

Ю. О. Бахмутская

В. Н. Голощاپов, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения
им. А. Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков,

e-mail: julia.bakhmutska@gmail.com

УДК 621.165

**ТЕПЛОВОЕ И ТЕРМОНАПРЯЖЕННОЕ
СОСТОЯНИЕ РОТОРА ВЫСОКОГО
ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ К-325-23,5 ПРИ
ПУСКЕ ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ****Ключові слова:** парова турбіна, ротор високого тиску, граничні умови, тепловий стан, термонапруження.*Виконане розрахункове дослідження теплового і термонапруженого станів ротора циліндра високого тиску парової турбіни ПАТ «Турбоатом» потужністю 325 МВт на етапах прогріву та пуску турбіни із холодного стану. Для визначення нестационарного теплового стану ротора отримані теплові граничні умови 3-го роду. Враховувався процес конденсації пари на поверхнях елементів ротора та міжкорпусного простору. Запропонована зміна конструкції та умов прогріву ротора високого тиску в області переднього кінцевого ущільнення на етапі підготовки до пуску з холодного стану і показана можливість зниження рівня термічних напружень, що виникають при пуску турбіни.***Введение**

Надежность работы энергоблоков тепловых электростанций при значительном сроке эксплуатации определяется состоянием наиболее нагруженных и дорогостоящих элементов, таких, как роторы высокого (РВД) и среднего давления. Опыт эксплуатации турбин мощностью более 150 МВт показал, что во многих роторах в области переднего концевой уплотнения и диска регулирующей ступени появляются трещины [1]. Одной из возможных причин их появления являются значительные температурные градиенты, формирующиеся в период предпусковой подготовки и пуска турбины из холодного состояния (ХС). При этом термонапряженное состояние и ресурс турбоагрегата напрямую зависят от тепловых и аэродинамических переходных процессов, протекающих при пуске. Существенное влияние на тепловое состояние элементов РВД оказывает процесс конденсации, который обычно наблюдается в период предпусковой подготовки и на начальных этапах пуска турбины из холодного состояния. Процесс конденсации пара наблюдается до тех пор, пока температура поверхности ротора не достигнет температуры насыщения. После этого можно принять, что теплообмен на поверхности осуществляется с однофазной средой, что сопровождается значительным уменьшением коэффициентов теплоотдачи.

Расчетам термонапряженного состояния элементов турбин посвящено значительное число исследований [2–4]. Следует отметить, что такие вопросы, как определение тепловых граничных условий на поверхностях цилиндра высокого давления (ЦВД) при конденсации и при движении перегретого (однофазного) пара, определение моментов времени начала и конца процесса конденсации не представлены в публикациях.

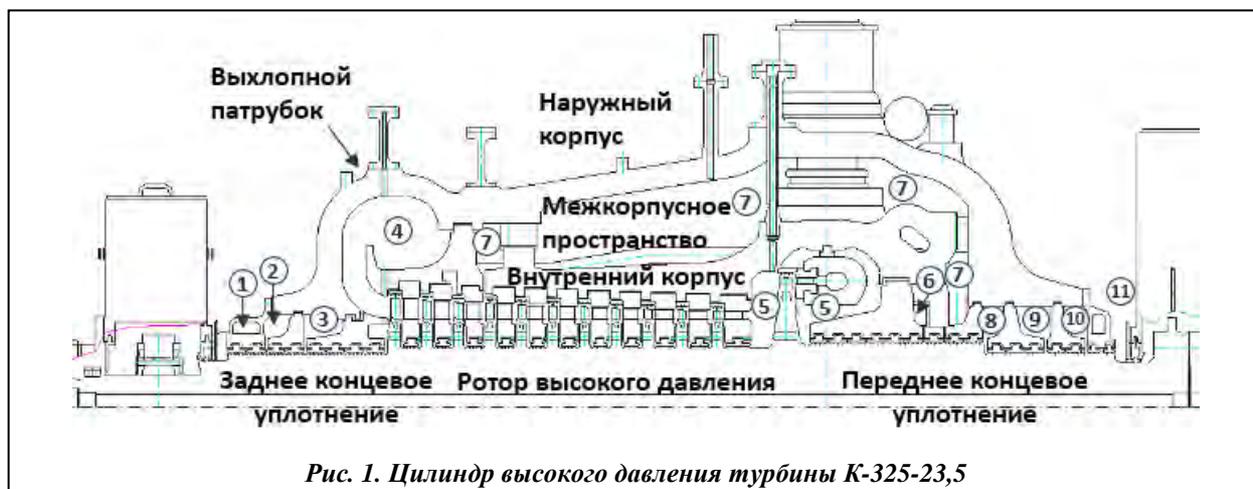
Определение коэффициентов теплоотдачи при конденсации чистого пара для канонических поверхностей (вертикальная стенка, горизонтальный цилиндр и др.) рассмотрено в учебной и справочной литературе [5–7].

Целью работы является определение теплового и термонапряженного состояния РВД турбины К-325-23,5 и выявление зон с высокими напряжениями при пуске из ХС с учетом схемы пуска, включая этап предпусковой подготовки и влияния процесса конденсации пара на поверхности ротора, а также возможности усовершенствования конструкции.

Постановка задачи

В качестве объекта исследования был выбран ротор ЦВД турбины К-325-23,5 ПАО «Турбоатом», которая была разработана для замены агрегатов мощностью 300 МВт, выработавших свой ресурс.

Продольный разрез ЦВД турбины К-325-23,5 приведен на рис. 1. ЦВД включает наружный корпус, внутренний корпус, обойму для установки диафрагм, РВД, выхлопной патрубок, соединенный паропроводами холодного промпрегрева с котлом, обоймы с кольцами уплотнений.



Как отмечено в [1], в подобных паровых турбинах областью с большой вероятностью зарождения трещин является переднее концевое уплотнение РВД. Исследование термонапряженного состояния ротора в области переднего концевое уплотнения требует выполнить анализ условий теплообмена с учетом работы схемы уплотнений [8, 9], принимая во внимание движения пара в элементах ступенчатого уплотнения (рис. 1).

Пуск турбины К-325-23,5 из холодного состояния

Пуск турбины из ХС можно разделить на 3 этапа. На 1-м этапе (набор вакуума) пар с температурой 180 °С и давлением 130 кПа подается на концевые уплотнения в камеры 2 и 10 (рис. 1). Включается эжектор уплотнений, и в камерах 1 и 11 устанавливается давление 97 кПа.

Особенностью пуска турбин типа К-300 МВт ПАО «Турбоатом» является прогрев ЦВД со стороны выхлопного патрубка на 2-м этапе пуска. Пар с температурой 190 °С из котла через паропроводы холодного промпрегрева подается в выхлопной патрубок. На протяжении 15 минут температура пара повышается до 290 °С. Пар из выхлопного патрубка через кольцевую щель за 9-й ступенью поступает в межкорпусное пространство и далее из него в камеру 7 переднего концевое уплотнения. Часть пара из выхлопного патрубка проходит через проточную часть, создавая практически такое же давление, как и в камере 7. Это приводит к тому, что в уплотнения между 5-й и 6-й камерами пар не поступает и ротор в этом месте не прогревается и, как следствие, после толчка ротора в этой зоне возможно возникновение высоких термонапряжений.

На 3-м этапе пар подается на регулируемую ступень, происходит толчок и повышение частоты вращения ротора, выход на режим холостого хода, последующая выдержка и синхронизация турбины, затем набор мощности до выхода на номинальный режим с последующим достижением стационарного теплового состояния.

Методика расчета теплового состояния РВД

Для расчета нестационарного теплового состояния в условиях конвективного теплообмена рассчитывались граничные условия 3-го рода. Поверхность РВД была разделена на участки (рис. 2) таким образом, чтобы параметры течения пара на каждом участке менялись незначительно. Для каждого участка определялись соответствующие коэффициенты теплоотдачи и температуры пара в характерные моменты времени пуска по описанной ниже методике. При этом для каждого участка отслеживалась температура металла во время пуска и сравнивалась с температурой насыщения пара для идентификации времени процесса конденсации. После окончания конденсации принимались коэффициенты теплоотдачи для однофазного течения при температуре перегретого пара. В случае конденсации пара на поверхности ротора для соответствующих участков принимались коэффициенты

теплоотдачи, посчитанные для пленочной конденсации при температуре, равной температуре насыщения пара.

Граничные условия на поверхностях внутренних элементов ЦВД целесообразно рассматривать на отдельных секторах:

- а) на поверхностях концевых уплотнений;
- б) в межкорпусном пространстве;
- в) на поверхностях проточной части.

При этом для пуска турбины из ХС необходимо выделить граничные условия при конденсации пара и граничные условия при отсутствии конденсации.

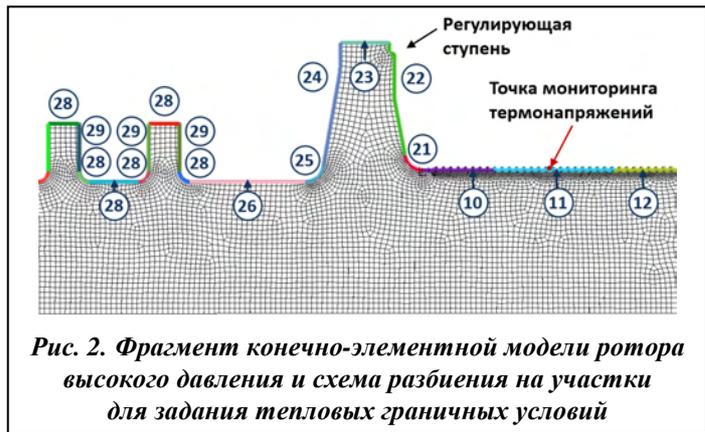


Рис. 2. Фрагмент конечно-элементной модели ротора высокого давления и схема разбиения на участки для задания тепловых граничных условий

Определение коэффициентов теплоотдачи на поверхностях уплотнений при пленочной конденсации пара

Коэффициент теплоотдачи ($\bar{\alpha}_{\text{конд.}}$), характеризующий тепловыделение на поверхности через пленку конденсата в металл при движении пара вдоль поверхности уплотнений определялся как [5]

$$\bar{\alpha}_{\text{конд.}} = \frac{3}{2} \sqrt[3]{\frac{\lambda_{\text{ж}}^2 r c_f^{\text{пл.конд.}} \rho_{\text{п}} U_{\text{пл.конд.}}^2}{6 \nu_{\text{ж}} l_i (T_{\text{н}} - T_{\text{с}})}}, \quad (1)$$

где $\lambda_{\text{ж}}$ – коэффициент теплопроводности пленки (жидкости); r – теплота конденсации при заданном давлении; $c_f^{\text{пл.конд.}}$ – коэффициент трения на межфазной поверхности пар-жидкость; $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара; $U_{\text{пл.конд.}}$ – средняя скорость пленки конденсата; $\nu_{\text{ж}}$ – кинематическая вязкость сконденсировавшегося пара (жидкость); l_i – длина рассматриваемого участка; $T_{\text{н}}$ – температура насыщения пара; $T_{\text{с}}$ – температура стенки.

Скорость пленки конденсата определялась из условия ее равенства скорости на границе пограничного слоя $U_{\text{пл.конд.}} = U_{\text{гр.}}$ и равенства касательных напряжений S на поверхности раздела фаз (паровой пограничный слой – пленка конденсата) $S_{\text{п.сл.}} = S_{\text{пл.конд.}}$. Касательные напряжения на поверхности пленки конденсата, согласно [5]

$$S_{\text{пл.конд.}} = c_f^{\text{пл.конд.}} \frac{\rho_{\text{ж.}} \cdot U_{\text{пл.конд.}}^2}{2}, \quad (2)$$

где $\rho_{\text{ж.}}$ – плотность сконденсировавшегося пара (жидкость).

$$\text{Коэффициент трения при движении пленки конденсата} - c_f^{\text{пл.конд.}} = \frac{1,332}{\sqrt{\text{Re}_{\text{п}}}} [5],$$

где $\text{Re}_{\text{п.}} = \frac{U_{\text{п.}} \cdot l_i}{\nu_{\text{ж.}}}$ – число Рейнольдса для парового потока.

После преобразований уравнений (1) и (2) скорость пара и пленки на границе

$$U_{\text{гр.}} = \left(\frac{1,5 \cdot S_{\text{п.сл.}} \cdot l_i^{0,5}}{\nu_{\text{ж.}}^{0,5} \cdot \rho_{\text{ж.}}} \right)^{\frac{2}{3}}.$$

На основании расчетных [10] и экспериментальных [11] исследований определены граничные условия во впадинах уплотнений ступенчатого типа при **однофазном течении пара** с учетом струйного натекания и турбулентной пульсации скорости рабочего тела [12, 13]. Для этого из теплового расчета принимались параметры пара перед и за ступенчатыми уплотнениями, из технической документации – геометрические размеры уплотнений. По параметрам пара определялась осредненная по расходу ско-

рость истечения струи из щели между гребнем и поверхностью уплотнения с учетом коэффициента её сужения.

Граничные условия на поверхностях элементов проточной части были определены согласно критериальным уравнениям, приведенным в [14].

Определение параметров пара в межкорпусном пространстве

На 2-м временном интервале для определения давления в камере 7 переднего концевого уплотнения нужно оценить давление и температуру в межкорпусном пространстве. Течение пара в межкорпусном пространстве имеет струйный характер и сопровождается замкнутыми вихревыми областями [10]. Количество воздуха в межкорпусном пространстве до поступления в него пара ($M_b = 0,624$ кг) имеет такие параметры: давление $P = 23$ кПа и температура $T = 20$ °С.

При движении струи вдоль поверхности она смешивается с воздухом, и конденсация происходит при содержании воздуха менее 1%. Воздух из межкорпусного пространства удаляется через дренажи и через уплотнения в виде паровоздушной смеси.

Определение коэффициентов теплоотдачи на разных участках поверхностей корпусов в межкорпусном пространстве целесообразно рассмотреть с учетом конденсации чистого пара, находящегося в струе, и конденсации пара с содержанием воздуха, величина которого зависит от времени удаления ее из межкорпусного пространства.

Величина коэффициентов теплоотдачи неподвижного пара ($\bar{\alpha}_n$) согласно [5–7] принималась для поверхности по зависимости, полученной Нуссельтом

$$\bar{\alpha}_n = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda'^3 \cdot g \cdot r \cdot (\rho' - \rho'')}{\nu' \cdot \Delta t \cdot L}},$$

где λ' – теплопроводность конденсатной пленки; ρ' – плотность конденсата; ρ'' – плотность пара; g – ускорение свободного падения; r – внутренняя теплота конденсации; ν' – кинематическая вязкость конденсата; L – длина рассматриваемого участка; $\Delta t = t_s - t_{ct}$ – температурная разность между температурой насыщения t_s и температурой поверхности t_{ct} .

Влияние скорости движения пара на коэффициенты теплоотдачи может быть учтено на основании экспериментальных данных, приведенных Л. М. Зысиной [15].

Для медленно движущегося пара при турбулентном движении в пленке

$$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_n} = 1 + 0,013 \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,5} \cdot \frac{W''}{(g \cdot \nu')^{1/3}}$$

для быстро движущегося пара

$$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_n} = 1 + 0,0018 \cdot K \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,5} \cdot \text{Re}_L^{0,4},$$

где $\bar{\alpha}$ – коэффициент теплоотдачи для движущегося пара; $\bar{\alpha}_n$ – коэффициент теплоотдачи для неподвижного пара; W'' – скорость парового потока при нулевой влажности; $\text{Re}_L = \frac{W'' \cdot L}{\nu''}$ – число Рейнольдса;

$K = \frac{r}{C_p'' \cdot \Delta t}$ – критерий тепловыделения при конденсации; C_p'' – удельная теплоемкость пара.

Переход от медленно движущегося пара к быстро движущемуся может быть определен как $\left(\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_n}\right)_{\text{пр}} = \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,5} \cdot \text{Re}_L^{0,4} \cong 430$ и получен при обработке опытных данных движения пара вдоль поверхности [15].

В межкорпусное пространство поступает перегретый пар, перегрев которого определяется температурной разностью $\delta t = t - t_s$, где t – температура перегретого пара.

Тепло перегрева, передаваемое конденсату, равно $C_p'' \cdot \delta t$ и рассматривается как добавка к внутренней теплоте конденсации $r + C_p'' \cdot \delta t$. В этом случае коэффициент теплоотдачи при наличии перегрева пара

$$\bar{\alpha}_{\text{пп}} = \bar{\alpha}_n \cdot \sqrt[4]{1 + C_p'' \cdot \frac{\delta t}{r^*}},$$

где $r^* = r + \frac{2}{3} \cdot C_p' \cdot \delta t$ – приведенное тепло конденсации; C_p' – удельная теплоемкость конденсата.

При конденсации влажного пара, имеющего степень сухости $\chi < 1,0$, каждый килограмм пара передает участку поверхности детали через пленку конденсата количество тепла, равное $\chi \cdot r$. Поэтому для оценки коэффициента теплоотдачи можно принять $\alpha_{\text{вп}} = \alpha_s \cdot \sqrt[4]{\chi}$.

Наличие неконденсирующихся газов (воздуха) в водяном паре приводит к существенному снижению коэффициентов теплоотдачи. Концентрация воздуха в паре составляет $\varkappa = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{п}}}$ где $G_{\text{в}}$ – доля воздуха в секундном расходе чистого пара $G_{\text{п}}$.

Коэффициенты теплоотдачи при наличии воздуха в межкорпусном пространстве могут определяться как [6, 7] $\frac{\bar{\alpha}_{\text{в}}}{\bar{\alpha}} = 1 - 1,811 \cdot \sqrt[4]{\varkappa}$ при $0 \leq \varkappa \leq 0,04$ и $\frac{\bar{\alpha}_{\text{в}}}{\bar{\alpha}} = \left(\frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha} \right)_{\varkappa=0,04} - 1,25 \cdot (\varkappa - 0,04)$ при $0,04 \leq \varkappa \leq 0,08$.

При ламинарном течении пленки по вогнутой поверхности, образующейся при конденсации чистого пара [16], коэффициент теплоотдачи определяется по зависимости

$$\bar{\alpha} = \frac{7986,4}{\sqrt[4]{R \cdot \Delta t}} \cdot (0,555 + 5 \cdot 10^{-3} \cdot t_s - 1,45 \cdot 10^{-5} \cdot t_s^2),$$

где R – радиус вогнутой поверхности.

Приведенные зависимости для значений коэффициентов теплоотдачи с учетом влияния дополнительных факторов и схемы движения струи позволяют оценить расход пара, конденсирующегося на поверхностях межкорпусного пространства при движении парового потока.

Для определения граничных условий теплообмена на элементах турбины (концевых уплотнений, проточной части, межкорпусного пространства) необходимо иметь параметры пара, омывающего соответствующие поверхности. Авторами в статье [8] приведен алгоритм определения пара в концевых уплотнениях, который позволяет учесть утечки пара из камер с дренажами и найти характеристики течения в каждой камере. Давление в камерах концевых уплотнений определялось с учетом гидравлического сопротивления элементов системы дренажей, перепускных паропроводов и межкорпусного пространства.

Чтобы определить параметры пара в межкорпусном пространстве камеры 7 (рис. 1) на втором этапе пуска, необходимо рассчитать давление и температуру на выходе из межкорпусного пространства. Пар с температурой 190 °С и более через кольцевую щель за 9-й ступенью попадает в межкорпусное пространство, температура элементов которого равна 20 °С, и конденсируется, не поступая в камеру 7 до тех пор, пока температура металла не достигнет температуры насыщения пара. Критерием для определения времени конденсации было равенство температуры участков поверхностей внутреннего и наружного корпусов температуре насыщения пара. Для того чтобы определять температуру поверхности в разные временные интервалы, выполнено расчетное исследование для определения нестационарного температурного поля толстостенной детали при ряде постоянных значений коэффициентов теплоотдачи, которые задавались с шагом 250 Вт/м²К в диапазоне от 1500 до 4750 Вт/м²К.

Выполненное исследование условий конденсации пара на поверхностях межкорпусного пространства позволило определить параметры пара, изменяющиеся на 2-м временном интервале, и найти расход пара через кольца уплотнений с учетом протечек из камер.

Тепловые граничные условия для поверхностей концевых уплотнений и проточной части ЦВД были рассчитаны с учетом расхода пара через секции концевых уплотнений.

Для определения теплового и термонапряженного состояний будем использовать метод конечных элементов в осесимметричной постановке. Конечно-элементная модель построена с использованием 8-и узлового четырехугольного элемента. Улучшение качества и измельчение конечно-элементной сетки было выполнено в зонах концентрации напряжений (придискковые галтели, уплотнения). Задача термпрочности рассматривалась в упругой постановке.

Анализ результатов теплового и термпрочностного расчетов.

На рис. 3 представлено распределение температур в процессе прогрева РВД и пуска из ХС. Как видно, в переднем концевом уплотнении наблюдаются значительные температурные градиенты (моменты времени 91, 105, 140 минут). Часть ротора под обоймой между камерами 5 и 7 (см. рис. 4, а) не прогревается с начала подачи пара на уплотнения до толчка ротора (180 минут).

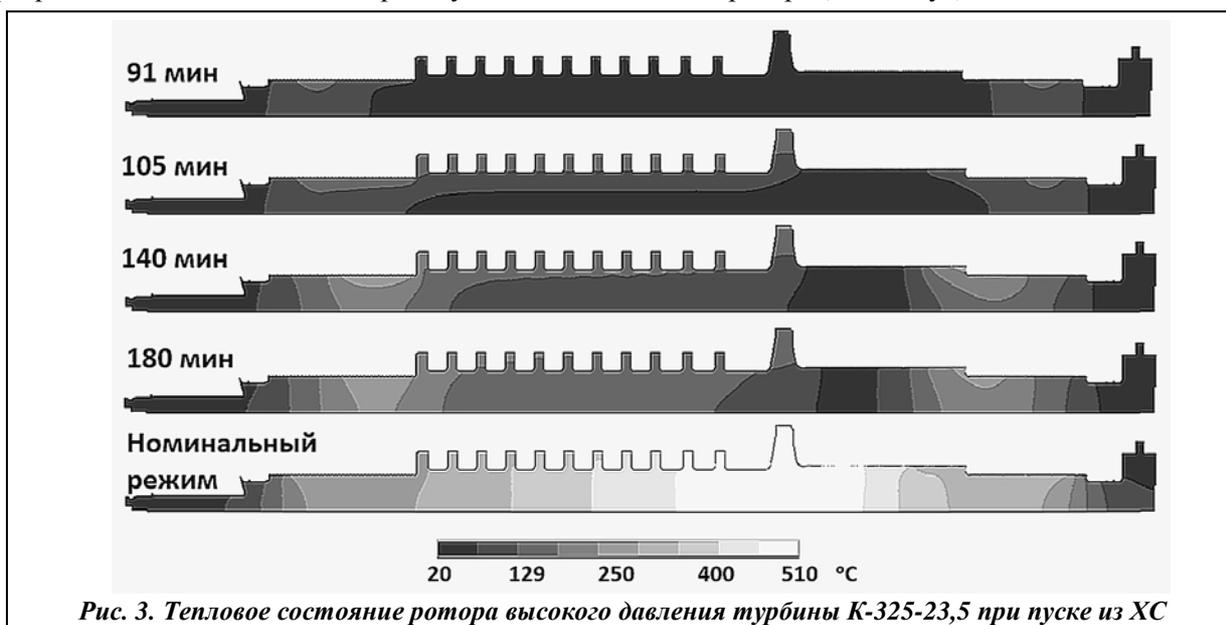


Рис. 3. Тепловое состояние ротора высокого давления турбины К-325-23,5 при пуске из ХС

Предложено изменение конструкции в области переднего концевой уплотнения (рис. 4, б) для улучшения условий прогрева участка РВД, в котором создавались большие градиенты температур. Во внутренней обойме предлагается выполнить 3 вставки и организовать камеры 12–14 (рис. 4, б).

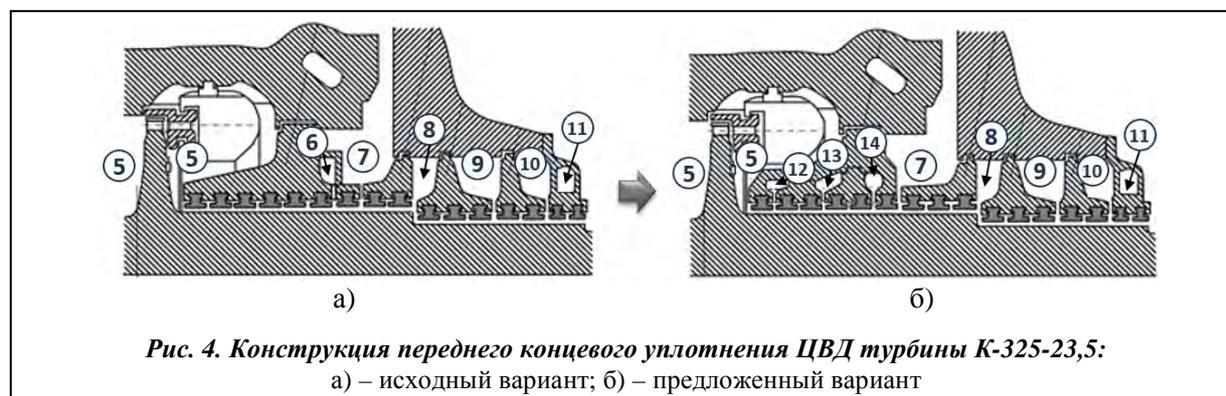
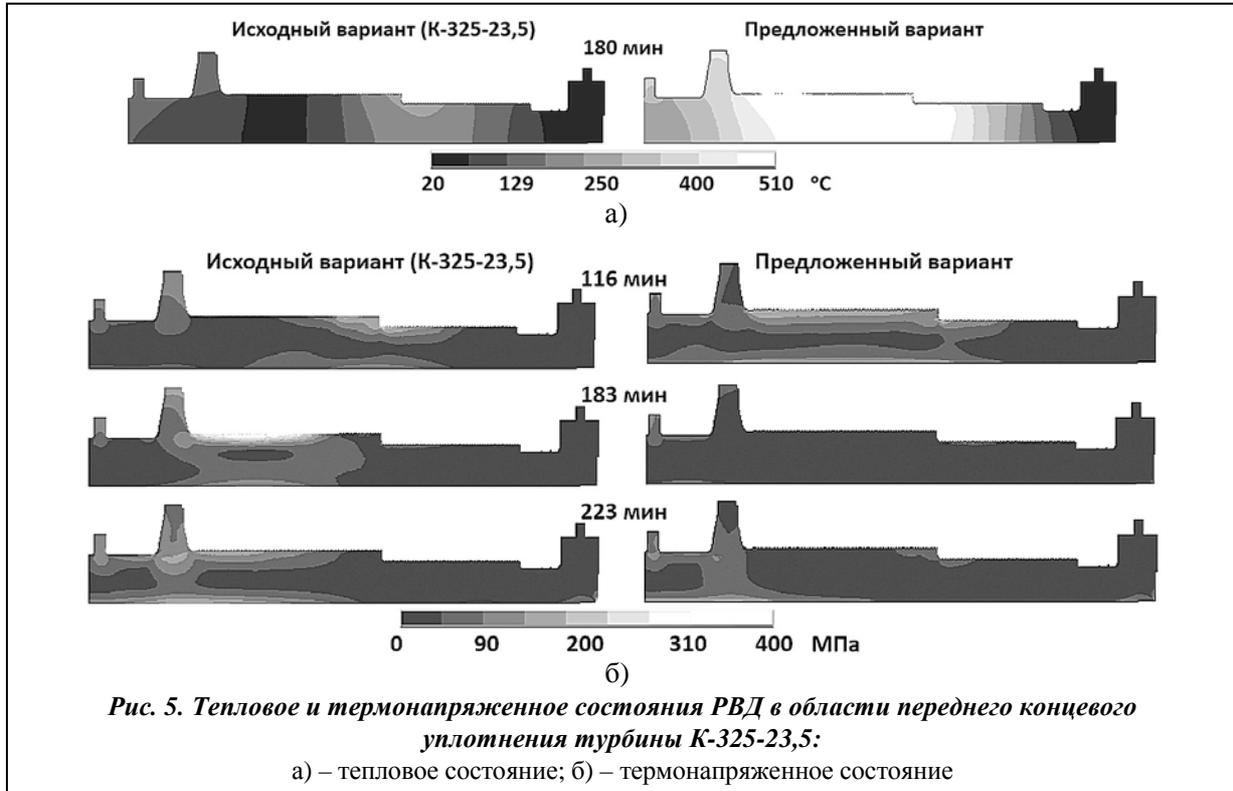


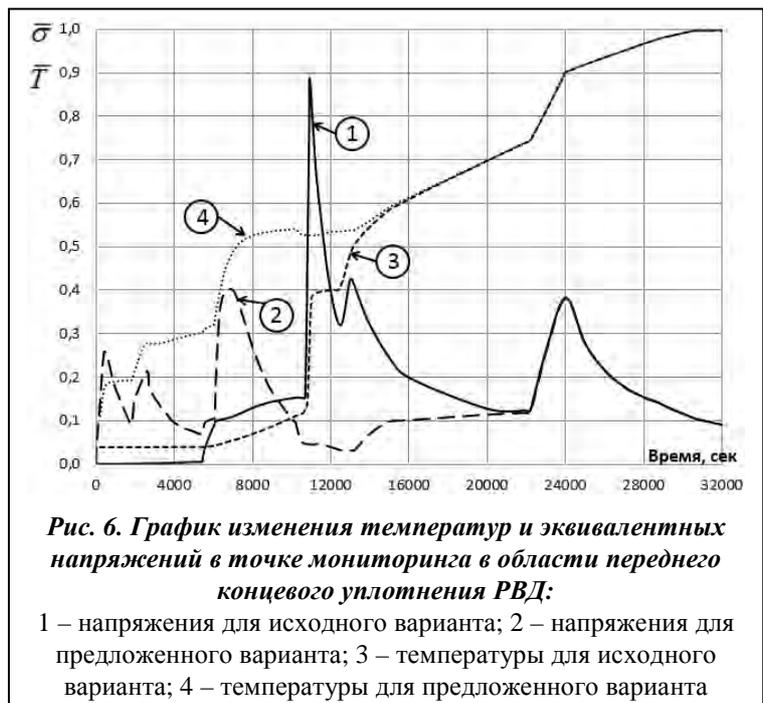
Рис. 4. Конструкция переднего концевой уплотнения ЦВД турбины К-325-23,5: а) – исходный вариант; б) – предложенный вариант

Щель из камеры 7 организуется на месте щели камеры 6. Под обоймой камеры 7 размещается три кольца уплотнения. На 1-м этапе пуска пар из соединительной магистрали дополнительно подается в камеры 8, 12 и 14 с параметрами пара такими же, как и в камерах 2 и 10 (температура $T = 180\text{ }^\circ\text{C}$ и давление $P = 130\text{ кПа}$). На 2-м этапе пуска пар подается через выхлопной патрубок из холодного промпрегрева в камеру 13 с параметрами пара, такими же, как в проточной части и межкорпусном пространстве. Камеры 12, 14, 3 и 9 подсоединены к конденсатору.

Расчет теплового состояния РВД для предложенного варианта конструкции проведен по описанной выше методике и показал, что прогрев ротора происходит равномерно. Сравнение теплового и термонапряженного состояний исходной конструкции и предложенного варианта в процессе пуска из ХС представлено на рис. 5.



Сопоставление результатов расчета теплового состояния РВД для исходного варианта турбины К325-23,5 и предложенного варианта показывают, что участок ротора под передним концевым уплотнением к моменту толчка ротора в предложенном варианте конструкции прогреет равномерно (рис. 5, а). Для исходного варианта конструкции максимальные эквивалентные напряжения в зоне переднего концевое уплотнения в процессе пуска из ХС проявляются на участке под обоймой на 183-й минуте с начала пуска (рис. 5, б). Для предложенного варианта максимальные напряжения формируются на 116-й минуте. Следует отметить, что в результате более равномерного прогрева в области переднего концевое уплотнения РВД общий уровень термонапряжений для предложенного варианта значительно ниже. На рис. 6 представлено сравнение напряжений и температур на протяжении подготовки турбины к пуску и непосредственно пуска из ХС для исходного и усовершенствованного вариантов, которые приведены для точки



мониторинга (см. рис. 2). Температуры отнесены к максимальной температуре РВД, равной 510 °С, а напряжения к пределу текучести $\sigma_{0,2}$ стали 20Х3МВФА при 20 °С ($\sigma_{0,2} = 60$ МПа). Как видно из графика, максимальные напряжения для предложенного варианта значительно ниже, чем для исходного. Следует отметить, что в исходном варианте РВД турбины К-325-23,5 максимальные эквивалентные напряжения в зоне переднего концевое уплотнения превышают предел текучести при рабочей температуре, что может вызвать пластические деформации, а при многократных пусках турбины из ХС уменьшение ресурса РВД по механизму малоциклового усталости.

Выводы

Проанализированная технология предпусковой подготовки и пуска турбины К-325-23,5 из ХС и ее влияние на тепловое и термонапряженное состояние РВД показала, что:

- большая часть РВД на участке под обоймой переднего концевое уплотнения не прогревается на всем этапе предпусковой подготовки;
- после толчка турбины в этой части ротора возникают высокие температурные градиенты; при этом рассчитанные в упругой постановке термонапряжения превышают предел текучести.

Предложено изменение конструкции, которое заключается в организации дополнительных камер в обойме переднего концевое уплотнения, установленной во внутреннем корпусе с подачей в них пара от начала набора вакуума до толчка ротора, что позволило:

- обеспечить прогрев РВД в зоне переднего концевое уплотнения по всей его длине на этапе до толчка ротора;
- исключить возможность появления термоударов и обеспечить повышение надежности работы паровой турбины за счет уменьшения уровня термонапряжений.

Литература

1. Обоснование продления срока службы паровых турбин, имеющих детали с отклонениями от требований нормативной документации / А. В. Судаков, С. Н. Гаврилов, Е. В. Георгиевская, А. И. Левченко, Л. В. Федорова // *Neftegaz.RU*. – 2015 – Т. 2, № 1 – С. 42–47.
2. Setup, validation and probabilistic robustness estimation of a model for prediction of LCF in steam turbine rotors / D. Pusch, M. Voigt, K. Vogeler, P. Dumstorff, H. Almstedt // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea, 2016, Vol. GT2016-57321*, P. 21–31.
3. *Brilliant, H. M. Analytical Approach to Steam Turbine Heat Transfer in a Combined Cycle Power Plant / H. M. Brilliant, A. K. Tolpadi // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, 2004, Vol. GT2004-53387*, P. 401–409.
4. Черноусенко, О. Ю. Оценка остаточного ресурса и продление эксплуатации паровых турбин большой мощности / О. Ю. Черноусенко. – Харьков: ФОП, 2014. – 308 с.
5. Исаченко, В. П. Теплообмен при конденсации / В. П. Исаченко. – М.: Энергия, 1977. – 240 с.
6. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
7. Кутателадзе, С. С. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое / С. С. Кутателадзе, А. И. Леонтьев. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 320 с.
8. Бахмутская, Ю. О. Изменение условий прогрева ротора ЦВД в области передних концевых уплотнений при пуске из холодного состояния. / Ю. О. Бахмутская, В. Н. Голощапов // *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. – Харків: НТУ «ХП», 2017. – № 10(1232). – С. 38–43.
9. Голощапов, В. Н. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума / В. Н. Голощапов, Ю. О. Бахмутская // *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. – Харків: НТУ «ХП». – 2016. – № 8(1180). – С. 122–128.
10. Алехина, С. В. Нестационарный теплообмен на поверхности роторов турбомашин в лабиринтовых уплотнениях / С. В. Алехина, В. Н. Голощапов, А. О. Костиков // *Компрессор. и энерг. машиностроение*. – 2007. – Т. 7, № 1. – С. 100–102.
11. Оценка условий теплообмена в окрестности критической точки при натекании струи на преграду / Ю. М. Мацевитый, В. А. Маляренко, В. Н. Голощапов, В. А. Барсуков // *Инж.-физ. журн.* – 1979. – Т. XXXVII, № 2. – С. 23–36.
12. Голощапов, В. Н. Методологический подход к определению коэффициентов теплоотдачи во впадинах уплотнений ступенчатого типа / В. Н. Голощапов, О. В. Котульская, Ю. О. Бахмутская // *Компрессор. и энерг. машиностроение*. – 2015. – 41, № 3. – С. 32–36.
13. Голощапов, В. Н. Граничные условия теплообмена во впадинах уплотнений ступенчатого типа / В. Н. Голощапов, Ю. О. Бахмутская // *Компрессор. и энерг. машиностроение*. – 2016. – Т. 45, № 3. – С. 21–24.

14. *Теплообмен* в элементах конструкций паровых турбин / Ю. М. Мацевитый, С. В. Алехина, В. Н. Голощапов, О. В. Котульская. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2012. – 288 с.
15. *Зысина-Моложен, Л. М.* Теплообмен в турбомашинках / Л. М. Зысина-Моложен, Л. В. Зысин, М. П. Поляк. – Л.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
16. *Теплоотдача* при конденсации пара в цилиндрической расточке / В. М. Капинос, Л. А. Гура, В. В. Рухлинский, В. В. Навроцкий // Изв. вузов. Энергетика. – 1985. – № 1. – С. 83–87.

Поступила в редакцию 21.02.17

¹ Н. С. Щербаков

¹ В. П. Парафейник, д-р техн. наук

² А. А. Рябов

² В. В. Шевчук

³ В. Н. Разношинский

¹ И. Н. Тертышный

¹ С. А. Прилипко

¹ ПАО «Сумское НПО», г. Сумы,
e-mail: tkm@frunze.com.ua

² ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс»,
г. Запорожье, e-mail:
035011@ivchenko-progress.com

³ ПАО «Мотор – Сич»,
г. Запорожье,

e-mail: ueugra@motorsich.com

УДК 621.515

ВЫБОР СИСТЕМНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ.

Ч. III. Исследование эффективности основных систем турбокомпрессорного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 по результатам его натур- ных испытаний

На стенді замкнутого контуру ПАТ «Сумське машинобудівне НВО» в процесі випробувань газоперекачувального агрегату типу ГПА-Ц-6,3А одержані характеристики енергетичної ефективності відцентрового компресора (ВК) природного газу і приводного газотурбінного двигуна на різних режимах їх роботи, а також дані про гідравлічні втрати в повітряприймальному та випускному трактах турбокомпрессорного агрегату ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, які впливають на енергетичну ефективність газотурбінного приводу. Одержані дані показали, що при розрахунковому режимі роботи ВК політропний коефіцієнт корисної дії досягає 85%, а ефективний ККД двигуна, на його номінальному режимі роботи, складає 30%, що відповідає технічним умовам на створення агрегату.

Ключові слова: турбокомпрессорний агрегат, обчислювальний експеримент, натурний експеримент, відцентровий компресор, газотурбінний двигун, політропний ККД компресора, ефективний ККД двигуна, гідравлічні втрати.

Введение

В части 2 статті [1] представлені програма і методическі основи натурних іспытаний агрегата типа ГПА-Ц-6,3А, которые выполнены на стенде замкнутого контура (ЗК) ПАО «Сумское машиностроительное НПО» (СМНПО). Анализ полученных данных позволил сделать вывод о том, что на основе результатов испытаний основных и вспомогательных систем агрегата в условиях, близких к эксплуатационным, возможна верификация расчетной модели, используемой при обосновании выбора системной характеристики агрегатов типа ГПА-Ц-6,3А [2] на основе различных подходов при их построении. Методические основы обобщенного термодинамического анализа энерготехнологической схемы (ЭТС) на примере дожимного агрегата типа ГПА-Ц-6,3А изложены в работах [1, 3].

Основными исходными данными для проведения термодинамического анализа ЭТС на стадии предпроектной НИР являются характеристики центробежного компрессора (ЦК) и газотурбинного двигателя (ГТД). Ниже представлены расчетные газодинамические характеристики проточной части (ПЧ) компрессора типа НЦВ-6,3 (рис. 1) и расчетная характеристика эффективности двигателя типа

© Н. С. Щербаков, В. П. Парафейник, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко 2017