

Исследование работоспособности насоса консольного типа с учетом температурного нагружения

О.В. Орел¹ • В.Ф. Хворост¹ • А.Д. Фурсина² • А.Н. Козлов³

1 - ПАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина;

2 - Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье, Украина;

3 - АО «Сумский завод «Насосэнергомаш», г. Сумы, Украина

Received: 20 April 2018 / Accepted: 14 September 2018

Аннотация. Объектом исследования является центробежный горизонтальный консольный одноступенчатый насос, входящий в состав системы аварийного расхолаживания парогенератора и предназначенный для возврата в аварийных ситуациях в парогенератор конденсата пара второго контура АЭС. Проведены исследования и выполнена оценка прочности напряженного состояния конструкции насоса при воздействии механических нагрузок и поля температур с помощью трехмерной модели для обоснования работоспособности. Исследовано изменение зазора в щелевых уплотнениях между деталями ротора и статора как функций времени в условиях нагружения нестационарным температурным полем. Подтверждена работоспособность насоса по критериям прочности, допускаемым зазорам в щелевых уплотнениях и показано, что деформации конструктивных элементов в условиях температурного нагружения существенно зависят от распределения температурных полей. Установлено, что при нагружении температурным полем учет процессов теплопередачи необходим для создания высокоэффективного надежного оборудования.

Ключевые слова: консольный одноступенчатый насос, работоспособность, щелевой зазор, конвективный теплообмен, теплопроводность, коэффициент теплоотдачи, поле температур, поле перемещений, напряжения, температурные деформации.

Введение

В процессе создания насосного оборудования возникает необходимость обеспечения его безопасной эксплуатации, зависящей от надежной и эффективной работы основных узлов и элементов конструкции насоса. Создание надежного в эксплуатации насосного оборудования невозможно без применения современных методов расчета для детального исследования тепловых и термомеханических процессов, возникающих в процессе его эксплуатации.

При выполнении расчетов термонапряженного состояния насоса, для каждого элемента конструкции необходимо рассматривать не только воздействия от механического и температурного нагружения, но и учитывать условия их взаимодействия.

Результаты такого рода расчетов могут быть использованы для оценки работоспособности и ресурса работы насосного оборудования. [1-4].

Применение центробежных насосов на тепловых и атомных станциях, предполагает повышенные требования к оборудованию, работающему на переходных режимах эксплуатации с высокими скоростями изменения температуры перекачиваемой среды. Наиболее интенсивному тепловому воздействию насосы подвергаются со стороны теплоносителя с температурой, меняющейся за небольшие интервалы времени [5].

В данной работе проведены исследования термонапряженного состояния центробежного консольного насоса с целью оценки его работоспособности и надежности в условиях эксплуатации на переходных режимах с высокими скоростями изменения температуры теплоносителя. Рассмотрены режимы пуска из холодного состояния, без предварительной подготовки подачи горячей перекачиваемой среды, стационарный режим и останов, при подаче охлажденной среды.

Объект исследования

Объектом данного исследования является насос консольного типа, входящий в состав системы аварийного расхолаживания парогенератора и предназначенный для возврата в парогенератор в аварийных ситуациях конденсата пара второго контура АЭС. Режимы работы насоса предполагают воздействие на него

температурного нагружения, которое носит как стационарный, так и нестационарный характер.

Рассматриваемый насос центробежный горизонтальный консольный одноступенчатый с осевым подводом жидкости, направляющим аппаратом и спиральным отводом. Входной патрубок расположен горизонтально вдоль оси вращения вала насоса, напорный направлен вертикально вверх. Опорными лапами, расположенными на корпусе и кронштейне, насос устанавливается на фундаментную раму.

Насос предназначен для работы в режимах с нарушением нормальной эксплуатации и аварийных ситуациях, при которых за небольшой промежуток времени происходит увеличение температуры перекачиваемой среды от 10 °С до 130 °С.

Постановка задачи

С целью обоснования работоспособности насоса были проведены исследования термонапряженного состояния на трехмерной модели конструкции насоса при воздействии механических и температурных нагрузок для условий пуска и стационарного режима работы.

Работоспособность насоса оценивалась по критериям прочности и допускаемым зазорам в щелевых уплотнениях с целью исключения возможности повышенного износа и ударного взаимодействия между деталями ротора и статора в экстремальных режимах работы.

При решении задачи теплопроводности в качестве краевых условий принимались начальные условия, характеризующие распределение температур в насосе в начальный момент времени, и граничные условия, характеризующие конвективный теплообмен на внутренней и наружной поверхностях насоса.

При решении задачи термоупругости в качестве граничных условий принимались ограничения на соответствующие компоненты перемещений в местах крепления элементов рамы.

В нестационарной постановке тепловая нагрузка, приложенная к поверхностям насоса, является функцией времени и на каждом шаге нагружения принималась в качестве граничных условий.

Результатом решения задач стационарной и нестационарной теплопроводности является поле температур.

Возникающие напряжения в элементах конструкции насоса, полученные в результате совместного воздействия температурного нагружения и механических нагрузок, являются результатом решения задачи термоупругости.

Оценка прочности корпусных деталей насоса проводилась на основе сопоставления категорий и соответствующих групп категорий напряжений с допускаемыми напряжениями согласно ПНАЭ Г-7-002-8 «Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок» [6]. При этом система классификации напряжений, приведенная в [6], позволяет выделять различные категории и группы категорий напряжений в зависимости от вида нагружения и характера напряженного состояния детали, а также оценивать степень опасности напряжений, вызванных механическими и температурными нагрузками.

Изменение зазора в щелевых уплотнениях между деталями ротора и статора определялось по деформационному состоянию элементов модели конструкции насоса в установленные моменты времени.

Построение расчетной модели

С целью выполнения численного моделирования режимов работы была построена 3D-модель конструкции насоса. Геометрическое построение выполнялось в графическом редакторе SolidWorks. Модель генерировалась по чертежам с сохранением всех геометрических размеров основных деталей конструкции насоса.

Геометрическая модель насоса сгенерирована из следующих деталей: корпус насоса, крышка, кронштейн, торцовое уплотнение, шпильки совместно с гайками и шайбами, опоры, стойка, штифт и шпонки.

Расчет коэффициентов теплоотдачи

Решения уравнения теплопроводности получены из условий, соответствующих процессам передачи тепла между элементами модели конструкции насоса, перекачиваемой средой и воздухом [7-9].

Теплопередача в элементах модели конструкции насоса происходит в результате теплопроводности и конвективного теплообмена. Интенсивность тепловых потоков характеризуется коэффициентами теплоотдачи, при определении которых учитываются скорость перекачиваемой среды, характерные размеры сечений каналов по которым движется перекачиваемая среда, теплофизические свойства материалов корпуса, среды и воздуха.

Значения коэффициентов теплоотдачи определяются по формуле:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}, \quad (1)$$

где Nu – число Нуссельта; λ – коэффициент теплопроводности перекачиваемой среды, Вт/(м·°С); $d = \frac{4 \cdot F}{P}$ – характерный размер, м; F – площадь сечения канала, м²; P – периметр канала, м.

В целом, расчет коэффициентов теплоотдачи сводится к определению числа Нуссельта, значение которого задается соответствующими критериальными уравнениями конвективного теплообмена, зависящими

от режима течения жидкости и формы канала.

Результаты расчетов коэффициентов теплоотдачи для характерных каналов проточной части насоса приведены в таблице 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов теплоотдачи

Каналы проточной части и внешняя среда	Значение коэффициента теплоотдачи, Вт/(м ² ·°С)
напорная полость	20857,2
напорный патрубок	7199,9
входной патрубок	7604,4
наружная поверхность - воздух	6,1
щелевое уплотнение	51907,7
камера перед торцовым уплотнением	0,3

Построение конечно-элементной модели. Начальные и граничные условия. Решение задачи теплопроводности. Результаты расчета

Для создания конечно-элементной модели корпуса насоса использовался твердотельный объемный десяти узловой элемент SOLID187 и генератор сеток программы ANSYS [10]. Общее количество конечных элементов составило 2122731. Общее количество узлов – 3221075. Полная конечно-элементная модель насоса показана на рисунке 1.

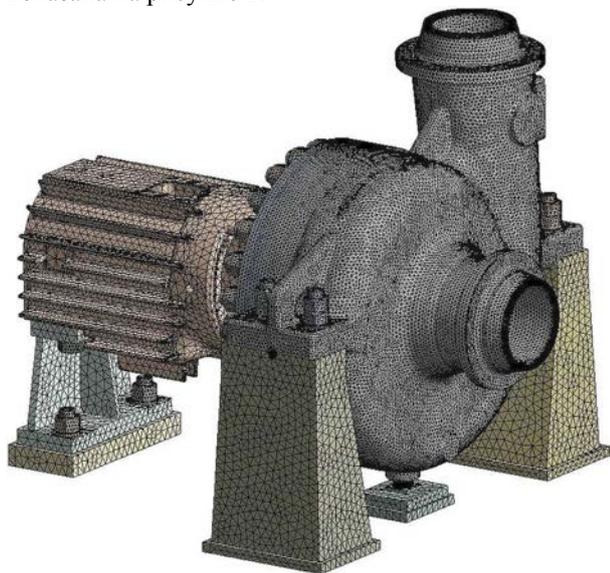


Рис. 1. Конечно-элементная модель насоса консольного типа

Теплообмен между моделью насоса и двумя видами окружающей среды – перекачиваемой жидкостью на внутренней поверхности и воздухом на наружной поверхности, задавался с учетом коэффициентов теплоотдачи, определенных в зависимости от интенсивности процесса конвективного теплообмена в характерных каналах проточной части насоса.

Теплообмен между внутренней поверхностью насоса и перекачиваемой жидкостью, режим движения которой носит турбулентный характер, осуществляется в условиях вынужденной конвекции. Для описания процесса теплопередачи на границе модели использованы граничные условия третьего рода, соответствующие условиям конвективного теплообмена.

При решении задачи нестационарной теплопроводности тепловая нагрузка, приложенная к границе модели, задавалась как функция времени – на каждом шаге нагружения она принималась в качестве граничных условий.

Для наружной поверхности модели в условиях естественной конвекции теплообмен с окружающим воздухом задавался усредненным коэффициентом теплоотдачи.

Результатом решения задачи теплопроводности, алгоритм которой реализован в программном комплексе ANSYS, являются: поля температур, температурные градиенты и плотности тепловых потоков.

На каждом шаге теплового нагружения анализировались результаты расчетов нестационарных температурных полей и определялись опасные зоны конструкции насоса с максимальными температурами и градиентами температур. Ниже приведены результаты расчетов стационарного и нестационарных температурных полей для модели насоса.

Распределение стационарного температурного поля для модели насоса показано на рисунке 2.

Распределение нестационарного температурного поля для модели насоса в расчетный момент времени – 600 секунд – показано на рисунке 3. Нестационарные температурные поля рассчитывались до 5400-й секунды (1 час 30 минут), после чего температурные поля выходят на установившийся стационарный режим.

Решение задачи термоупругости. Граничные условия. Результаты расчета

В качестве внешней нагрузки действующей на расчетную модель насоса принимались механические нагрузки: расчетное давление, удельная нагрузка от усилий в шпильках крепления элементов насоса, нагрузки на патрубки и нестационарное температурное поле.

Граничные условия, накладывающие ограничения на осевые компоненты перемещений расчетной модели корпуса, задавались по линии контакта опор с рамой.

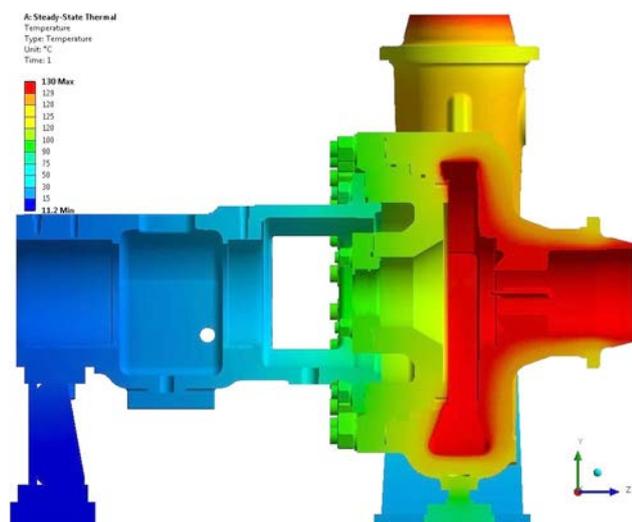


Рис. 2. Распределение температурного поля при стационарном режиме работы насоса, °С

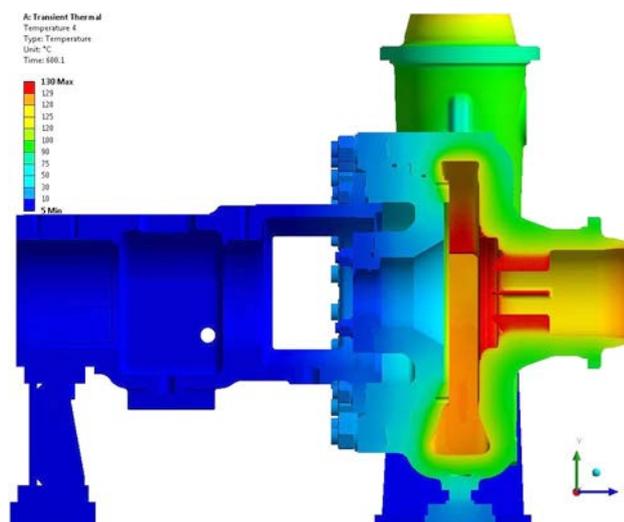


Рис. 3. Распределение температурного поля при нестационарном режиме работы насоса на 600 секунде, °С

Учитывая то, что в конструкции предусмотрена возможность температурного расширения корпуса вдоль оси насоса, граничные условия, накладывающие ограничения на соответствующие компоненты перемещений расчетной модели, задавались в местах крепления элементов рамы.

Результатом решения задачи термоупругости, алгоритм которой реализован в программном комплексе ANSYS, являются поля напряжений, деформаций и перемещений, полученных вследствие совместного воздействия механических нагрузок и температурных полей.

Таким образом, в результате совместного воздействия механических нагрузок и температурных полей для модели насоса определены возникающие в насосе значения перемещений конструктивных элементов, формирующих щелевые зазоры, как функций времени.

Оценка работоспособности насоса по критериям прочности проводилась для режимов нормальной эксплуатации (НЭ): стационарный режим и нестационарный режим – пуск и останов.

Для режима НЭ в качестве тепловой нагрузки принималось установившееся стационарное температурное поле. Распределение стационарного температурного поля в корпусе приведено на рисунке 2. Распределение возникающих в насосе перемещений для режима НЭ приведено на рисунке 4. Распределение приведенных напряжений ($\sigma_1 - \sigma_3$) в корпусе от механических и температурных нагрузок для режима НЭ приведено на рисунке 6.

Для нестационарного режима в качестве тепловой нагрузки принималось нестационарное температурное поле на 600 секунде, соответствующее возникновению наиболее опасных температурных напряжений. Распределение нестационарного температурного поля в корпусе приведено на рисунке 3. Распределение возникающих в корпусе насоса перемещений для нестационарного режима в соответствующий момент времени приведено на рисунке 5. Распределение приведенных напряжений ($\sigma_1 - \sigma_3$) в корпусе от механических и температурных нагрузок для нестационарного режима в соответствующий момент времени приведено на рисунке 7.

Для исследования изменений зазоров в щелевых уплотнениях была построена расчетная модель корпуса насоса с роторной системой, представленная на рисунке 8.

При воздействии теплового удара по значениям радиальных перемещений конструктивных элементов были определены изменения зазоров в щелевых уплотнениях между деталями ротора и статора. Изменение во времени щелевого зазора между наружной поверхностью переднего уплотнения рабочего колеса и кольцом щелевого уплотнения при нагружении нестационарным температурным полем показано на рисунке 9.

В данной постановке задачи статический прогиб ротора от радиальной силы на колесе насоса не учитывался, так как ее величина, ввиду наличия направляющего аппарата, незначительна.

На графике видно, что минимальное значение 120 мкм (53,3% конструктивно принятого значения) щелевой зазор достигает на 20-й секунде. Такой характер изменения величины зазора объясняется более медленной скоростью прогрева корпуса насоса, имеющего большую массу в сравнении с элементами роторной системы.

Для определения расчетных категорий и групп категорий напряжений была выполнена процедура линеаризации интенсивности напряжений вдоль линий сечений, проходящих в наиболее напряженных зонах

насоса. Линии сечений (далее SCL – Stress Classification Line) являются пересечением тела детали с осью OX локальной системы координат, проводятся по нормали к поверхности крышки и корпуса в направлении оси OX.

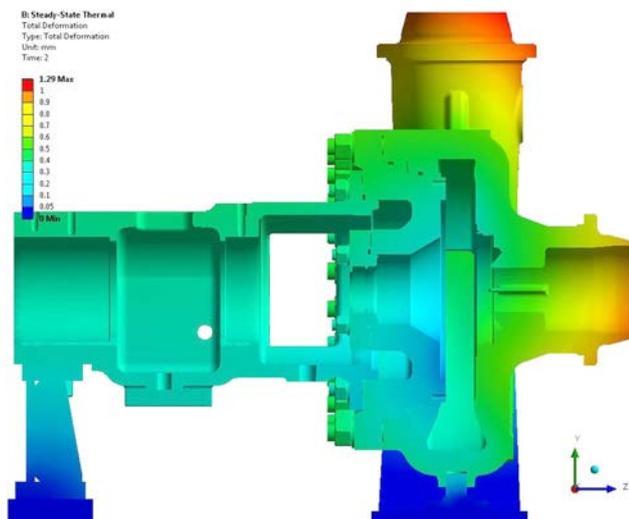


Рис. 4. Распределение поля перемещений при стационарном режиме работы, мм

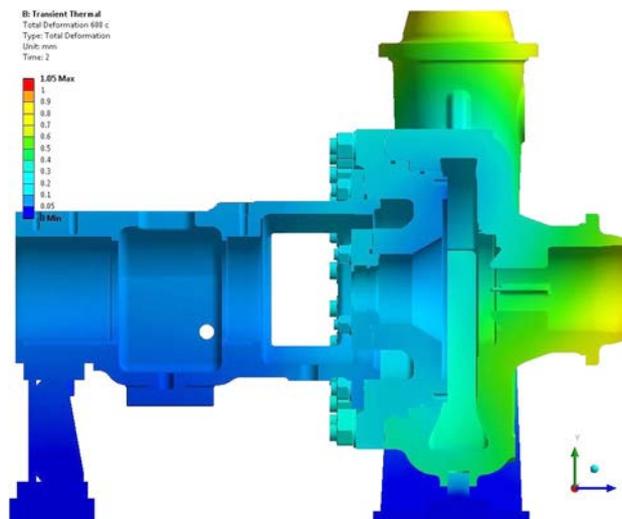


Рис. 5. Распределение поля перемещений при нестационарном режиме работы насоса на 600 секунде, мм

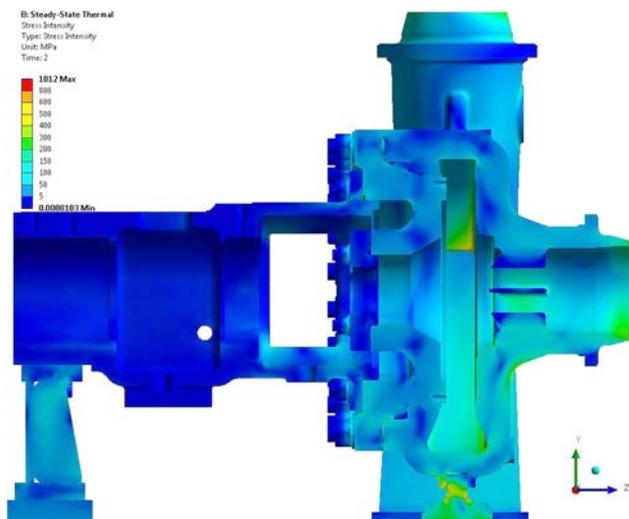


Рис. 6. Распределение приведенных напряжений в корпусе от механических и температурных нагрузок при стационарном режиме работы, МПа

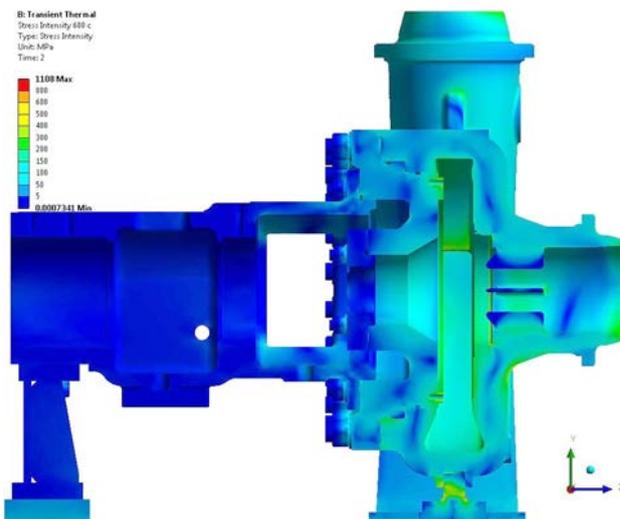


Рис. 7. Распределение приведенных напряжений в корпусе от механических и температурных нагрузок при нестационарном режиме работы насоса на 600 секунде, МПа

Для крышки значения линеаризованных напряжений вдоль линий классификации напряжений SCL определены в сечениях:

- в сечении стенки крышки – SCL1.1;
- в зоне отверстия для крепления крышки с корпусом – SCL1.2.

Для корпуса значения линеаризованных напряжений вдоль линий классификации напряжений SCL определены в сечениях:

- на входном патрубке – SCL2.1;
- на напорном патрубке – SCL2.2;
- в сечении стенки корпуса в зоне входного патрубка – SCL2.3;
- в сечении стенки нижней части корпуса в зоне входного патрубка – SCL2.4.

Оценка прочности корпуса для режима НЭ выполнялась для групп категорий напряжений $(\sigma)_1$, $(\sigma)_2$, $(\sigma)_{RV}$.

Оценка прочности корпуса для нестационарного режима выполнялась для групп категорий напряжений $(\sigma)_1$, $(\sigma)_2$, при этом температурные напряжения $(\sigma)_{TL}$ классифицировались как местные и учитывались в расчетах на циклическую прочность. Оценка циклической прочности корпуса проведена по допускаемому числу циклов и накопленному усталостному повреждению согласно [6].

В качестве примера на рисунках 10 и 11 для моделей крышки и корпуса соответственно приведены

графики распределения линейризованных напряжений в одних из наиболее напряженных сечениях SCL1.1 и SCL2.3 при стационарном и нестационарном режимах работы.

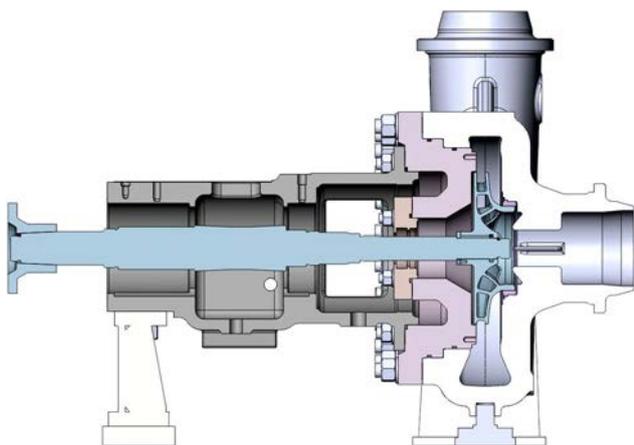


Рис. 8. Модель корпуса насоса консольного типа с роторной системой

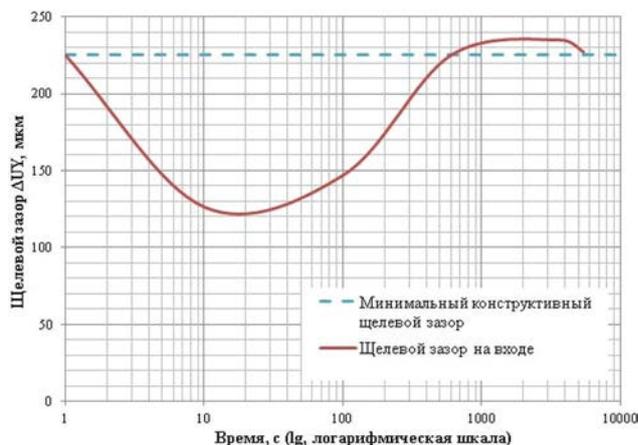


Рис. 9. Изменение щелевого зазора при нагружении нестационарным температурным полем

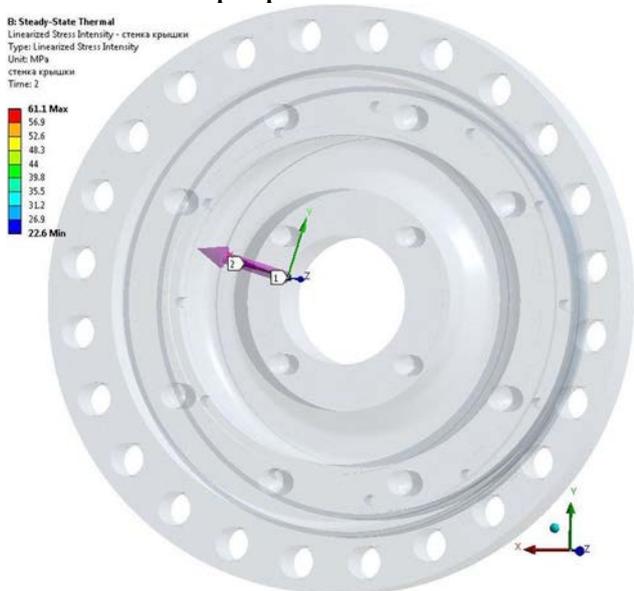


Рис. 10. Значения линейризованных напряжений в сечении стенки крышки (SCL1.1) при стационарном режиме работы

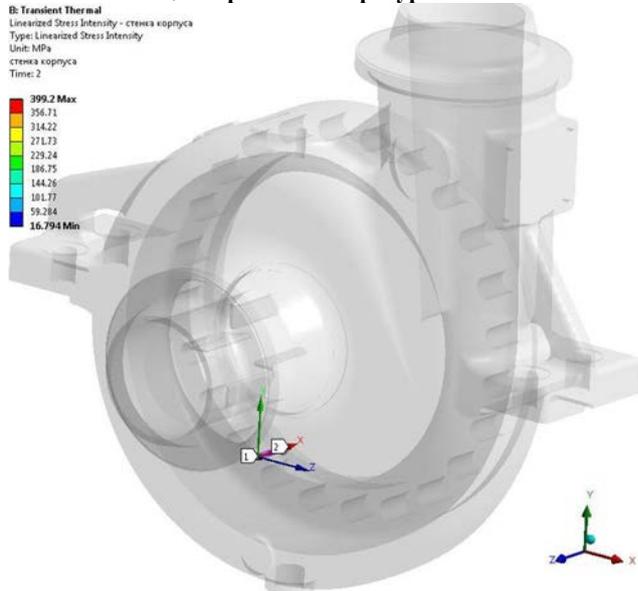
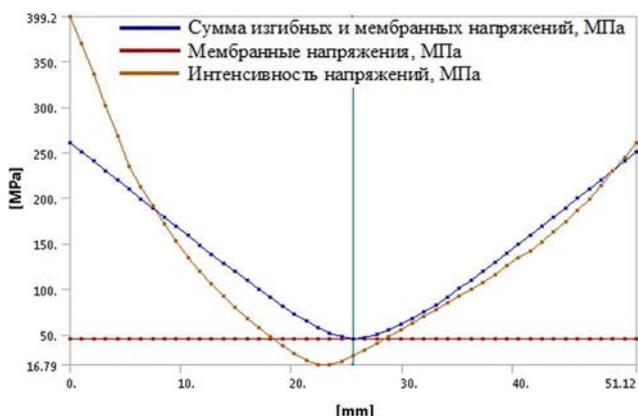
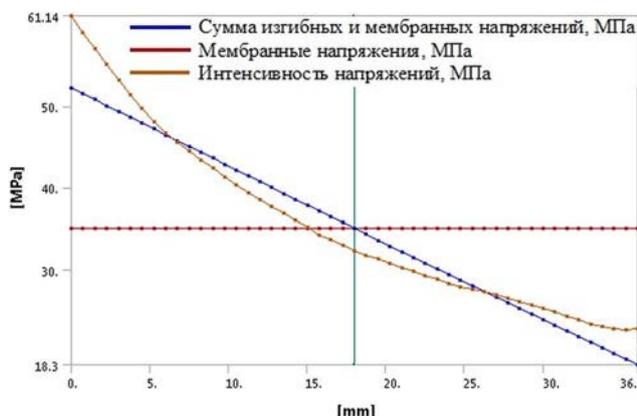


Рис. 11. Значения линейризованных напряжений в сечении стенки корпуса в зоне входного патрубка (SCL2.3) при нестационарном режиме работы



Для крышки и корпуса в таблице 2 приведены результаты расчета категорий и групп категорий напряжений для линий классификации напряжений в наиболее опасных сечениях и соответствующие им допускаемые напряжения. Расчетные значения возникающих напряжений в крышке и корпусе приведены при стационарном и нестационарном режимах работы и не превышают допускаемые значения напряжений.

Результаты расчета категорий и групп категорий напряжений в наиболее опасных сечениях

Линии классификации напряжений	Группы категорий напряжений	Расчетные значения напряжений при стационарном режиме работы, МПа	Расчетные значения напряжений при нестационарном режиме работы, МПа	Допускаемые значения напряжений, МПа	
В крышке					
SCL1.1	$(\sigma)_I$	35,0	24,0	$[\sigma]^T$	116,0
	$(\sigma)_2$	52,3	40,4	$1,3 \cdot [\sigma]^T$	150,8
SCL1.2	$(\sigma)_2$	140,2	148,9	$1,3 \cdot [\sigma]^T$	150,8
	$(\sigma)_{RV}, (\sigma)_{TL}$	253,8	289,2	$(2,5 - \frac{R_{p0,2}^T}{R_m^T}) \cdot R_{p0,2}^T$	363,9
				$2 \cdot R_{p0,2}^T$	348,0
В корпусе					
SCL2.1	$(\sigma)_I$	116,3	-	$[\sigma]^T$	120,7
	$(\sigma)_{RV}, (\sigma)_{TL}$	129,1	142,7	$(2,5 - \frac{R_{p0,2}^T}{R_m^T}) \cdot R_{p0,2}^T$	371,4
				$2 \cdot R_{p0,2}^T$	362,0
SCL2.2	$(\sigma)_I$	87,7	-	$[\sigma]^T$	120,7
	$(\sigma)_{RV}, (\sigma)_{TL}$	89,3	103,8	$(2,5 - \frac{R_{p0,2}^T}{R_m^T}) \cdot R_{p0,2}^T$	371,4
				$2 \cdot R_{p0,2}^T$	362,0
SCL2.3	$(\sigma)_2$	49,0	45,9	$1,3 \cdot [\sigma]^T$	156,9
	$(\sigma)_{RV}, (\sigma)_{TL}$	217,5	261,0	$(2,5 - \frac{R_{p0,2}^T}{R_m^T}) \cdot R_{p0,2}^T$	371,4
				$2 \cdot R_{p0,2}^T$	362,0
SCL2.4	$(\sigma)_2$	46,1	43,9	$1,3 \cdot [\sigma]^T$	156,9
	$(\sigma)_{RV}, (\sigma)_{TL}$	175,0	148,3	$(2,5 - \frac{R_{p0,2}^T}{R_m^T}) \cdot R_{p0,2}^T$	371,4
				$2 \cdot R_{p0,2}^T$	362,0

Выводы

Проведенные исследования позволили оценить работоспособность насоса консольного типа в условиях температурного нагружения по критериям прочности и допускаемым зазорам в щелевых уплотнениях. Расчеты на прочность проведены для наиболее нагруженных деталей насоса: корпуса и крышки, оценка прочности выполнена по всем группам категорий напряжений для режимов НЭ. Возникающие в корпусе насоса напряжения удовлетворяют условиям прочности [6]. В процессе выполнения работы исследовано изменение зазора в щелевых уплотнениях между деталями ротора и статора как функций времени в условиях нагружения нестационарным температурным полем. Установлено, что при нагружении нестационарным температурным полем, происходит существенное изменение щелевого зазора между наружной поверхностью переднего уплотнения рабочего колеса и кольцом щелевого уплотнения. В результате выполненных исследований показано, что деформации конструктивных элементов в условиях температурного нагружения существенно зависят от распределения температурных полей, градиентов температур и скоростей прогрева деталей корпуса насоса.

В результате проведенных исследований подтверждена работоспособность насоса в условиях совместного температурного и механического нагружений.

Таким образом, для создания высокоэффективного надежного оборудования необходимо учитывать процессы теплопередачи в элементах насосов консольного типа.

Дослідження працездатності насоса консольного типу з урахуванням температурного навантаження

О.В. Орел, В.Ф. Хворост, Г.Д. Фурсіна, О.М. Козлов

Анотація. Об'єктом дослідження є відцентровий горизонтальний консольний одноступеневий насос, який входить до складу системи аварійного розхолодження парогенератора, і призначений для звороту в аварійних ситуаціях у парогенератор конденсату пари другого контуру АЕС. Проведені дослідження й виконана оцінка міцності напруженого стану конструкції насоса під час впливу механічних навантажень та поля температур за допомогою тривимірної моделі для обґрунтування працездатності. Досліджено зміну зазору в щільненнях між деталями ротора та статора як функції часу в умовах навантаження нестационарним температурним полем. Підтверджена працездатність насоса за критеріями міцності, допустимими зазорами в щільненнях та показано, що деформації конструктивних елементів в умовах температурного навантаження значною мірою залежать від розподілення температурних полів. З'ясовано, що під час навантаження температурним полем урахування процесів теплопередачі необхідне для створення високоефективного надійного обладнання.

Ключові слова: консольний одноступеневий насос, працездатність, щільний зазор, конвективний теплообмін, теплопровідність, коефіцієнт теплоїддачі, поле температур, поле переміщень, напруження, температурні деформації.

Study of Overhung Pump Performance Considering Thermal Stress

Olha Orel, Viacheslav Khvorost, Anna Fursina, Aleksei Kozlov

Abstract. The object of the study is a centrifugal horizontal single-stage overhung pump that is a part of the steam generator emergency cooldown system and designed to return the steam condensate of the secondary system of NPP to the steam generator during emergency condition. Aimed to justify the pump performance we performed research and evaluated strength of stressed pump under mechanical loads and temperature field by means of 3D model. The change in the running clearance between rotor and stator parts was studied as a time function under unsteady temperature field. The operability of the pump was proved with respect to its strength and allowable running clearances of gap seals as well as it was shown that deformation of pump parts under thermal stress greatly depends on temperature field distribution. It was found that it is necessary to consider heat-transfer process under temperature field stress in order to design high-efficient reliable equipment.

Keywords: single-stage overhung pump, pump performance, running clearance, convective heat-transfer, heat conduction, heat-transfer coefficient, temperature field, displacement field, stresses, temperature deformations.

References

1. Давиденко, А.К. Исследование работоспособности многоступенчатого питательного насоса при воздействии теплового удара [Текст] / А.К. Давиденко, А.А. Руденко, В.Ф. Хворост, И.С. Гаврыло // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2013. – №4. – С. 17-27.
2. Елин, А.В. Исследование работоспособности одноступенчатых питательных насосов при воздействии теплового удара [Текст] / А.В. Елин, В.Ф. Хворост, С.Н. Шевчук // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2015. – Том 39, №1. – С. 10-16.
3. Singer, M. Design of Pump Casings: Guidelines for a Systematic Evaluation of Centrifugal Pump Pressure Boundary Failure Modes and their Mechanisms [Text] / Michael Singer, Torsten Johnе // Proceedings of the Twenty-Ninth International Pump Users Symposium October 1-3, Houston, Texas. – 2013.
4. Bhawar, P. Design and Analysis of Boiler Feed Pump Casing Working at High Temperature by using Ansys [Text] / Pravin D. Bhawar, M. B. Patwardhan // International Journal of Science and Research (IJSR). – June 2014. – Vol. 3 no 6.
5. Гаврыло, И.С. Исследование эффективности охлаждения камеры торцового уплотнения термобарьером в питательном насосе [Текст] / И.С. Гаврыло, А.В. Елин, В.Ф. Хворост // Проблемы теории и практики центробежных машин: монография / Под. ред.: И.Б. Твердохлеба, А.В. Загорулько, С.Н. Гудкова. – Сумы: ООО «Печатный дом «Папирус», - 2014. – С. 235-244.
6. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок [Текст] / Госатомэнергонадзор СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.
7. Исаченко, В.П. Теплопередача [Текст] / В.П. Исаченко, В.П. Осипова. – М.: Энергоиздат, 1981. – 417 с.
8. Михеев, М.А., Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев, И.М. Михеева – М.: Энергия, 1977. – 44 с.
9. Кулинченко, В.Р. Справочник по теплообменным расчетам [Текст] / В.Р. Кулинченко – К.: Техника, 1990. – 165 с.
10. ANSYS 14.5, лицензионное соглашение 673888.