

## ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ ЦВД И ЦНД ТУРБИНЫ К-1000-60/3000

- ЧЕРНОУСЕНКО О.Ю.** д-р техн. наук, профессор, заведующая кафедрой теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского», г. Киев, Украина; e-mail: chernousenko20a@gmail.com
- БУТОВСКИЙ Л.С.** канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: home\_129@mail.ru
- НИКУЛЕНКОВА Т.В.** канд. техн. наук, доцент кафедры теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: tetyana.nikulenkova@gmail.com
- БЕДНАРСКАЯ И.С.** магистрант кафедры теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского»; г. Киев, Украина; e-mail: innabednarska1@gmail.com

**Цель работы.** Исследование режимов работы влажно-паровой турбины мощностью 1000 МВт, разработка методики расчета и определении граничных условий теплообмена для концевых уплотнений роторов высокого и низкого давлений на переменных режимах работы энергоблоков для последующего выполнения оценки малоциклового усталости роторов турбины К-1000-60/3000, определение степени возможной поврежденности основного металла, расчета остаточной наработки, а также индивидуального ресурса.

**Методы исследования.** При моделировании геометрии уплотнений на первом этапе поверочного расчета разработана методика создания пространственных конструкций элементов турбомашин с применением для РВД и РНД программного продукта Solid Works и математического метода расчета, который заложен в нем (метод конечных элементов).

**Полученные результаты.** Выполнены расчеты граничных условий участков концевых уплотнений РВД и РНД при пусках из холодного, неостывшего и горячего состояний с учетом изменения режимных параметров. Установлено, что значение коэффициента теплообмена увеличивается с ростом мощности турбины и имеет максимальную величину при номинальном режиме. Максимальная величина коэффициента теплоотдачи для РВД  $\alpha = 2168,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , для РНД  $\alpha = 701,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Получена аппроксимирующая зависимость коэффициента теплоотдачи для начального участка ротора высокого давления от относительного расхода пара на турбину в диапазоне 0,4 – 1,0.

**Научная новизна.** Авторами впервые проведены расчеты значений коэффициента теплоотдачи для концевых уплотнений роторов высокого и низкого давлений для трех видов пуска – из холодного, неостывшего и горячего состояния в зависимости от теплового состояния роторов и относительного расхода пара на турбину. Полученная аппроксимирующая зависимость коэффициента теплоотдачи для начального участка ротора высокого давления от относительного расхода пара на турбину в диапазоне 0,4 – 1,0 дает возможность выполнить необходимые расчеты при других видах пусков и температурном состоянии роторов.

**Практическая ценность.** Полученные результаты расчетов коэффициента теплоотдачи на участках концевых уплотнений РВД и РНД при пусках из различных тепловых состояний дают возможность рассчитать термонапряженное состояние роторов турбины и оценить величину малоциклового усталости роторов ЦВД и ЦНД.

**Ключевые слова:** турбина паровая; переднее концевое уплотнение; заднее концевое уплотнение; пуск из холодного, горячего, неостывшего состояния; теплообмен в уплотнениях; граничные условия.

### I. ВВЕДЕНИЕ

Атомная энергетика является основной альтернативной ископаемым видам топлива - углю, нефти и газу в области получения электроэнергии, а также

сокращения при этом выброса в атмосферу углекислого газа и сокращения, таким образом, парникового эффекта [1].

По состоянию на 2011 г. по данным МАГАТЭ в мире эксплуатировалось 435 ядерных энергоблока

общей установленной электрической мощностью примерно 370 ГВт и 63 ядерных энергоблока (60,5 ГВт) находились в стадии строительства [2]. По прогнозам МАГАТЭ [3] установленные мощности мирового парка АЭС к 2030 г. достигнут 500 ГВт при минимальном сценарии развития и 746 ГВт при максимальном. В соответствии с последним прогнозом Международного энергетического агентства (IEA) [4] доля ядерной энергии в удовлетворении спроса на первичную энергию вырастет не значительно – с 6% в 2009 г. до 7% в 2035 г. Прогнозируется рост спроса на все виды электроэнергоносителей на фоне уменьшения доли ископаемых видов топлива в мировом потреблении первичных энергоресурсов с 81% в 2010 г. до 75% в 2035 г. [4]. С целью повышения эффективности цикла АЭС рассматривается вопрос о переходе водоохлаждаемых реакторов на сверхкритические параметры. С этой целью в Европе организован Консорциум по разработке легководных реакторов с высокими характеристиками (HPLWR), которые проектируются на СКД [5]. Ожидаемый КПД АЭС – примерно 44%.

В настоящее время многие промышленно развитые страны Азии, Европы и Америки инвестируют значительные средства в развитие атомной энергетики, что позволяет вводить в строй ежегодно десятки атомных реакторов.

Украина занимает седьмое место в мире по показателю установленной мощности АЭС – 14148 МВт. На четырех атомных электростанциях – Запорожской, Ровенской, Южно-Украинской и Хмельницкой эксплуатируются 15 энергоблоков, из которых тринадцать – типа ВВЭР-1000 и два – ВВЭР-440 [6].

По данным различных источников в последнее время доля выработки электроэнергии на атомных электростанциях Украины составляет более 50 % от общей совместной выработки с тепловыми электростанциями. Значительная часть энергетических блоков ТЭС была введена в строй в 70-е годы XX столетия и большинство из них выработали свой ресурс, они физически и морально устарели и будут неизбежно выводиться из эксплуатации несмотря на принимаемые меры по продлению ресурса их работы. В итоге доля атомных электростанций в выработке электроэнергии будет постепенно расти.

В то же время некоторые блоки АЭС также близки или уже несколько превысили свой проектный срок эксплуатации – 30 лет [10]. В это число попадают блоки ЗАЭС3, РАЭС3, ЗАЭС4, ХАЭС1, что неизбежно требует проведения комплекса мероприятий по анализу состояния их основного оборудования – реакторов, турбин, решения вопроса о возможной их дальнейшей эксплуатации, а также разработки мероприятий по продлению срока их эксплуатации [11].

## II. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Для стабильной работы электрических станций в

структуре генерирующих мощностей базовые энергоблоки (в первую очередь блоки 1000 МВт на АЭС) должны составлять (50-55)% от общей мощности, полупиковые энергоблоки – (30-35)%, а пиковые энергоблоки – 15%. В то же время в Украине мощности пиковых гидроэлектростанций (ГЭС) и гидроаккумулирующих станций (ГАЭС), которые могут быть высокоманевренными пиковыми мощностями, составляют только 10,1%. Суммарная выработка энергоблоков ТЭС мощностью 100-150 МВт, которые могут эффективно использоваться как маневренные полупиковые составляет примерно 18%. Поэтому распространенной практикой является использование в маневренных полупиковых режимах, кроме пеллеговых блоков мощностью 200-300 МВт, а также блоки АЭС мощностью 1000 МВт, которые не проектировались для работы в таких режимах.

Работа на переходных маневренных режимах (пуск – остановка) приводит к возникновению дополнительных термических напряжений в оборудовании станций, что существенно влияет на надежность роторов и корпусов турбины, которые наряду с реактором являются одними из аварийно опасных элементов станции. В соответствии с этим, количество пусков за срок службы оборудования ограничено нормативными документами.

Для обеспечения возможности вращения ротора в неподвижном корпусе между ними предусмотрен соответствующий зазор, через который протекает определенное количество рабочего тела – пара. Для уменьшения потерь пара через зазоры между ротором и корпусом применяют лабиринтные уплотнения, представляющие собой ряд сужений для потока протечки [12], [13]. Пар, проходящий через уплотнения, не совершает полезной работы в ступени турбины, поэтому энергия пара через протечки является потерянной для турбины.

Расходы пара в уплотнениях могут составлять (2 – 4)% от общего расхода пара на турбину, что приводит к уменьшению электрической мощности турбоустановки. Длина концевых уплотнений может достигать до (30 – 40)% от длины проточной части турбины [12], [13].

Общие принципы конструктивного выполнения уплотнений паровых турбин, в том числе и концевых уплотнений, определяются нормативными документами [14]. При конструктивных отклонениях во время изготовления или сборки элементов уплотнения могут возникнуть задевания вращающихся деталей о неподвижные. Такие задевания могут иметь место также при короблении статорных или изгибе роторных элементов, вследствие повышенной вибрации ротора [10], а также при неправильной организации рабочего процесса на переменных режимах, особенно при пуске турбины. При задевании деталей в месте касания металла ротора и статора выделяется теплота, при которой нагреваются периферийные слои металла ротора и статора. В результате теплового расширения

металла в месте касания возникает деформация ротора и напряжения сжатия, которые могут превзойти предел текучести материала и в роторе могут возникнуть остаточные деформации, что делает невозможной дальнейшую эксплуатацию турбины.

Условия работы цилиндра и ротора главным образом характеризуются уровнем и распределением температур в этих деталях, так как именно этими факторами определяются основные характеристики прочности металла.

В случае использования уплотнений с гладким ротором при задевании гребней уплотнения о поверхность ротора они стачиваются, зазоры увеличиваются, утечки пара возрастают и экономичность установки снижается. Выполняемые работы по совершенствованию уплотнений связаны с анализом процессов, происходящих в уплотнениях при различных режимах работы и различном исполнении уплотнений традиционного вида [15, 16].

Работы по усовершенствованию конструкции уплотнений паровых турбин ведутся в направлении разработки и применения новых типов уплотнений, в частности, сотового типа [10]. Опытные и внедренческие работы выполнены для ряда конденсационных и теплофикационных турбин различной мощности от 150 МВт до 1200 МВт на тепловых электростанциях [17, 18]. Результаты применения уплотнений сотового типа для турбины АЭС типа К-1000-60/1500-2 рассмотрен в работе [19], где приведено сравнение характеристик уплотнений лабиринтного и сотового типа.

Для уменьшения термонапряженного состояния корпуса и ротора турбины в области концевых уплотнений и увеличения ресурса ведутся работы по совершенствованию схемы подачи пара на уплотнения для турбоустановок различной мощности и назначения [20, 21].

В настоящее время работы в указанных направлениях для турбины типа К-100-60/3000 не ведется. Для определения возможного направления работ по повышению эффективности концевых уплотнений и экономичности турбоустановки, увеличению надежности и срока службы агрегата и разработки соответствующих мероприятий по модернизации системы необходимо проведение работ по анализу существующих условий работы оборудования.

Кроме того, вопросы экономики ставят все более жесткие требования к сокращению времени пуска и остановки турбоагрегатов и возможности быстрого изменения режима их работы. Это вызывает необходимость подробного исследования работы основных элементов турбин в условиях нестационарных температурных режимов.

Таким образом, выбор режимов эксплуатации турбины в значительной степени определяется процессами тепломассообмена в уплотнениях турбины.

По расчету процессов теплообмена в уплотнениях различного типа и условий применения имеется достаточно обширная литература [22] – [25], но приведенные данные относятся, в основном, к исследованиям на моделях, и не учитывают специфику работы конкретных концевых уплотнений, например, на турбине К-1000-60/3000 и влияние на процессы теплообмена при работе турбины на переменных режимах.

### III. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель работы заключается в исследовании режимов работы влажно-паровой турбины мощностью 1000 МВт, разработки методики расчета и определения граничных условий теплообмена для концевых уплотнений роторов высокого и низкого давлений на переменных режимах работы энергоблоков для последующего выполнения оценки малоциклового усталости роторов турбины К-1000-60/3000 Хмельницкой АЭС, определение степени возможной поврежденности основного металла, расчета остаточной наработки, а также индивидуального ресурса.

### IV. ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА И АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

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-1000М [27].

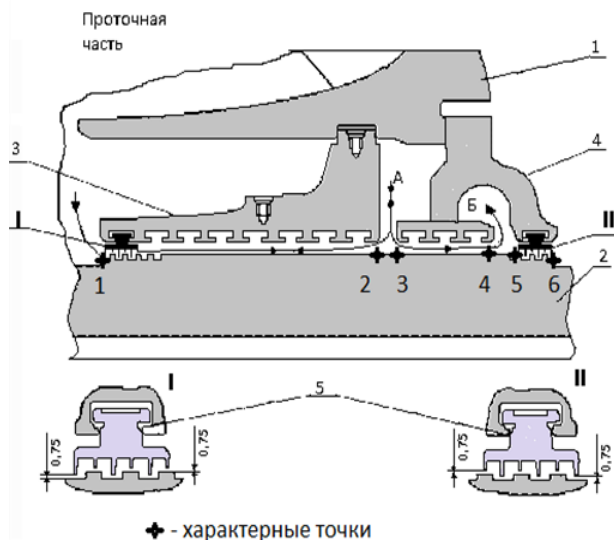
В состав турбины К-1000-60/3000 входят один цилиндр высокого давления четыре цилиндра низкого давления, предназначенных для преобразования тепловой энергии пара в механическую энергию вращения ротора турбины.

Цилиндр высокого давления - двухпоточный, по пять ступеней давления в каждом потоке, состоит из наружного и внутреннего корпусов. Проточная часть ЦВД состоит из диафрагм и рабочих колес.

Ротор ЦВД - цельнокованный, с постоянным корневым диаметром всех ступеней. В местах выхода ротора из корпуса установлены концевые уплотнения, предназначенные для предотвращения подсоса воздуха в турбину при наборе вакуума и при работе турбины с малыми расходами пара, а также для предотвращения утечки пара в помещение машзала при нагрузках турбины, когда давление пара на выходе из ЦВД выше давления уплотняющего пара в коллекторе.

Концевое уплотнение (рис. 1) представляет собой сегменты уплотнений (5), расположенные в обойме (3) и в каминной камере (4). Сегменты имеют уплотнительные усики различной длины, которые совместно с соответствующими выступами и впадинами на роторе (2) образуют лабиринт. Радиальные зазоры в концевых уплотнениях составляют 0,75 мм.

Цилиндры низкого давления (ЦНД-1,2,3,4) - двухпоточные, по пять ступеней давления в каждом потоке. ЦНД состоит из наружного и внутреннего



1 – корпус наружный ЦВД; 2 – ротор; 3 – обойма уплотнения; 4 – камера каминная; 5 – сегмент уплотнения. А – подвод уплотняющего пара (отвод протечек пара); Б – отсос паровоздушной смеси. 1-6 – точки для расчета коэффициентов теплопередачи.

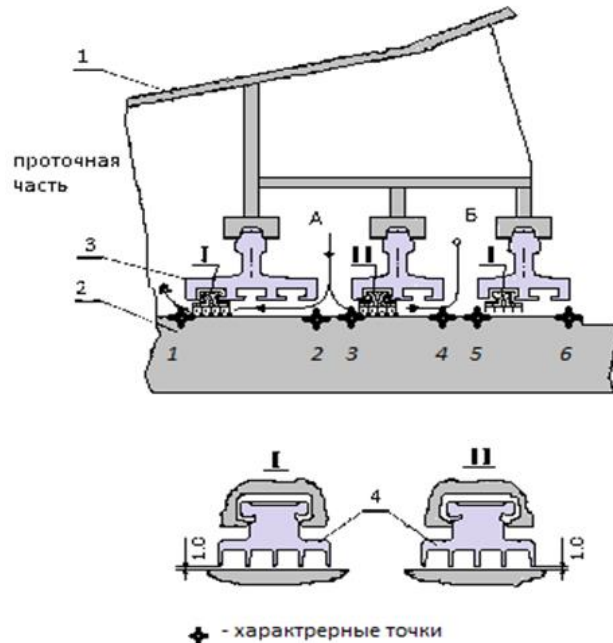
**Рисунок 1.** Узел концевых уплотнений ЦВД и схема расположения точек для расчета коэффициентов теплоотдачи по поверхности ротора высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000

корпусов сварной конструкции. Наружный корпус ЦНД состоит из трех частей - средней и двух выхлопных. Наружный корпус цилиндра (1), обойма (3) и корпус каминной камеры (4), а также собственно каминная камера образуют камеры уплотнений. Из камеры "А" уплотнений со стороны проточной части производится отвод протечек пара или подвод уплотняющего пара на режимах, когда давление пара на выходе из ЦВД ниже атмосферного, а из каминной камеры "Б" (со стороны атмосферы) производится отсос паровоздушной смеси.

Роторы ЦНД - сварно-кованные, с постоянным корневым диаметром всех ступеней. В местах выхода роторов из наружных корпусов ЦНД расположены концевые уплотнения, предназначенные для предотвращения подсоса воздуха в вакуумную систему турбины на всех режимах работы. Концевое уплотнение (рис. 2) представляет собой сегменты уплотнений (4), расположенные в обоймах (3). Сегменты имеют уплотнительные усики, образующие лабиринт. Радиальные зазоры в концевых уплотнениях ЦНД составляют 1,0 мм.

Наружный корпус ЦНД (1) и обоймы (3) образуют камеры уплотнений. В камеру "А" уплотнений со стороны проточной части подводится уплотняющий пар, а из камеры "Б" со стороны атмосферы производится отсос паровоздушной смеси.

Турбина снабжена системой пароснабжения концевых уплотнений цилиндров и отсоса из них паровоздушной смеси. Камеры "А" концевых



1 - наружный корпус ЦНД, 2 - ротор ЦНД, 3 - обоймы уплотнений, 4 - сегменты уплотнений. А – подвод уплотняющего пара (отвод протечек пара); Б – отсос паровоздушной смеси; 1-6 – точки для расчета коэффициентов теплопередачи.

**Рисунок 2.** Узел концевых уплотнений ЦНД и схема расположения точек для расчета коэффициентов теплоотдачи по поверхности ротора низкого давления паровой турбины К-1000-60/3000

уплотнений (рис. 1, 2) со стороны проточной части соединены с коллектором уплотняющего пара, пароснабжение которого производится от паровой уравнительной линии деаэраторов или от РУ 14/7 через регулирующийся клапан, поддерживающий давление в коллекторе в пределах 0,15-0,2 кгс/см<sup>2</sup>. При неисправности регулирующего клапана предусмотрена возможность пароснабжения коллектора уплотняющего пара по байпасу, на котором установлена задвижка.

В коллектор уплотняющего пара производится также отвод пара из вторых камер уплотнений штоков стопорных и регулирующих клапанов высокого давления и первых камер уплотнений штоков стопорных и регулирующих клапанов низкого давления, а при нагрузках турбины более 20 % номинальной – также и пар из камер "А" концевых уплотнений ЦВД со стороны проточной части. Подвод пара к камерам уплотнений ЦНД выполнен двухсторонним (трубопроводом  $D_y$  150 в нижнюю часть окружности камеры уплотнения и трубопроводом  $D_y$  50 - в верхнюю часть окружности уплотнения). Отсос паровоздушной смеси из камер "Б" концевых уплотнений со стороны воздуха производится в сальниковый подогреватель, в котором водоструйными эжекторами поддерживается давление  $\sim 0,92$  кгс/см<sup>2</sup> (абс.).

Расчетные исследования высокотемпературных

элементов турбоустановки К-1000-60/3000 блок №1, согласно [24], проведены для наиболее характерных в практике эксплуатации ХАЭС режимов работы.

Пуск турбины производился согласно соответствующему графику-заданию, а именно:

- пуск из холодного состояния (ХС) при температуре металла наружной поверхности фланца ЦВД в зоне паровпуска  $T_{\text{фл.ЦВД}} < 60^{\circ}\text{C}$  согласно графику-заданию пуска турбины из холодного состояния;

- пуск из неостывшего состояния (НС) при температуре металла наружной поверхности фланца ЦВД в зоне паровпуска  $100^{\circ}\text{C} < T_{\text{фл.ЦВД}} < 150^{\circ}\text{C}$  согласно графику-заданию пуска турбины из неостывшего состояния;

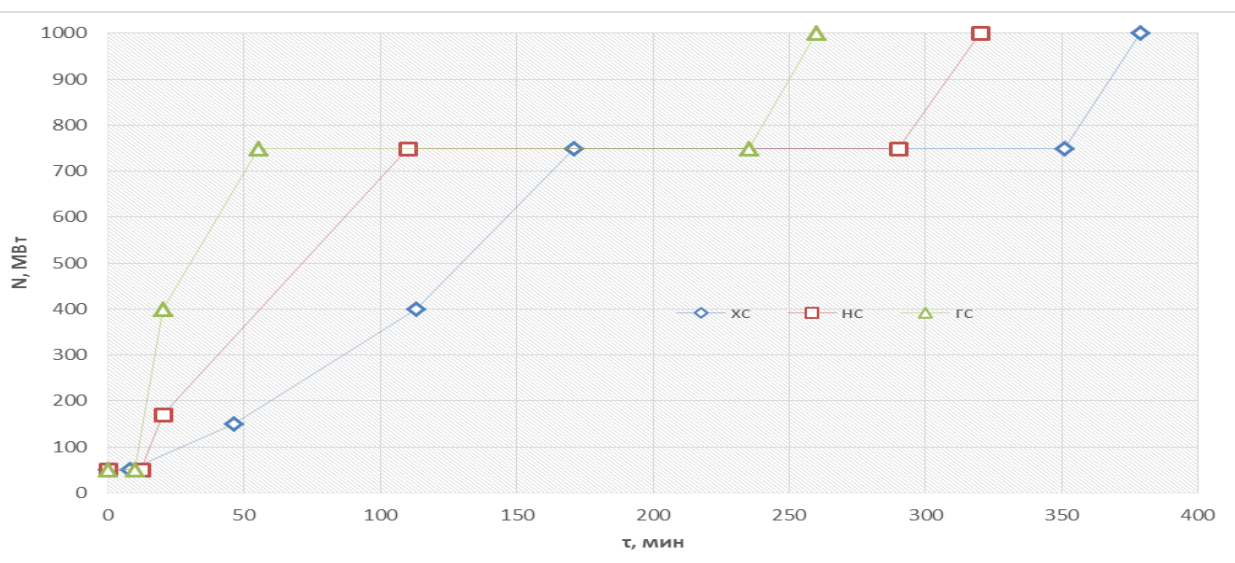
- пуск из горячего состояния (ГС) - при температуре металла наружной поверхности фланца ЦВД в зоне паровпуска  $150^{\circ}\text{C} < T_{\text{фл.ЦВД}} < 200^{\circ}\text{C}$  согласно графику-заданию пуска турбины из горячего состояния.

При температуре металла наружной поверхности фланца ЦВД в зоне паровпуска, отличающейся от температуры, приведенной на графиках, пуск турбины производился по ближайшему графику, соответ-

ствующему более холодному состоянию.

На рис.3 показан обобщенный сравнительный график зависимости мощности турбоустановки от времени пуска для трех состояний – ХС, НС и ГС. По приведенным данным можно определить электрическую мощность турбины в любой момент времени в том числе и на режимах пусков из других промежуточных тепловых состояний. Пуск из холодного состояния длится 379 мин., из неостывшего – 320 мин., из горячего – 260 мин. Геометрическая модель концевых уплотнений ротора ВД турбины К-1000-60/3000 приведена на рис. 1, а ротора НД – на рис. 2.

Для характерных режимов по мощности, где имелись перегибы в кривых изменения параметров, выбирались абсолютные текущие расходы пара в первой ступени -  $G_{\text{п1ст}}$ , по которым, в свою очередь, рассчитывались относительные расходы пара  $G_{\text{п1ст}}^{\text{ст}}/G_{\text{п01ст}}^{\text{ст}}$ , где  $G_{\text{п01ст}}^{\text{ст}}$  – расход пара через 1 ступень на номинальном режиме. Для каждого режима по зависимости Флюгеля-Стодолы [13] строились процессы расширения пара по ступеням в  $h$ - $s$  диаграмме и рассчитывались характеристики, необходимые для определения параметрических данных.



**Рисунок 3.** Обобщенный график зависимости мощности турбины от времени пуска для различных тепловых состояний.

При моделировании геометрии уплотнений на первом этапе поверочного расчета разработана методика создания пространственных конструкций элементов турбомашин с применением для РВД и РНД программного продукта Solid Works [26].

Изменений в проектную конструкцию РВД и РНД завода изготовителя в процессе поверочного расчета не вносилось.

При задании ГУ учитывались схемы протечек пара в уплотнениях в соответствии с реальными графиками пуска из различных тепловых состояний. Ко-

эффициенты теплоотдачи для уплотнений определялись согласно критериальным уравнениям [27].

На поверхностях роторов при решении краевой задачи нестационарной теплопроводности задавали нестационарные ГУ I–IV рода с учетом эксплуатационных переменных режимов работы.

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

$$T_{cm} = (x, y, z, \tau).$$

ГУ II рода задаются по тепловому потоку на поверхности тела  $q_{ct}$  для изолированных поверхностей:

$$q = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau).$$

ГУ III рода задаются по температуре пара и закономерности теплообмена между средой и поверхностью тела в виде:

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha(t_{cp} - t_{ct}).$$

ГУ IV рода соответствуют идеальному контакту твердых тел, когда оба тела на границе их соприкосновения имеют одинаковые температуры и тепловые потоки:

$$T_{cm1} = T_{cm2},$$

$$-\lambda_1 \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_2.$$

При определении граничных условий теплообмена роторов необходимо иметь информацию относительно его характерных размеров и выполнить детальный расчет проточной части на номинальном режиме эксплуатации. В ходе детального расчета отсека определяют основные термодинамические параметры пара (давление, температура, удельный объем), перепады энтальпий, величины потерь и значения скоростей на среднем сечении для сопловых и рабочих лопаток ступени. При нестационарных режимах работы используется расчетная оценка приведенных выше параметров пара для расходов, соответствующих графику - заданию (например, рис. 2).

После определения основных параметров на номинальном и переменных режимах эксплуатации можно непосредственно перейти к определению граничных условий I-IV рода.

В соответствии с этими преобразованиями критериальные уравнения для уплотнений ротора высокого давления имеют вид:

$$Nu = 1,14 \cdot Re^{0,6} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,56} Pr^{0,43},$$

$$Re = 2 \cdot 10^2 \div 6 \cdot 10^3,$$

$$Nu = 2,04 \cdot Re^{0,5} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,56} Pr^{0,43},$$

$$Re \leq 1 \cdot 10^4,$$

$$Nu = 0,476 \cdot Re^{0,7} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,56} Pr^{0,43},$$

$$Re = 6 \cdot 10^3 \div 1,2 \cdot 10^5.$$

Определяющая скорость, которая используется в формуле для расчета является средней расходной скоростью пара в зазоре:

$$\omega_{yn} = \frac{G_{yn} \cdot v_{yn}}{f_{yn}}.$$

Расход пара через уплотнения:

$$G_{yn} = 316,2 \cdot f_{yn} \cdot \mu_{yn} \sqrt{\frac{P_0^2 - P_1^2}{P_0 \cdot v_0 \cdot z}}.$$

Рабочая площадь уплотнений:

$$f_{yn} = \Pi \cdot d_{yn} \cdot \delta.$$

Определяющая температура – средняя по длине уплотнения температура среды.

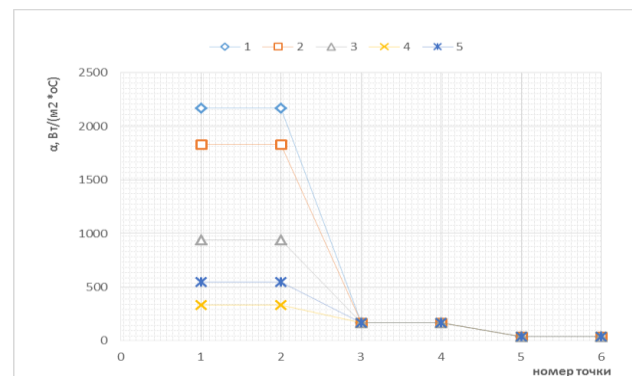
На участке 1-2 (рис. 1) количество зубцов  $z = 48$ , на участке 3-4  $z = 18$ , на участке 5-6  $z = 6$ .

При  $\frac{G}{G_0} = 0,06$  формула для  $G_{yn}$  имеет другой

вид, потому что расходы пара слишком малы, а давление пара на выходе из ЦВД меньше, чем давление уплотняющего пара в коллекторе:

$$G_{yn} = 316,2 \cdot f_{yn} \cdot \mu_{yn} \sqrt{\frac{(P_{кол})^2 - P_0^2}{P_{кол} \cdot v_{кол}}}.$$

Граничные условия по оценке теплового и напряженно-деформированного состояния металла уплотнений роторов паровой турбины К-1000/60-3000 для концевых уплотнений ЦВД при пуске из холодного состояния при различных относительных расходах пара представлены на рис. 4. Аналогичные данные получены для пуска из неостывшего и горячего состояния.



1 -  $G_{n1}^{cm}/G_{n01}^{cm} = 1,0$ ; 2 - 0,8; 3 - 0,4; 4 - 0,2; 5 - 0,06

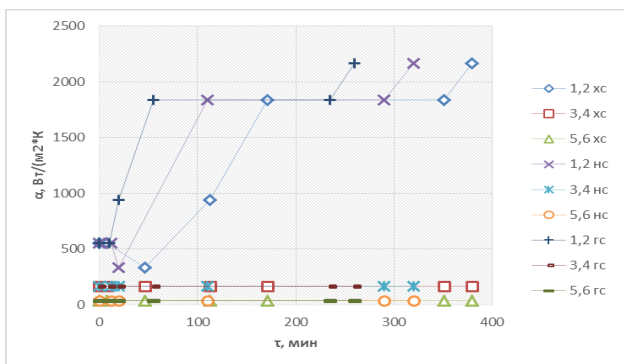
**Рисунок 4.** Зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  для различных участков концевых уплотнений по длине ротора ВД

Из рис. 4 видно, что максимальные значения коэффициента теплоотдачи отмечены для участка 1-2,

что связано с изменением параметров пара при изменении режимов пуска. При номинальном режиме  $\alpha = 2168,8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ .

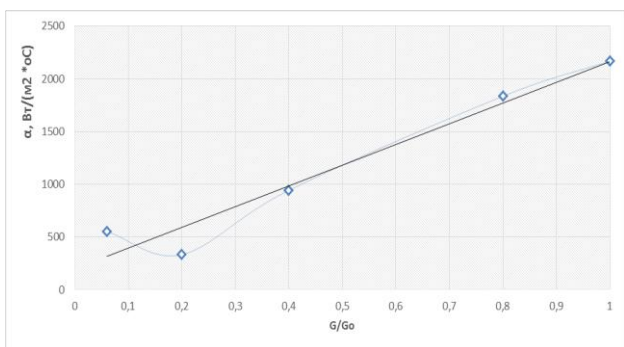
Для участков 3-4 и 5-6 реализована другая схема подачи пара на уплотнения, которая не зависит от режимов пуска. Следует также отметить более низкий уровень коэффициентов теплоотдачи для этих участков.

Результаты расчетов по коэффициенту теплоотдачи  $\alpha$  для участка 1-2 ротора ВД для трех тепловых состояний оказалось возможным представить в виде зависимости от времени пуска, что позволяет для каждого момента времени рассчитать тепловое состояние ротора при пуске из различных тепловых состояний (рис. 5).



**Рисунок 5.** Зависимость коэффициента теплоотдачи для участка 1-2 РВД от времени пуска при различных тепловых состояниях оборудования

На рис. 6 представлены данные по коэффициенту теплоотдачи для участка 1-2 РВД в зависимости от относительного расхода пара на турбину. На этом графике нанесены данные для пуска из трех тепловых состояний.



**Рисунок 6.** Зависимость коэффициента теплоотдачи для участка 1-2 РВД от относительного расхода пара на турбину.

Приведенные на рис. 6 данные дают возможность определить коэффициент теплоотдачи для любых относительных расходов пара на турбину при пусках из любого теплового состояния.

Аппроксимирующая зависимость имеет вид:

$$\alpha = 1966 \cdot \left( \frac{G_{nl}^{cm}}{G_{n01}^{cm}} \right) + 198,6.$$

Расчетная зависимость достаточно точно обобщает полученные расчетные данные. Отклонение отмечается при значениях  $(G_{nl}^{ct}/G_{n01}^{ct}) < 0,2$ , что связано с изменением схемы подачи пара на уплотнения.

Аналогичные расчеты по теплообменным характеристикам были проведены для уплотнений РНД.

Для участков ротора низкого давления с прямоточными концевыми уплотнениями уравнения конвективного теплообмена использовались в виде [17]:

$$Nu = 0,256 \cdot Re^{0,6} \left( \frac{s}{\delta} \right)^{-0,085} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,075} Pr^{0,43},$$

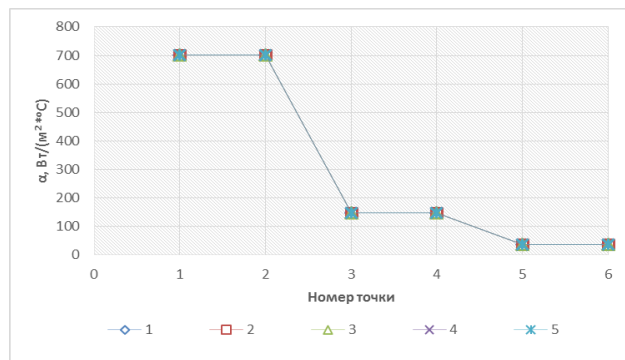
$$Re = 2,4 \cdot 10^2 \div 8,7 \cdot 10^3,$$

$$Nu = 0,0454 \cdot Re^{0,8} \left( \frac{s}{\delta} \right)^{-0,1} \left( \frac{h}{\delta} \right)^{-0,1} Pr^{0,43},$$

$$Re = 8,7 \cdot 10^3 \div 1,7 \cdot 10^5.$$

Результаты расчетов представлены на рис. 7.

Как видно из рис.7, в связи с принятым в работе предположением о постоянстве давления пара в конденсаторе независимо от режимов пуска и теплового состояния оборудования, расчетный коэффициент теплоотдачи также не зависит от режима пуска и относительного расхода пара. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи отмечено на участке 1-2 и составляет  $\alpha = 701,5 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ .



1 -  $G_{nl}^{cm}/G_{n01}^{cm} = 1,0$ ; 2 -  $0,8$ ; 3 -  $0,4$ ; 4 -  $0,2$ ; 5 -  $0,06$ .

**Рисунок 7.** Зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  по длине ротора НД для различных расчетных участков и относительных расходов пара

### V. ВЫВОДЫ

Выполненные расчеты граничных условий концевых уплотнений ротора высокого давления при пусках из холодного, неостывшего и горячего состоя-

ний с учетом изменения режимных параметров показывают, что величина коэффициента теплоотдачи увеличивается с ростом относительного расхода пара и имеет максимальное значение при номинальном режиме.

Получена аппроксимирующая зависимость, которая позволяет оценить максимальную величину коэффициента теплоотдачи на начальном участке уплотнения ротора высокого давления, в зависимости от изменения относительного расхода пара в диапазоне 0,4 – 1,0.

Величина коэффициента теплоотдачи на участке концевых уплотнений ротора низкого давления имеет максимальное значение на начальном участке ротора и не зависит от расхода пара. Максимальная величина коэффициента теплоотдачи для РВД  $\alpha = 2168,8$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), для РНД  $\alpha = 701,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Тепловая энергетика – новые вызовы времени / Под общ. Редакцией П. Омеляновского. – Львов: НВФ «Украинские технологии», 2010. – 690 с.
- [2] IAEA Power Reactor Information System. Energy, Electricity and Nuclear Power Estimates for the Period up 2050. Ref. Data Ser. 1, 2011 Td. Vienna:IAEA, 2011.
- [3] World Energy Outlook 2011. OECD/IEA, 2011.
- [4] European Development Program for a high Performance Light Water Reactor (HPLWR) / G. Heusener, U. Muller, T. Schulenberg, D.A. Scuarer // 17-th Congress of World Energy Council. Huston. Texas. Sept. 13-18. 1998. – Vol. 2. – P. 23-28.
- [5] 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. – К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
- [6] РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость [Текст]. – М., 1985. – № АЗ–002/7382. – 49 с.
- [7] 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 [Текст]. – М., 1996. – 98 с.
- [8] ГОСТ 24 277-91 "Турбины паровые стационарные для ТЭС. Общие технические требования. Транспортировка и хранение. Гарантии изготовления".
- [9] Розпорядження Кабінету міністрів України від 29 квітня 2004 року № 263-р «Про схвалення комплексної програми робіт з продовження терміну експлуатації діючих енергоблоків атомних електростанцій». Режим доступу: [www.kmu.gov.ua](http://www.kmu.gov.ua). –
- Загравие с экрана – 10.01.2016.
- [10] Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под. ред. А.Г. Костюка. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 556 с.
- [11] Трояновский Б.М. Паровые и газовые турбины атомных электростанций / Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин. – М.: Энергоатомиздат, – 1985. – 450 с.
- [12] Тепловое состояние роторов и цилиндров паровых и газовых турбин / Под.ред. К.П. Селезнева, А.И. Таранина, В.Г. Тырышкина. – М. – Л.: Машиностроение, 1964. – 284 с.
- [13] Капинос В.М. Теплообмен в ступенчатом лабиринтовом уплотнении / В.М. Капинос, Л.А. Гура // Теплоэнергетика, 1973. – № 6. – С.22-25.
- [14] РТМ 108.020.33-86. Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет. НПО ЦКТИ, 1988. – 73 с.
- [15] Бондаренко Г.А. Моделирование расходных характеристик лабиринтных уплотнений с гладким валом [Текст] / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2016. – № 8 (1180). – С. 60-64.
- [16] Глошцапов В.Н. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума [Текст] / В.Н. Голошцапов, Ю.О. Бахмутская // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2016. – № 8 (1180). – С. 122-128.
- [17] Сахаров А.М. Первые результаты использования систем уплотнений сотовой конструкции взамен уплотнений традиционного типа в паровых турбинах ТЭЦ № 16 ОАО «Мосэнерго» [Текст] / А.М. Сахаров, С.В. Ушинин, Ю.П. Малютин, И.А. Лунин // Энергосбережение и водоподготовка, 2005. – № 2 (34). – С. 30-35.
- [18] Модернизация схемы концевых уплотнений. НПО ЦКТИ. Режим доступа [www.ckts.ru/consolidation.html](http://www.ckts.ru/consolidation.html).
- [19] Пасько В.П. Модернизация концевых уплотнений ЦНД К-1000-60/1500-2 [Текст] / В.П. Пасько, В.Г. Бекетов // Глобальная ядерная безопасность. – 2012. – № 4 (5). – С. 74-81.
- [20] Резинских А.Ф. Продление ресурса турбин Т-250/300-240 УТМЗ в ОАО «Мосэнерго» [Текст] / А.Ф. Резинских, Г.Д. Авгуцкий, М.В. Федоров, С.А. Быков // Электрические станции. – 2006. – № 6. – С. 26–31.
- [21] Семук, П. В. Оптимизация систем и режимов работы концевых уплотнений паровых турбин / П. В. Семук; науч. рук. Н. В. Пантелей // Актуальные проблемы энергетики: материалы 72-й науч-



но-технической конференции студентов и аспирантов / Белорусский национальный технический университет, Энергетический факультет. – Минск: БНТУ, 2016. – С. 546-549.

[22] Швец И.Т. Воздушное охлаждение газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974. – 568 с.

[23] Stolz G. Numerical solutions to an inverse problem of heat conduction for simple shapes // Trans/ ASME C. J. Heat Transfer. – 1970. – 82. - № 1. P. 20-26

[24] Ueda T., Harada G. Experiment of heat transfer on surfaces with transverse fins for flow direction // Bull.

JSME. – 1964. – 7, № 28. – P. 759-768.

[25] Инструкция по эксплуатации «Турбина паровая № 1. ТЦ.0166.ИЭ-10» энергоблока № 1 К-1000-60/3000.

[26] Matsson, J. An Instruction to Solid Works Flow Simulation 2015 [Text] / SDC Publications (July 22, 2015) p. 350, ISBN-10: 1585039349.

[27] РТМ 108.020.16-83. Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин. – Ленинград, 1983. – НПО ЦКТИ. – 112 с.

Стаття надійшла до редакції 12.04.2018

## ГРАНИЧНІ УМОВИ ТЕПЛООБМІНУ В КІНЦЕВИХ УЩІЛЬНЕННЯХ ЦВТ ТА ЦНТ ТУРБИНИ К-1000-60/3000

ЧЕРНОУСЕНКО О.Ю.

д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна; e-mail: chernousenko20a@gmail.com

БУТОВСЬКИЙ Л.С.

канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна; e-mail: home\_129@mail.ru

НИКУЛЕНКОВА Т.В.

канд. техн. наук, доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна; e-mail: tetyana.nikulenkova@gmail.com

БЕДНАРСЬКА І.С.

магістрант кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна; e-mail: innabednarska1@gmail.com

**Мета роботи.** Дослідження режимів роботи волого-парової турбіни потужністю 1000 МВт, розробка методики розрахунку і визначення граничних умов теплообміну для кінцевих ущільнень роторів високого та низького тиску в змінних режимах роботи енергоблоків для подальшого виконання оцінки малоциклової втоми роторів турбіни К-1000-60/3000, визначення ступеня можливого пошкодження основного металу, розрахунок залишкового напрацювання, а також індивідуального ресурсу.

**Методи дослідження.** При моделюванні геометрії ущільнень на першому етапі перевірконого розрахунку розроблена методика створення просторових конструкцій елементів турбомашин з застосуванням для РВД і РНД програмного продукту Solid Works.

**Отримані результати** Виконано розрахунки граничних умов ділянок кінцевих ущільнень РВТ і РНТ при пусках з холодного, нестиглого і гарячого станів з урахуванням зміни режимних параметрів. Встановлено, що значення коефіцієнту теплообміну збільшується з ростом потужності турбіни і має максимальну величину при номінальному режимі. Максимальна величина коефіцієнта тепловіддачі для РВТ  $\alpha = 2168,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , для РНТ  $\alpha = 701,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Отримано залежність коефіцієнту тепловіддачі для початкової ділянки РВТ від відносної витрати пари на турбіну в діапазоні 0,4 – 1,0.

**Наукова новизна.** Авторами вперше проведено розрахунки значень коефіцієнту тепловіддачі для кінцевих ущільнень ЦВТ і ЦНТ для трьох видів пуску – із холодного, нестиглого і гарячого станів в залежності від теплового стану роторів і відносної витрати пари на турбіну. Отримана апроксимуюча залежність коефіцієнту тепловіддачі для початкової ділянки РВТ від відносної витрати пари на турбіну дає можливість виконувати необхідні розрахунки при різних видах пусків турбіни і температурному стані роторів.

**Практична цінність.** Отримані результати розрахунків щодо коефіцієнтів тепловіддачі на ділянках кінцевих ущільнень РВТ і РНТ при пусках з різних теплових станів дають можливість розрахувати термонапружений стан роторів турбіни і оцінити величину мало циклової втоми роторів ЦВТ і ЦНТ.

*Ключові слова: турбіна парова; переднє кінцеве ущільнення; заднє кінцеве ущільнення; пуск з холодного, гарячого, неостиглого стану; теплообмін в ущільненнях; граничні умови.*

## BOUNDARY CONDITIONS OF HEAT EXCHANGE IN THE LACE SEALS OF CYLINDERS OF HIGH AND LOW PRESSURE OF TURBINE K-1000-60 / 3000

- CHERNOUSENKO O. YU. Sci.D, Professor, Head of the Department of Thermal Power Plants of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute. Igor Sikorsky», Kiev, Ukraine; e-mail: chernousenko20a@gmail.com
- BUTOVSKYI L.S. Ph.D, Associate professor, Associate professor of the Department of Thermal Power Plants of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute. Igor Sikorsky», Kiev, Ukraine; e-mail: home\_129@mail.ru
- NIKULENKOVA T. V. Ph.D, Associate professor of the Department of Thermal Power Plants of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute. Igor Sikorsky», Kiev, Ukraine; e-mail: tetyana.nikulenкова@gmail.com
- BEDNARSKA I.S. graduate student of the Department of Thermal Power Plants of Thermal and Nuclear Power Plants, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute. Igor Sikorsky», Kiev, Ukraine; e-mail: innabednarska1@gmail.com

**Purpose.** Investigation of operating conditions of a wet-steam turbine with a capacity of 1000 MW, development of a calculation procedure and determination of the boundary conditions for heat transfer for end seals of high and low pressure rotors in the variable operating modes of power units for the subsequent evaluation of low cycle fatigue of the K-1000-60 / 3000 turbine rotors, determining the degree of possible damage to the main metal, calculating the residual operating time, as well as an individual resource.

**Methodology.** When modeling the geometry of the seals, the first stage of verification calculation developed a technique for creating spatial structures of turbomachine elements using the Solid Works software and the mathematical calculation method, which is embedded in it (the finite element method) for the RVD and RND.

**Findings.** The boundary conditions of the sections of the end seals of the RVD and RND at the starts from cold, non-heated and hot states are calculated taking into account the change in the regime parameters. It is established that the value of the heat transfer coefficient increases with increasing turbine power and has a maximum value at the nominal mode. The maximum value of the heat transfer coefficient for the RVD is  $\alpha = 2168.8 \text{ W} / (\text{m}^2 \text{ K})$ , for RND  $\alpha = 701.5 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . An approximating dependence of the heat transfer coefficient for the initial section of the high-pressure rotor on the relative steam consumption on the turbine in the range 0.4-1.0 has been obtained.

**Originality.** The authors for the first time calculated the values of the heat transfer coefficient for the end seals of high and low pressure rotors for three types of starting-from a cold, non-heated and hot state, depending on the thermal state of the rotors and the relative steam flow to the turbine. The approximated dependence of the heat transfer coefficient for the initial section of the high-pressure rotor on the relative steam consumption on the turbine in the range 0.4-1.0 makes it possible to perform the necessary calculations for other types of starts and the temperature states of the rotors.

**Practical value.** The results of calculating the heat transfer coefficient at the sections of the RVD and RND end seals during starts from different thermal states make it possible to calculate the thermally stressed state of the turbine rotors and to estimate the value of the low-cycle fatigue of the CVP and LPC rotors.

**Keywords:** steam turbine; front end seal; rear end seal; starting from a cold, hot, unfired condition; heat exchange in seals; border conditions.

### REFERENCES

- [1] P. Omeljanovskiy. (2010). Teplovaja jenergetika – novye vyzovy vremeni. L'vov: NVF «Ukrainskie tehnologii», 690. [in Russian].
- [2] IAEA Power Reactor Information System. (2011). Energy, Electricity and Nuclear Power Estimates for the Period up 2050. Td. Vienna: IAEA. [in English].
- [3] World Energy Outlook (2011). OECD/IEA. [English].
- [4] G. Heusener, U. Muller, T. Schulenberg, D.A. Scuarer. (1998). European Development Program for a high Performance Light Water Reactor (HPLWR).

- 17-th Congress of World Energy Council. Huston, Texas, 2, 23-28. [in English].
- [5] ND MPE Ukraïni. Kontrol' metalu i prodovzhennja terminu ekspluatacii osnovnih elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovih elektrostancij. (2005). Tipova instrukcija. SOU-N MPE 40.17.401:2004. – Ofic. vid. – K.: GRIFRE: M-vo paliva ta energetiki Ukraïni. (Normativnij dokument Minpalivenergo Ukraïni, Tipova instrukcija), 76. [in Ukrainian].
- [6] RTM 108.021.103 (1985). Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschjot na malociklovuju ustalost'. [in Russian].
- [7] RD 34.17.440-96. (1996). Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedeniya rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovyh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii sverh parkovogo resursa. [in Russian].
- [8] GOST 24 277-91 "Turbiny parovye stacionarnye dlja TJeS. Obshhie tehicheskie trebovaniya. Transportirovka i hranenie. Garantii izgotovleniya" [in Russian].
- [9] Rozporjadzhennja Kabinetu ministriv Ukraïni vid 29 kvitnja 2004 roku № 263-r. (2016). "Pro shvalennja kompleksnoi programi robiz z prodovzhennja terminu ekspluatacii dijuchih energoblokiv atomnih elektrostancij". www.kmu.gov.ua. [in Ukrainian].
- [10] A.G. Kostjuk, V.V. Frolov, A.E. Bulkin, A.D. Truhnij, pod. red. A.G. Kostjuka. (2008). Parovye i gazovye turbiny dlja jelektrostancij. Moscow, Izdatel'skij dom MJeI, 556. [in Russian].
- [11] Trojanovskij B.M., G.A. Filippov, A.E. Bulkin. (1985). Parovye i gazovye turbiny atomnyh jelektrostancij. Moscow, Jenergoatomizdat, 450. [in Russian].
- [12] Pod.red. K.P. Selezneva, A.I. Taranina, V.G. Tyryshkina. (1964). Teplovoe sostojanie rotorov i cilindrov parovyh i gazovyh turbin, Leningrad, Mashinostroenie, 284. [in Russian].
- [13] Kapinos V.M., L.A. Gura. (1973). Teploobmen v stupenchatom labirintovom uplotnenii, *Teplojenergetika*, 6, 22-25. [in Russian].
- [14] RTM 108.020.33-86. (1988). Uplotneniya labirintnye stacionarnyh parovyh i gazovyh turbin i kompressorov. Proektirovanie i raschet. NPO CKTI. [in Russian].
- [15] Bondarenko G.A., Baga, V.N. (2016). Modelirovanie rashodnyh karakteristik labirintnyh uplotnenij s gladkim valom. *Visnik NTU "HPI". Seriya: Energetichni ta teplotekhnichni protcesm i ustatkuvannia*, 8, 1180, 60-64. [in Russian].
- [16] Glosshapov V.N., Bahmutskaja, Ju.O. (2016). Harakteristiki techeniya para v koncevih uplotnenijah CVD na etape nabora vakuuma. *Visnik NTU "HPI". Seriya: Energetichni ta teplotekhnichni protcesy i ustatkuvannia*, 8, 1180, 122-128. [in Russian].
- [17] Saharov A.M., S.V. Ushinin, Ju.P. Maljutin, I.A. Lunin. (2005). Pervye rezul'taty ispol'zovaniya sistem uplotnenij sotovoj konstrukcii vzamin uplotnenij tradicinnogo tipa v parovyh turbinah TJeC № 16 OAO "Mosjenergo". *Jenergosberezhenie i vodopodgotovka*, 2, 34, 30-35 [in Russian].
- [18] NPO CKTI. (2018). *Modernizacija shemy koncevyh uplotnenij*. Retrieved from [www.ckts.ru/consolidation.html](http://www.ckts.ru/consolidation.html).
- [19] Pas'ko V.P., Beketov, V.G. (2012). Modernizacija koncevyh uplotnenij CND K-1000-60/1500-Global'naja jadernaja bezopasnost'. 5, 74-81 [in Russian].
- [20] Rezinskih A.F., G.D. Avguckij, M.V. Fedorov, S.A. Bykov. (2006). Prodlenie resursa turbin T-250/300-240 UTMZ v OAO "Mosjenergo". *Elektricheskie stantcii*, 6, 26-31. [in Russian].
- [21] Semuk, P.V., Pantelij, N.V. (2016). Optimizacija sistem i rezhimov raboty koncevyh uplotnenij parovyh turbin. Aktual'nye problemy jenergetiki : materialy 72-j nauchno-tehnicheskoi konferencii studentov i aspirantov. Belorusskii nacionalnyi tehicheskii universitet. Minsk. BNTU, 546-549. [in Russian].
- [22] Shvec I.T., Dyban, E.P. (1974). Vozdushnoe ohlazhdenie gazovyh turbin. Kiev. Naukova dumka, 568. [in Russian].
- [23] Stolz G. (1970). Numerical solutions to an invers problem of heat conduction for simple shapes. *Trans/ASME C. J. Heat Transfer*, 1, 20-26. [in English].
- [24] Ueda T., Harada G. (1964). Experiment of heat transfer on surfaces with transverse fins for flow direction. *Bull. JSME*, 28, 759-768. [in English].
- [25] Instrukcija po jekspluatacii "Turbina parovaja № 1. TC.0166.IJe-10" jenerglobloka № 1 K-1000-60/3000.
- [26] Matsson, J. (2015). An Instruction to Solid Works Flow Simulation. SDC Publications, 350. [in English].
- [27] (1983). RTM 108.020.16-83. Raschet temperaturnyh polej rotorov i korpusov parovyh turbin. Leningrad. NPO CKTI, 112. [in Russian].