А. А. Ларин¹, А. А. Келин², Р. Н. Нарыжная²,
К. Е. Потопальская¹, А. И. Трубаев¹

¹Национальный технический университет «Харьковский
политехнический институт», г. Харьков, Украина

²Инженерно-технический центр «КОРО», г. Харьков,
Украина

Анализ прочности насоса с целью продления его ресурса

Рассмотрены вопросы оценки остаточной прочности корпуса водоструйного насоса марки СН-10/50К, работающего в сверхпроектный срок эксплуатации в линии спринклерных насосов энергоблока АЭС. Представлены результаты теоретических исследований его напряженно-деформированного состояния с учетом изменения геометрии корпусных деталей, которое наблюдалось по окончании проектного срока эксплуатации. Оценка статической прочности проводилась для основных эксплуатационных режимов работы насоса (нормальные условия эксплуатации и гидравлические испытания), а также для случая возникновения аварийной ситуации.

Соответствующие исследования проведены в рамках численного компьютерного моделирования на основе метода конечных элементов с использованием современных программных комплексов. Разработаны расчетные трехмерные конечно-элементные модели, которые учитывают фактическую геометрию деталей насоса и прогноз ее возможного изменения на период продленного ресурса. Изменение геометрии конструкции учтено на основе экстраполяции данных толщинометрии стенок корпуса, полученных в процессе длительного срока эксплуатации.

На основе построенных конечно-элементных моделей последовательно решены задачи теплопроводности и термоупругости. Для оценки остаточной прочности насоса при аварийной ситуации моделировалось явление теплового удара по корпусным деталям. Соответствующее моделирование осуществлялось решением задач нестационарной теплопроводности и связанной задачи квази-статической термоупругости. Такой подход позволил определить распределение температурного поля во времени при тепловом ударе и распределение параметров напряженно-деформированного состояния насоса в характерные моменты времени.

Ключевые слова: насосы АЭС, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, остаточная прочность, тепловой удар, эксплуатационное утонение стенок корпусных деталей.

Проблемы, связанные с продлением ресурса оборудования атомных электростанций в Украине [1–5], обладают высокой актуальностью, которая обусловлена имеющим место истощением их проектных сроков эксплуатации. Решение вопросов прогноза остаточной надежности связано с оценкой текущего технического состояния конструкции, проектные характеристики которой изменяются в процессе длительной эксплуатации. Упомянутые изменения могут негативно отразиться на остаточной надежности оборудования, но наличие существенного проектного запаса прочности иногда все же позволяет продлить срок его службы. Однако при этом необходимо проводить оценку напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкций с учетом фактических изменений их параметров.

Все сказанное в полной мере относится к насосам АЭС, которые обеспечивают работу основных контуров станции при различных режимах работы. Их надежность во многом определяет безопасность эксплуатации всей АЭС в целом. При работе насосов происходит непрерывное взаимодействие их металлических корпусных деталей с агрессивной рабочей средой, что неизбежно приводит к развитию процессов коррозии, эрозии и изменению первоначальной геометрии деталей. Практика показывает, что в течение длительной эксплуатации имеет место утонение корпуса, крышек и патрубков. При этом следует обратить внимание на необходимость проведения оценки остаточной прочности на режимах нарушения нормальных условий эксплуатации (ННУЭ) и при аварийных ситуациях (АС), поскольку, с одной стороны, возможность возникновения ситуации ННУЭ или АС намного выше у объектов, которые эксплуатируются в сверхпроектный срок, а с другой стороны, проектная оценка НДС на этих режимах была очень приближенной в то время, когда эти насосы проектировались, из-за низкого уровня вычислительной техники и ограниченности аналитических подходов.

Цель данной работы — оценка остаточной статической прочности водоструйного насоса марки СН-10/50К, работающего на основных эксплуатационных режимах, а также в режиме АС, на период продленного ресурса с учетом прогноза изменения геометрии на основе данных толщинометрии стенок корпуса в процессе эксплуатации.

Насос марки СН-10/50К (рис. 1) предназначен для подачи раствора тиосульфата натрия в линию спринклерных насосов. Проектный срок службы — 30 лет. Состоит из неподвижных корпусных деталей. Конструкция является сварной и выполнена из коррозионностойкой стали (12Х18Н10Т).

Технические характеристики и параметры насоса:

Масса	14 кг
Рабочая среда	Спринклерный раствор
Подача рабочей жидкости	50 м ³ /ч
Подача перекачиваемой жидкости	7–12 м ³ /ч
Давление перекачиваемой жидкости на входе	Атмосферное
Давление рабочей жидкости на входе	12 атм
Давление перекачиваемой жидкости на выходе	7 атм
Рабочая температура	150 °С
Давление гидроиспытаний	28 атм
Температура гидроиспытаний	10 °С

Для расчетов использовались физико-механические характеристики материала (табл. 1) с учетом эксплуатационной температуры.

Таблица 1. Физико-механические характеристики материала 12X18H10T

Температура T , °C	Модуль упругости E , ГПа	Коэффициент Пуассона ν	Плотность ρ , кг/м ³	Предел текучести σ_T ($R_{0,2}$), МПа	Предел прочности σ_B (R_m), МПа	Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·°C)	Коэффициент линейного расширения α , мкК ⁻¹
25	205	0,3	7900	196	491	131	15	16,4
50	202	0,3	7900	191	475	127	—	16,4
100	200	0,3	7900	181	446	121	16,3	16,6
150	195	0,3	7900	172	421	115	—	16,8

Рис. 1. Трехмерная геометрическая модель насоса СН50/10К: а — общий вид; б — горизонтальный разрез; 1 — корпус; 2 — патрубок напорный; 3 — сопло; 4 — входной патрубок подвода рабочей среды; 5 — входной патрубок подвода перекачиваемой жидкости

Согласно [6, п. 3.4], номинальное допускаемое напряжение для элементов оборудования и трубопроводов АЭС принималось равным

$$[\sigma] = \min \{R_m/2,6; R_{0,2}/1,5\},$$

где R_m — предел прочности; $R_{0,2}$ — предел текучести материала.

Анализ утонения стенок корпусных деталей насоса. В данной статье рассматривается насос, который находится в длительной эксплуатации и отработал свой проектный ресурс. Экспертная оценка эксплуатирующей

Таблица 2. Принимаемые значения толщин стенок корпусных деталей насоса

Корпусные детали	Фактическая толщина стенки, мм	Проектные значения, мм	Ожидаемая наработка до истощения продленного ресурса, ч	Ожидаемое утонение стенок к концу продленного ресурса, %	Принимаемое значение толщин стенок деталей для оценки остаточной прочности, мм
Корпус насоса	6,4	30	300	12	5,5
Патрубок напорный	6,7	30	300	12	5,5
Входной патрубок рабочей среды	4,0	24	440	17,6	3,0
Входной патрубок подвода перекачиваемой жидкости	3,0	24	440	17,6	2,4

организации его технического состояния показывает, что имеет место утонение стенок корпуса по сравнению с проектными значениями. Основываясь на статистических данных по результатам серии толщинометрических обследований установлено, что стенки корпуса в среднем утоняются со скоростью 4 % за 100 ч работы. Опыт эксплуатации показывает, что средняя наработка для насоса модели СН50/10К составляет 20 ч/год. Исходя из экспертных оценок скорости утонения стенок и оценки средней наработки насоса в год спрогнозировано утонение стенок корпусных деталей. Данные по фактическим размерам стенок, полученные при толщинометрии насоса после истечения проектного срока эксплуатации, а также прогноз по возможному утонению на срок продления эксплуатации приведены в табл. 2.

Построение расчетной модели насоса. Прочностные расчеты выполнены по технологии трехмерного конечно-элементного моделирования. Для адекватной оценки термонапряженно-деформированного состояния к каждому патрубку добавлены фрагменты труб длиной 1 м с упруго подвешенными концами.

При конечно-элементной дискретизации использовались линейные элементы гексагональной и тетраэдральной форм (рис. 2). Трубопроводы имеют менее густую сетку, чем корпусные детали, поскольку их напряженное состояние не является объектом исследования — они моделируются лишь для передачи адекватных граничных условий на патрубки насоса. Фактически эти элементы нужны для нивелирования возможных краевых эффектов вблизи насоса. Для оценки качества построенной модели была проведена серия расчетов с КЭ-сетками разной густоты.

Для оценки прочности насоса СН-50/10К использовались следующие граничные условия:

жесткая заделка по опорным поверхностям стоек насоса;

упругое основание в осевом направлении для трубы подачи рабочей жидкости и трубы выхода (жесткость 10^8 Н/м³), а в плоскости, перпендикулярной оси этих труб, — упругие опоры с жесткостью 10^5 Н/м³;

основание трубы, подсоединенной к входному патрубку перекачиваемой жидкости, ограничено в осевом

Рис. 2. КЭ сетка модели:
а — общий вид; б — горизонтальный разрез

направлении, а в плоскости, перпендикулярной оси этой трубы, размещены упругие опоры с жесткостью 10^5 Н/м;

на внутренних поверхностях задано условие конвективного теплообмена «вода — сталь» (коэффициент теплоотдачи $400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$);

на внешних поверхностях задано условие конвективного теплообмена «сталь — воздух» (коэффициент теплоотдачи $5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$);

температура окружающей среды 25°C .

Насос в процессе эксплуатации подвержен действию различных нагрузок при трех режимах работы [7]: нормальные условия эксплуатации (НУЭ); гидравлические испытания (ГИ) и аварийная ситуация (АС).

Анализ статической прочности насоса при НУЭ. НУЭ насоса подразумевают его работу с переменным (по длине конструкции) внутренним давлением и в условиях высокой температуры рабочей среды. Повышение температуры приводит к дополнительным напряжениям, а также влияет на свойства материала. В связи с этим перед оценкой НДС необходимо решить задачу теплопроводности, т. е. определить распределение температуры по объему конструкции при заданных условиях внешней и внутренней конвекции. Данная задача решалась на основе компьютерного моделирования с применением МКЭ. Использовалась такая же расчетная сетка, как для решения задачи оценки НДС. Это позволило легко осуществлять перенос полученных результатов расчетов распределения температуры на КЭ-сетку, используемую при прочностном анализе в качестве дополнительного нагружающего фактора. Анализ приведенного температурного поля показывает, что на стационарном режиме работы при НУЭ насос прогревается достаточно равномерно, и только крепежные элементы более охлажденные.

Рис. 3. Распределение температуры по сечению корпуса насоса

Рис. 4. НДС при НУЭ

Результаты решения задачи теплопроводности показаны на рис. 3.

Полученное распределение температуры использовалось в оценке НДС насоса при НУЭ для учета изменения свойств материалов, а также в качестве дополнительного нагружения, которое вызвано тепловым расширением неравномерно нагретых деталей. Кроме этого, при НУЭ насос нагружался переменным по конструкции внутренним давлением. Избыточное давление рабочей жидкости составляет $1,2 \text{ МПа}$, избыточное давление на выходе насоса $0,7 \text{ МПа}$, а давление на входном патрубке перекачиваемой жидкости $0,1 \text{ МПа}$.

Результаты расчетов НДС при такой схеме нагружения приведены на рис. 4. Максимальные напряжения имеют место на входных патрубках и в местах крепления краев насоса к внешнему основанию.

По результатам расчета условие прочности выполняется (максимальное значение напряжения $\sigma = 105 \text{ МПа} < [\sigma] = 115 \text{ МПа}$).

Анализ статической прочности насоса при ГИ. Для оценки прочности насоса при ГИ внутреннее давление задавалось равномерным по всему объему насоса (в этом случае температура равна температуре окружающей среды). Результаты расчета НДС корпуса насоса при ГИ приведены на рис. 5.

Рис. 5. НДС при ГИ

Максимальные напряжения имеют место на внутренней поверхности входного патрубка перекачиваемой жидкости. Условие прочности выполняется (максимальное напряжение $\sigma_1 = 85,0 \text{ МПа} < [\sigma] = 131 \text{ МПа}$).

Анализ статической прочности насоса при АС. При включении насоса в этом режиме работы происходит практически мгновенное (в течение 2 с) повышение температуры перекачиваемой жидкости до 150 °С. Поскольку конструкция насоса представляет собой достаточно массивное тело, его стенки мгновенно не прогреваются. Для учета инерционности тепловых процессов и определения тепловых нагрузок решалась задача нестационарной теплопроводности, т. е. определялось изменение температурного поля во времени по всем точкам конструкции. Рассматривалась задача в два шага теплового нагружения: на первом шаге в течение 2 с линейно по времени увеличивалась температура жидкости (фактически в граничных условиях вынужденной конвекции на внутренней поверхности корпуса насоса) в диапазоне от 22 °С до 150 °С. Далее, на втором шаге, удерживалось постоянное значение температуры жидкости внутри насоса на уровне 150 °С. Расчетным путем установлено, что длительность второго шага для данного насоса составляет 5 с, т. е. в течение 5 с в корпусе на поверхности деталей установилась максимальная температура. Остальные тепловые граничные условия соответствовали граничным условиям при НУЭ.

Изменение максимальной температуры в корпусе насоса во времени представлено на рис. 6. На рис. 7 показано распределение температуры снаружи и внутри корпуса в двух характерных моментах времени — через 2 с и 7 с: первый соответствует установлению максимальной температуры среды, второй — установлению этой температуры в корпусе насоса.

Рис. 6. Изменение максимальной температуры в корпусе насоса при тепловом ударе

Рис. 7. Поле температур в корпусе насоса при тепловом ударе: а — через 2 с; б — через 7 с

Рис. 8. Напряжения в корпусе насоса при тепловом ударе (через 7 с)

Результаты расчетов НДС при такой схеме нагружения для момента времени 7 с приведены на рис. 8.

Максимальные эквивалентные напряжения по критерию Мизеса при АС на 7-й секунде составляли 205 МПа, что превышает предел текучести материала. Это значит, что при АС в конструкции произойдут необратимые пластические деформации. Отметим, что указанные напряжения являются поверхностными. Ожидать изменения геометрии насоса и его разгерметизации не следует. Данная задача решалась на основании уравнений линейной теории упругости, поэтому полученные значения напряжений завышены, но и они незначительно превышают уровень предела текучести, что говорит о возникновении крайне малых пластических деформаций. Кроме того, полученные напряжения (даже в консервативной упругой постановке) меньше предела прочности материала, что гарантирует герметичность конструкции при АС.

Выводы

В статье рассмотрены вопросы оценки остаточной прочности корпуса насоса типа СН-10/50К энергоблока АЭС. Решены задачи теплопроводности и анализа статического НДС корпусных деталей при различных условиях эксплуатации с учетом утонения их стенок, которое имеет место в результате длительной эксплуатации.

Представлены результаты исследований НДС насоса при АС с практически мгновенным возрастанием температуры рабочей среды. Показано, что в этом случае имеет место образование поверхностных пластических деформаций. Тем не менее, даже в условиях консервативной оценки, полученной при решении задачи в рамках теории упругости, максимальные напряжения меньше предела прочности.

НДС насоса в режиме АС требует дополнительных исследований, особенно по оценке влияния скорости

теплового удара. Проведение соответствующих исследований позволит сформулировать практические рекомендации (предписания), связанные с технической эксплуатацией насоса марки СН-10/50К. Отдельно также следует изучить влияние АС на циклическую прочность насоса, что является важным элементом для оценки его ресурса и остаточной надежности.

Список использованной литературы

1. Гетман А. Ф. Ресурс эксплуатации сосудов и трубопроводов атомных электростанций. М. : Энергоатомиздат, 2000. 427 с.
2. Аркадов Г. В., Гетман А. Ф., Радионов А. Н. Надежность оборудования и трубопроводов атомных электростанций и оптимизация их жизненного цикла. М. : Энергоатомиздат, 2010. 423 с.
3. Larin O. O., Trubayev O. I., Vodka O. O. The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation. *PNRPU Mechanics Bulletin*. 2014. № 1. С. 164—190.
4. Larin O. O., Vodka O. O. A probability approach to the estimation of the process of accumulation of the high-cycle fatigue damage considering the natural aging of a material. *J. Damage Mech.* 2015. V. 24(2). P. 294—310.
5. Водка А. А., Келин А. А., Нарыжная Р. Н., Трубаев А. И. Особенности расчетов кабелей в открытой прокладке на прочность при проведении их сейсмической квалификации. *Теоретическая и прикладная механика : Междунар. науч.-техн. сб.* 2017. Вып. 32. С. 134—140.
6. ПНАЭ Г 7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. М. : Энергоатомиздат, 1989. 525 с.

References

1. Getman, A. F., (2000) "Operation Lifetime of NPPs Vessels and Pipelines" [Resurs ekspluatatsii sosudov i truboprovodov atomnykh elektrostantsii]. M., Energoatomizdat, 427 p. (Rus)
2. Arkadov, G. V.; Getman, A. F.; Radionov, A. N. (2010). "Reliability of Equipment and Pipeling of Nuclear Power Plants and Optimization of their Life Cycle" [Nadezhnost' oborudovaniya i truboprovodov atomnykh elektrostantsii i optimizatsiya ikh zhiznennogo tsikla]. M., Energoatomizdat, 423 p. (Rus)
3. Larin, O. O.; Trubayev, O. I.; Vodka, O. O. (2014). "The Fatigue Lifetime Propagation of the Connection Elements of Longterm Operated Hydro Turbines Considering Material Degradation", *PNRPU Mechanics Bulletin*. Perm, Perm National Research Polytechnic University, Iss. 1. pp. 164—190.
4. Larin, O. O.; Vodka, O. O. (2015). "A Probability Approach to the Estimation of the Process of Accumulation of the High-Cycle Fatigue Damage Considering the Natural Aging of a Material", *J. Damage Mech.* Vol. 24(2), pp. 294—310.
5. Vodka, A. A.; Kelin, A. A.; Naryzhnaya, R. N.; Trubayev, A. I. (2017). "Peculiarities of Strength Calculations of Open Cable Laying under their Seismic Qualification" [Osobennosti raschetov kabelei v otkrytoi prokladke na prochnost' pri provedenii ikh seismicheskoi kvalifikatsii]. *Teoreticheskaya i prikladnaya mekhanika : mezhduнародnyi nauchno-tekhnicheskii sbornik*. Minsk, BNTU, Iss. 32. pp. 134—140. (Rus)
6. PNAE G 7-002-86. "Standards for Equipment and Pipeling Strength Calculation of Nuclear Power Plants" [Normy rascheta na prochnost' oborudovaniya i truboprovodov atomnykh energeticheskikh ustanovok], Gosatomenergondzor SSSR, Moscow, Energoatomizdat, 1989, 525 p. (Rus)

О. О. Ларін, А. А. Келін, Р. М. Нарижна, К. Є. Потопальська,
О. І. Трубаєв

¹ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків, Україна

² Інженерно-технічний центр «КОРО», м. Харків, Україна

Аналіз міцності насоса з метою продовження його ресурсу

Розглянуто питання оцінки залишкової міцності корпусу водоструменного насоса марки СН-10/50К, що працює в понадпроектний термін експлуатації в лінії спринклерних насосів енергоблока АЕС. Наведено результати теоретичних досліджень його напружено-деформованого стану з урахуванням зміни геометрії корпусних деталей, яка спостерігалася по закінченні проектного терміну експлуатації. Оцінка статичної міцності проводилася для основних експлуатаційних режимів роботи насоса (нормальні умови експлуатації та гідравлічні випробування), а також для випадку виникнення аварійної ситуації.

Відповідні дослідження проведено в рамках чисельного комп'ютерного моделювання на основі методу скінченних елементів з використанням сучасних програмних комплексів. Розроблено розрахункові тривимірні скінченно-елементні моделі, які враховують фактичну геометрію деталей насоса і прогноз її можливої зміни на період продовженого ресурсу. Зміну геометрії конструкції враховано на основі екстраполяції даних товщинометрії стінок корпусу, отриманих в процесі тривалого терміну експлуатації.

На основі побудованих скінченно-елементних моделей послідовно розв'язано задачі теплопровідності й термопружності. Для оцінки залишкової міцності насоса в разі аварійної ситуації моделювалось явище теплового удару по корпусних деталях. Відповідне моделювання здійснювалось розв'язанням задач нестационарної теплопровідності та зв'язаної задачі квазі-статичної термопружності. Такий підхід дав змогу визначити розподіл температурного поля в часі при тепловому ударі та розподіл параметрів напружено-деформованого стану насоса в характерні моменти часу.

Ключові слова: насоси АЕС, метод скінченних елементів, напружено-деформований стан, залишкова міцність, тепловий удар, експлуатаційне стоншення стінок корпусних деталей.

О. Larin¹, А. Kelin², R. Naryzhna², K. Potopalska¹, O. Trubayev¹

¹ National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv,
Ukraine,

² Engineering and Technology Center «KORO», Kharkiv, Ukraine

Analysis of the Pump Strength to Extend its Lifetime

The paper deals with the estimation of the residual strength of the body of water jet pump SN-10 /50K type operating in the beyond design lifetime in the line of NPP unit sprinkler pumps. The results of theoretical studies of its stressed-strained state are presented taking into account change in the geometry of body parts, which was observed after completion of the design lifetime. Static strength assessment was carried out for the main operating modes of the pump operation (normal operating conditions and hydraulic tests), as well as for conditions of an emergency situation.

Corresponding researches were carried out in the framework of numerical computer simulation on the basis of the finite element method using up-to-date software complexes. 3D finite element models have been developed that take into account actual geometry of the pump components and the forecast of its possible change for a period of extended lifetime. The change in the design geometry is taken into account based on the extrapolation of the data of thickness measurement of the pump body walls obtained during the long service period.

Based on the built finite-element models, the tasks of thermal conductivity and thermoelasticity have been consistently solved. The phenomenon of thermal shock on body parts was simulated that allow assessing residual pump strength in case of an emergency. Corresponding simulation was carried out by solving the problems of non-stationary thermal conductivity and the related problem of quasi-static thermoelasticity. Such an approach made it possible to determine the distribution of the temperature field over time under thermal shock, and the distribution of the stressed-strained state parameters of the pump at certain time moments.

Key words: NPP pumps, finite element method, stress-strained state, residual strength, thermal shock, operational body components thinning.

Получено 28.12.2017.