

**О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Л. С. БУТОВСКИЙ, В. А. ПЕШКО, О. С. МОРОЗ**

**ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ТЕПЛООБМЕНА РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБОУСТАНОВКИ Т-100/120-130 ПАО «ХАРЬКОВСКАЯ ТЭЦ-5»**

**АННОТАЦИЯ** Европейский союз принял директиву о развитии когенерации до уровня в 10 % от общей выработки электроэнергии. Основные экономические проблемы ТЭЦ проявляются при снижении тепловой нагрузки и соответствующем повышении себестоимости электроэнергии. С точки зрения экологической безопасности городов централизованное теплоснабжение является преимущественным видом поставки тепла. Построена геометрическая модель ротора высокого давления (РВД) с учетом данных визуального контроля, полученного при планово-предупредительном ремонте. Рассчитаны граничные условия (ГУ) РВД при пусках из холодного состояния (ХС), из неостывшего (НС) и из горячего состояния (ГС), которые изменяются во времени в течение всего периода пуска. При расчете ГУ РВД учтены изменения параметров на переменных режимах работы.

**Ключевые слова:** централизованное теплоснабжение, геометрическая модель, ротор высокого давления, пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, граничные условия теплообмена.

**O. CHERNOUSENKO, L. BUTOVSKY, V. PESHKO, O. MOROZ**

**THE GEOMETRIC MODEL AND BOUNDARY CONDITIONS OF HEAT TRANSFER OF THE HIGH PRESSURE ROTOR OF THE TURBINE T-100/120-130 OF THE PJSC "KHARKIV CHPP-5"**

**ABSTRACT** The experience of Denmark, Finland and Russia shows that up to 90 % of the urban demand in heat and electricity can be provided in a joint cycle of their production. The European Union adopted a directive about the development of co-generation to a level of 10% of total electricity generation. From the point of view of the energy business there is valuable in big cities the presence of the combined networks of consumers who use both electricity and heat. Cogeneration systems of most Ukrainian cities are characterized by a high degree of deterioration of thermal power station and thermal networks. The heat consumption of the population is also reduced because of high tariffs for thermal energy. Main economic problems CHP manifested during reducing of the heat load and the corresponding increase in the cost of electricity. In terms of environmental safety of urban district heating it is advantageous. Therefore, the extension of exploitation of the heat power stations is actual and requires special studies. The geometric model of the high pressure rotor, based on visual inspection dates during the repair works, is building. To optimize the calculations in the model there were selected the regulating stage and the first four non-regulated stages of the high pressure rotor, where the metal temperature is high and we have the maximum temperature gradients in the starting regimes. The boundary conditions during the starting from the cold, non-hot and hot states were calculated. When calculating the boundary conditions the changes of the working parameters are were taken into account.

**Key words:** centralized heat power, geometric model, high pressure rotor, cold state, hot state, non-hot state, boundary conditions.

### Введение

Опыт Дании, Финляндии и России показывает, что до 90 % потребности городов в тепле и электроэнергии можно обеспечивать в совместном цикле их производства. Европейский союз принял директиву о развитии когенерации до уровня в 10 % от общей выработки электроэнергии, однако ее реализация затруднена из-за огромных затрат на выделение коридоров для строительства тепловых сетей и сложностей с убеждением потребителей в целесообразности переключения на централизованные системы теплоснабжения. В Украине эти проблемы были решены еще на стадии планирования застройки. С точки зрения энергетического бизнеса ценным в крупных городах есть наличие объединенных сетями потребителей, использующих одновременно электроэнергию и тепло.

Теплофикационные системы большинства городов Украины характеризуются высокой сте-

пенью износа оборудования ТЭЦ и тепловых сетей, часть ТЭЦ фактически являются крупными котельными с небольшой электрогенерацией, часть крупных промышленных потребителей отключились от централизованных систем теплоснабжения, либо резко сократили свое теплопотребление. Теплопотребление населения также снижается из-за высоких тарифов на тепловую энергию и внедрение индивидуального теплоснабжения.

Основные экономические проблемы ТЭЦ проявляются при снижении тепловой нагрузки и соответствующем повышении себестоимости электроэнергии. С точки зрения экологической безопасности городов централизованное теплоснабжение является преимущественным. Поэтому продление эксплуатации ТЭЦ актуально и требует специальных исследований [1, 2].

### Цель работы

Создание геометрической модели ротора высокого давления (РВД) паровой турбины Т-100/120-130 мощностью 100 МВт блока № 1 «Харьковская ТЭЦ-5» и определение граничных условий теплообмена на пусковых режимах работы.

### Режимы работы турбины Т-100/120-130 ст. № 1

Определение граничных условий теплообмена РВД турбоустановки Т-100/120-130 ст. № 1 проведено для наиболее характерных в эксплуатации ТЭЦ режимов работы (табл. 1) – пуски из холодного состояния (ХС), из неостывшего состояния (НС) и из горячего состояния (ГС).

Таблица 1 – Характеристика пусковых режимов энергоблока ст. № 1 с турбиной Т-100/120-130

Наименование режима пуска	Температура РВД перед пуском, °С	Продолжительность нагружения, мин
Пуск из ХС	не более 150	370 (6 ч. 10 мин.)
Пуск из НС	240	315 (5 ч. 15 мин.)
Пуск из ГС	405-460	235 (3 ч. 55 мин.)

Температуры и давления пара на пусковых режимах, а также электрические нагрузки взяты из графиков пусков из различных тепловых состояний, предоставленных цехом наладки и лабораторией металлов ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». Графики построены согласно данным самописцев энергоблока Т-100/120-130 ст. № 1 для пуска из ХС и ГС (рис. 1а, б). Таким же образом использовался график пуска из НС.

В РВД технологические особенности рассматриваемых режимов работы турбоустановки учитывались заданием тепловых граничных условий (ГУ) I–IV рода и объемных центробежных усилий. Учитывалось влияние давления пара на номинальном и переменных режимах работы. Рассчитывались параметры пара в проточной части турбины на переменном режиме работы. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  вычислялись по критериальным зависимостям [3]. На остальных поверхностных ребрах модели ГУ III рода находились с использованием линейной интерполяции. На поверхности осевой проточки задавались условия отсутствия теплообмена. Для режима простоя турбоагрегата, в соответствии с РТМ [3], задавались также условия теплоизоляции по всей проточной части. Материал РВД – легированная сталь Р2МА (25Х1М1Ф). Теплофизические и физико-механические характеристики стали Р2МА (25Х1М1Ф) в зависимости от температуры задавались по данным [5].

### Геометрическое моделирование и граничные условия РВД турбины Т-100/120-130

На первом этапе поверочного расчета разработана методика создания пространственных конструкций элементов турбомашин с применением программного продукта *Solidworks* для РВД с учетом технологических выборок материала, которые образовались при механической обработке трещин, растрескиваний и промоин на поверхностях ротора. Технологические выборки материала элементов оборудования получены с учетом экспериментальных данных визуального контроля и магнитопорошковой диагностики (МПД) (данные эксплуатирующих организаций и лабораторий металла электрических станций).

Изменения в проектной документации на конструкцию основных высокотемпературных элементов паровой турбины, внесенные с учетом ремонтно-восстановительных работ после периода эксплуатации 201150 ч, могут влиять на показатели теплового и напряженно-деформированного состояния этих высокотемпературных элементов турбины и на общий срок эксплуатации. При этом такое влияние может быть направлено в сторону увеличения индивидуального ресурса. Так, например, увеличение размеров проточек канавок роторов с целью устранения трещин приводит к уменьшению уровня напряжений и продлению ресурса оборудования.

По результатам проведенного технического аудита состояния металла РВД дефектов не было обнаружено, поэтому при моделировании геометрии РВД в процессе поверочного расчета изменений в проектную конструкцию завода изготовителя не вносилось.

Геометрическая модель ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 приведена на рис. 2. Для оптимизации расчетов в модели выбрана регулирующая ступень и первые четыре нерегулируемые ступени РВД, где температура металла является наиболее высокой и имеют место максимальные градиенты температур на пусковых режимах.

На схеме модели ротора высокого давления показаны характерные точки на поверхности ротора, для которых задавались значения температуры, давления и определялись коэффициенты теплоотдачи.

На втором этапе поверочного расчета был разработан способ решения с помощью программных комплексов *SolidWorks Simulation* краевой задачи нестационарной теплопроводности с заданием граничных условий (ГУ) теплообмена на поверхностях РВД на базе созданных геометрических 3D моделей. Граничные условия отвечали эксплуатационным режимам по типу пусков из холодного, горячего и неостывших состояний и стационарного режима.

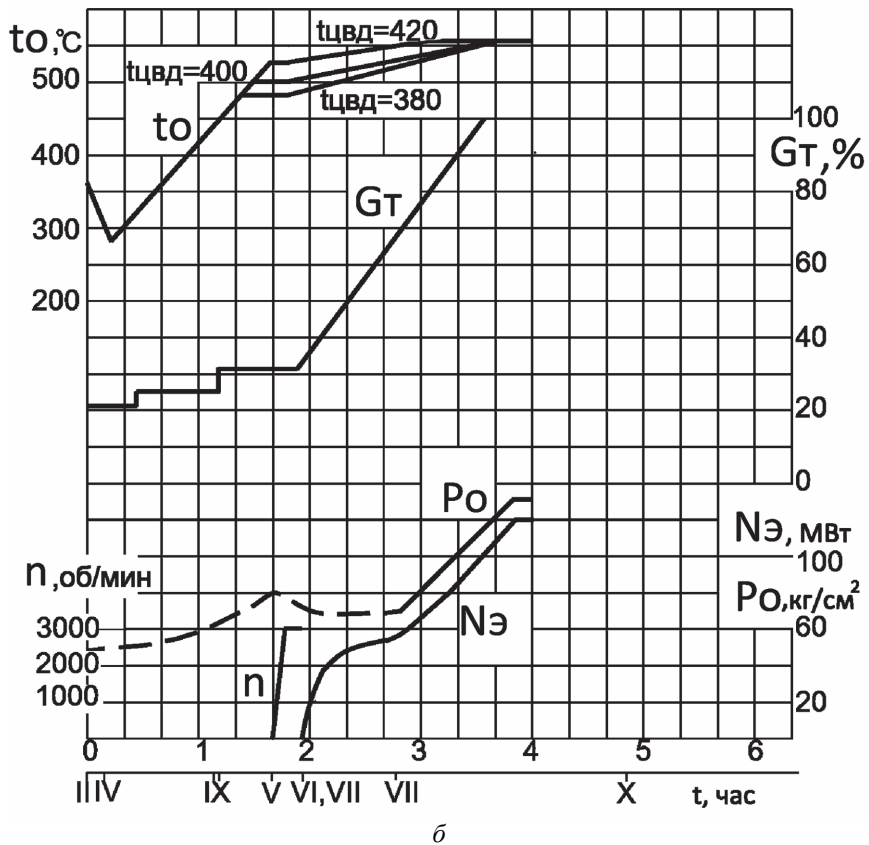
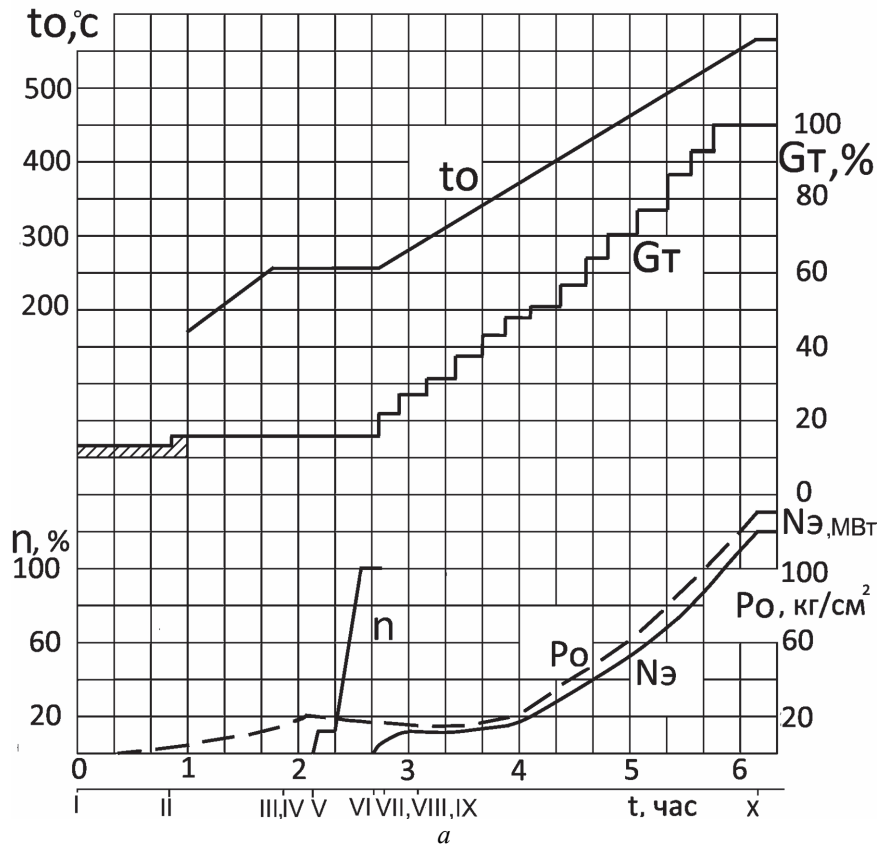


Рис. 1 – Пуск енергоблока Т-100/120-130 ст. № 1:  
 а – из ХС (ЦВД,  $t_{мет} = 100-150 \text{ }^\circ\text{C}$ ); б – из ГС (ЦВД,  $t_{мет} > 400 \text{ }^\circ\text{C}$ )

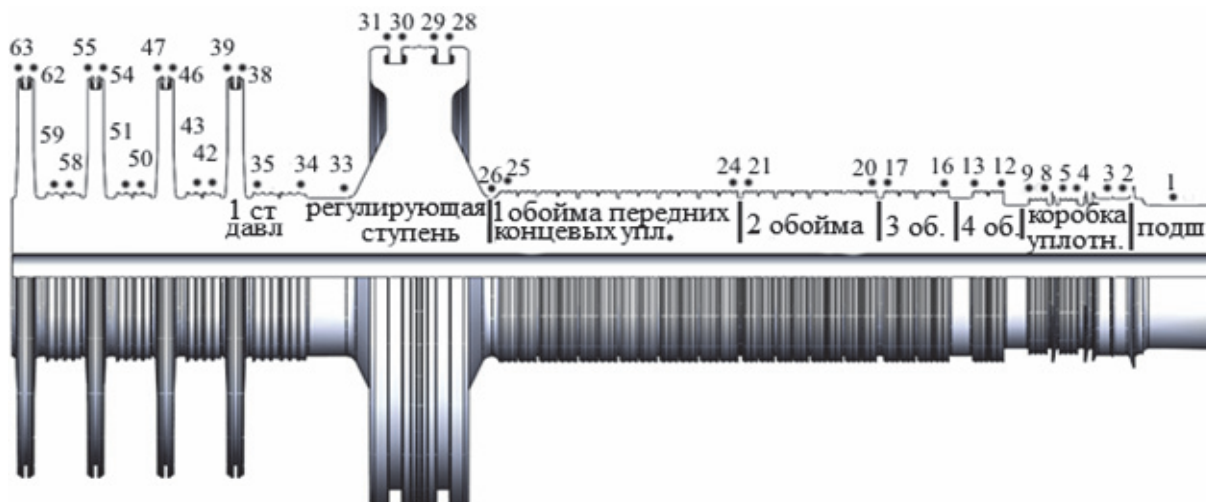


Рис. 2 – Схема расположения точек расчета коэффициентов теплоотдачи по поверхности ротора высокого давления турбины T-100/120-130 ст. № 1 Харьковской ТЭЦ-5

При задании ГУ учитывались схемы утечек пара в уплотнениях, реальные графики пуска из различных тепловых состояний. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  для различных участков РВД определялись согласно критериальным уравнениям [3]. На поверхностях РВД при решении краевой задачи нестационарной теплопроводности задавали нестационарные ГУ I–IV рода с учетом эксплуатационных переменных режимов работы.

ГУ I рода, когда известна температура поверхности тела в текущий момент времени, имеют вид

$$T_{\text{ст}} = f(x, y, z, \tau). \quad (1)$$

ГУ II рода задавались по тепловому потоку на поверхности тела  $q_{\text{ст}}$  для изолированных поверхностей элементов паровой турбины

$$q_{\text{ст}} = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau). \quad (2)$$

$$\begin{cases} \text{Re} = 2,4 \cdot 10^2 - 8,7 \cdot 10^3; \text{Nu} = 0,256 \cdot \text{Re}^{0,6} \left( \frac{s}{\delta} \right)^{-0,085} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,075} \text{Pr}^{0,43}; \\ \text{Re} = 8,7 \cdot 10^3 - 1,7 \cdot 10^5; \text{Nu} = 0,04545 \cdot \text{Re}^{0,8} \left( \frac{s}{\delta} \right)^{-0,1} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,1} \text{Pr}^{0,43}. \end{cases} \quad (5)$$

В уравнениях (3)–(5), охватывающих область  $s/\delta = 3,8-8,2$  и  $\delta/h = 0,047-0,17$ , где  $s$  – расстояние между соседними однотипными зубцами уплотнения;  $\delta$  – высота зазора;  $h$  – максимальное расстояние между уплотняемыми поверхностями, определяющим размером при расчете значений

$$\text{Re} = 2 \cdot 10^2 - 6 \cdot 10^3, \quad \text{Nu} = 1,14 \text{Re}^{0,6} \left( \frac{s}{\delta} \right)^{-0,56} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,075} \text{Pr}^{0,43}. \quad (6)$$

$$\begin{cases} \text{Re} \leq 1 \cdot 10^4, & \text{Nu} = 2,04 \text{Re}^{0,5} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,56} \text{Pr}^{0,43}, \\ \text{Re} = 6 \cdot 10^2 - 1,2 \cdot 10^5, & \text{Nu} = 0,0476 \text{Re}^{0,7} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,56} \text{Pr}^{0,43}. \end{cases} \quad (7)$$

ГУ III рода задавались по температурам пара и закономерности теплообмена между средой и поверхностью тела в виде

$$-\lambda \left( \frac{dT}{dn} \right) = \alpha (t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}}). \quad (3)$$

ГУ IV рода соответствовали идеальному контакту твердых тел, когда оба тела на границе их соприкосновения имеют одинаковые температуры и тепловые потоки, и задавались для контакта элементов паровой турбины в виде

$$\begin{cases} T_{\text{ст}1} = T_{\text{ст}2}, \\ -\lambda_1 \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_2. \end{cases} \quad (4)$$

Для участков РВД с прямоточными уплотнениями уравнения конвективного теплообмена использовались в виде

критериев  $\text{Re}$  и  $\text{Pr}$  является удвоенная высота зазора –  $2\delta$ .

Для ступенчатых уплотнений РВД в диапазоне указанных значений критерия Рейнольдса расчетные формулы имеют вид

Для диафрагменных и промежуточных уплотнений с прямоточными и ступенчатыми лабиринтами ( $Z \leq 8$ ) РВД использовалось уравнение вида

$$Nu = \frac{0,0552}{k} Re^{0,9} \left(\frac{\delta}{h}\right)^{0,7} Pr^{0,43}. \quad (8)$$

где  $k$  – коэффициент расхода для данного типа лабиринтового уплотнения, обычно ( $k = 0,6-1,3$ ),

$$k = \frac{G}{f \sqrt{g(p_1^2 - p_2^2) / (zRT_{cp})}}; \quad p_1, p_2 - \text{ полное давление пара перед лабиринтом и за ним.}$$

Формулу (8) рекомендуется использовать в диапазоне изменения параметров  $Re = 3,5 \cdot 10^3 - 2,5 \cdot 10^4$ ;  $\delta/h = 0,12-0,45$ ;  $M = c/a < 0,8$ ;  $T_f/T_w \approx 1$ ,

где  $M$  – число Маха.

Для расчета величин  $\alpha$  на цилиндрических участках РВД используется формула

$$Nu = A Re_\epsilon^{0,8} Pr^{0,33}. \quad (9)$$

При определении ГУ при нестационарных режимах работы использовалась расчетная оценка температуры пара на переменных режимах на поверхностях элементов паровой турбины. При резких изменениях режима работы турбины в проточной части происходит быстрое изменение температуры пара. Экспериментально установлено, что на начальных стадиях пуска энергоблока измеренные штатными датчиками значения температур свежего пара и пара промперегрева как по скоростям их изменения, так и по статическому уровню ниже истинных значений температуры пара. Поэтому предложена следующая расчетная методика оценки температуры на переменных режимах работы паровых турбин (на примере расчетного определения температуры пара в камере регулирующей ступени, которая практически совпадает с температурой за регулирующей ступенью).

Расчет параметров потока в системе парораспределения и регулирующей ступени начинался с определения давления за стопорным клапаном и перед регулирующими клапанами по формуле, приведенной в работе [4]

$$P_1 = P_0 \left[ (0,97 - 0,98) \cdot \left( \frac{G}{G_{\max}} \right)^2 \right]. \quad (10)$$

Зависимость давления пара в камере регулирующей ступени на переменном режиме определялась по формуле Стодола-Флюгеля

$$\frac{P_3}{P_{3\max}} = \frac{G}{G_{\max}} \sqrt{\frac{T_3}{T_{3\max}} \frac{1 - (P_{3\max}/P_{z\max})^2}{1 - (P_3/P_z)^2}}. \quad (11)$$

где  $P_{3\max}, T_{3\max}$  – давление и температура за регулирующей ступенью на максимальном режиме работы (при  $G_{\max}$ );  $P_{z\max}$  – давление пара на выходе из ЦВД на максимальном режиме работы;  $P_3, T_3, P_z$  – текущие значения давления и

температуры за регулирующей ступенью и давление пара на выходе из ЦВД.

Для учета влияния температуры на первой итерации процесс считали изотермическим, а затем определяли температуру пара за регулирующей ступенью ( $T_3$ ) и уточняли расчет в процессе повторных итераций. При сопловом парораспределении конденсационных турбин выпуск пара в турбину управлялся несколькими регулирующими клапанами. От каждого в определенной последовательности открывающегося клапана пар направлялся к отдельному сопловому сегменту. Площадь сегментов сопел определялась в тепловом расчете турбины, или по уравнению неразрывности для каждой группы сопел. Давления за регулирующими клапанами на переменном режиме рассчитывались по коэффициенту расхода из уравнения неразрывности в виде

$$\mu_i = \frac{G_i}{k_0 F_{jc} P_3}, \quad (12)$$

где  $G_i$  – текущее значение расхода через  $i$ -й клапан, кг/с;  $i = 1 \dots n$ ;  $n$  – число точек разбивки расходов на переменном режиме;  $k_0$  – коэффициент начальных параметров;  $F_{jc}$  – площадь  $j$ -й группы сопел, м<sup>2</sup>;  $j = 1 \dots m$ ;  $m$  – число регулирующих клапанов.

После определения значения коэффициента расхода  $\mu_i$ , по экспериментальным кривым  $\mu = f(P_3/P_2)$  рассчитывалось давление за регулирующими клапанами  $P_2$ . При расчете каждой последующей группы сопел уточнялся расход через предыдущую группу при полностью открытом ( $j-1$ )-м регулирующем клапане по уравнению неразрывности.

Для определения температуры за регулирующей ступенью на переменном режиме работы турбоустановки для текущих значений расходов пара  $G_i$  строился процесс расширения пара в группе регулирующих клапанов и регулирующей ступени. Энтальпия смешения  $h_1$  (энтальпия начала расширения пара в группе нерегулируемых ступеней) определялась по формуле

$$h_1 = h_0 - \frac{\sum (G_j \times H_{j0})}{G}, \quad (13)$$

где  $G_j$  – текущий расход через  $j$ -й регулирующий клапан;  $h_0$  – энтальпия свежего пара;  $H_{j0}$  – адиабатический перепад энтальпий на регулирующей ступени, определяемый по давлению за регулирующими клапанами  $P_2$  и давлением в камере регулирующей ступени  $P_3$ .

Затем по энтальпии смешения в точке начала расширения пара в группе нерегулируемых ступеней

пеней определялась температура пара за регулирующей ступенью по термодинамическим таблицам воды и водяного пара или по упрощенным формулам.

Мощность турбины определяли как сумму мощности регулирующей ступени и группы нерегулируемых ступеней

$$N_i = N_{ipc} + GH_0\eta_{oi}, \quad (14)$$

где  $N_{ipc}$  – мощность регулирующей ступени;  $G$  – расход пара через нерегулируемые ступени турбины, равный текущему значению расхода через все клапаны;  $H_0$  – адиабатический перепад энтальпий на нерегулируемых ступенях;  $\eta_{oi}$  – относительный внутренний КПД группы нерегулируемых ступеней.

Для определения мощности регулирующей ступени использовалась формула

$$N_{ipc} = \eta_{oi}^{pc} \sum (G_j H_{0j}), \quad (15)$$

где  $\eta_{oi}^{pc}$  – относительный внутренний КПД регулирующей ступени (согласно рекомендациям  $\eta_{oi}^{pc} = 0,75$ ).

Расхождение экспериментальных и расчетных данных составляет около 4 %, что позволяет использовать предложенную методику определения граничных условий теплообмена – температуры пара в камере регулирующей ступени турбины – для расчетной оценки теплового состояния ротора и корпуса на переменных режимах работы.

Для РВД были рассчитаны ГУ при пусках из холодного состояния, из неостывшего и из горячего состояния. Для примера на рис. 3

приведены коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  для проточной части РВД при пуске из ХС ( $t_{мет} = 100$  °С) для 5 режимов:  $n = 3000$  об/мин.,  $N_3 = 10$  МВт, 30 МВт, 40 МВт, 120 МВт.

Как видно, при увеличении мощности турбины значения коэффициентов теплоотдачи растут и максимальные расчетные значения  $\alpha$  фиксируются на максимальной нагрузке  $N_3 = 120$  МВт. Значения максимальных величин  $\alpha$  находятся в диапазоне  $\alpha = (16500–21690)$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и приходятся на первую обойму переднего уплотнения, направляющий аппарат регулирующей ступени и промежуточные уплотнения между ступенями давления (см. рис. 2). Обращает на себя внимание также значительный градиент  $\alpha$  в проточной части ротора. Минимальные значения  $\alpha$  отмечаются в выточках ротора.

Для мощности  $N_3 = 120$  МВт на рис. 4 приведены расчетные значения  $\alpha$  по длине ротора для трех видов пусковых режимов ХС, НС и ГС в расчетных точках (см. рис. 2).

Как видно из рис. 4, для указанной мощности не наблюдается зависимости значения  $\alpha$  от характера пускового режима. Значения  $\alpha$  несколько выше для пуска из НС.

С использованием геометрической модели высокотемпературного РВД турбины Т-100/120-130 ст. № 1 и ГУ для основных пусковых режимов, характерных для энергоблока мощностью 100 МВт ПАО «Харьковской ТЭЦ-5», по соответствующим методикам [4, 5] были проведены расчеты теплового и напряженно-деформированного состояния РВД паровой турбины ст. № 1, а также получена оценка его остаточного ресурса [6].

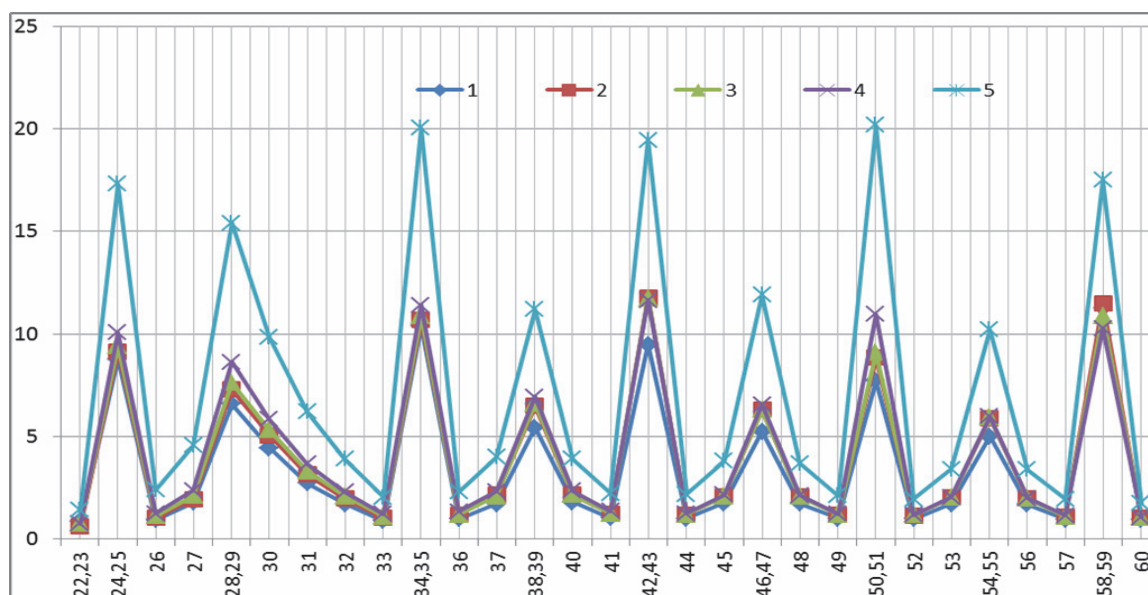


Рис. 3 – Расчетные значения коэффициентов теплоотдачи для РВД при пуске из горячего состояния (ГС) (обозн. точек см. на рис. 2): 1 –  $n = 3000$  об/мин.; 2 –  $N_3 = 10$  МВт; 3 – 30 МВт; 4 – 40 МВт; 5 – 120 МВт



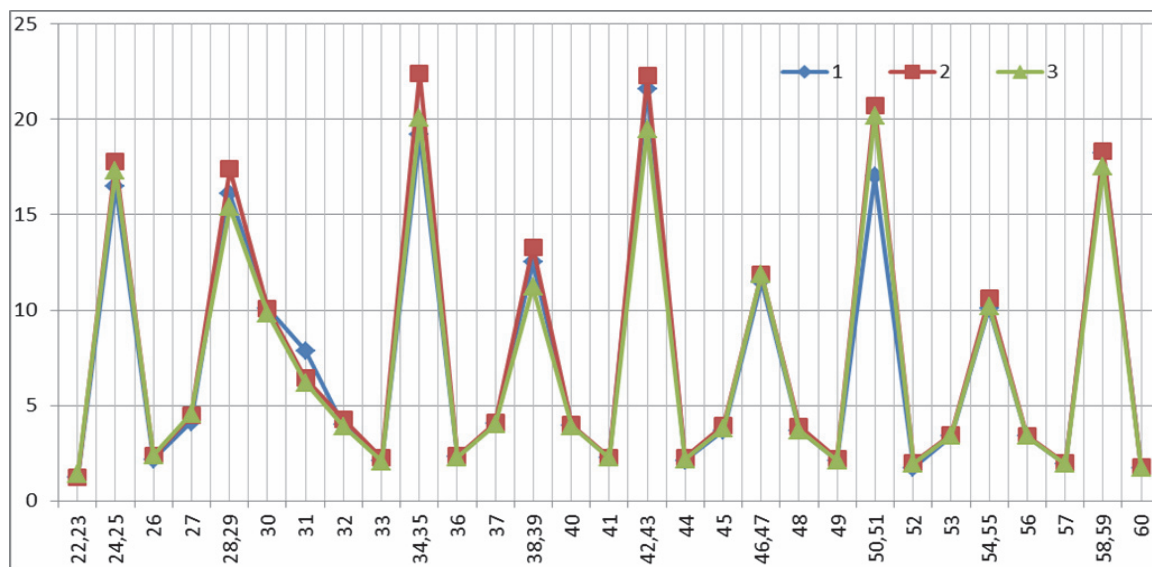


Рис. 4 – Расчетные значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  вдоль проточной части РВД для трех режимов пуска: ХС, НС, ГС при мощности турбины  $N_3 = 120$  МВт; 1– ХС; 2– НС; 3– ГС

**Выводы**

1 Построена геометрическая модель РВД. Для оптимизации расчетов в модели выбраны регулирующая ступень и первые четыре нерегулируемые ступени, где температура металла является наиболее высокой и имеют место максимальные градиенты температур на пусковых режимах.

2 Граничные условия рассчитаны при пусках из холодного, неостывшего и горячего состояний с учетом изменения режимных параметров.

3 Коэффициенты теплообмена увеличиваются с ростом мощности турбины, имеют максимальное значение при  $N_3 = 120$  МВт и на номинальной мощности практически не зависят от вида пуска.

4 Максимальная величина коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  находится в диапазоне  $\alpha = (19450-22290)$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и приходится на диафрагменное уплотнение после диска первой ступени давления.

**Список литературы**

- 1 Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 : Нормативний документ Мінпаливенерго України, – Офіц. вид. – Київ : ГРІФРЕ : М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с.
- 2 **Мацевитий, Ю. М.** Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путем модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации / **Ю. М. Мацевитий, Н. Г. Шульженко, В. Н. Голошапов** ; под общ. ред. **Ю. М. Мацевитого**. – Киев : Наук. думка, 2008. – 366 с.
- 3 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.
- 4 **Шульженко, Н. Г.** Оперативная расчетная оценка

теплого и термонапряженного состояния высоко-температурных роторов паровых турбин / **Н. Г. Шульженко, Н. Н. Афанасьев, А. В. Пожидаев, О. Ю. Черноусенко** // Энергетика и электрификация. – 2007. – № 4. – С. 60–66.

- 5 РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. – Москва, 1985. – № АЗ-002/7382. – 49 с.
- 6 **Шульженко, Н. Г.** Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: СОУ-Н МПЕВ 40.1-21677681-52:2011 : методичні вказівки Міненерговугілля України / **Н. Г. Шульженко**. – Офіц. вид., 2011. – 24 с.

**Bibliography (transliterated)**

- 1 (2005), *Kontrol' metalu i prodovzhennya terminu ekspluatatsiyi osnovnykh elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovykh elektrostantsiy: SOU-N MPE 40.17.401:2004: Normatyvnyy dokument Minpalyvenerho Ukrainy, Typova instruktsiya [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. Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.
- 2 **Macevityj, Ju. M., Shul'zhenko, N. G., Goloshhapov, V. N.** (2008), *Povyshenij energojeffektivnosti raboty turbostanovok TES i TEC putem modernizacii, rekonstrukcii i sovershenstvovanija rezhimov ih jekspluatacii [The increasing of efficiency of working of the turbine installation on HPS and HPTS by the modernization, reconstruction and improving of operating regimes]*, Nauk. Dumka, Kiev, Ukraine.
- 3 (1973), *Turbyni parovie stacyonarnie. Raschet temperaturnykh polej rotorov y tsylindrov parovykh turbyn metodom elektromodelirovaniya. RТМ 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 RТМ 24.020.16-73]*, No. ВК-002/3209, Moscow, Russia.
- 4 **Shul'zhenko, N. G., Afanas'ev, N. N., Pozhidaev, A. V. and Chernousenko, O. Ju.** (2007), "Operativnaja ra-

- schetnaja ocenka teplovogo i termo naprjazhennogo sostojanija vysokotemperaturnyh rotorov parovyh turbin [The online calculated evaluation of heat and stress-stain state of high temperature rotors of steam turbines]", *Jen-ergetika i jelektifikacija [Power engineering and elec-trification]*, No. 4, pp. 60–66.
- 5 (1985), *Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschjot na malociklovuju ustalost': RTM 108.021.103 [Details of steam stationary turbines. The calculation on the small cycling fatigue: RTM 108.021.103]*, No. AZ–002/7382, Moscow, Russia.
- 6 **Shul'zhenko, N. H.** (2011), *Vyznachennya rozrakhunkovo-ho resursu ta otsinky zhyvuchosti rotoriv ta korpusnykh detaley turbiny SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 [The calculating of the design life and estimate of the endurance of the rotors and stator details of the turbine: SOU-N MPE 40.1-21677681-52:2011]*, Kiev, Ukraine.

#### Сведения об авторах (about authors)

**Черноусенко Ольга Юрьевна** – доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой Теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; тел.: (067) 504-82-92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher\_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

**Chernousenko Olga Yuriivna** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute by Igor Sikorsky"; Kyiv, Ukraine.

**Бутовский Леонид Сергеевич** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры Теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; тел.: (096) 633-07-21; e-mail: home\_129@mail.ru; ORCID 0000-0001-8947-9887.

**Butovsky Leonid Sergiyovitch** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Docent, , Docent of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute by Igor Sikorsky"; Kyiv, Ukraine.

**Пешко Виталий Анатольевич** – аспирант кафедры Теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; тел.: (067) 176-54-71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID 0000-0003-0610-1403.

**Peshko Vitaliy Anatoliyovych** – Postgraduate Student at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute by Igor Sikorsky"; Kyiv, Ukraine.

**Мороз Олег Сергеевич** – магистрант кафедры Теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; тел.: (067) 451-15-70; e-mail: morozoleg95@gmail.com; ORCID 0000-0002-3906-8913.

**Moroz Oleh Sergiyovitch** – Student at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute by Igor Sikorsky"; Kyiv, Ukraine.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Черноусенко, О. Ю.** Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100/120-130 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» / **О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовский, В. А. Пешко, О. С. Мороз** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 16–23. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.02.

*Please cite this article as:*

**Chernousenko, O., Butovsky, L., Peshko, V. and Moroz, O.** (2017), "The Geometric Model and Boundary Conditions of Heat Transfer of the High Pressure Rotors of the Turbine T-100/120-130 of the PJSC "Kharkiv HPS-5", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 16–23, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.02.

*Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:*

**Черноусенко, О. Ю.** Геометрична модель та граничні умови теплообміну ротора високого тиску турбоустановки Т-100/120 ВАО «Харківська ТЕЦ-5» / **О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовський, В. А. Пешко, О. С. Мороз** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 16–23. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.02.

**АНОТАЦІЯ** Європейський союз прийняв директиву про розвиток когенерації до рівня в 10 % від загального виробітку електроенергії. Основні економічні проблеми ТЕЦ проявляються при зниженні теплового навантаження і відповідному підвищенні собівартості електроенергії. З точки зору екологічної безпеки міст централізоване теплопостачання є переважним. Побудована геометрична модель ротора високого тиску (ВТ) турбіни з урахуванням даних візуального контролю при планово-попереджувальному ремонті. Розраховані граничні умови (ГУ) ротора ВТ при пусках з холодного стану (ХС), з неостиглого (НС) і з гарячого стану (ГС), що змінюються в часі протягом усього періоду пуску. При розрахунку ГУ ротора ВТ враховані зміни параметрів на різних режимах роботи.

**Ключові слова:** централізоване теплопостачання, геометрична модель, ротор високого тиску, пуск з холодного стану, з неостиглого стану, з гарячого стану, граничні умови теплообміну.

Поступила (received) 10.02.2017