура живильної води (в інтервалі електричної потужності $160-190 \text{ МВт}$ температура димових газів зростає в середньому на 2°C на кожні 5°C збільшення температури живильної води).

3. При дослідженні даних графіків встановлено, що температура відхідних газів зростає з ростом теплової потужності на 8°C ($t_{\text{жв}} = (230\text{--}242)^{\circ}\text{C}$; $N_E = (163\text{--}190)$ МВт, незначно зростає в діапазоні $t_{\text{жв}} = (255\text{--}258)^{\circ}\text{C}$ і $N_E = (220\text{--}250)$ МВт зі 125°C до 133°C . Це дозволяє, з урахуванням надійності конвективних поверхонь нагріву, знижати температуру димових газів в середньому на 18°C .

Список літератури

1. Энергетична стратегія України на період 2030 р. від 15 березня 2006 р. № 145-р Київ : Розпорядження. Кабінет міністрів України. 2006. С. 166.
2. Елсуков В. К. Оценка возможности утилизации теплоты уходящих газов котлов на примере сжигания Канско-Ачинских углей. *Промышленная энергетика*. 2007. № 11. С. 21–27.
3. Медведев В. А., Липец А. У., Пономарева Н. В., Бухман Г. Д., Кузнецова С. М. Эффективность комплексной модернизации хвостовой части действующих пылеугольных котлов. *Теплоэнергетика*. 1999. № 8. С. 43–47.
4. Берсенов А. П., Немировский Н. Ф., Овчар В. Г., Гордеев В. В., Липец А. У. О повышении эффективности теплоэнергетического оборудования. *Теплоэнергетика*. 1998. № 5. С. 51–54.
5. Кругликов П. А., Смолкин Ю. В., Соколов К. В. Выбор принципиальных схемных решений угольного энергоблока на суперкритические параметры пара. *Теплоэнергетика*. 2011. № 9. С. 9–17. ISSN 0040-3636.
6. Овчар В. Г., Гордеев В. В., Сотников И. А., Липец А. У. Опыт заводских разработок энергоблоков повышенной эффективности. *Теплоэнергетика*. 1999. № 9. С. 2–5.
7. Рамзин Л. К. К расчету котельных установок. *Известия Киевского общества для надзора за паровыми котлами*. Киев, 1914.
8. Толубинский В. И. Компонировка конвективных элементов котельного агрегата. *Сб. Киевского индустриального института*. Харьков, 1934.
9. Смышляев А. А., Щелоков В. И., Евдокимов С. А. и др. Новые разработки пылеугольных котлов. *Электрические станции*. 2010. № 5. С. 10–16. ISSN 0201-4564.
10. Ногин В. И. Разработка оптимальных технических решений по реконструкции тепломеханического оборудования ТЭС АО Мосэнерго. *Электрические станции*. 1998. № 6. С. 39–48.
11. Андрищенко А. И. Зависимость к.п.д. проектируемого котлоагрегата от температуры питательной воды : сб. науч. сообщений. *Саратовский автомобильный-дорожный институт*. Саратов, 1956. Вып. 4. 46 с.
12. Андрищенко А. И. О показателях эффективности циклов теплотехнических установок. *Изв. вузов СССР. Энергетика*. 1981. № 9. С. 36–39.
13. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. *Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий*. Москва: Наука, 1976. – 279 с.
14. Гиришельд В. Я., Князев А. М., Куликов В. Е. *Режимы работы и эксплуатации ТЭС*. Москва: Энергия, 1980. 179 с.
15. Жидович О. В., Альшевский В. Н., Дужих Ф. П. Охлаждение газов в дымовых трубах. *Теплоэнергетика*. 1977. № 9. С. 44–47.
16. Безлюдный П. П., Семенюк Л. Г., Николаев В. Н., Пересичный М. И. Определение температуры точки росы продуктов сгорания природного газа. *Известия вузов СССР. Энергетика*. 1986. № 12. С. 89–91.

References (transliterated)

1. The Cabinet of Ministers of Ukraine (2006), *The energy strategy of Ukraine for the period 2030 of 15 March 2006*, No. 145-d Kiev, Kiev, Ukraine.
2. Yelsukov, V. K. (2007), "Evaluation of the possibility of utilization of exhaust gases heat the boilers at the example of burning Kansk-Achinsk coals", *Promyshlennaya Energetika*, No. 11, pp. 21–27.
3. Medvedev, V., Lipiec, A., Ponomarev, N., Buchman, G. and Kuznetsova, S. (1999), "And the Effectiveness of the comprehensive modernization of the tail section of the existing coal-fired boilers", *Teploenergetika*, No. 8, pp. 43–47.
4. Bersenev, A., Nemirovsky, N., Ovchar, V., Gordeev, V. and Lipiec, A. (1998), "Improving the efficiency of thermal power equipment", *Teploenergetika*, No. 5, pp. 51–54.
5. Kruglikov, P., Smolkin, V. and Sokolov, K. (2011), "Choice of principle schematics of a coal power unit for supercritical steam parameters", *Teploenergetika*, No. 9, pp. 9–17, ISSN 0040-3636.
6. Ovchar, V., Gordeev, V., Sotnikov, I. and Lipiec, A. (1999), "Experience of development of factory units with increased efficiency", *Teploenergetika*, No. 9, pp. 2–5.
7. Ramzin, L. K. (1914), "To the calculation of boiler plants", *Proceedings of the Kiev society for the surveillance of steam boilers*, Kiev, Ukraine.
8. Tolubinsky, V. I. (1934), "Arrangement of convective cells the boiler unit", *Proc. Kiev industrial Institute*, L 8, GONTI, Kharkov, Ukraine.
9. Smyshlyayev, A., Shchelokov, V. and Evdokimov, S. (2010), "New developments of coal-fired boilers", *Electric station*, No. 5, pp. 10–16, ISSN 0201-4564.
10. Nogin, V. (1998), "Development of optimal technical solutions for the reconstruction of thermal and mechanical equipment thermal power plant of JSC Mosenergo", *Electric station*, No. 6, pp. 39–48.
11. Andryushchenko, A. (1956), "The Dependence of the efficiency of the boiler design temperature of feed water", *Collection of scientific reports. SADI*, Vol. 4, Saratov, Russia.
12. Andryushchenko, A. (1981), "On the performance indicators of cycles of thermal installations", *Izv. universities of the USSR. Energy*, No. 9, pp. 36–39.
13. Adler, Y. P., Markova, E. V. and Granovsky, Y. V. (1976), *Planning an experiment when searching for optimal conditions*, Nauka [Science], Moscow, Russian.
14. Hirshfeld, V. Ya., Knyazev, A. M. and Kulikov, V. E. (1980), *Operation Modes and operation*, Energiya [Energy], Moscow, Russian.
15. Zhydovich, O. V., Alshevsky, V. N. and Dugih, F. P. (1977), "Cooling of gases in chimneys", *Teploenergetika*, No. 9, pp. 44–47.
16. Besludniy, P. P., Semeniuk, L. G., Nikolaev, V. N. and Peresichna, M. I. (1986), "Determination of the dew point temperature of the combustion products of natural gas", *Izvestiya vuzov of the USSR. Energy*, No. 12, pp. 89–91.

Надійшла (received) 15.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шелешей Тетяна Вікторівна (Шелешей Татьяна Викторовна, Sheleshey Tanya) – асистент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут»; м. Київ, Україна; e-mail: sheleshey_tanya@ukr.net.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РЫНДЮК, В. А. ПЕШКО

ПОВТОРНОЕ ПРОДЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛИТОГО ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭНЕРГООБЛОКОВ КУРАХОВСКОЙ ТЭС

Энергоблоки ДТЭК «Кураховская ТЭС» мощностью 200 МВт с паровыми турбинами К-200-130 после достижения ими паркового ресурса на сегодняшний день требуют принятия решения о дальнейшей эксплуатации. Проведена оценка остаточного ресурса на базе 3D-пространственных аналогов для корпусов ЦВД и ЦСТ паровой турбины К-200-130 мощностью 200 МВт блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» с экспериментально полученными коэффициентами запаса прочности металла с учетом реальных условий эксплуатации согласно станционных данных поврежденности. Рассмотрены рекомендации по повторному продлению срока эксплуатации высокотемпературного энергетического оборудования.

Ключевые слова: корпус СД, корпус ВД, пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, остаточный ресурс, малоцикловая усталость, длительная прочность.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО

ПОВТОРНЕ ПРОДОВЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛИТОГО ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОБЛАДНАННЯ ЕНЕРГООБЛОКІВ КУРАХІВСЬКОЇ ТЕС

Енергоблоки ДТЕК «Курахівська ТЕС» потужністю 200 МВт з паровими турбінами К-200-130 після досягнення ними паркового ресурсу на сьогоднішній день потребують прийняття рішення щодо подальшої експлуатації. Проведено оцінку залишкового ресурсу на базі 3D-просторових аналогів для корпусів ЦВД і ЦСТ парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт блоків № 4, 5 ДТЕК «Курахівська ТЕС» з експериментально отриманими коефіцієнтами запасу міцності металу з врахуванням реальних умов експлуатації відповідно до станційних даних пошкодженості. Розглянуто рекомендації щодо повторного продовження строку експлуатації високотемпературного енергетичного обладнання.

Ключові слова: корпус СТ, корпус ВТ, пуск з холодного стану, з горячого стану, з неостиглого стану, залишковий ресурс, малоциклова втома, довготривала міцність.

O. CHERNOUSENKO, D. RINDYUK, V. PESHKO

REFRESHING EXTENSION OF THE SERVICE LIFE OF CAST HIGH TEMPERATURE EQUIPMENT FOR THE POWER-GENERATING UNITS AT KURAKHOVSKA HEAT POWER PLANT

The power-generating units at Kurakhovska Heat Power Plant have already worked off their fleet life. Since cast high-temperature casings are one of the most expensive elements of the steam turbine an issue of the possibility of refreshing extension of their service life remains to be a problem of strategic importance. This scientific paper gives the computation data of thermal and elastically deformed states of the casings of high-pressure cylinders (HPC) and average-pressure cylinders (APC) for the turbine K-200-130-3 during the main operation modes. To do the computations we used the state-of-the-art methods of mathematical simulation. The availability of service-induced damages in the design structure and the results of repair and restoration changes were taken into account. An estimation of the low-cycle fatigue and durable strength done in compliance with current normative documents is indicative of the exhaust of life indices of the basic metal of casing elements. However, previous investigations of the physical and mechanical structure of metal with the exhausted fleet life allow us to use lower coefficients of the margin of safety. The service life of the casings of HPC and APC of the power-generating unit No4 at Kurakhovska Heat Power Plant can be extended by 50 thousand hours and that of the power-generating unit No 5 by 45 thousand hours after the expert commission adopts the coefficients of the margin of safety at the level of 3 for the number of cycles and at the level of 1.25 for the strain.

Key words: Average pressure casing, high-pressure casing, cold start-up, warm start-up, hot start-up, residual life, low-cycle fatigue and long-term strength.

Введение

Согласно нормативным документам Министерства энергетики и угольной промышленности Украины парковый ресурс паровых турбин К-200-130 ЛМЗ равен 220 тыс. ч. при числе пусков 800 [1]. В 2006–2007 гг. НТУУ КПИ им. Игоря Сикорского были выполнены работы по оценке остаточного ресурса высокотемпературного литого энергетического оборудования паровой турбины К-200-130 мощностью 200 МВт блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» и продлена его эксплуатация на 50 тыс. ч.

На сегодняшний день сроки продления эксплуатации энергоблоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» истекли согласно нормативным доку-

ментам [1–2]. Возникла необходимость провести оценку остаточного ресурса паровой турбины К-200-130 мощностью 200 МВт блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» для повторного продления эксплуатации высокотемпературного литого энергетического оборудования.

Цель работы

Выполнение оценки напряженно-деформированного состояния литых корпусных элементов турбины К-200-130 с учетом результатов ремонтно-восстановительных работ. Оценка длительной прочности и малоциклового поврежденности основного металла для установления возможности повторного продления эксплуатации корпусных

© О. Ю. Черноусенко, Д. В. Рындюк, В. А. Пешко, 2018

элементов турбин № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС».

Анализ результатов контроля металла корпусов ВД и СД турбин № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС»

Неразрушающий контроль был выполнен Службой металлов и сварки предприятия «Донбассэнергоналадка», а также Лабораторией металлов и сварки ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2008 и 2016 годах.

При визуальном контроле и магнитопорошковой дефектоскопии (МПД) ЦВД блока № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2008 г. (нижняя половина – Заключение № 258-08 от 22.07.2008 г.) в канале паровпуска со стороны блока № 3 обнаружена зона растрескивания 100х270 мм. Зона повреждения представляет собой сеть мелких, продольно ориентированных трещин длиной до 25 мм ниже наплавленного металла ранее выполненной выборки. В доступных местах произведена выборка зон растрескивания абразивным инструментом.

Вдоль второго посадочного паза под диафрагменную обойму обнаружены две трещины без выхода на разъем $L_4 = 240$ мм, $L_5 = 200$ мм. Глубина выборок до 12 мм. Трещины выбраны и заварены электродами ЦТ-28 по технологии ЛМЗ.

В ЦВД блока № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2008 г. (верхняя половина – Заключение № 258-08 от 22.07.2008 г.) с обеих сторон канала паровпуска обнаружены зоны растрескивания аналогичные зонам на нижней половине ЦВД размерами 150х200 мм. Вдоль второго посадочного паза под диафрагменную обойму обнаружены две трещины без выхода на разъем $L_1 = 220$ мм и $L_2 = 180$ мм. Трещины выбраны абразивным способом. Все выборки, выполненные на внутренней поверхности ЦВД, заварены электродами ЦТ-28 по технологии ЛМЗ. После ремонта дефектов не обнаружено. На радиусных переходах наружной поверхности дефектов не обнаружено.

В ЦСД блока № 4 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в 2008 г. (нижняя половина – Заключение № 258-08 от 22.07.2008 г.) по обе стороны паровпуска в районе зон растрескивания, которые были выбраны в предыдущий капитальный ремонт, обнаружены две трещины: $L_1 = 40$ мм, $L_2 = 55$ мм. Обнаруженные трещины выбраны абразивами.

При визуальном контроле и магнитопорошковой диагностике блока № 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» в трещины на корпусах ЦВД и ЦСД обнаруживали при всех контролях. Некоторые трещины на корпусе ЦВД имели выход на фланцевый разъем. По результатам последнего неразрушающего контроля состояния металла корпуса ЦВД и ЦСД (Заключение № 439-16 от 22.09.2016 г.) обнаружены трещины длиной от 20–60 мм до 1400–1800 мм в корпусе ЦВД. Трещины выбраны абразивным инструментом и заварены.

По результатам Заключения экспертизы № 34063592-09-ИЭС-47-16, выполненной ООО «Интерэнергосервис», состояние металла элементов ЦВД и ЦСД удовлетворительное с учетом проведенного ремонта.

По результатам проведенного технического аудита состояния металла высокотемпературных элементов ЦВД и ЦСД все обнаруженные дефекты в процессе поверочного расчета при моделировании геометрии корпусов ЦВД, ЦСД вносились в проектную конструкцию завода изготовителя.

Тепловое, напряженно-деформированное состояние, малоцикловая усталость, статическая поврежденность и остаточный ресурс литых корпусных элементов турбины

Моделирование теплового и напряженно-деформированного состояний литых высокотемпературных элементов паровой турбины К-200-130 блоков № 4, 5 ДТЭК «Кураховская ТЭС» на стационарных и пусковых режимах работы осуществлялось в трехмерной постановке согласно нормативным документам [3–4]. Для анализа напряженно-деформированного состояния рассмотрены три режима: пуск из холодного состояния по типу ХС ($t_{0\text{мет}} = 100$ °С), из неостывшего состояния НС-1 ($t_{0\text{мет}} = 240$ °С) и из неостывшего состояния НС-2 ($t_{0\text{мет}} = 410$ °С).

При геометрическом моделировании высокотемпературных литых элементов паровой турбины К-200-130 учитывалось, что конструктивно корпуса представляют сложные технические объекты с развитой системой патрубков подвода и отвода пара. Существенное влияние на тепловое и напряженно-деформированное состояние корпусов оказывают массивные фланцы горизонтального разреза, прогрев которых осложнен. Для улучшения пусковых режимов применяется обогрев фланцев путем подачи пара в обнизки фланцев. Все конструктивные особенности корпусов ЦВД и ЦСД вызывают необходимость моделирования этих объектов в трехмерной постановке.

Расчетная оценка теплового и напряженно-деформированного состояния корпусов ЦВД, ЦСД турбины К-200-130-3 ст. № 4 проводилась с учетом повреждаемости корпусов путем организации выборок металла в местах образования трещин.

При пусках из неостывшего состояния НС-2 для ЦВД блока № 4 максимальная величина интенсивности условных упругих напряжений от совместного действия разности температуры и действия давления пара в ЦВД отмечена в торообразной части корпуса в зоне растрескивания, где осуществляется переход от стенки корпуса к патрубкам подвода пара. Величина их составляет $\sigma_{\text{imax}} = 416,2$ МПа, при этом значения температур металла в этих точках не превышают 401 °С.

При пусках из холодного состояния ХС (рис. 1) высокие значения градиента температур возни-

кают в ЦВД по всем контрольным узлам в начальные этапы пуска (выдержка при 1200 об/мин – 2100 с). Максимальная величина интенсивности условных упругих напряжений от совместного действия разности температуры и действия давления пара в ЦВД отмечена в торообразной части корпуса в зоне растрескивания, где осуществляется переход от стенки корпуса к патрубкам подвода пара. Величина их составляет $\sigma_{i\max} = 473,2$ МПа, при этом значения температур металла в этих точках не превышают 294 °С (рис. 1).

При пусках из неостывшего состояния НС-2 для ЦСД блока № 4 максимальный градиент температур имеет место при нагружении от 30 до 210 МВт (2800 с). При пусках из холодного состояния ХС максимальный градиент температур имеет место при выдержке на холостом ходу при 3000 об/мин (2700 с) и при нагружении до 30 МВт в момент времени 12600 с (рис. 2а). Максимальное значение интенсивности условных упругих напряжений $\sigma_{i\max} = 372,9$ МПа корпуса ЦСД находится на внутренней поверхности корпуса в зоне паровпускной части при пусках из НС-2 при нагружении от 30 МВт до 210 МВт (2800 с) и $\sigma_{i\max} = 493,3$ МПа при пусках из ХС при нагружении до 30 МВт в момент времени 12600 с (рис. 2б).

Амплитуда деформации согласно [5] определялась по значениям интенсивности деформаций в течение цикла нагружения (исходное состояние – нагружение – номинальный режим – разгрузка – исходное состояние). Число циклов нагружения до появления трещин определялось по экспериментальным кривым малоциклового усталости, полученным в результате испытаний образцов на растяжение – сжатие при жестком симметричном цикле и постоянной температуре.

Суммарная поврежденность Π' , накопленная в металле роторов, работающих в условиях совместного действия ползучести при различных

установившихся режимах и циклических нагрузок при различных переменных режимах, и остаточная наработка до появления трещины (в годах) определялась согласно [6].

При расчетах на малоцикловую усталость в ЦСД блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС по результатам расчетов напряженно-деформированного состояния исследовались контрольные точки (рис. 3). В исследуемых узлах рассчитывались интенсивности условных упругих напряжений, главные напряжения в течение всего времени пуска для всех типов пусков. Строились графики размахов интенсивности условных упругих напряжений, по оси ординат откладывались интенсивности напряжений, а по оси абсцисс – время пуска из различных тепловых состояний. Для ЦСД блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС размахи интенсивности условных упругих напряжений для пусковых режимов типа ХС максимальны в момент пуска 3600 с и 13500 с (рис. 3). Аналогичные данные рассчитаны и для других пусковых режимов.

В отношении корпуса ЦВД блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС стоит отметить, что размахи интенсивности условных упругих напряжений для пускового режима из НС-2 максимальны в момент пуска 3000 с (рис. 4).

В расчетах на малоцикловую усталость, в соответствии с рекомендациями [5], запас по числу циклов принимается на уровне $n_N = 5$ и по деформациям – $n_\epsilon = 1,5$, которые позволяют получить допустимое число циклов до образования трещины N_d . Во втором случае эти же коэффициенты приняты на уровне $n_N = 3$ и $n_\epsilon = 1,25$. Такие значения получены в результате экспериментальных исследований структуры и свойств металла с целью уточнения характеристик длительной прочности и запасов прочности [7].

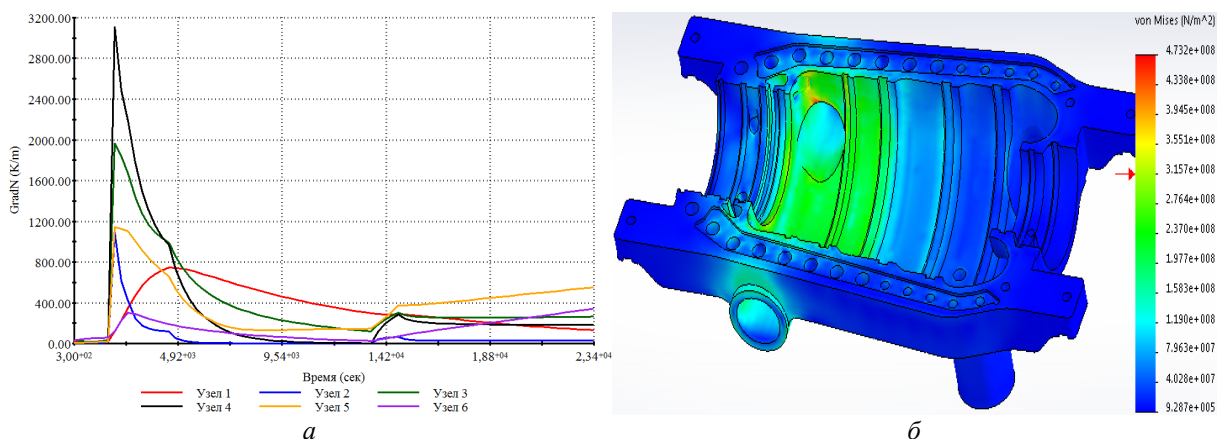


Рис. 1 – Результаты оценки НДС корпуса ЦВД при пуске из холодного состояния: а – градиенты температур (1 – вторая камера передних концевых уплотнений; 2 – расточка крепления первой обоймы передних концевых уплотнений; 3 – область над паровпускком; 4 – область под паровпускком; 5 – расточка под вторую обойму диафрагм сопловых лопаток; б – первая камера задних концевых уплотнений); б – НДС в момент времени 2100 с (выдержка при 1200 об/мин)

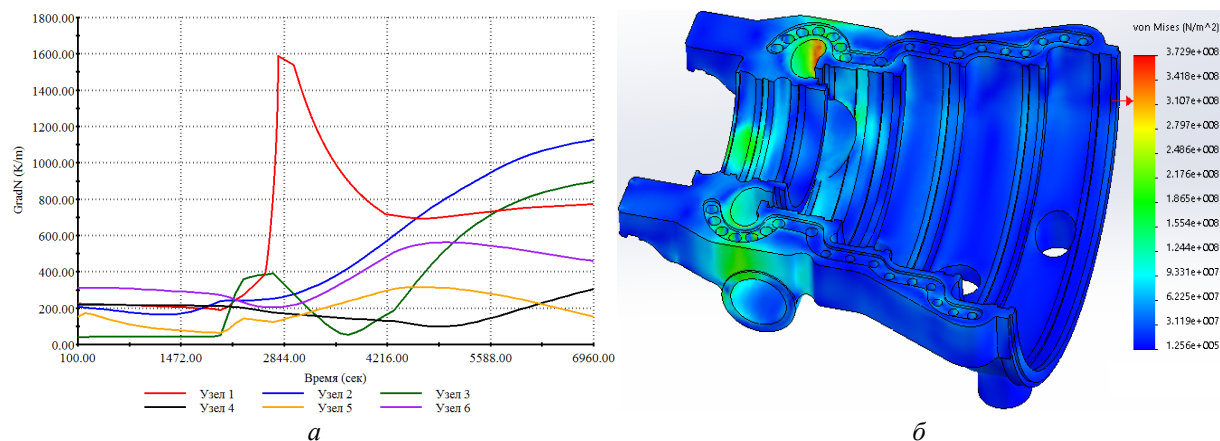


Рис. 2 – Результаты оценки НДС корпуса ЦСД при пуске из неустывшего состояния НС-2:
 а – градиенты температур (1 – область паровпуска; 2 – область между второй и третьей группой шпилек; 3 – крепление второй обоймы диафрагм ступеней давления; 4 – область прилегания патрубка пятого отбора; 5 – вторая камера передних концевых уплотнений; 6 – первая камера передних концевых уплотнений); б – НДС в момент времени 2800 с (напряжение до 210 МВт)

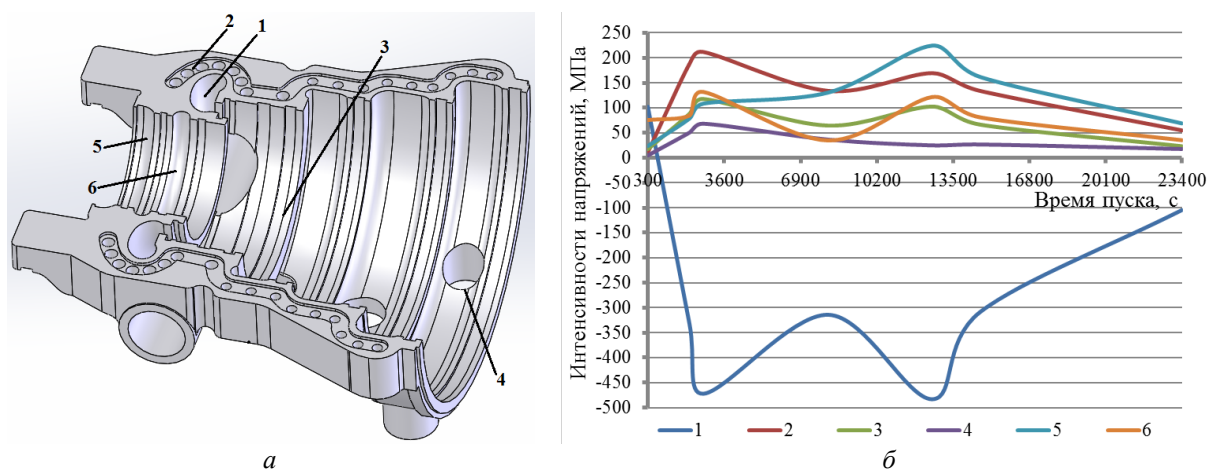


Рис. 3 – ЦСД турбины К-200-130-3 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС при пуске из ХС:
 а – контрольные области; б – размахи интенсивности условных упругих напряжений

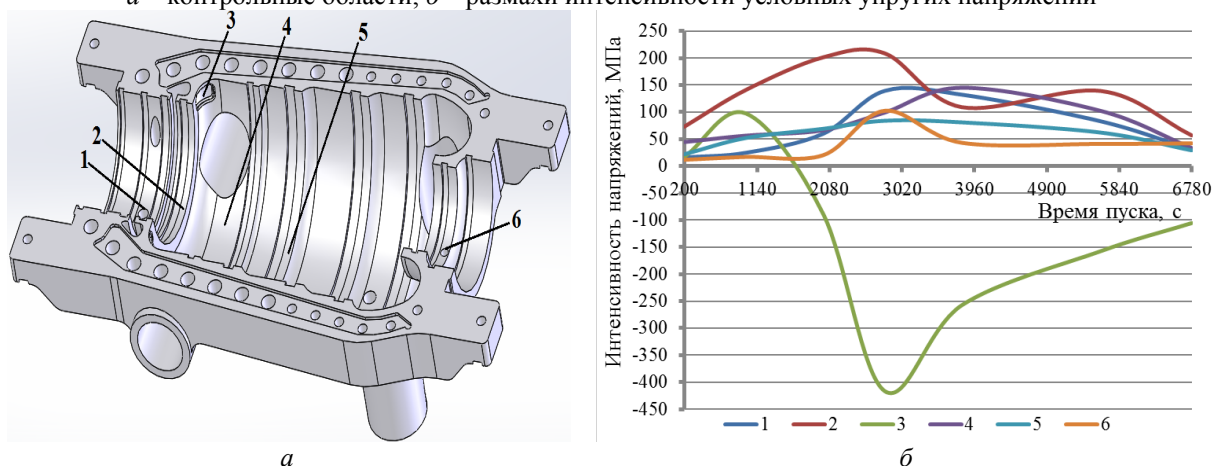


Рис. 4 – ЦВД турбины К-200-130-3 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС при пуске из ГС:
 а – контрольные области; б – размахи интенсивности условных упругих напряжений

На основании действующих силовых нагрузок от внутреннего давления и теплового состояния металла корпусов по максимальным и минимальным значениям интенсивностей условно-

упругих напряжений для рассмотренных режимов турбоустановки выполнен поверочный расчет корпусов на малоцикловую усталость, статическую поврежденность и остаточный ресурс.

Результаты расчетной оценки малоциклового усталостной прочности металла с учетом повреждаемости корпусов ЦВД и ЦСД путем организации выборок металла в местах образования трещин представлены в табл. 1–2.

НТУУ «КПИ» совместно с ИПП НАНУ по заказу «Востокэнерго» в 2008 г. были проведены экспериментальные исследования по влиянию старения на изменение физико-механических свойств конструкционных легированных сталей при эксплуатационных температурах с целью уточнения запасов прочности металла ЦВД и ЦСД [8]. Анализ реального состояния стали 15Х1М1ФЛ показал, что деградация ее свойств по числу циклов (до

35 %) не превышает допустимой [40 %] во всем исследованном диапазоне амплитуд деформаций (от 0,157 до 1,802 %). По деформациям допустимый предел снижения циклической прочности [17 %] имеет место в диапазоне амплитуд деформации от 0,0 до 0,352 %. Следовательно, в указанном диапазоне амплитуд напряжений коэффициенты запаса прочности могут быть установлены на уровне $n_N = 3$ и $n_e = 1,25$.

Тогда уточненное с учетом нормативных коэффициентов запаса допускаемое минимальное число циклов до разрушения составляет 3700 пусков для корпуса ЦВД (табл. 1) и 2900 пусков для корпуса ЦСД (табл. 2).

Таблица 1 – Расчетная оценка малоциклового усталости металла
ЦВД турбины К-200-130-3 блока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС

Тип пуска турбины	Температура металла в исследованной области $t_{\max}, ^\circ\text{C}$	Максимальная интенсивность напряжений, σ_{is} , МПа	Приведенная деформация, $\varepsilon_{a\text{ пр}}, \%$	Допустимое число пусков, N_d	
				$n_N = 5, n_e = 1,5$	$n_N = 3, n_e = 1,25$
НС-2	509	416	0,12325	4600	7670
НС-1	509	412	0,12848	4000	6670
ХС	509	473	0,1323	3700	6170

Таблица 2 – Расчетная оценка малоциклового усталости металла
ЦСД турбины К-200-130-3 блока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС

Тип пуска турбины	Температура металла в исследованной области $t_{\max}, ^\circ\text{C}$	Максимальная интенсивность напряжений, σ_{is} , МПа	Приведенная деформация, $\varepsilon_{a\text{ пр}}, \%$	Допустимое число пусков, N_d	
				$n_N = 5, n_e = 1,5$	$n_N = 3, n_e = 1,25$
НС-2	527	373	0,11498	5300	8830
НС-1	527	484	0,12427	3960	6600
ХС	527	493	0,1416	2900	4830

Для корпуса ЦСД с учетом общего количества пусков 2978 допускаемое минимальное расчетное число пусков составляет порядка 2900, а при измененных запасах прочности – порядка 4830 и остаточное минимальное расчетное количество пусков для ЦСД составляет порядка 1852.

По данным Кураховской ТЭС пусков по типу НС-2 было 1209, НС-1 – 727 пусков, ХС – 539 пусков (всего 2475). При этом необходимо учитывать, что если энергоблок в период с 2012 по 2017 гг. работал в маневренном режиме (увеличенное количество пусков из неостывшего состояния НС-2 и горячего состояния ГС), то ресурсные характеристики могут существенно ухудшиться согласно проведенной для «ДТЭК Энерго» работы [8].

С учетом данных по малоциклового усталости металла корпусов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-200-130-3 (табл. 1–2) расчетная оценка повреждаемости, остаточной допускаемой наработки в годах и остаточного ресурса корпусов ЦВД и ЦСД для энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС представлена в табл. 3.

При определении остаточного ресурса корпусов оценка кратковременной статической прочно-

сти может выполняться по максимальному значению номинального эквивалентного напряжения σ , по рекомендациям [5]. Коэффициент запаса по пределу текучести материала цельнокованных роторов σ_{02}^B при расчетной температуре t на стационарном режиме должен удовлетворять условию $n'_T, n''_T \geq 1,5$.

Согласно расчетам (табл. 3) следует отметить, что большое текущее число циклов и чувствительность основного металла к переменным режимам устанавливают с учетом нормативных коэффициентов запаса прочности ($n_N = 5, n_e = 1,5$) циклическую поврежденность на уровне $\Pi_{\text{ц}} = 59,03 \%$ для корпуса ЦВД и циклическую поврежденность на уровне $\Pi_{\text{ц}} = 58,72 \%$ для корпуса ЦСД. С учетом статической поврежденности обеспечивается суммарная поврежденность металла корпуса ЦВД $\Pi_{\Sigma} = 129,78 \%$ и суммарная поврежденность металла корпуса ЦСД $\Pi_{\Sigma} = 129,47 \%$. Максимально допустимая суммарная поврежденность металла должна быть меньше 100 %, что не позволяет последующую эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД с коэффициентами запаса $n_N = 5$ и $n_e = 1,5$, а также

допускаемом времени работы металла на уровне 370 тыс. ч. согласно рекомендациям [5].

При коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне $n_N = 3$ и $n_\varepsilon = 1,25$, а также допускаемом времени работы металла 590 тыс. ч суммарная поврежденность металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130-3 энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет $\Pi_\Sigma = 79,62\%$, а корпуса ЦСД – $\Pi_\Sigma = 79,22\%$ (табл. 3). Остаточное расчетное количество пусков для ЦСД составляет порядка 2355, а для корпуса ЦВД – 3695 пуска с учетом измененных коэффициентов запасов прочности согласно рекомендациям [5].

Оценка кратковременной статической прочности корпусов ЦВД и ЦСД выполняется согласно рекомендациям [5]. Запасы кратковременной ста-

тической прочности корпусов ЦВД и ЦСД нигде не выходят за пределы допустимых ($n'_T \geq 1,5$), что позволяет дальнейшую эксплуатацию. Если экспертная комиссия (представители электрической станции и специализированных организаций) может допустить снижение коэффициентов запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне $3 \setminus 1,25$, а также принять допускаемое время работы металла на уровне 590 тыс. ч., то остаточный ресурс металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 67018 ч, а корпуса ЦСД – 68645 ч. Это позволит продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 50 тыс. часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

Таблица 3 – Расчетная оценка повреждаемости, остаточной наработки в годах и остаточного ресурса корпусов ЦВД и ЦСД энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС

№	Наименование	Формула	Корпус ЦВД		Корпус ЦСД	
1.	Температура металла	$t, ^\circ\text{C}$	509		527	
2.	Интенсивность напряжений	$\sigma_{\text{imax}}, \text{МПа}$	105		104,4	
3.	Предел текучести	$\sigma_{0,2}^B, \text{МПа}$	210,0		210,0	
4.	Ном. экв. напряжение	$\sigma_3, \text{МПа}$	114		113	
5.	Запас прочности по σ_{imax}	$n'_T = \sigma_{0,2}^B / \sigma_{\text{imax}}$	2		2,011	
6.	Запас прочности по σ_3	$n''_T = \sigma_{0,2}^B / \sigma_3$	1,842		1,858	
7.	Общее число пусков по данным КуТЭС	$n_{\text{общ}}$	2475		2475	
8.	Общая наработка по данным КуТЭС	$\tau_{\text{общ}}, \text{ч}$	261773		261773	
9.	Коэффициенты запаса	$n_N \setminus n_\varepsilon$	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25
10.	Допускаемое число циклов по различным типам пусков	$[N_{pl}] n_{\text{НС-2}} = 1209$	4600	7670	5300	8830
		$[N_{pl}] n_{\text{НС-1}} = 727$	4000	6670	3960	6600
		$[N_{pl}] n_{\text{ХС}} = 539$	3700	6170	2900	4830
11.	Цикл. поврежденность	$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{pl}], \%$	59,03	35,40	58,72	35,23
12.	Допус. время работы	$[t_{pl}], \text{ч}$	$3,7 \times 10^5$	$5,9 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,9 \times 10^5$
13.	Стат. поврежденность	$[\Pi_{\text{ст}}] = \sum \tau_{\text{общ}} / [t_{pl}], \%$	70,75	44,22	70,75	44,00
14.	Сумм. поврежденность	$[\Pi_\Sigma] = [\Pi_{\text{ст}}] + [\Pi_{\text{ц}}], \%$	129,78	79,62	129,47	79,22
15.	Остаточный ресурс	$T_{\text{ост}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{ч}$	<0	67018	<0	68645

Таблица 4 – Расчетная оценка повреждаемости, остаточной наработки в годах и остаточного ресурса корпусов ЦВД и ЦСД энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС

№	Наименование	Формула	Корпус ЦВД		Корпус ЦСД	
1.	Общее число пусков по данным КуТЭС	$n_{\text{общ}}$	2978		2978	
2.	Общая наработка по данным КуТЭС	$\tau_{\text{общ}}, \text{ч}$	243785		243785	
3.	Коэффициенты запаса	$n_N \setminus n_\varepsilon$	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25
4.	Допускаемое число циклов по различным типам пусков	$[N_{pl}] n_{\text{НС-2}} = 1549$	4600	7670	5300	8830
		$[N_{pl}] n_{\text{НС-1}} = 774$	4000	6670	3960	6600
		$[N_{pl}] n_{\text{ХС}} = 656$	3700	6170	2900	4830
5.	Цикл. поврежденность	$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{pl}], \%$	70,73	42,42	70,07	42,04
6.	Допус. время работы	$[t_{pl}], \text{ч}$	$3,7 \times 10^5$	$5,9 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,9 \times 10^5$
7.	Стат. поврежденность	$[\Pi_{\text{ст}}] = \sum \tau_{\text{общ}} / [t_{pl}], \%$	65,89	41,18	65,89	40,97
8.	Сумм. поврежденность	$[\Pi_\Sigma] = [\Pi_{\text{ст}}] + [\Pi_{\text{ц}}], \%$	136,62	83,60	135,96	83,01
9.	Остаточный ресурс	$T_{\text{ост}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{час}$	<0	47837	<0	49884

Для энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС статистика пусков блоков из различных тепловых состояний (по часам) за период с 01.02.1993 по 01.02.2006 составляла 366 пусков после 6–10 часов простоя, 60 пусков после 15–20 часов простоя, 59 пусков после 30–35 часов простоя, 64 пуска после 50–60 часов простоя и 151 пуск из холодного состояния (всего 700 пусков).

В условиях отсутствия полной статистики по пускам из различных тепловых состояний паровой турбины К-200-130-3 блока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС по состоянию на август 2017 года приближенно можно считать, что для ЦВД и ЦСД пусков по типу НС-2 было 1549 (52 %), НС-1 было 774 (26 %) пусков и из ХС соответственно 655 пуска (22 %), всего 2978 пусков.

Расчетная оценка повреждаемости, остаточной допускаемой наработки в годах и индивидуального остаточного ресурса согласно рекомендациям [5, 6] для энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС представлена в табл. 4.

Согласно выполненным расчетам (табл. 4) следует отметить, что суммарная поврежденность превышает предельно допустимое значение в 100 % для обоих корпусов (ЦВД – $P_{\Sigma} = 136,62$ %; ЦСД – $P_{\Sigma} = 135,96$ %) при коэффициентах запаса $n_N = 5$ и $n_{\epsilon} = 1,5$, а также допускаемом времени работы металла 370 тыс. ч. При переходе к уточненным коэффициентам запаса и расчетному допустимому времени работы, суммарная поврежденность металла корпуса ЦВД составляет 83,6 %, а корпуса ЦСД – 83 %. Остаточное расчетное количество пусков для ЦСД составляет порядка 1852, а для корпуса ЦВД – 3192 пуска. Аналогично к блоку № 4, если экспертная комиссия может допустить снижение коэффициентов запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 3,1,25, а также принять допускаемое время работы металла на уровне 590 тыс.ч., то индивидуальный остаточный ресурс металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 47837 ч, а корпуса ЦСД – 49884 ч. Это позволит продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 45 тыс. часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

Выводы и рекомендации

1. Расчеты на малоцикловую усталость и статическую поврежденность корпусов ЦВД, ЦСД паровой турбины К-200-130-3 блока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС показали, что суммарная поврежденность металла корпуса ЦВД составляет 79,62 %, а корпуса ЦСД – 79,22 % при коэффициентах запаса прочности по количеству циклов и по деформациям на уровне 3 и 1,25, а также допускаемом времени работы металла 590 тыс. ч. Остаточное расчетное количество пусков для ЦСД состав-

ляет порядка 2355, а для корпуса ЦВД – 3695 пуска с учетом измененных коэффициентах запасов прочности.

2. Если экспертная комиссия может допустить снижение коэффициентов запаса прочности, то индивидуальный остаточный ресурс металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 4 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 67018 ч, а корпуса ЦСД – 68645 ч. Это позволит продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 50 тыс. часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

3. С учетом аналогичного снижения коэффициентов запаса прочности и повышения допускаемого времени работы, текущая поврежденность основного металла корпусов ЦВД и ЦСД составляет 83,6 % и 83 % соответственно. В таком случае остаточный ресурс металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-200-130 энергоблока № 5 ДТЭК Кураховская ТЭС составляет 47837 ч, а корпуса ЦСД – 49884 ч. Это позволяеь продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 45 тыс. часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

4. Индивидуальный остаточный ресурс РВД составляет 92162 часа, а с учетом упрощенной формулы в запас 21977 часов, как максимально низкий прогноз индивидуального ресурса.

5. Рекомендуются при пусковых режимах по типу НС-2 нагужение вести по графику НС-1 с повышением предтопчковой температуры свежего пара и пара промперегрева до 450–500 °С. При пуске турбины по типу НС-2 в ЦСД подавать пар более высокой температуры на переднее уплотнение (порядка 400 °С). Оптимизировать количество пусков по типу ХС в сторону уменьшения. При переходе к эксплуатации турбины за пределами паркового срока службы желательно обратить внимание на состояние системы обогрева фланцев и шпилек с подводом греющего пара в обнизку. Необходимо исключить возможность заброса влажного пара на фланцы и, особенно, на шпильки в момент включения системы.

6. Для предотвращения попадания конденсата в нижнюю часть ЦВД и ЦСД и резкого захлаживания внутренней стенки при пусковых и остановочных режимах внедрить дополнительные мероприятия по повышению надежности работы дренажей.

7. С целью уточнения запасов прочности металла корпусов и роторов ЦВД и ЦСД по деформациям n_{ϵ} , числу циклов n_N , по пределам текучести n_T и запасов по номинальным напряжениям $n_{дп}$ провести исследования по влиянию старения на изменение физико-механических свойств конструкционных легированных сталей при эксплуатационных и повышенных температурах.

Список литературы

1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. Офіц. вид. Київ: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. 76 с. (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
2. СОУ-Н МПЕ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненерговугілля України / М. Г. Шульженко. Офіц. вид., 2011. 24 с.
3. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). Бібліогр.: 8 назв. С. 34–40. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05.
4. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Оценка малоциклового усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10 (1232). Бібліогр.: 5 назв. С. 29–37. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04.
5. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. Москва, 1985. № АЗ–002/7382. 49 с.
6. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. Москва, 1996. 98 с.
7. Peshko, V., Chernousenko, O., Nikulenkova, T. [et. al.] (2016), Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research – China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics*. Volume 5. Issue 4. pp. 302–309.
8. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 10(1182). Бібліогр.: 7 назв. С. 6–17. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
9. SOU–N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU–N MPE 40.17.401:2004], GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.
10. Shulzhenko, N. G. (2011), SOU–N MEV 40.1-21677681-52:2011 *Vy`znachennya rozrakhunkovogo resursu ta ocinky` zhy`vuchosti rotoriv ta korpusny`x detalej turbiny`*: *Metody`chni vkazivky`/ Minenergovugillya Ukrayiny`* [Determination of the estimated resource and assessment of survivability of rotors and turbine case details: Guidelines], Ministry of Fuel and Energy of Ukraine, Kyiv, Ukraine.
11. Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), "Computation Investigation of the Thermal and Stress-Strain Behavior of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130; block No 1 Operated by the PJSC "Kharkiv CHPP-5", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 34–40, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05
12. Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), "Estimating the Low-Cycle Fatigue, Damageability and the Residual Life of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130 unit No 1 used by PJSC "Kharkiv CHPP-5", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 10(1232), pp. 30–37, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04
13. (1985), RTM 108.021.103. *Detali parovykh stacionarnykh turbin. Raschet na malociklovuyu ustalost`* [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation], Moscow, Russian.
14. (1996), RD 34.17.440–96. *Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedeniya rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovykh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii sverh parkovogo resursa* [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life], Moscow, Russian.
15. Peshko, V., Chernousenko, O., Nikulenkova, T. [et. al.] (2016), Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research – China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics*, Volume 5, Issue 4, pp. 302–309.
16. Chernousenko, O. and Peshko, V. (2016), "Influence of the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuvering Mode on the Aging Rate of Power Equipment", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 10(1182), pp. 6–16, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.

References (transliterated)

Поступила (received) 03.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юрійвна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga Yuriivna) – доктор технічних наук, професор, КПП ім. Ігоря Сікорського, завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1427-8068>.

Риндюк Дмитро Вікторович (Риндюк Дмитрий Викторович, Rindyuk Dmitry Viktorovich) – кандидат технічних наук, доцент, КПП ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (099) 055–47–04; e-mail: rel_dv@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7770-7547>.

Пешко Віталій Анатолійович (Пешко Виталий Анатольевич, Peshko Vitaliy Anatoliyovich) – кандидат технічних наук, КПП ім. Ігоря Сікорського, асистент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 176–54–71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0610-1403>.

**О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, А. Г. НИКУЛЕНКОВ, Т. В. НИКУЛЕНКОВА,
Л. С. БУТОВСКИЙ, И. С. БЕДНАРСКАЯ**

РАСЧЕТ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ АЭС К-1000-60/3000

При продлении срока эксплуатации турбины АЭС проводится комплекс работ по оценке технического состояния турбины, в частности, работы направлены на выявление и анализ повреждений, дефектов, установление причин и механизмов их возникновения и возможного развития. При этом, оценивается остаточный ресурс и разрабатываются рекомендации по управлению старением с целью обеспечения надежной и безопасной эксплуатации турбины в сверхпроектный период. Одним из способов оценки остаточного ресурса является применение программных средств на базе конечно-элементного метода решения дифференциальных уравнений с частными производными, а также интегральных уравнений. В данной статье представлены результаты расчета граничных условий для определения теплового состояния и дальнейшей оценки ресурса ротора высокого давления с применением программных средств на базе конечно-элементного метода. Ротор высокого давления был условно разбит на определенные участки для которых были определены коэффициенты теплоотдачи от паровой среды к телу ротора в зависимости от типового графика пуска турбины из холодного, неостывшего и горячего состояний.

Ключевые слова: атомная электростанция, паровая турбина, ротор высокого давления, граничные условия, тепловое состояние, геометрическая модель, энергоблок, холодное состояние, неостывшее состояние, горячее состояние.

**О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, А. Г. НИКУЛЕНКОВ, Т. В. НИКУЛЕНКОВА,
Л. С. БУТОВСЬКИЙ, І. С. БЕДНАРСЬКА**

РОЗРАХУНОК ГРАНИЧНИХ УМОВ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТУРБИНИ АЕС К-1000-60/3000

При продовженні терміну експлуатації турбіни АЕС проводиться комплекс робіт з оцінки технічного стану турбіни, зокрема, роботи спрямовані на виявлення та аналіз пошкоджень, дефектів, встановлення причин і механізмів їх виникнення та можливого розвитку. При цьому, оцінюється залишковий ресурс і розробляються рекомендації з управління старінням з метою забезпечення надійної і безпечної експлуатації турбіни в понад проектний період. Одним із способів оцінки залишкового ресурсу є застосування програмних засобів на базі кінцево-елементного методу розв'язання диференціальних рівнянь, а також інтегральних рівнянь. У даній статті представлені результати розрахунку граничних умов для визначення теплового стану і подальшої оцінки ресурсу ротора високого тиску із застосуванням програмних засобів на базі кінцево-елементного методу. Ротор високого тиску був умовно розбитий на певні ділянки для яких були визначені коефіцієнти тепловіддачі від парового середовища до тіла ротора в залежності від типового графіка пуску турбіни з холодного, неостиглого і гарячого станів.

Ключові слова: атомна електростанція, парова турбіна, ротор високого тиску, граничні умови, тепловий стан, геометрична модель, енергоблок, холодний стан, неостиглий стан, гарячий стан.

O. CHERNOUSENKO, A. NIKULENKOV, T. NIKULENKOVA, L. BUTOVSKY, I. BEDNARSKA CALCULATING BOUNDARY CONDITIONS TO DETERMINE THE HEAT STATE OF HIGH PRESSURE ROTOR OF THE TURBINE NPP K-1000-60/3000

To extend the operation life of the turbine of nuclear power plant the range of work should be done to evaluate the technical state of turbine, in particular to detect and analyze the defects, carry out investigation into the causes of a failure and the mechanisms of their appearance and possible development. The residual life is also assessed and the recommendations on the control of ageing are given to provide reliable and safe turbine operation during the period exceeding the design service life. One of the methods of estimation of the residual life is the use of the software based on the finite-element method of the solution of differential equations with partial derivative and also integral equations. This scientific paper gives the computation data for boundary conditions obtained to define the heat state and estimate the operational life of high pressure rotor using the software based on finite-element method. The high-pressure rotor was conventionally split into specific sections for which the coefficients of heat transfer from the steam medium to the rotor body were defined depending on the standard schedule of the cold, warm and hot starts-up of the turbine.

Key words: nuclear power plant, steam turbine, high pressure rotor, boundary conditions, heat state, geometric model, energy-generating block, cold state, warm state and hot state.

Введение

Атомная генерация на территории Украины представлена четырьмя площадками (Запорожская, Ривненская, Южно-Украинская и Хмельницкая атомные станции) с пятнадцатью действующими энергоблоками и общей установленной мощностью 13 835 МВт.

Приближение срока выработки установленного ресурса оборудования энергоблоков АЭС с

одной стороны и необходимость в увлечении электрогенерации, в связи с постоянно растущими запросами потребителей, с другой – ставит перед атомной отраслью две глобальные задачи:

1) провести комплекс работ и модернизаций с целью эксплуатации энергоблоков в сверхпроектный срок с обеспечением требуемого уровня безопасности;

2) используя заложенные инженерные резервы действующих энергоблоков в сочетании с

нарастающий темпами развития науки и техники, а также с учетом международного опыта, при наличии достаточного аналитического обоснования повысить установленную мощность с обеспечением требуемого уровня безопасности для действующих энергоблоков.

Одним из критических элементов, в разрезе решения поставленных задач, является турбоустановка.

На энергоблоках, установленной мощностью 1000 МВт, эксплуатируются два вида турбоустановок, работающих на сухом насыщенном паре: быстроходная К-1000-60/3000 и тихоходная К-1000-60-1500, представленная в трех модификациях.

В рамках представленной работы исследуется типовая быстроходная турбина К-1000-60/3000, которая установлена и эксплуатируется на энергоблоках № 1, 2 Хмельницкой АЭС, № 3 Южно-Украинской АЭС, № 3, 4 Ривненской АЭС.

Цель работы

Расчет граничных условий для определения теплового состояния ротора высокого давления типовой быстроходной турбины К-1000-60/3000 и дальнейшей оценки ресурса с применением программных средств на базе конечно-элементного метода.

Краткая характеристика типовой турбины К-1000-60/3000

Турбина К-1000-60/3000 – паровая, конденсационная, с нерегулируемыми отборами пара, промежуточной сепарацией и одноступенчатым паровым промежуточным перегревом, рассчитана для работы в блоке с реактором ВВЭР-1000.

Парораспределение турбины – дроссельного типа, осуществляется четырьмя регулирующими клапанами в части высокого давления и четырьмя регулирующими клапанами в части низкого давления. При неисправности регулирующего клапана предусмотрена возможность пароснабжения коллектора уплотняющего пара по байпасу, на котором установлена задвижка.

Цилиндр высокого давления расположен в средней части турбины, а цилиндры низкого давления – симметрично по обе стороны ЦВД. Цилиндр высокого давления – двухпоточный, состоит из наружного и внутреннего корпусов. Подвод пара в ЦВД выполнен боковым, по двум патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса. Ротор ЦВД – цельнокованный, с постоянным корневым диаметром всех ступеней.

Цилиндры низкого давления – двухпоточные, по пять ступеней давления в каждом потоке. ЦНД

состоит из наружного и внутреннего корпусов сварной конструкции. В местах выхода роторов из наружных корпусов ЦНД расположены концевые уплотнения, предназначенные для предотвращения подсоса воздуха в вакуумную систему турбины на всех режимах работы.

Режимы работы типовой турбины К-1000-60/3000

Изучены инструкции по эксплуатации паровой турбины К-1000-60/3000, которые определяют порядок и условия эксплуатации турбоустановки.

Расчетные исследования высокотемпературных элементов турбоустановки К-1000-60/3000 проведены для наиболее характерных в практике эксплуатации АЭС режимов работы (табл. 1).

Таблица 1 – Характеристика пусковых режимов турбины К-1000-60/3000

Наименование режима пуска	Температура фланцев ЦВД перед пуском, °С	Продолжительность нагружения, мин.
Пуск из ХС	60	379 мин
Пуск из НС	100	320 мин
Пуск из ГС	150	260 мин

При температуре металла наружной поверхности фланца ЦВД в зоне паровпуска, отличающейся от температуры, приведенной в графике-задании, пуск турбины производился по ближайшему графику, соответствующему более холодному состоянию. Температуры свежего пара и пара после СПП не имели резких колебаний.

Если в процессе эксплуатации турбоустановки происходило повышение давления пара в конденсаторе сверх допустимых значений, выполнялись мероприятия по восстановлению давления в конденсаторе, согласно требований действующих инструкций на АЭС.

В работе исследовались графики пусков из холодного состояния (ХС), неостывшего состояния НС и горячего состояния ГС. График пуска из холодного состояния представлен на рис. 1.

Подходы к определению температурного поля ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000

В общем виде, определение температурного поля твердого тела описывается дифференциальным уравнением теплопроводности вида:

$$\rho C_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = -\operatorname{div}(-\lambda \operatorname{grad} t) + q_v. \quad (1)$$

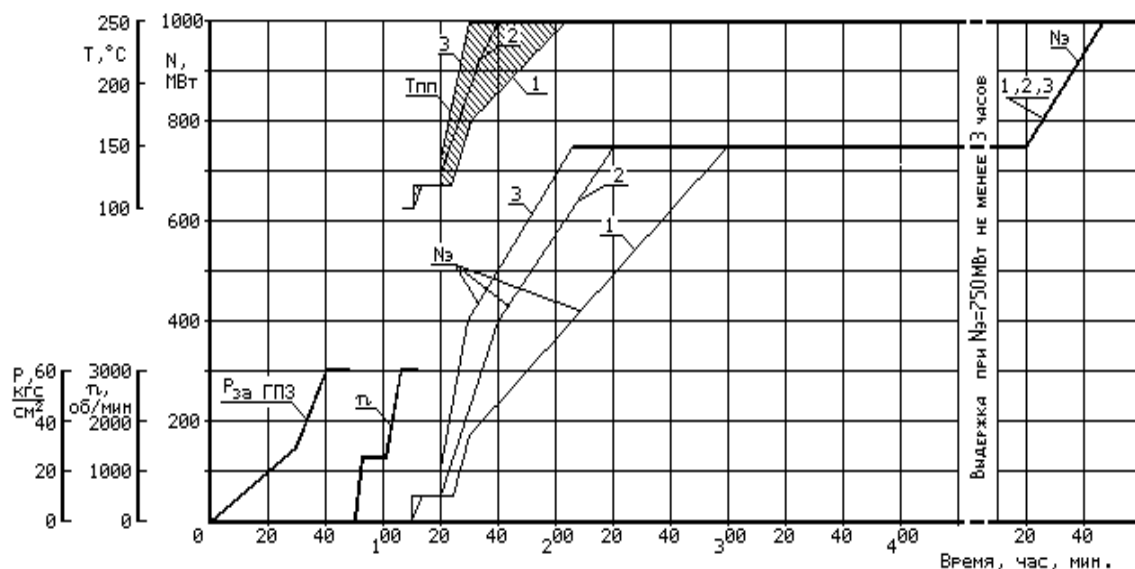


Рис. 1 – График-задание пуска типовой турбины К-1000-60/3000 из холодного состояния [1]:
 1 – при начальной температуре фланцев ЦВД = 100 °С; 2 – при начальной температуре фланцев ЦВД = 120 °С; 3 – при начальной температуре фланцев ЦВД = 150 °С

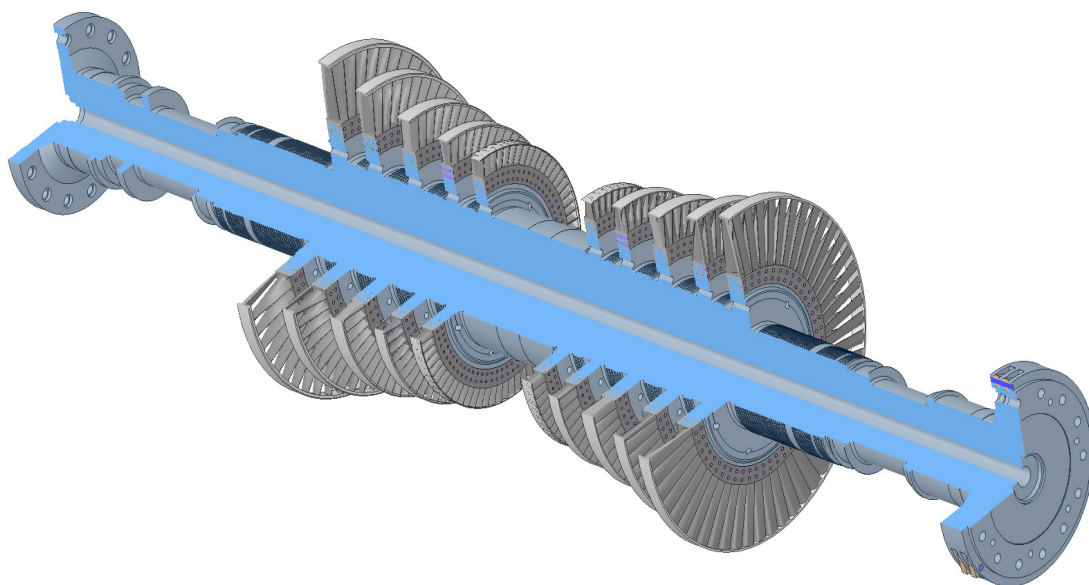


Рис. 2 – Пространственная 3-D модель ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000

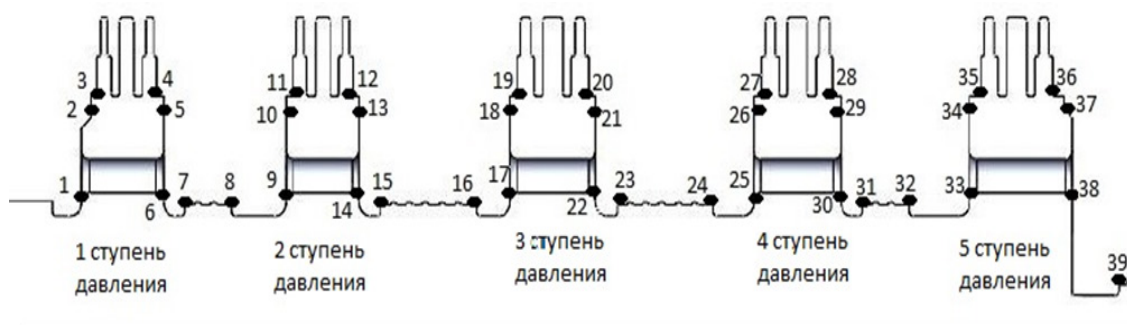


Рис. 3 – Схема расположения участков расчета коэффициентов теплоотдачи по поверхности ротора высокого давления турбины К-1000-60/3000:
 1–39 – характерные участки для которых выполнялся расчет

В уравнение (1) искомой является температура $t(x, y, z, \tau)$. Коэффициенты указанного уравнения: λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); C_p – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; q_v – мощность внутренних источников теплоты, Вт/м³, могут зависеть от температуры, а также быть явными функциями координат и времени.

Отсутствие внутренних источников теплоты, а также с учетом закона Фурье, уравнение (1) перепишется следующим образом:

$$\rho C_p \frac{\partial t}{\partial \tau} + \operatorname{div}(q) = 0. \quad (2)$$

Для стационарного случая уравнение (2) примет вид:

$$\operatorname{div}(q) = 0. \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3) q – плотность теплового потока, вычисляемая по закону Фурье.

Для определения температурного поля ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000, при задании тепловых граничных условий I–IV, весомый вклад вносят технологические особенности рассматриваемых режимов работы турбоустановки. Для задания граничных условий III рода расчет коэффициентов теплоотдачи α выполнялся по критериальным зависимостям. На поверхности осевой проточки задавались условия отсутствия теплообмена. Для режима простоя турбоагрегата, в соответствии с РТМ [2], задавались также условия теплоизоляции по всей проточной части.

Пространственная 3-D модель ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000 представлена на рис. 2.

Схема разбиения ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000 на характерные участки, для которых производился расчет значений температуры, давления и коэффициентов теплоотдачи, представлена на рис. 3. Характерные участки выбирались с учетом симметрии, а также особенностей теплообмена.

Также следует отметить, что при задании граничных условий необходимо учесть схемы утечек пара в уплотнениях, реальные графики пуска из различных тепловых состояний.

При решении краевой задачи нестационарной теплопроводности задаются нестационарные ГУ I–IV рода с учетом эксплуатационных переменных режимов работы.

При граничных условиях I рода задаются значения температуры на границе расчетной области:

$$T|_w = f(x_{1,w}, \tau), \quad (4)$$

где $x_{1,w}$ – координаты границы заданной расчетной области.

В частном случае эта температура после мгновенного изменения до температуры T_w может

оставаться неизменной во времени и не изменяться вдоль границы:

$$T|_w = T_w = \text{const}, \quad (5)$$

При граничных условиях II рода задаются значения плотности теплового потока на границе расчетной области:

$$q|_w = q_w(x_{1,w}, \tau), \quad (6)$$

С учетом закона Фурье ГУ II рода можно записать следующим образом

$$\underbrace{-\lambda \frac{\partial T}{\partial n}}_{\text{Закон Фурье}}|_w = q_w(x_{1,w}, \tau), \quad (7)$$

где n – координата, направленная по нормали к границе расчетной области.

В частном случае плотность теплового потока q_w может не меняться вдоль границы расчетной области и быть постоянным во времени:

$$q|_w = q_w = \text{const}, \quad (8)$$

При граничных условиях III рода задается температура внешней среды, окружающей тело, и закон теплообмена между средой и поверхностью тела. Граничные условия третьего рода являются наиболее общими и часто используемыми в практике расчетов граничными условиями. В качестве закона теплообмена между окружающим тело средой и поверхностью тела наиболее часто в инженерных расчетах используют закон теплоотдачи – закон Ньютона:

$$q|_w = \alpha(T_f - T_w), \quad (9)$$

где α – коэффициент теплоотдачи;

T_f – температура жидкости;

T_w – температура поверхности тела.

С учетом закона Фурье ГУ III рода можно записать следующим образом

$$\underbrace{-\lambda \frac{\partial T}{\partial n}}_{\text{Закон Фурье}}|_w = \alpha(T_f - T_w), \quad (10)$$

В расчетах теплопроводности можно также использовать безразмерную форму записи граничных условий третьего рода

$$\pm \frac{\partial \Theta}{\partial X}|_w = \text{Bi} \Theta_w, \quad (11)$$

где $\Theta = \frac{T_f - T}{T_f - T_0}$ – безразмерная температура;

$X = x/R$ – безразмерная координата, перпендикулярной поверхности теплообмена;

R – характерный или определяющий размер тела;

$\text{Bi} = \alpha R / \lambda_w$ – критерий Био;

λ_w – коэффициент теплопроводности твердого тела.

Граничные условия IV рода задаются для условия теплообмена на границе идеального контакта двух тел, состоящих из разного вещества с различными физическими свойствами. В этом случае в зоне идеального контакта в обоих тел равные температуры и тепловые потоки:

$$\begin{cases} T_{w1} = T_{w2} \\ q_{w1} = q_{w2} \end{cases} \quad (12)$$

или, используя закон Фурье:

$$\begin{cases} T_{w1} = T_{w2} \\ \lambda_1 \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w = \lambda_2 \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w \end{cases} \quad (13)$$

При наличии влажного пара греющего поверхности камер отбора и участки корпусов межцилиндровых пространств ЦВД коэффициенты теплоотдачи рассчитываются с помощью разрабо-

танного комплекса программ численного исследования газовой динамики и теплообмена пара в камерах отбора и межцилиндровых пространствах влажно-паровых турбин.

Для возможности задания тепловых граничных условий III рода, с целью определения температурного поля ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000, коэффициенты теплоотдачи α определялись по критериальным зависимостям [2–4] вдоль поверхности ротора высокого давления для пусков из холодного, неостывшего и горячего состояний.

В качестве представительных результатов на рис. 4 показано распределение относительного коэффициента теплоотдачи вдоль поверхности ротора высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 для пуска из холодного состояния.

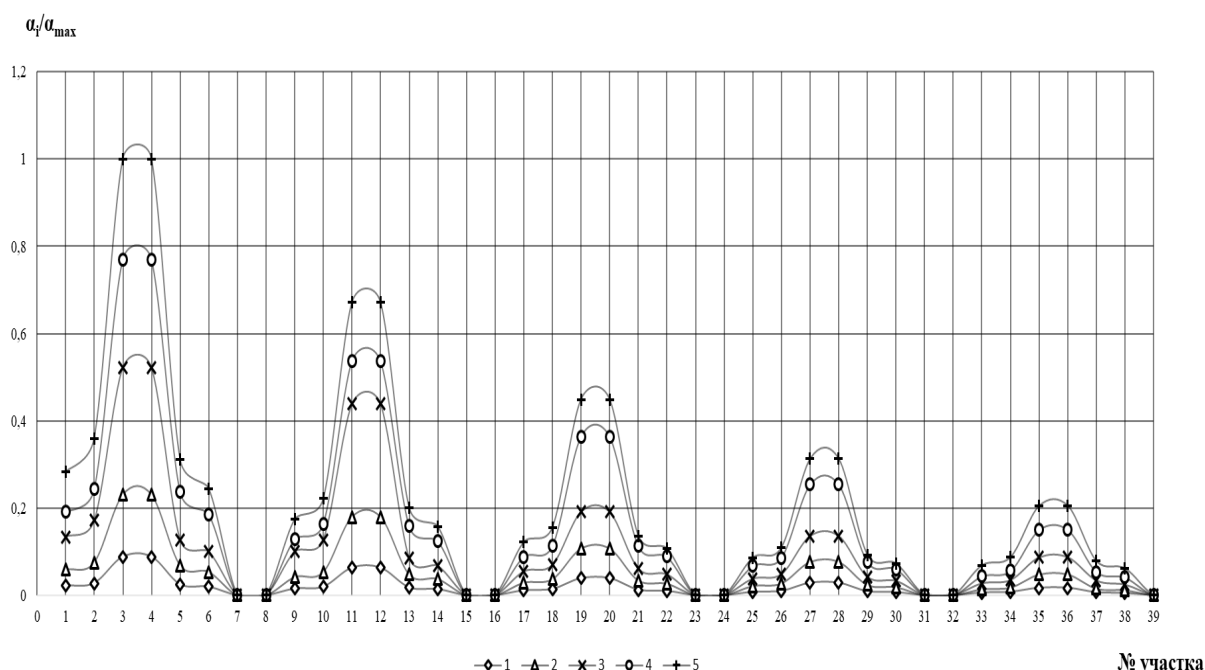


Рис. 4 – Распределение относительного коэффициента теплоотдачи вдоль поверхности ротора высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 для пуска из холодного состояния при следующих относительных значениях расхода пара:

1 – $G/G_0 = 0,06$; 2 – $G/G_0 = 0,2$; 3 – $G/G_0 = 0,4$; 4 – $G/G_0 = 0,8$; 5 – $G/G_0 = 1,0$

Выводы

1. Построена пространственная 3-D модель ротора высокого давления типовой турбины К-1000-60/3000.
2. Определены характерные участки высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 для которых рассчитаны коэффициенты теплоотдачи.
3. Рассчитаны граничные условия при пусках из холодного, неостывшего и горячего состояний с учетом изменения режимных параметров.
4. Определена зависимость изменения коэффициентов теплообмена от мощности турбины,

при этом максимальное значение приходится на номинальный режим.

5. Представленные результаты могут быть использованы для определения теплового состояния и дальнейшей оценки ресурса ротора высокого давления с применением программных средств на базе конечно-элементного метода.

Список литературы

1. Инструкция по эксплуатации. Турбина паровая. № 1(2). ТЦ.0166.ИЭ, ИЭ.3.0005.0078, 122-01/4-Э-ТЦ.
2. РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчёт температурных полей роторов и цилиндров паровых

- турбин методом электро моделирования. Москва, 1973. № ВК-002/3209. 104 с.
- Трояновский Б. М., Филиппов Г. А., Булкин А. Е. *Паровые и газовые турбины атомных электростанций*. Москва: Энергоатомиздат, 1985. 256 с.
 - Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. *Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии*. Изд. 8-е. Ленинград: Химия, 1976. 552 с.
 - modelyrovanyya. RTM 24.020.16-73* [The steam stationary turbines. The calculating of the temperature fields of rotors and cylinders of steam turbines by the methods of the electrical modeling RTM 24.020.16-73], No. VK-002/3209, Moscow, Russia.
 - Troyanovskiy B. M., Filippov G. A., Bulkin A. Ye. (1985), *Parovye i gazovye turbiny atomnykh elektrostantsiy* [Steam and Gas Turbines of Nuclear Power Plants], Energoatomizdat, Moscow, 256 p.
 - Pavlov K. F., Romankov P. G., Noskov A. A. (1976), *Primery i zadachi po kursu protsessov i apparatov khimicheskoy tekhnologii* [Examples and Problems in Chemical Engineering Processes and Equipment], Khimiya, Leningrad, 552 p.
- Поступила (received) 28.02.2018

References (transliterated)

- Instruktsiya po ekspluatatsii. Turbina parovaya* [Operating Guidelines. Steam Turbine]. No. 1(2). TTs.0166.IE, IE.3.0005.0078, 122-01/4-E-TTs.
- (1973), *Turbyni parovie statsyonarnie. Raschet temperaturnikh poley rotorov y tsylyndrov parovikh turbyn metodom elektro-*

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юрійвна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga Yuriiivna) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1427-8068>.

Нікуленков Анатолій Геннадійович (Никуленков Анатолий Геннадьевич, Nikulenkov Anatolii Hennadiiovych) – Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», аспірант кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (063) 82–94–86; e-mail: ag.nikulenkov@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4345-8575>.

Нікуленкова Тетяна Володимирівна (Никуленкова Татьяна Владимировна, Nikulenkova Tetiana Volodymyrivna) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», старший викладач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 375-54-44; e-mail: tetyana.nikulenkova@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1880-1124>.

Бутівський Леонід Сергійович (Бутковский Леонид Сергеевич, Butovskiy Leonid Serhiiovych) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (096) 633-07-21; e-mail: homet129@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8947-9887>.

Беднарська Інна Станіславівна (Беднарская Инна Станиславовна, Bednarska Inna Stanislavivna) – Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського», магістрант кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (098) 810-60-01; e-mail: innabednarska1@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5558-4467>.

О. А. СІРИЙ, М. З. АБДУЛІН

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СТРУМЕНЕВО-НИШЕВОЇ СИСТЕМИ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА

В роботі представлено результати експериментальних досліджень температурного стану факелу та продуктів згоряння зрідженого газу в струменево-нишевій системі спалювання та стабілізації палива. В результаті вимірювань отримані закономірності температурного поля факелу, його конфігурації в залежності від основних геометричних параметрів паливорозподілу. Установлені ефекти впливу відносно величини діаметру та кроку розташування паливних отворів і відстані від зривної кромки стабілізатора на організацію механізму горіння палива.

Ключові слова: струменево-нишева система, параметри паливорозподілу, довжина факелу, дифузійно-кінетичне горіння.

А. А. СЕРЫЙ, М. З. АБДУЛИН

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУЙНО-НИШЕВОЙ СИСТЕМЫ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

В работе представлены результаты экспериментальных исследований температурного состояния факела и продуктов сгорания сжиженного газа в струйно-нишевой системе сжигания и стабилизации факела. В результате измерений получены закономерности температурного поля факела, его изменения в зависимости от основных геометрических параметров топливораспределения. Установлены эффекты влияния величины диаметра и относительного шага расположения топливных отверстий, а также расстояния от срывной кромки стабилизатора на организацию механизма горения топлива в системе.

Ключевые слова: струйно-нишевая система, параметры топливоподачи, длина факела, диффузионно-кинетическое горение.

A. SIRYI, M. ABDULIN

ANALYZING POWER INDICES FOR THE JET-NICHE FUEL COMBUSTION SYSTEM

This scientific paper is devoted to the studies of a temperature state of the torch for the propane-butane mixture firing in conditions of the jet-niche combustion system and the flame stabilization. The investigation was carried out to define the torch length and the configuration of it and detect the effects of the influence of fuel distribution parameters (fuel port diameters, the arrangement pitch and the distance from the stall edge of stabilizer L_1) on the torch length (range) for the combustion of liquefied and natural gases. It was established that the temperature distribution corresponds to general ideas of the influence of combustion mechanism that is realized in certain cases. Combustion of a high-calorific propane-butane mixture requires the adjustment of fuel distribution system through an increase in the relative pitch and the distance L_1 in comparison with the geometry adopted for natural gas. The obtained data showed that a maximum homogenization of the fuel mixture can be achieved through the selection of appropriate parameters. A rise of the temperature in the core flame by 85 to 120 °C and a decrease in the visible length of it by 20...50 % are indicative of this fact. Homogenization also results in a certain shortening of the range of smooth fuel burning in terms of excess air coefficient. In this case the combustion mechanism is shifting to the kinetic domain. In the case of use of the fuel supply geometry that is intended for less calorific gasses the pure diffusion fuel combustion is realized for the liquefied gas combustion. This combustion mechanism is characterized by a considerable persistence of the combustion front and an increased amount of underfired (unburnt) fuel, though it manifests the highest flame smoothness in terms of excess air coefficient. Investigation of the torch geometry and the temperatures allowed us to obtain the following parameters of fuel distribution for the liquefied gas combustion $d = 2...6$ mm, $\bar{S} = 3.8...6.5$, $L_1 = 10...25$ mm. The recommended parameters enable the realization of combustion mechanism that is shifted to the kinetic domain. Practical dependences of the torch length on studied fuel supply parameters were obtained.

Key words: jet-niche system (JNS), fuel supply, torch length and the diffusion-&-kinetic combustion.

Вступ

Однією з основних особливостей топкових технологій є використання різноманітних елементів стабілізації та інтенсифікації горіння [1–3], серед яких особливе місце займає струменево-нишева система стабілізації та спалювання газу (СНС) [4]. Експериментальні дослідження показали, що робочі характеристики СНС сприяють реалізації наступних принципів перспективної універсальної технології спалювання:

- раціональний розподіл палива в потоці окисника;
- стійка регульована структура течії палива, окисника та продуктів згоряння;
- саморегульованість складу паливної суміші в зоні стабілізації факелу.

За рахунок розміщення СНС на автономному колекторі-пілоні, з яких складається пальник, забезпечуються наступні принципи, що забезпечують надійність та ефективність експлуатації обладнання:

- самоохолодження пальника;
- термічна підготовка пального;
- модульність пальників [5].

На основі СНС базується універсальна система синтезу пальникових систем, що забезпечує технологічність їх виготовлення, можливість «тиражування» теплової потужності, а також прогнозування та мінімізації шкідливих викидів у продуктах спалювання вогнетехнічного обладнання (ВО) [6].

Розміщення одиничних пілонів у рівномірну решітку стабілізаторів в залежності від необхідної

тепловій потужності формує пальники, в основу робочого процесу яких покладено вище зазначені принципи СНС. Виконане таким чином промислове газопальникове обладнання реалізує струменево-нішеву технологію спалювання палива (СНТ), яка має ряд відомих переваг у порівнянні з традиційними технологіями спалювання, що в основному працюють із закруткою потоків палива та окисника [7].

Ціль роботи

Універсальність технології спалювання визначається можливістю ефективного використання газів для різного ВО з різними рівнями температур та надлишку повітря. Одним з можливих варіантів забезпечення вимог універсальності є визначення можливості адаптації пальників, які працюють на природному газі, спалювання зрідженого газу (суміш пропан-бутану) в якості резервного палива. Як показали експериментальні дослідження пускових та зривних режимів роботи системи, при раціональному виборі параметрів паливо розподілу вдається забезпечити надійне стає горіння обох газів без зривів, проскоків та пульсації факелу [8].

Основною метою представленого експериментального дослідження є визначення впливу геометричних параметрів паливоподачі СНС на розподіл температур у факелі при горінні газоподібних палив, що має слугувати основою при розробці практичних рекомендацій для проектування та впровадження у промисловість газопальникового обладнання на основі СНТ.

На рис. 1 наведена СНС та основні параметри паливо розподілу.

Важливим фактором при виборі параметрів паливо розподілу залишається організація мікродифузійного процесу спалювання, який дозволяє забезпечити надійне та ефективне використання палива ВО.

Методика досліджень

Вимірювання температур проведено у лабораторних умовах на спеціально обладнаному стенді (рис. 2), за допомогою термоелектричних перетворювачів (ТЕП) типу ПП. У комплекті з термопарами в якості вторинного приладу використовувався електронний автоматичний багатоканальний реєстратор РМТ 69.

Повітря на горіння подається в робочу ділянку вентилятором 1 з можливістю регулювання його витрати за рахунок зміни частоти обертання робочого колеса нагнітача частотним перетворювачем 5. Витрата вимірюється двома інтегруючими трубками Піто 4, що встановлені в повітряному каналі нахрест, сигнал від яких виводиться на лабораторні мікроманометри 6. Пальний газ подається до газового колектора 9, який розміщується

безпосередньо в робочій зоні стабілізатору 10, його конструкція дозволяє проводити швидку заміну робочих модулів. Витрата палива вимірюється звужуючим пристроєм, перепади тиску фіксуються чашковими мікроманометрами 10. Підпал горючої суміші виконується свічею запалювання 11. Продукти спалювання, а також пальна суміш, що не прореагувала виводиться у димову трубу лабораторії. Місце стабілізації факелу 10 обладнане оглядовим віконцем, виконаним з кварцю, яке призначене для дослідження процесів запалювання/згасання факелу в стабілізаторі. Для визначення температур пального та окисника додатково використані термоелектричні перетворювачі опору (ТСМ) 2, 8. Для забезпечення допустимих температур найбільш теплонапружених елементів стабілізатору, реалізовано його примусове повітряне охолодження.

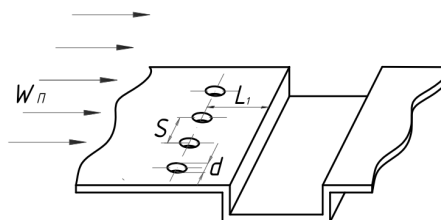


Рис. 1 – Струменево-нішева система, як елемент стабілізації факелу та інтенсифікації процесу горіння палива у газопальниковому обладнанні:
 W_n – швидкість потоку повітря в каналі паливника;
 L_1 – відстань паливних отворів від зривної кромки ніші; S – крок розташування отворів;
 d – діаметри отворів

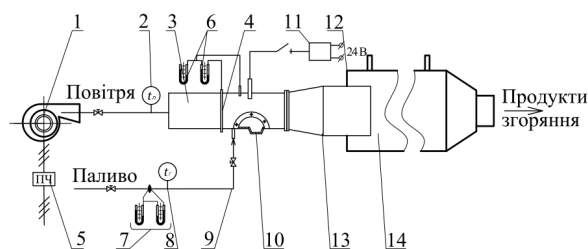


Рис. 2. – Схема лабораторного вогневого стенду:
 1 – вентилятор; 2 – термоелектричний перетворювач для вимірювання температури повітря; 3 – початкова ділянка; 4 – інтегральна трубка Піто; 5 – пристрій частотного регулювання обертів вентилятора; 6, 7 – блок манометрів; 8 – термоелектричний перетворювач для вимірювання температури палива; 9 – подача палива до основного колектора, розміщеного на струменево-нішевому модулі; 10 – струменево-нішевий модуль з оглядовим віконцем; 11 – свіча запалювання; 12 – штуцери для відбору проб та вимірювання температури газів по довжині факелу; 13 – дифузори; 14 – футерована вогнева ділянка

При дослідженнях температурних полів факелу системи та пальників використовувався ТЕП без захисного кожуху та камери гальмування, тому необхідно врахувати всі можливі похибки пов'язані з вимірюваннями температури у високошвидкісному потоці газу.

Похибка, яка пов'язана з тепловим випромінюванням від спаю термопар розраховується наступним чином:

$$\Delta T = \frac{\sigma \varepsilon_{\text{теп}}}{\alpha_{\text{теп}}} (T_{\text{теп}}^4 - T_c^4), \quad (1)$$

де $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$\varepsilon_{\text{теп}}$ – коефіцієнт чорноти спаю ТЕП;

$\alpha_{\text{теп}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від факела до спаю, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$T_{\text{теп}}$ – температура робочого спаю, К;

T_c – температура середовища в яке відбувається витікання суміші, К.

Оскільки вимірювання виконувались на режимах при неповному згорянні палива, що супроводжується покриттям королька ТЕП шаром сажі, то можна прийняти коефіцієнт чорноти спаю $\varepsilon_{\text{теп}} \approx 1$. Слід зазначити, що в умовах недопалу збільшується похибка вимірювань.

Коефіцієнт тепловіддачі при обтіканні потоком робочого спаю ТЕП, який виконаний у формі кульки з діаметром королька $d_k = 0,8 \text{ мм}$ може бути обчислений за формулами:

$$\alpha_{\text{теп}} = \frac{\lambda \text{Nu}}{d_k}, \quad \text{Nu} = 0,216 \text{Re}^{0,62}, \quad (2)$$

де число Рейнольдса обрховується $\text{Re} = Wd_k/\nu$, а всі параметри потоку відносяться до точки вимірювання і визначаються за таблицями [9].

Для випадку вимірювань температури продуктів згорання у факелі можна прийняти:

$$W = 25 \text{ м/с}, \quad T = 1600 \text{ К},$$

значення в'язкості та теплопровідності

$$\nu = 240,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \text{ та } \lambda = 13,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Підставляючи приведені значення, знайдемо:

$$\text{Re} = 100, \quad \alpha_{\text{теп}} = 630 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \text{ тоді } \Delta T = 80 \text{ К}.$$

Оскільки швидкості потоку дозвукові, а робочий спай термопарі віднесений від державки датчика на відстань 25 мм (що становить приблизно 55 діаметрів термоелектричних проводів), то похибками за рахунок не повного гальмування потоку та похибкою від втрат тепла через термоелектроди можна знехтувати [10].

Враховуючи похибку калібрування та похибку, пов'язану з підключенням термопар до схеми вимірювань, випадкова похибка склала 3 К. Рівень методичної похибки в сторону заниження температури складає 80 К. Таким чином, максимальне значення методичної похибки може складати 5 % від показів вторинних вимірювальних приладів і буде зменшено у випадку вимірювань параметрів потоку при нижчих значеннях швидкості та

температури. Так, наприклад, при швидкості потоку 10 м/с та температурі 1000 К, методична похибка складає 30 К, що становить 3 % від вимірюваної величини.

Обговорення результатів

При зміні конструктивних особливостей змінюється не тільки структура, але й далекобійність факелу. На рис. 3 представлено вплив кутового кроку розташування паливних отворів на конфігурацію та характеристики пропан-бутанового факелу при горінні у циліндричних стабілізаторах.

Збільшення відстані між отворами не тільки зменшує далекобійність, але й сприяє його максимальному відриву від устя пальника. Така картина характерна для кінетичного горіння, яке в даному випадку досягається за рахунок надмірної аерації кореня факелу і що, в свою чергу, спричиняє погіршення сталості горіння палива.

В ході досліджень виконувались вимірювання температури факелу та продуктів згорання в різних перетинах вогнетривкої футерованої ділянки, а саме: $x = 320, 630$ та 940 мм від газоподавальних отворів СНС. Вісь факелу співпадає з площиною нижньої стінки повітряного каналу на якій розміщена струменево-нішева система.

Результати вимірювань температури факелу при зміні діаметру паливних отворів приведено на рис. 4.

Видно, що розподіл температур на відстані від осі факелу має загальноприйнятний характер при горінні дифузійного факелу: максимальні значення знаходяться на осі і в найближчому до стабілізатору перерізі, зменшуються по мірі віддалення від нього. Також у віддалених перерізах графік залежності більш пологий за рахунок вирівнювання температур продуктів згорання. В цілому, криві розподілу температур симетричні відносно осі факелу і нижче за потоком схожі до характеристик горіння затоплених струменів. Слід зауважити, що для досліджуваного палива збільшення діаметрів отворів призводить до незначного збільшення температур ($20\text{--}65 \text{ }^\circ\text{C}$) у віддалених перерізах, а в перетині $x = 320 \text{ мм}$ – навпаки, очевидно, досягається це за рахунок збільшення дифузійності факелу, що призводить до «затягування» його довжини.

Вплив кроку розташування газоподавальних отворів наведено на рис. 5.

Так, приведені результати стосуються СНС з відносним кроком $\bar{S} = 2,3$ і $4,6$, і як видно, збільшення кроку в діапазоні наведених значень призводить до деякого збільшення рівня температур факелу в перших двох перетинах робочої ділянки. В перетині, що відповідає $x = 940 \text{ мм}$, відбувається зворотна картина – температура продуктів згорання дещо зменшується.

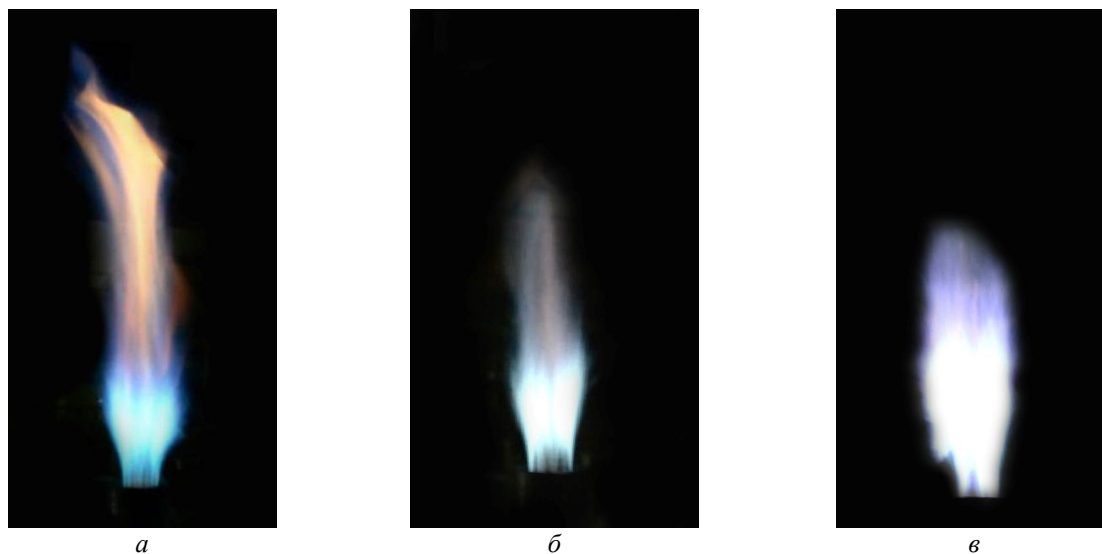


Рис. 3 – Структура відкритого факелу в циліндричній СНС для різних значень кутового кроку розташування паливних отворів φ : а – $22,5^\circ$; б – $36,0^\circ$; в – $45,0^\circ$; при $d = 2$ мм, $L_1 = 13,5$ мм

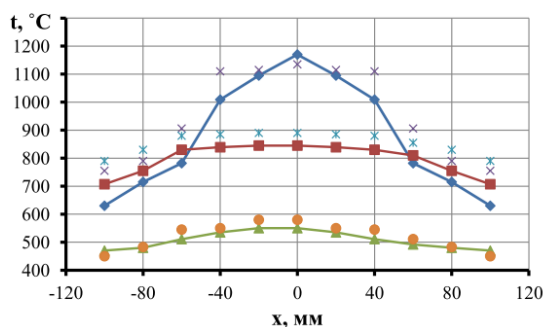


Рис. 4 – Вплив діаметру газорозподільчих отворів на розподіл температур в поперечному зрізі факелу при $W_n = 5$ м/с, $\alpha_\Sigma = 1,3$, $\bar{S} = 4,6$, $L_1 = 10$ в трьох перетинах вогнетривкої ділянки: 1, 4 – $x = 320$ мм; 2, 5 – $x = 630$ мм; 3, 6 – $x = 940$ мм, 1, 2, 3 – $d = 2$ мм та 4, 5, 6 – $d = 4$ мм

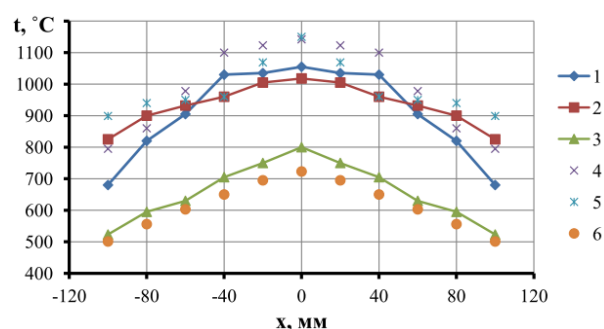


Рис. 5 – Вплив відносного кроку розташування газорозподільчих отворів на розподіл температур в поперечному зрізі факелу при $W_n = 5$ м/с, $\alpha_\Sigma = 1,1$, $d = 4$ мм, $L_1 = 11$; в трьох перетинах вогнетривкої ділянки: 1, 4 – $x = 320$ мм; 2, 5 – $x = 630$ мм; 3, 6 – $x = 940$ мм, для двох значень $\bar{S}$: 1, 2, 3 – $\bar{S} = 2,3$ та 4, 5, 6 – $\bar{S} = 4,6$

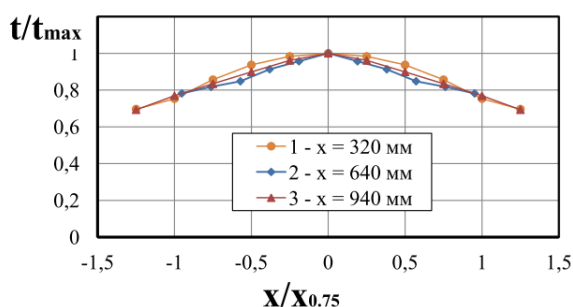


Рис. 6 – Розподіл температури в поперечному перерізі факелу в напрямі нормальному до розміщення СНС при $W_n = 5$ м/с, $\alpha_\Sigma = 1,1$, $d = 4$ мм, $\bar{S} = 4,6$, $L_1 = 10$ мм; в трьох перетинах вогнетривкої ділянки

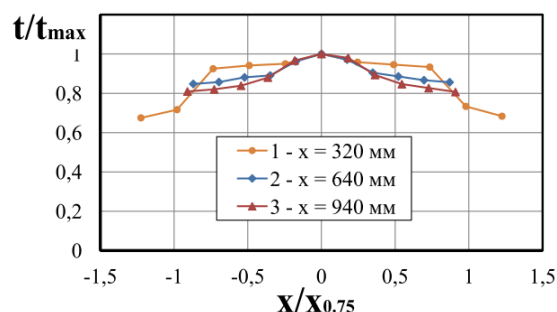


Рис. 7 – Розподіл температури в поперечному перерізі факелу в напрямі нормальному до розміщення СНС при $W_n = 5$ м/с, $\alpha_\Sigma = 1,1$, $d = 4$ мм, $\bar{S} = 4,6$, $L_1 = 25$ мм; в трьох перетинах вогнетривкої ділянки

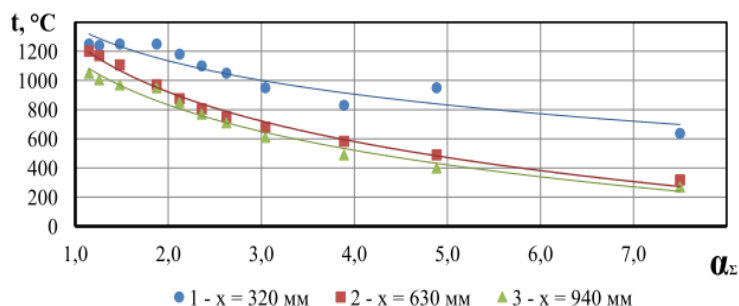


Рис. 8 – Зміна температури факелу вздовж осі при $W_n = 15$ м/с, $d = 4$ мм, $\bar{S} = 4,5$, $L_1 = 10$ мм в трьох перетинах вогнетривкої ділянки

Зазначені особливості вказують на перехід в бік кінетичного механізму горіння за рахунок зменшення часу дифузії пального та окисника при збільшенні кроку, що також, дещо зменшує довжину факелу і локально підвищує температуру горіння палива.

Результати дослідження впливу відстані газоподавальних отворів від передньої стінки ніші на розподіл температур в факелі в межах значень досліджуваного параметру мають незначний вплив, окрім останнього за потоком перетину, де на осі рівень температур для випадку $L_1 = 25$ мм на 35°C менший в порівнянні з геометрією $L_1 = 10$ мм. Очевидно, що при подальшому збільшенні відстані рівень температур в ближчих до стабілізатору перетинах буде збільшуватися, що призведе до зменшення довжини факелу і звуження меж сталої роботи СНС.

Дослідження впливу параметру відстані L_1 наведено у безрозмірних координатах (рис. 6). Температура представлена у вигляді відношень значень температури в точці t до максимального значення температури в досліджуваному перетині $t_{\max}$ (на осі факелу). По осі абсцис відкладено безрозмірну координату, де в якості масштабу $x_{0,75}$ прийняте таке значення координати, при якому виконується рівність $t/t_{\max} = 0,75$.

Щодо порівняння температурного поля у відносних координатах, то у всіх трьох досліджуваних перетинах профіль повної температури є автомодельним, це видно з рис. 6.

З результатів видно, що зі збільшенням відстані від стабілізатору зменшується площа фронту полум'я, що в свою чергу призводить до скорочення довжини факелу. Наявні ознаки вказують на значний вплив відстані L_1 на механізм горіння факелу, таким чином зміщуючи від чисто дифузійної області в область кінетичного горіння палива (рис. 7).

Розподіл температур вздовж осі факелу в процесі виходу СНС на номінальні витрати палива приведено на рис. 8. Так, максимальні зафіксовані температури в досліджуваних умовах становлять $t_1 = 1250^\circ\text{C}$ при значенні коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 1,15$, а в тому ж перетині, мінімальні температури – $t_1 = 637^\circ\text{C}$ при $\alpha = 7,5$. В двох

подальших за потоком перетинах різниця рівнів температур незначна і зменшується при зменшенні витрати палива. Максимальна різниця між ними складає 150°C при мінімально зафіксованому значенні коефіцієнту надлишку повітря, що пояснюється заповненням факелом об'єму мірної ділянки футерованого каналу лабораторного стенду.

Отримані результати дозволяють оцінити можливості досліджуваної геометрії в плані організації механізму спалювання скрапленого газу. Так, навіть при відносному кроці $\bar{S} = 6,5$ вдалося досягти надійного запалювання та виходу на режим в межах $\alpha = 2,3$. Збільшення відстані призводить до гомогенізації паливної суміші в зоні стабілізації факелу, і тим самим, до зміни його конфігурації (скорочення факелу) і теплового режиму.

Для оцінки видимої довжини факелу в умовах СНС отримана залежність, яка враховує основні режимні та геометричні параметри:

$$\frac{L_{\text{ф}}}{d} = c \left(\frac{\rho_{\text{г}} W_{\text{г}}^2}{\rho_{\text{п}} W_{\text{п}}^2} \right)^m \alpha^n, \quad (3)$$

де c , m , n – константа та показники степеню при змінних в рівнянні,

$$\begin{aligned} \text{Природний газ: } & \begin{cases} c = 115, m = 0,17, n = -1,13, \\ d = 2 \dots 6 \text{ мм}, W_{\text{г}} = 6 \dots 70 \text{ м/с}, \\ W_{\text{п}} = 3 \dots 15 \text{ м/с}, \alpha = 1,1 \dots 3,0. \end{cases} \\ \text{Зріджений газ: } & \begin{cases} c = 133, m = 0,22, n = -1,26, \\ d = 2 \dots 6 \text{ мм}, W_{\text{г}} = 3 \dots 40 \text{ м/с}, \\ W_{\text{п}} = 3 \dots 15 \text{ м/с}, \alpha = 1,05 \dots 3,0. \end{cases} \end{aligned} \quad (4)$$

Висновки

1. В результаті проведених вимірювань встановлено, що розподіл температур відповідає загальним уявленням щодо фізичних характеристик факела залежно від реалізованого механізму спалювання. Зі збільшенням гомогенізації пальної суміші процес горіння зміщується в бік кінетичного, що досягається за рахунок відповідного вибору параметрів паливо розподілу. При цьому рівні температур в ядрі факела збільшуються в середньо-

му на 85...120 °С, а довжина видимої його ділянки зменшується на 20...45 %. Гомогенізація пальної суміші змушує діапазон регулювання горіння, особливо за рахунок звуження в зоні «збіднених» пальних сумішей (на 20...50 %). Максимальне виміряне значення температур у ядрі факела не перевищувало 1345 °С.

2. При реалізації мікродифузійного горіння палива вдається забезпечити помірну довжину факелу. У цьому випадку факел створює більше теплове навантаження робочого об'єму, яке характеризується підвищеними температурами. Вказані особливості пояснюються основними гідродинамічними особливостями СНС, а також високою якістю сумішоутворення палива та окисника. Вищезазначене в якісному сенсі відрізняє пальники СНТ від інших технологій.

3. Отримані залежності щодо оцінки довжини факелу при спалюванні зрідженого газу використані у методиці проектування промислового газопальникового обладнання для широкого кола ВО на основі СНТ.

Список літератури

1. Иссерлин А. С. *Основы сжигания газового топлива*. Ленинград: Недра, 1987. 336 с.
2. Иванов Ю. В. *Газогорелочные устройства*. Москва: Недра, 1972. 276 с.
3. Кривоногов Б. М. *Повышение эффективности сжигания газа и охрана окружающей среды*. Ленинград: Недра, 1986. 280 с.
4. Абдулин М. З. *Струйно-нишевая система стабилизации и сжигания топлива* : автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.01 / Абдулин Михаил Загреддинович; КПИ. Киев, 1986. 18 с.
5. Абдулин М. З. Применение струйно-нишевой технологии сжигания топлива в энергетических установках. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2005. № 6. С. 130–144. ISSN 2078-774X.
6. Абдулин М. З., Овсиенко И. П., Дворцин Г. Р., Жученко А. М., Кулешов Ю. А. Оптимизация топочного процесса – путь к повышению эффективности, экологической безопасности и надежности работы котлов. *Новости теплоснабжения*. 2008. № 4. С. 31–35.
7. Абдулин М. З., Дворцин Г. Р., Тепляков И. Б., Строкин В. Н. Горелочное устройство на основе саморегулирующей системы смесеобразования и стабилизации пламени. *Труды IV международной научно-технической конференции «Комплексная автоматизация промышленности»*. 1990. С. 12–16.
8. Сірий О. А. Влияние параметров струменевое-нишевой системы на рабочий процесс пальных устройств : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. тех. наук: 05.14.14 /

Сірий Олександр Анатолійович; НТУУ «КПІ». Київ, 2016. 28 с.

9. Бабичев А. П., Бабушкина Н. А., Братковский А. М. и др. *Физические величины* : справочник. Под ред. И. С. Григорьева, Е. З. Мейлихова. Москва: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.
10. Линевер Ф. Измерение температур в технике : справочник. Москва: Металлургия, 1980. 543 с.

References (transliterated)

1. Isserlin A. S. (1987), *Osnovy szhiganiya gazovogo topliva* [Foundation of gas fuel combustion], Nedra, Moscow, Russian.
2. Ivanov Yu. V. (1972), *Gazogorelochnye ustroystva* [Gas burning devices], Nedra, Moscow, Russian.
3. Krivonogov B. M. (1986), *Povyshenie effektivnosti szhiganiya gaza i ohrana okruzhayushchej sredy* [Improving the efficiency of gas combustion and protecting the environment], Nedra, Leningrad, Russian.
4. Abdulin M. Z. (1986), *Strujno-nishevaya sistema stabilizacii i szhiganiya topliva* : avtoref. dis. kand. tekhn. nauk: 05.04.01 [The jet-niche system of stabilization and burning of fuel: PhD thesis], KPI, Kiev.
5. Abdulin M. Z. (2005), "Primenenie strujno-nishevoj tekhnologii szhiganiya topliva v energeticheskikh ustanovkakh [Application of jet-niche technology of fuel combustion in power plants]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 6, pp. 130–144, ISSN 2078-774X.
6. Abdulin M. Z., Ovsienko I. P., Dvorcin G. R., Zhuchenko A. M. and Kuleshov Yu. A. (2008), "Optimizaciya topochnogo processa – put' k povysheniyu effektivnosti, ekologicheskoy bezopasnosti i nadezhnosti raboty kotlov [Optimization of the combustion process - a way to improve the efficiency, environmental safety and reliability of boiler operation]", *Novosti teplosnabzheniya*, No. 4, pp. 31–35.
7. Abdulin M. Z., Dvorcin G. R., Teplyakov I. B. and Strokin V. N. (1990), "Gorelochnoe ustroystvo na osnove samoreguliruyushchejsya sistemy smeseobrazovaniya i stabilizacii plameni [Burner device based on a self-regulating system of mixture formation and flame stabilization]", *Trudy IV mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii «Kompleksnaya avtomatizaciya promyshlennosti»* [Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference "Integrated Automation of Industry"], pp. 12–16.
8. Sirij O. A. (2016), *Vpliv parametriv strumenevo-nishevoj sistemi na robuchij proces pal'nikovih pristrojiv* : avtoref. dis. na soiskanie nauch. stepeni kand. tekhn. nauk: 05.14.14 [Influence of the characteristics of the jet-niche system workflow burners: PhD thesis], NTUU "KPI". Kyiv.
9. Babichev A. P., Babushkina N. A. and Bratkovsij A. M. (1991), *Fizicheskie velichiny: Spravochnik* [Handbook of physical magnitudes], Pod red. Grigor'eva, I. S. and Mejliхова, E. Z., Energoatomizdat, Moscow.
10. Linever F. (1980), *Izmerenie temperatur v tekhnike: Spravochnik* [Handbook of temperature measurement in the technique], Metallurgiya, Moscow.

Надійшла (received) 08.05.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сірий Олександр Анатолійович (Серый Александр Анатольевич, Siryi Alexander) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», старший викладач кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ-56, вул. Політехнічна, 6, корпус №5, Україна; e-mail: Seruy_Alex@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5811-9037>.

Абдулін Михайло Загреддинович (Абдулин Михаил Загреддинович, Michail Abdulin) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ-56, вул. Політехнічна, 6, корпус №5, Україна; e-mail: MZAbdulin@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9900-7314>.