

## Исследование капиллярно-пористой системы охлаждения в подшипниках турбин электростанций

Александр Алексеевич Генбач,  
Вера Оразалиевна Байбекова, Христо Иванов Белоев

**Abstract.** *In this article there are considered the main problems of increasing to reliability of the work of coolers and - thrust bearings powerful turbines, the directions of the study of porous systems for various emergency situations where there is a destruction of parts of turbines (rotor and stator). For the various equipment of power stations there are developed new porous system of cooling. A supply of a cooling liquid make at the combined action of capillary and gravitational potential. In experiences the thickness, a material and the sizes of a heater, surplus of a liquid, a kind of porous structure changed. The residual balance summed current, the warmth and the warmth allocated circulation and excessive water losses through insulation does not exceed  $\pm 12\%$ .*

**Key words:** *Подшипники, температура, капиллярно-пористая структура, зон конденсации и зон парообразования*

Для повышения маневренности, надежности и экономичности опорно-упорных подшипников мощных турбин требуется знать их тепловое состояние и уметь им управлять. Особенно это важно знать для переходных режимов работы и в первую очередь, при пуске и останове турбомашин.

В мощных турбинах используют только подшипники скольжения (опорные и упорные), в которых между вращающимися и невращающимися деталями при нормальной работе всегда существует тонкий слой смазки. Подшипники скольжения обладают необходимой надежностью при длительном сроке службы и при правильном изготовлении и заботливой эксплуатации хорошо сопротивляются действию статических и динамических нагрузок.

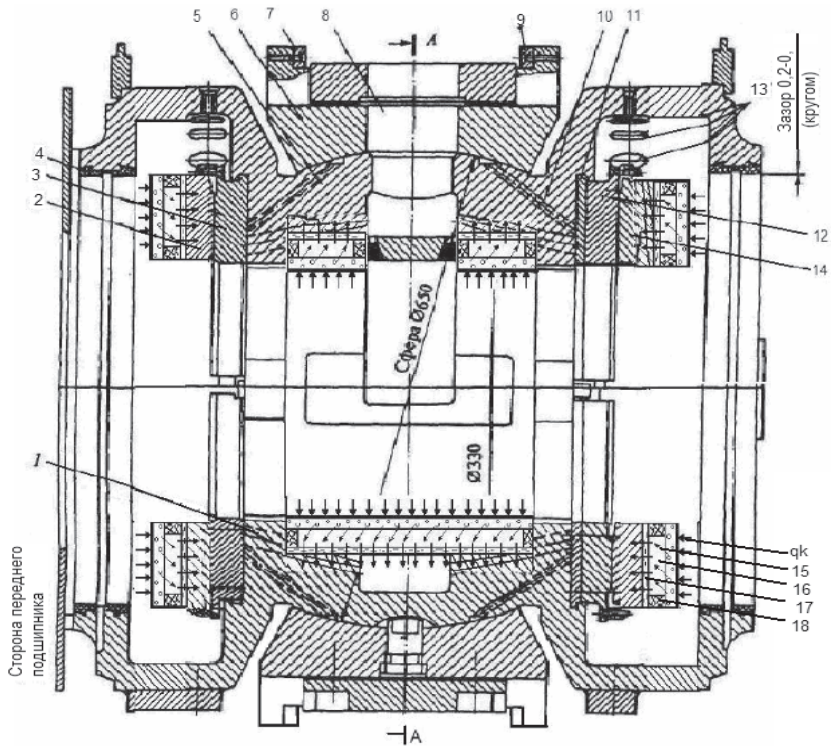
Работа подшипника должна быть надежной, исключаящей предельный разогрев масла и износ вкладыша. При износе вкладыша изменяются вибрационные характеристики всего валопровода и может возникнуть интенсивная вибрация. Масло в подшипнике нагревается за счет сил трения между слоями масла в пленке и за счет тепла, поступающего по валу от горячих частей турбины. Обычно количество тепла, идущего по валу, уходит до 10-12% тепла, выделяющегося в масляном слое.

Поэтому для поддержания температурного уровня подшипника все эксплуатационные инструкции жестко оговаривают температуру масла на входе (35-45<sup>o</sup>C), нормальную температуру на выходе (около 65<sup>o</sup>C) и предельную температуру (около 70<sup>o</sup>C), при которой необходима немедленная остановка турбины. Температура баббитовой заливки, контролируемая термометрами сопротивления не должна превышать 100 <sup>o</sup>C.

Для повышения надежности работы системы регулирования и противодействия старению в масло вводят присадки, уменьшающие его вспениваемость (соединение с воздухом), антиокислительные и антикоррозионные. Применение присадок позволяет увеличить срок использования масла. Одновременно необходимо бороться с обводнением масла, его местным нагревом, насыщением воздуха.

На рисунке 1 показан подшипник с разработанной нами капиллярно-пористой структурой для охлаждения масла, поступающего к опорно-упорным подшипникам с центральным расположением опорного вкладыша, выполненного как одно целое с двумя корпусами упорных подшипников.

Масло к подшипнику подается из аварийной емкости (не показанной на чертеже) по вертикальному каналу 8 в кольцевую полость, откуда оно проходит к шейке вала и через отверстия по сверлениям 1 и отверстия в установочных кольцах 4, 12 и в прокладке 11 индивидуально к каждому упорному сегменту. Плоскости упорных сегментов уплотнены баббитовыми заливками.



**Рисунок 1- Опорно-упорный подшипник турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ**

1-сверления; 2,4,12-установочные кольца; 3-упорный сегмент; 5-вкладыш; 6-обойма; 7,9-кольца; 8-канал; 10-сверления; 11-прокладка; 13-отверстия; 14-гребень; 15-поток пара; 16-адиабатная зона; 17-поток жидкости; 18-капиллярно-пористая структура;  $q_{и}$ ,  $q_{к}$ -тепловой поток в испаритель и конденсатор.

Опорно-упорные подшипник с вращающимся гребнем и непрерывной подачей и сливом масла представляют собой сложную гидродинамическую систему, в отдельных зонах которой может возникать отрицательное давление и расход масла падает до нуля, а пленка утоняется вплоть до разрыва. Установка пористой структуры обеспечит надёжный отвод тепла и стабилизирует температуру стенки даже в случае кратковременного прекращения расхода масла.

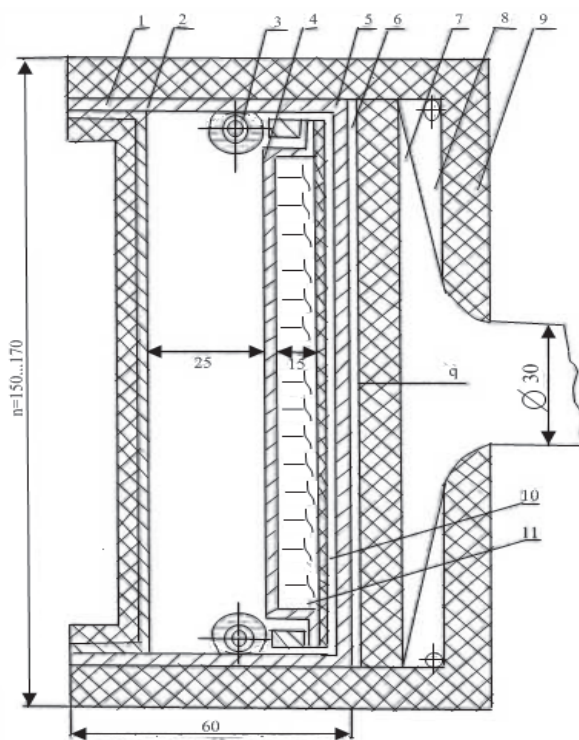
К испарительной зоне пористой системы подводится тепловой поток  $q_{и}$ , под действием которого теплоноситель, пропитывающий капиллярно-пористое тело 18, испаряется, либо кипит. При этом поглощается тепло, равное теплоте фазового превращения. Далее воспринятое тепло  $q_{к}$  передается потоком пара в основном молярным путем к зоне конденсации через адиабатную зону 16. За счет конденсации пара происходит отвод теплоты  $q_{к}$ . Конденсат в виде потока 17 по капиллярно-пористой структуре вновь возвращается в зону испарения и далее процесс работы повторяется.

В аварийных ситуациях, связанных с прекращением подачи масла в аварийную емкость, масло в подшипник по каналу 8 не подается. После отключения генератора от сети во время выбега валопровода масло по трубке аварийной подачи по каналу подается на смазку опорной части, а по каналу и наклонным сверлениям 10 на смазку упорных сегментов.

В случае аварийной ситуации может произойти разрушение деталей турбины (ротора и статора). Поэтому при работе пористой системы охлаждения за счет действия капиллярных сил происходит самонастройка по распределению теплоносителя с отводом требуемого количества тепла. При этом детали турбины сохраняют работоспособность и не разрушаются.

На основе пористых систем разработаны новые технические решения, позволяющие эффективно охлаждать горелки ракетного типа, осуществлять очистку микроскопической пыли и газов в пенном кипящем потоке, резко сократить расходы охлаждающей воды, что имеет экологическое значение [7, 14-16].

При этом для высокофорсированного и экономичного проведения процессов в таких устройствах разработана новая пористая система охлаждения, в которой процессы теплообмена реализуются путем парообразования жидкости в пористых структурах, а подвод охлаждающей жидкости производится при комбинированном действии капиллярного и гравитационного потенциала (рис.2).



**Рис 2. Охлаждающий элемент с пористой структурой:**

- 1- корпус; 2- крышка; 3- трубчатая артерия; 4- вставка; 5- пористая структура; 6-электроизоляция (слюда); 7-основной нагреватель; 8- охранный нагреватель; 9-теплоизоляция; 10- перфорированная прижимная пластина; 11-микроартерия

Преднамеренно созданный избыток жидкости в сечении пористой структуры позволяет осуществлять процессы парообразования при вынужденном течении жидкости с недогревом до температуры насыщенного пара. Корпус 1, крышка 2 и вставка 4 выполнялись из нержавеющей стали марки 18Н10Т. Вставка 4, шириной

$15 \cdot 10^{-3}$  м, служит для образования канала, по которому пар направляется к конденсатору. Вода поступала к пористой сетчатой структуре 5 по медным артериям 3. Прижатие структуры к охлаждаемой стенке осуществлялось с помощью перфорированной упругой бронзовой пластины 10, либо структура приваривалась к стенке точечной сваркой. Стекающий избыток жидкости улавливался микроартериями 11 и вновь направлялся к структуре 5, а улавливающий козырек микроартерии препятствовал интенсивному выбросу жидкости. Обогрев стенки производился основным электрическим нагревателем 7. Охранный нагреватель 8 служил для компенсации потерь тепла наружу и быстрого выхода установки на режим

Для уменьшения тепловых потерь весь тракт движения пара, охлаждающий элемент и конденсатор теплоизолировались асбестом, толщиной  $15 \cdot 10^{-3}$  м, завернутым в стеклоткань марки ВПР-10. Медные электроды были окружены фарфоровыми трубами, покрытыми асбестовой изоляцией.

Основной нагреватель выполнялся из нихромовой фольги, толщиной 0,05; 0,1; 0,3; 0,5,  $0,7 \cdot 10^{-3}$  м, или нержавеющей пластины - 1 и  $2 \cdot 10^{-3}$  м. Длина нагревателя составляла (0,05...0,3) м, высота - (0,15...0,7) м. Электрический ток подводился по медным электродам диаметром  $30 \cdot 10^{-3}$  м. Слюда, толщиной  $0,05 \cdot 10^{-3}$  м, выполняла роль электроизоляции между стенкой и нихромом. Также применялся лучистый нагрев и обогрев поверхности непосредственным пропусканием переменного электрического тока через стенку и примыкающую к ней пористую структуру. Структуры набирались из гладких тканых латунных, медных и нержавеющей сеток простого и саржевого переплетений, составляли один, два и три слоя. При изучении начала закипания жидкости число слоев сеток составляло до девяти.

Поверхность охлаждения выполнялась из нержавеющей стали марок 12Х18Н9Т и 18Н10Т, латуни Л80, меди М2, бронзы, никеля, алунда и стекла. Толщина стенки принимала значения: 0,05; 0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 1 и  $2 \cdot 10^{-3}$  м.

Визуальные наблюдения за процессами парообразования производились с применением голографической интерферометрии и скоростной киносъемки. Использовалась лазерная установка ЛГ-38 и кинокамера СКС-1М. Экспериментальные установки, условия и методика обработки опытных данных описаны в [2-5].

Перед проведением опытов охлаждаемая стенка и структура подвергались очистке и обезжириванию.

Невязка баланса по подведенному током теплу и теплу, отведенному циркуляционной и избыточной водой с учетом потерь через изоляцию не превышала  $\pm 12\%$ .

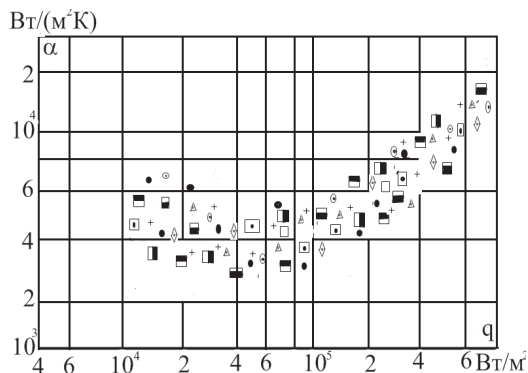
Невязка баланса по подведенному паром теплу в конденсаторе и теплу, отведенному циркуляционной водой, не превышала  $\pm 11\%$ . Невязка материального баланса между расходом охлаждающей жидкости, расходом слива и конденсата не превышала  $\pm 10\%$ .

Опыты проводились с водой для давления (0,01... 10) МПа, а также с водным раствором пенообразователя типа ПО-1. Скорость жидкости принимала значения ( $1,1 \cdot 10^{-3}$ ...0,1) м/с, недогрев -(0...20) К, избыток жидкости  $m_{ж}$  составлял (1...14)  $m_n$  от расхода пара  $m_n$ . Тепловая нагрузка - ( $1...60$ )  $\cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>, температурной напор -(1...60) К, ориентация системы относительно вертикали -( $\pm 0... \pm 90$ ) градусов.

На рис. 3 показано влияние тепловой нагрузки на коэффициент теплообмена в зависимости от вида пористой структуры и избытка охлаждающей жидкости.

Из анализа экспериментальных данных выявлено: для тепловых потоков  $q=(1-8) \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> режим кипения – переходной [5]. Для этого режима обнаружено существенное влияние расхода охлаждающей жидкости и вида структуры. Особенно это выражено у сеток с крупным размером ячеек. По своим характеристикам они приближаются к тонкопленочным испарителям. Более позднее закипание жидкости

по сравнению с тепловыми трубами обусловлено перераспределением тепловых потоков слива и кипения. Некоторое снижение коэффициента теплообмена с ростом величины  $q$  связано с возникающими паровыми пузырями, достигающими определенных размеров, увеличивающих термическое сопротивление пограничного слоя [6].



**Рис. 3. Зависимость коэффициента теплообмена  $\alpha$ , Вт/м<sup>2</sup>К от плотности теплового потока  $q$ , Вт/м<sup>2</sup> для давления  $P=0,1$  МПа:**

$m_{ж}=(1 \dots 7,5) m_n$ ; 1 -  $\circ$  - сетка 0,14; 2 -  $\triangle$  - структура 3x0,14; 3 -  $\diamond$  - сетка 0,28; 4 -  $\square$  - структура 3x0,28; 5 - + - структура 0,08x0,14x0,14; 6 -  $\bullet$  - структура 0,08x0,28x0,28; 7 -  $\blacksquare$  - сетка 0,4; 8 -  $\blacksquare$  - структура 2x0,4; 9 -  $\square$  - структура 2x0,55. Сетка и стенка выполнены из нержавеющей стали

Для области развитого пузырькового кипения ( $q > 8 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>), вплоть до критических тепловых нагрузок с разрушением стенки, заметного влияния расхода жидкости в пределах его изменения  $m_{ж}=(1 \dots 7,5) m_n$  не обнаружено [13].

Ограничения в теплопередающей способности системы для различного размера ячеек структуры, как в тепловых трубах, не замечено, поскольку ни возросшее гидравлическое сопротивление структуры, ни уменьшение капиллярной впитываемости не ограничивают поступление расхода жидкости.

Приемлемым вариантом может быть однослойная структура 0,14, либо двухслойная – 0,4 и 0,55, но при этом следует ожидать большего перегрева стенки. Крупные размеры ячеек позволяют снизить требование к очистке жидкости, уменьшают гидрогазодинамическое сопротивление.

Структуры, имеющие неизменный по нормали размер пор, показали высокую эффективность при работе в поле гравитационных сил в отличие от тепловых труб, когда наступал аварийный режим их работы. При передаче  $q_{\max}$  не замечено преимуществ анизотропных сетчатых структур над изотропными, как это имеет место в тепловых трубах. Это связано с улучшенной циркуляцией жидкости и пара в структуре, создаваемой избытком жидкости. Возможны и другие вклады в механизм процессов: наличие инерционного эффекта и частичная конденсация паровых пузырей.

В области пузырькового кипения влияние расхода жидкости на величину  $\alpha$  незначительное. Однако при относительно малых расходах жидкости обеспечивается надежный теплосъем за счет сохранения устойчивости пульсирующей пленки жидкости, что выгодно отличает систему от тонкопленочных испарителей, в которых происходит разрыв стекающей пленки и появляется необходимость в значительном увеличении расхода (в 100-1000раз).

Избыток жидкости позволяет [6,8-13]:

- устанавливать структуры малой толщины, что увеличивает коэффициент теплоотдачи до 80%;

- отводить более высокие величины  $q$  за счет интенсивного разрушения и удаления паровых образований из зоны нагрева;

- применять структуры с повышенным размером ячеек с отводом тепла в (3-4) раза большим, чем тепловыми трубами даже без применения интенсификаторов с коэффициентом теплоотдачи, величина которого выше на (30-40)%.

Существенно увеличивать расход охлаждающей жидкости не целесообразно, поскольку происходит перераспределение потоков слива и кипения, что удорожает систему. Поэтому целесообразно ввести понятие оптимального избытка жидкости, при котором устанавливается равномерное температурное поле по высоте и длине теплообменной поверхности.

Оптимальный расход жидкости определяется следующим образом: до величины  $q \leq 100$  кВт/м<sup>2</sup>, расход поддерживается близким к режиму работы тепловых труб при гидравлическом диаметре  $e_2 = 0,28 \cdot 10^{-3}$  м и на 30% для величины  $e_2 > 0,28 \cdot 10^{-3}$  м; при величине  $q > 100$  кВт/м<sup>2</sup> превышение расхода жидкости в (1,3...2) раза для величины  $e_2 \leq 0,28 \cdot 10^{-3}$  м позволяет расширить диапазон отвода величины  $q$  в (2...3) раза по сравнению с тепловыми трубами.

Сравнительная оценка исследованной системы с тепловыми трубами, тонкопленочными испарителями и кипением в большом объеме на гладкой поверхности показала на расширение предела отвода величины  $q$ , приближаясь к кипению в большом объеме. Для величины  $q \leq 80$  кВт/м<sup>2</sup> сказывается влияние толщины пленки. При капиллярном подводе жидкости устанавливается меньшая толщина, что интенсифицирует теплообмен. Большие коэффициенты теплообмена для пористой системы объясняются более интенсивным процессом кипения за счет быстрого перегрева тонкого слоя жидкости и большей плотностью центров парообразования.

При величине  $q > 8 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> толщина пленки в пористой системе оказывает меньшее влияние, а ухудшение теплообмена связано с достижением определенной интенсивности парообразования в структуре, скопления в ней паровых объемов, ограничивающих подвод свежих порций жидкости к поверхности нагрева. Улучшенные теплообменные характеристики исследованной системы в этом случае объясняются ролью сил тяжести. Происходит усиление турбулизации пристенного пульсирующего слоя за счет улучшения циркуляции жидкости и пара в структуре при интенсивном отводе паровых объемов с сохранением высокой устойчивости пульсирующей пленки жидкости в активной заповненности ячеек структуры свежими порциями поступающего теплоносителя.

Тепловая и гидродинамическая устойчивость пристенного слоя определяется наличием пульсирующей жидкостной пленки под паровыми пузырями, через которую тепло передается путем теплопроводности и за счет парообразования переносится в пузыри. Происходит беспорядочная турбулизация пограничного слоя растущими и лопающимися паровыми пузырями. Рост турбулизации пограничного слоя и повышение устойчивости пульсирующей пленки жидкости приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи и расширению предела теплопередающей возможности системы [9-12].

Ограничения в теплопередающей способности системы для различного размера ячеек структуры, как в тепловых трубах, на замечено, поскольку ни возросшее гидравлическое сопротивление структуры, ни уменьшение капиллярной впитываемости не ограничивают поступление расхода жидкости.

Приемлемым вариантом может быть однослойная структура 0.14, либо двухслойная – 0,4 и 0,55, но при этом следует ожидать большего перегрева стенки.

Крупные размер ячеек позволяют снизить требование к очистке жидкости, уменьшают гидродинамическое сопротивление.

Структуры, имеющие неизменный по нормали размер пор, показали высокую эффективность при работе в поле гравитационных сил в отличие от тепловых труб, когда наступал аварийный режим их работы. При передаче не замечено преимуществ анизотропных сетчатых структур над изотропными, как это имеет место в тепловых трубах.

Частично оказывает влияние гидродинамическое воздействие потока жидкости на механизм процесса парообразования, облегчая отрыв паровых пузырей раньше, чем они достигнут величины отрывного диаметра. Более того, относительно "холодные" порции жидкости из ядра стекающего потока, устремляясь к стенке, вытесняют двухфазную смесь, снижая ее толщину и термическое сопротивление. При достижении определенных перегревов жидкости происходит потеря устойчивости пристенного пульсирующего слоя, закирание паровыми пузырями ячеек сетки и прекращение доступа жидкости к обогреваемой зоне. Резкий рост термического сопротивления приводит к перегреву стержня вплоть до ее перегорания [10-13].

Меньшая интенсивность теплообмена исследованной системы по сравнению с кипением в большом объеме может быть объяснена теорией микрослоевого испарения, когда основная доля тепла подводится к основанию паровых пузырей и расходуется на испарение в пузырь. В исследованной системе это величина пропорциональна температурному напору  $\Delta T = T_{\text{ст}} - T_{\text{н}} - \Delta T^2$ . Конвективная же составляющая переноса тепла пренебрежимо мала, что и снижает темп роста теплового потока.

Ряд охлаждаемых конструкций в теплотехнических устройствах располагается в гравитационном поле наклонно. Поэтому исследовано влияние ориентации поверхности на теплообмен. Угол наклона изменялся в пределах от 0 до  $\pm 90$  град., где знак "-" - выход пара против направления сил тяжести. Изучались структуры с максимальным (0,08; 0,14; 0,4) и минимальным (3; 0,4) капиллярным потенциалом.

Наибольшая интенсивность получена при угле наклона  $\beta=0$  (вертикальное положение). В то же время не обнаружено заметного отличия в интенсивности теплообмена при углах наклона до  $\pm 45$  град. для всех структур. При углах наклона до  $\pm 75$  град. влияние ориентации очень слабое, что объясняется облегченным возникновением в граничном слое дополнительных вторичных течений за счет массовых сил, разрушающих паровые конгломераты [13].

При больших углах наклона зависимости носят ярко выраженный характер, особенно для структур с малым капиллярным потенциалом. Этим подтверждается то, что силы тяжести – основные транспортные, а капиллярные - служат для равномерного распределения жидкости по порам и капиллярам структуры, и чем большим капиллярным потенциалом обладает структура, тем равномернее распределение температур в стенке при различных величинах  $q$ .

Сравнение с тепловыми трубами для  $q > 100$  кВт/м<sup>2</sup> показывает, что интенсивность в тепловых трубах ниже на 40%, либо они не работоспособны. При  $q < 20$  кВт/м<sup>2</sup> тепловые трубы имеют большую интенсивность. В области  $(2 \dots 10) \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> наблюдается удовлетворительное согласование опытных данных [15-17].

Для различных технических устройств и систем, разработанных авторами, предложена и исследована новая пористая система охлаждения, в которой подвод охлаждающей жидкости производят при комбинированном действии капиллярных и гравитационных сил. Поверхность охлаждения выполнялась из нержавеющей стали, латуни, меди, бронзы, никеля, алунда и стекла. Толщина стенки составляла  $(0,05 \dots 2) \cdot 10^{-3}$  м. Визуальные наблюдения проводились с применением голографической интерферометрии и скоростной киносъемки с использованием лазерной установки ЛГ-38 и кинокамеры СКС-ИМ. опыты проводились с водой при

давлениях (0,01...10) МПа, недогреве  $-(0...20)$  К, избытке жидкости (1...14) от расхода пара, тепловой нагрузке  $-(1...60) \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>, температурном напоре  $-(1...60)$  К и ориентации системы ( $\pm 0...90 \pm$ ) градусов. Проведенные исследования выявили две области процесса парообразования жидкости и влияние режимных и конструктивных характеристик. Установлен оптимальный расход охлаждающей жидкости и наиболее эффективный вид сетчатой пористой структуры. Визуальные наблюдения позволили описать физическую картину протекающих процессов и обобщить опытные данные по внутренним характеристикам и отводимым тепловым потокам с точностью  $\pm 20\%$  в зависимости от теплофизических свойств жидкости, стенки, температурного напора, избытка жидкости, вида пористой структуры и теплообменной стенки [6,8-14].

### Литература

- [1]. Генбач А.А. К вопросу затяжки крепежа паровых турбин// Рабочие процессы и усовершенствование теплотехнических устройств и электрических систем: Сб.трудов КазПТИ.- Алма-Ата, 1977.- С.51-55.
- [2]. Тонконогий А.В., Генбач А.А. Сравнительный анализ работы капиллярно-пористых систем// Известия вузов. Энергетика.-1980.№9.-С.120-122.
- [3]. Поляев В.М., Генбач А.А. Плотность центров парообразования и выброс капель из пористой структуры// Известия вузов. Машиностроение.-1990.№9-С.50-55.
- [4]. Поляев В.М., Генбач А.А. Отрывной диаметр и частота отрыва паровых пузырей в пористых структурах// Вестник МГТУ. Соз. Машиностроение.-1990.№1-С.69-72.
- [5]. Поляев В.М., Генбач А.А. Начальная область парообразования в пористых структурах, работающих с избытком жидкости// Известия вузов. Энергетика.-1991.№2.-с.84-87.
- [6]. Поляев В.М., Генбач А.А. Управление внутренними характеристиками кипения в пористой системе // Криогенная техника и кондиционирование: Сборник трудов МГТУ.-М,1991.-с.224-237.
- [7]. Поляев В.М., Генбач А.А. Применение пористой системы в энергетических установках// Промышленная энергетика.- 1992. №1.- с.40-43.
- [8]. Поляев В.М., Генбач А.А. Расчёт тепловых потоков в пористой системе охлаждения// Известия вузов. Авиационная техника.-1992.№2.-с.71-74.
- [9]. Поляев В.М., Генбач А.А., Бочарова И.Н. Влияние давления на интенсивность теплообмена в пористой системе// Известия вузов. Машиностроение.-1992.№4-6.-С.68-72.
- [10]. Поляев В.М., Генбач А.А. Паросодержание над греющей поверхностью, покрытой пористой структурой// Теплообмен и трение в двигателях и энергетических установках летательных аппаратов: Сб.Трудов КАИ.-Казань.-1992.-С.70-76.
- [11]. Поляев В.М., Генбач А.А., Бочарова И.Н. Интенсификация теплообмена и расширение теплопередающих возможностей пористой системы// Вестник МГТУ.Сер.Машиностроение.-1993.№1.-С.78-84.
- [12]. Генбач А.А., Генбач Н.А., Голованов А.П. Описание процесса теплообмена в пористой системе// Известия вузов. Энергетика.-1993.№7-8.-с.77-80.
- [13]. Polyayev V., Genbach A. Heat Transfer in a Porous System in the Presence of Both Capillary and Gravity Forces//Thermal Engineering.-M.,1993.V.40,n.7.-P.551-554.
- [14]. Polyayev V., Genbach A., Genbach A. Methods of Monitoring Energy Process//Experimental thermal and fluid science, International of Thermodynamics, Experimental Heat Transfer, and Fluid Mechanics, avenue of the Americas.-New York,1995.V.10, april.-P.273-286.



- [15]. Генбач А.А., Байбекова В.О. Повышение эффективности работы турбинных установок электростанций//Поиск, МОН РК.-2011.№2.-С.271-276.
- [16]. Генбач А.А., Байбекова В.О. Характеристики капиллярно-пористых систем теплоэнергетических установок электростанций//Поиск, МОН РК.-2011.№4.-С.184-188.
- [17]. Генбач А.А., Байбекова В.О. Экспериментальная установка для моделирования энергооборудования с пористыми материалами для электростанций//Вестник КазНТУ.-2012.№2(90).-С.104-108.

**About the authors:**

Александр Алексеевич Генбач – Профессор д.т.н., АУЭС, Казахстан, katerina-1@rambler.ru

Вера Оразалиевна Байбекова – Ph.D., АУЭС, Казахстан, vera0382@mail.ru, 87023740300

Христо Иванов Белолев – Профессор д.т.н., Русенски университет, България, hbeloev@uni-ruse.bg

**This paper has been reviewed.**