

# Исследование работоспособности насосов консольного типа при особых динамических воздействиях

А. А. Руденко<sup>1</sup> • В. Ф. Хворост<sup>1</sup>

Received: 19 August 2020 / Accepted: 24 November 2020

**Аннотация.** Одной из важных задач при проектировании насосного оборудования для атомных электростанций является обеспечение его работоспособности и жесткости в условиях возникновения экстремальных динамических воздействий природного и техногенного характера. Одним из наиболее опасных и интенсивных природных воздействий является сейсмическое воздействие, а наиболее опасными техногенными воздействиями считаются воздушная ударная волна (ВУВ) и падение самолета (ПС) на ограждающие конструкции здания реактора [1, 2]. В настоящее время для расчетной оценки работоспособности оборудования для АЭС при особых динамических воздействиях (ОДВ) используются математические модели и методы расчета, позволяющие определить напряженно-деформированное состояние (НДС) конструкции в целом, оценить локальные деформации в зонах с наиболее высоким уровнем эквивалентных напряжений и исследовать поведение конструкции в других экстремальных условиях, влияющих на безопасность АЭС [3, 4]. Расчетная оценка динамического отклика конструкции на внешние воздействия природного и техногенного характера необходима для того, чтобы избежать ошибочных конструктивных решений на стадии проектирования и изготовления нового оборудования.

**Ключевые слова:** центробежный консольный насос, работоспособность, жесткость, поле температур, поле перемещений, термоупругость, спектр отклика, собственная частота, форма колебаний, приведенные напряжения, целевой зазор.

## Введение

Целью данной работы является подтверждение работоспособности наиболее нагруженных узлов и деталей конструкции консольного насоса в условиях особых динамических воздействий (ОДВ) природного и техногенного характера. Проведены исследования работоспособности и жесткости конструкции одноступенчатого консольного насоса, входящего в состав системы аварийного расхолаживания парогенератора, и предназначенного для возврата конденсата пара в парогенератор второго контура АЭС в аварийных ситуациях.

Насос относится к I категории сейсмостойкости по нормам проектирования сейсмостойких атомных станций и должен сохранять работоспособность во

время и после прохождения сейсмического воздействия уровня максимального расчетного землетрясения (МРЗ), при воздействии воздушной ударной волны (ВУВ) и падении самолета (ПС) на ограждающие конструкции здания реактора [5–7].

Для выполнения расчетов по оценке работоспособности и жесткости оборудования при ОДВ рекомендуется использовать линейно-спектральный метод (ЛСМ) или метод динамического анализа (ДАМ). Если первая собственная частота больше 20 Гц, расчет допускается проводить статическим методом, который заключается в приведении сейсмической нагрузки к статической, приложенной в центре масс рассматриваемого оборудования [6]. Расчеты статическим методом выполняются для оценки прочности узлов крепления как наиболее нагруженных элементов конструкции.

Линейно-спектральный метод предполагает проведение модального анализа – для определения собственных (резонансных) частот колебаний и спектрального анализа – для определения динамического

✉ А. А. Руденко  
degtyar\_nv@vniiaen.sumy.ua

<sup>1</sup> АО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина

отклика конструкции на внешнее воздействие, заданное множеством детерминированных частот возбуждения.

Для выполнения расчетов по определению динамического отклика конструкции на внешнее воздействие используются спектры ответа, заданные в виде зависимости ускорения от частоты и параметров демпфирования, и приведенные для соответствующей отметки установки оборудования на фундаменте.

Необходимо отметить, что значения ускорений по реальным спектрам ответа, рассчитанные для конкретной площадки АЭС, существенно выше (на 20–30 %) значений, полученных по обобщенным спектрам ответа, рекомендованным [6] и ГОСТ 30546.1-98 для расчетов на сейсмостойкость оборудования АЭС [8].

Спектры ответов от ВУВ или ПС имеют характер, отличный от спектров ответа на сейсмические воздействия, ввиду того, что они являются более высокочастотными. Высота пика спектра и частота, которой он соответствует, зависят от места удара, при этом максимальные значения ускорения при ВУВ и ПС смещены в область более высоких частот, чем при сейсмическом воздействии и в некоторых случаях могут их значительно превосходить [9].

Расчетное обоснование конструкции при ОДВ включает следующие этапы: определение напряженно-деформированного состояния (НДС) при нормальной эксплуатации (НЭ) от механических и температурных нагрузок; задание внешних воздействий в виде спектров ответа и определение динамического отклика конструкции; выбор критериев оценки и анализ результатов расчетов для рассматриваемого сочетания нагрузок.

При выполнении расчетов на особые динамические воздействия используются действующие нагрузки: нагрузки от давления, усилия в разъёмных соединениях, усилия и моменты на патрубках насоса от присоединённых трубопроводов, нестационарное температурное поле, воздействия от ВУВ, ПС или сейсмических воздействий уровня МРЗ.

В качестве критериев оценки прочности в опасных сечениях насоса, в местах присоединения трубопроводов к патрубкам насоса, в опорной раме для каждой расчетной группы категорий напряжений принимаются соответствующие условия прочности.

Оценка прочности проводится на основе сопоставления расчетных напряжений, принятых групп категорий напряжений с соответствующими допускаемыми напряжениями согласно [6, 7]. Ввиду того, что в зонах концентрации напряжений возникают значительные деформации, которые могут привести к разрушению либо к усталостным повреждениям конструкции, используются деформационные критерии [4, 10]. Для проверки критерия жесткости на отсутствие ударного взаимодействия между ротором и статором насоса при ОДВ оценивается изменение зазора в щелевом уплотнении колеса.

## Объект исследования

Объектом исследования является насос консольного типа, входящий в систему аварийного расхолаживания парогенератора. С помощью опорных лап и стойки с кронштейном насос устанавливается на фундаментную раму. Насос – центробежный, одноступенчатый, с осевым подводом жидкости, направляющим аппаратом и спиральным отводом. Входной патрубок расположен горизонтально вдоль оси вращения вала насоса, напорный направлен вертикально вверх.

## Постановка задачи

С целью обоснования работоспособности насоса были проведены исследования НДС на трехмерной модели конструкции с учетом действующих механических и температурных нагрузок для условий НЭ в сочетании с внешними ОДВ. 3D-моделирование выполнялось в графическом редакторе SolidWorks. Модель генерировалась по чертежам основных деталей конструкции насоса.

В качестве исходных данных для расчетов принимались:

- нагрузки при НЭ, действующие на расчетную модель насоса – расчетное давление, усилия в разъёмных соединениях, нагрузки на патрубки насоса от массы трубопроводов, нестационарное температурное поле;

- нагрузки от воздействий при ВУВ (ПС, МРЗ), заданные в виде спектров ответа на отметке установки насоса для трех взаимно перпендикулярных направлений.

Напряженное состояние в элементах конструкции насоса при НЭ является результатом решения задачи термоупругости, реализованной в программном комплексе ANSYS [11], и определяется от совместного действия механических нагрузок и температурного нагружения.

Динамический отклик конструкции на внешние воздействия определялся по заданным спектрам ответа для воздушной ударной волны, падения самолета типа Phantom-RF 4E и землетрясения уровня МРЗ (по шкале MSK-64) на отметке установки насоса. Напряженное состояние в элементах конструкции насоса при ВУВ, ПС и МРЗ для каждого из видов внешних воздействий определялось линейно-спектральным методом, реализованным в программном комплексе ANSYS [11].

Для определения собственных (резонансных) частот и форм колебаний проведен модальный анализ. Для этого в программном комплексе ANSYS реализован метод Ланцоша, использующий полные матрицы жесткостей и масс конечно-элементной модели. Метод применяется для сложных моделей с большим числом степеней свободы и дает возможность вычислять необходимое для расчета число собственных частот колебаний.

Для определения динамического отклика конструкции на заданное воздействие использовался спектральный анализ, результаты которого зависят от частоты возбуждения. При расчете применялся однофакторный тип анализа Single-pt-rest, который использует один и тот же спектр ответа для возбуждения конечно-элементной модели. Чтобы получить динамический отклик конструкции на заданное воздействие, необходимо соотнести формы колебаний конструкции с детерминированными частотами внешней нагрузки, заданной на основе спектров ответа, согласно [5, 11]. Амплитудное значение спектра ответа, соответствующее каждому из значений собственных частот  $[\omega_r]$ , попадающих в диапазон частот возбуждения от внешних воздействий, используется для расчета амплитуды соответствующей формы колебаний.

Спектральный анализ сводится к рассмотрению комбинации форм колебаний конечно-элементной модели. Для заданного вида воздействия суммарный динамический отклик конструкции определяется методом квадратного корня из суммы квадратов (SRSS) комбинаций форм колебаний. Критериями работоспособности принимаются прочность и жесткость конструкции. Расчеты проводятся для сочетания нагрузок – НЭ + ВУВ, НЭ + ПС и НЭ + МРЗ.

Оценка прочности оборудования для различных сочетаний нагрузок проводится для приведенных напряжений  $(\sigma_s)_1$  и  $(\sigma_s)_2$  в соответствии с [6, 7] как для сейсмических воздействий.

Для проверки критерия жесткости на отсутствие ударного взаимодействия между деталями ротора и статора насоса при ОДВ определяется величина зазора в щелевом уплотнении колеса.

### Построение геометрической и конечно-элементной модели. Граничные условия. Результаты расчета

Для исследования НДС и оценки минимального зазора в щелевом уплотнении конструкции построена трехмерная геометрическая модель насоса с роторной системой. Разрез модели показан на рис. 1. Учитывая сложность конструкции и отдельных деталей, модель насоса была существенно упрощена.

Построение конечно-элементной модели выполнено с использованием универсального сеточного генератора, интегрированного в расчетную платформу ANSYS Workbench [11]. При создании конечно-элементной модели насоса использовались твердотельный объемный двадцатиузловой элемент SOLID186 и твердотельный объемный десятиузловой элемент SOLID187. Конечно-элементная модель насоса совместно с ротором и узлами крепления насоса к раме показана на рис. 2.

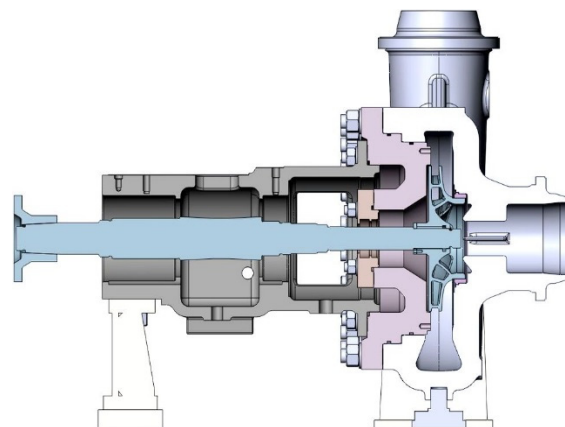


Рис. 1. Модель насоса консольного типа с роторной системой

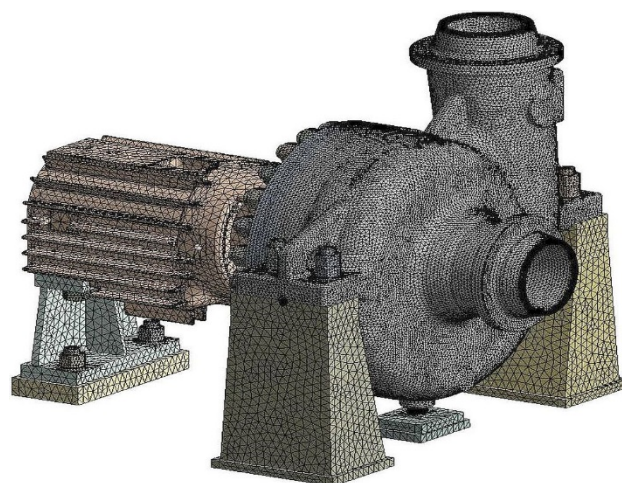


Рис. 2. Конечно-элементная модель насоса консольного типа

Взаимосвязи крышки напорной с корпусом насоса, крышки напорной с корпусом уплотнения торцового, крышки напорной с кронштейном, шпонки и штифта с корпусом насоса моделировались упругим контактным взаимодействием при помощи элементов CONTA174 и TARGE170. Контактная задача решалась с учетом эффектов, связанных с трением. При построении модели в местах концентрации напряжений были выполнены операции по сгущению конечно-элементной сетки. Связь ротора с корпусными деталями учитывалась заданием жесткостей в подшипниках и щелевом уплотнении ротора. Жесткости задавались пружинным элементом COMBIN14. Жесткость щелевого уплотнения ротора – 0,26 МН/м, жесткость опорного подшипника (первого со стороны полумуфты) – 309 МН/м, жесткость опорного подшипника (второго со стороны полумуфты) – 134 МН/м. Количество конечных элементов модели – 3072384, количество узлов – 3186087. В качестве нагрузок, действующих на расчетную модель насоса при НЭ, принимались расчетное

давление, усилия в шпильках крепления, нагрузки на патрубки от массы трубопроводов, нестационарное температурное поле. Параметры нагружения приведены в таблице 1.

**Таблица 1.** Параметры нагружения при НЭ

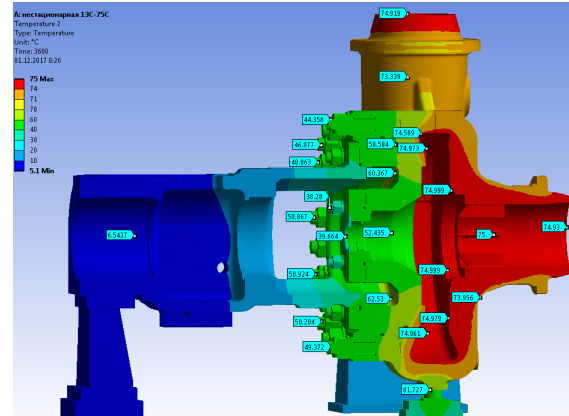
Наименование параметра нагружения	Значение параметра
Расчетное давление корпуса насоса, МПа	$p = 10,0$
Гидростатическое усилие на торце напорного патрубка, МН	$F_p = 0,1202$
Гидростатическое усилие на торце входного патрубка, МН	$F_p = 0,1237$
Нагрузки на патрубки насоса от присоединенных трубопроводов	см. таблицу 2
Поле температур	см. рис.3
Усилие начальной затяжки каждой из шпилек главного разъема, МН	$Q_0 = 0,066$
Усилие начальной затяжки каждой из шпилек крепления кронштейна к крышке напорной, МН	$Q_0 = 0,019$
Усилие начальной затяжки каждой из шпилек крепления корпуса уплотнения торцового к крышке напорной, МН	$Q_0 = 0,021$
Усилие начальной затяжки каждого из болтов крепления стойки к кронштейну и раме фундаментной, МН	$Q_0 = 0,039$
Усилие начальной затяжки каждой из шпилек крепления корпуса насоса к пилонам рамы фундаментной, МН	$Q_0 = 0,061$

Нагрузки на входной и напорный патрубки насоса со стороны присоединенных трубопроводов при НЭ и НЭ + ВУВ (ПС, МРЗ) приняты согласно [12] и приведены в таблице 2.

**Таблица 2.** Нагрузки на патрубки насоса

Патрубок	DN×S, мм	НЭ		НЭ + ВУВ	
		Мв, кН·м	Fв, кН	Ммз, кН·м	Фмз, кН
Входной	139,7×7,1	6,99	12,29	11,23	17,40
Напорный	139,7×8,0	7,36	12,29	11,38	17,40

**Примечания**  
 1 Принятые обозначения:  
 - Мв, Fв – момент и сила от массы трубопровода;  
 - Ммз, Фмз – момент и сила от совместного воздействия массы трубопровода и ВУВ (ПС, МРЗ).  
 2 Силы направлены вдоль оси патрубков насоса. Направление векторов моментов произвольное



**Рис. 3.** Распределение температурного поля в корпусе насоса для установившегося режима работы через 1 час после пуска, °С

Учитывая то, что конструкция предусматривает возможность температурного расширения корпуса вдоль оси насоса, граничные условия, накладывающие ограничения на соответствующие компоненты перемещений расчетной модели, задавались в местах крепления корпуса насоса к раме.

Результатом решения задачи термоупругости, алгоритм которой реализован в программном комплексе ANSYS, являются поля напряжений и перемещений в модели корпуса насоса, полученные в результате совместного действия механических и температурных нагрузок [13, 14].

Для режима НЭ в качестве тепловой нагрузки принималось установившееся нестационарное температурное поле. Поле температур в расчетной модели корпуса для установившегося режима работы насоса при НЭ через один час после пуска приведено на рис. 3. Распределение приведенных напряжений ( $\sigma_1 - \sigma_3$ ) в расчетной модели от действия механических нагрузок – внутреннего давления, усилий в шпильках крепления, нагрузок на патрубки от массы присоединенных трубопроводов и температурного поля после пуска насоса в установившемся режиме работы при НЭ – приведено на рис. 4.

В результате проведенного модального анализа, выполненного с использованием программного комплекса ANSYS, получены значения собственных частот и соответствующие формы колебаний модели насоса. Значения пяти низших частот колебаний приведены в таблице 3.

**Таблица 3.** Значения низших частот колебаний

Номер низшей собственной частоты	1	2	3	4	5
Значение собственной частоты, Гц	111,7	111,7	232,2	268,4	308,4



Примеры форм колебаний, соответствующие 1-й и 3-й частотам, приведены на рис. 5 и 6.

ОДВ заданы спектрами ответа для ВУВ, ПС (самолет типа Phantom-RF 4E) и землетрясения уровня МРЗ (7 баллов по шкале MSK-64) на отметке установки насоса для трех взаимно перпендикулярных направлений (горизонтальных – X, Y и вертикальном – Z).

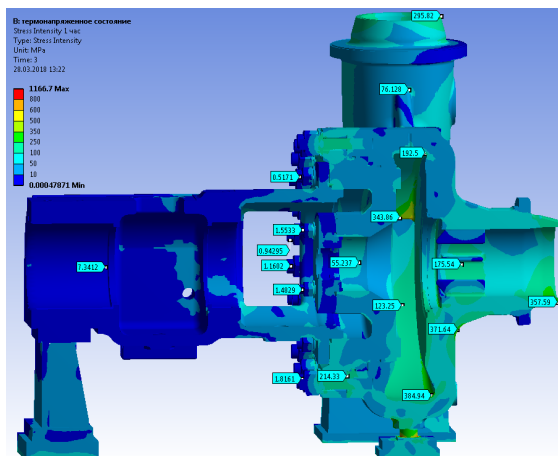


Рис. 4. Распределение приведенных напряжений в корпусе насоса от механических и температурных нагрузок для установившегося режима работы, МПа

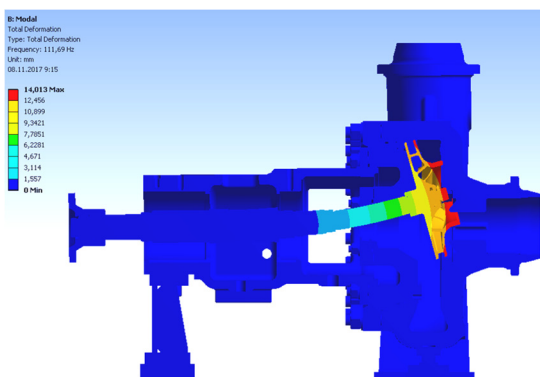


Рис. 5. Форма свободных колебаний, соответствующая первой частоте

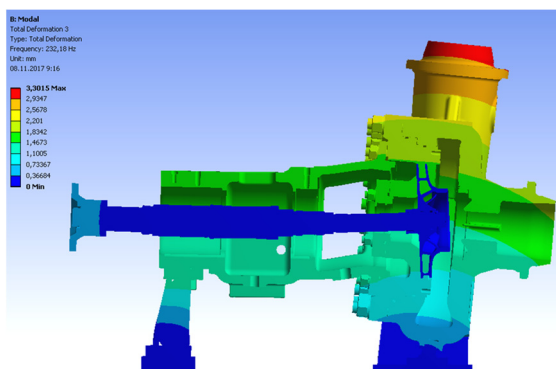


Рис. 6. Форма свободных колебаний, соответствующая третьей частоте

Значение коэффициента относительного демпфирования, рекомендуемое в расчетах для оборудования и трубопроводов, принимается равным  $k = 0,02$  [6].

Для определения динамического отклика конструкции на заданное воздействие использовался спектральный анализ.

В расчете учитывались перегрузки, заданные спектрами ответа, которые соответствуют собственным частотам колебаний, попадающим в диапазон возбуждения от внешних воздействий ВУВ, ПС или МРЗ.

В качестве примера на рис. 7 и 8 приведены НДС насоса и НДС корпуса насоса, полученные по результатам спектрального анализа от воздействия, заданного спектрами ответа для ВУВ.

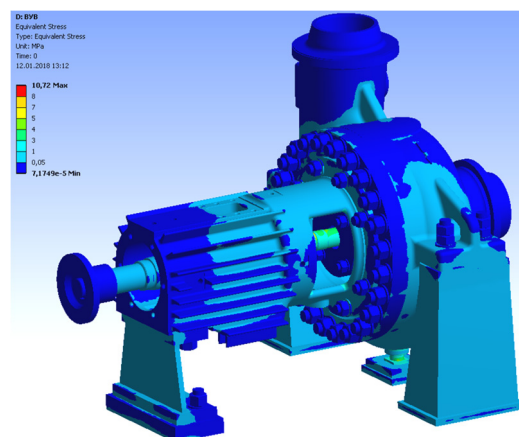


Рис. 7. Распределение приведенных напряжений ( $\sigma_1 - \sigma_3$ ) в насосе от воздействий, вызванных ВУВ, МПа

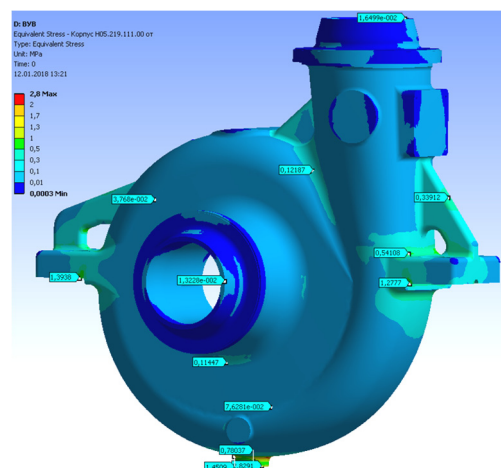


Рис. 8. Распределение приведенных напряжений ( $\sigma_1 - \sigma_3$ ) в корпусе насоса от воздействий, вызванных ВУВ, МПа

Аналогично получены динамические отклики на воздействия от ПС и МРЗ в виде НДС конструкции насоса. От сочетания нагрузок, действующих при

НЭ + ВУВ (ПС, МРЗ), НДС конструкции насоса определено методом суперпозиции – сложением напряженного состояния при НЭ с напряженным состоянием при воздействии на конструкцию каждого из видов ОДВ.

НДС корпуса насоса от нагружения при НЭ и значения линеаризованных напряжений на входном и напорном патрубках вдоль линий классификации напряжений SCL1 и SCL2 приведены на рис. 9 и 10. Линии классификации напряжений (SCL – Stress Classification Line) проведены перпендикулярно поверхности корпуса вдоль локальной оси OX в наиболее нагруженных областях модели корпуса на входном и напорном патрубках в зоне приварки трубопроводов.

Приведенные напряжения  $(\sigma)_1$ , определяемые по составляющим общим мембранным напряжениям, для каждого вида нагружения приведены в таблице 4.

Приведенные напряжения  $(\sigma)_2$ , определяемые по суммам составляющих общих или местных мембранных и общих изгибных напряжений, для каждого вида нагружения приведены в таблице 5.

Для нагрузок, действующих на корпус при НЭ, расчетные значения линеаризованных приведенных напряжений  $(\sigma_1 - \sigma_3)$  на входном и напорном патрубках показаны на рис. 9 и 10, а их максимальные значения приведены в таблицах 4 и 5.

Таблица 4. Приведенные напряжения  $(\sigma)_1$ , МПа

Линия классификации напряжений SCL	НЭ	ВУВ	ПС	НЭ + ВУВ	НЭ + ПС
SCL1, входной патрубок корпуса насоса	112,1	2,8	3,0	114,9	115,1
SCL2, напорный патрубок корпуса насоса	86,8	2,8	3,0	89,6	89,8

Таблица 5. Приведенные напряжения  $(\sigma)_2$ , МПа

Линия классификации напряжений SCL	НЭ	ВУВ	ПС	НЭ + ВУВ	НЭ + ПС
SCL1, входной патрубок корпуса насоса	123,7	2,8	3,0	126,5	126,7
SCL2, напорный патрубок корпуса насоса	96,5	2,8	3,0	89,3	89,5

Для нагрузок, действующих на корпус при НЭ + ВУВ и НЭ + ПС, определены приведенные напряжения  $(\sigma_s)_1$  и  $(\sigma_s)_2$  и выполнена оценка прочности в наиболее опасных сечениях корпуса.

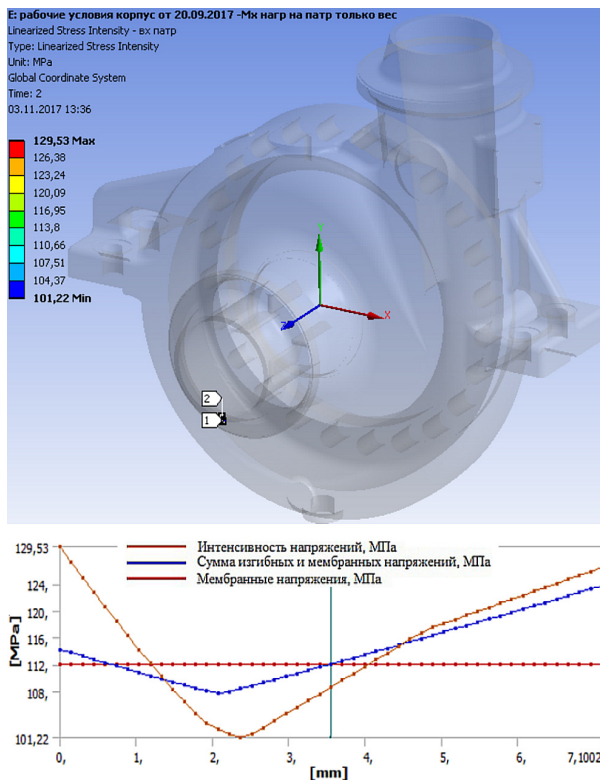


Рис. 9. Линия классификации напряжений SCL1 и значения линеаризованных напряжений на входном патрубке корпуса при НЭ

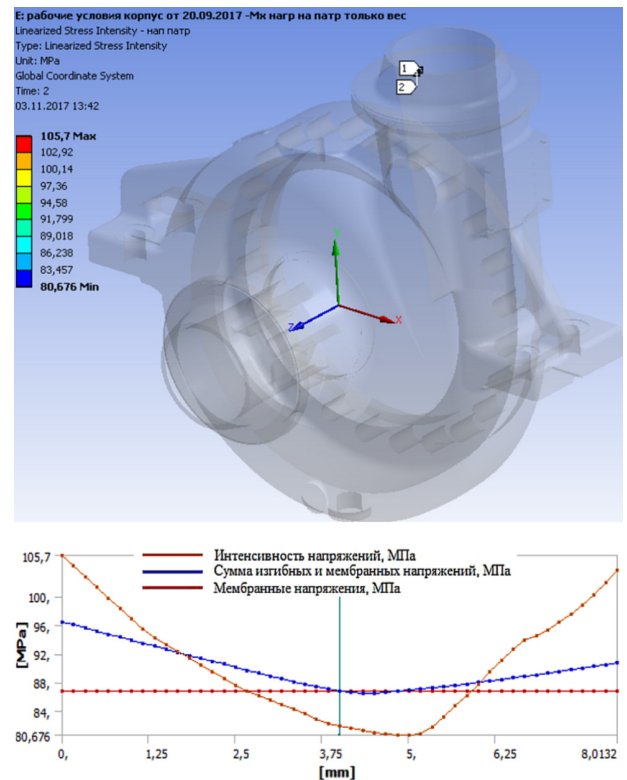


Рис. 10. Линия классификации напряжений SCL2 и значения линеаризованных напряжений на напорном патрубке корпуса при НЭ

Оценка прочности для приведенных напряжений

НЭ + ВУВ

$$(\sigma_s)_1 = 114,9 \text{ МПа} \leq 1,4 \cdot [\sigma]^T = 169,0 \text{ МПа},$$

$$(\sigma_s)_2 = 126,5 \text{ МПа} \leq 1,8 \cdot [\sigma]^T = 217,3 \text{ МПа};$$

НЭ + ПС

$$(\sigma_s)_1 = 115,1 \text{ МПа} \leq 1,4 \cdot [\sigma]^T = 169,0 \text{ МПа},$$

$$(\sigma_s)_2 = 126,7 \text{ МПа} \leq 1,8 \cdot [\sigma]^T = 217,3 \text{ МПа}$$

условия прочности выполняются согласно [6, 7].

Для проверки критерия жесткости на отсутствие ударного взаимодействия между ротором и статором насоса в щелевом уплотнении колеса были определены прогибы ротора от действия ВУВ (ПС), а при НЭ – от сил тяжести, гидростатической силы на колесе и силы от допустимого дисбаланса.

Статический прогиб ротора в месте щелевого уплотнения, определяемый с помощью функции «Standard Earth Gravity», не превышает конструктивного зазора уплотнения –

$$e = 0,025 \cdot 10^{-3} \text{ м} < \Delta = 0,247 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Динамический прогиб ротора в месте щелевого уплотнения, при вращении на номинальной частоте, от действия силы тяжести, силы от допустимого дисбаланса и гидростатической силы на колесе не превышает конструктивного зазора уплотнения –

$$e = 0,175 \cdot 10^{-3} \text{ м} < \Delta = 0,247 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Значение прогиба ротора в месте щелевого уплотнения при НЭ не превышает величины конструктивного зазора в щелевом уплотнении колеса.

Максимальное значение прогиба ротора в щелевом уплотнении колеса от воздействия ПС составляет  $e_{\max} = 0,019 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Максимальное значение прогиба ротора в щелевом уплотнении колеса от воздействия ВУВ –  $e_{\max} = 0,044 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . В качестве примера прогиб ротора при ВУВ приведен на рис. 11.

Максимальное значение прогиба ротора в щелевом уплотнении колеса от нагрузок при НЭ + ВУВ не превышает значения конструктивного зазора уплотнения –  $e_{\max} = 0,219 \cdot 10^{-3} \text{ м} < \Delta = 0,247 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Максимальное значение прогиба ротора в щелевом уплотнении колеса от нагрузок при НЭ + ПС не превышает значения конструктивного зазора уплотнения –  $e_{\max} = 0,194 \cdot 10^{-3} \text{ м} < \Delta = 0,247 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Таким образом, условие работоспособности по критерию допускаемых прогибов ротора  $e < \Delta$  выполняется.

## Выводы

Выполнены исследования, позволяющие оценить работоспособность и жесткость наиболее нагруженных элементов конструкции консольного насоса в условиях особых динамических воздействий. Для оценки работоспособности насоса использовались алгоритмы решения задачи, разработанные в программном комплексе ANSYS, позволяющие определить термоупругое состояние расчетной модели насоса от механических и температурных нагрузок при НЭ, а также определить динамический отклик конструкции на воздействия от ВУВ, ПС или МРЗ, заданные спектрами ответа.

Для нагрузок, действующих при НЭ + ВУВ и НЭ + ПС в наиболее опасных сечениях корпуса насоса, выполнена оценка прочности по приведенным напряжениям, регламентированным [6].

Возникающие в корпусе насоса приведенные напряжения удовлетворяют условиям прочности [6, 7]. Для проверки критерия жесткости на отсутствие ударного взаимодействия между ротором и статором насоса для условий нагружения НЭ + ВУВ и НЭ + ПС исследовано изменение зазора в щелевом уплотнении между наружной поверхностью переднего уплотнения рабочего колеса и кольцом щелевого уплотнения. Условие работоспособности по критерию допускаемых перемещений в щелевом уплотнении выполняется.

В результате проведенных исследований подтверждена работоспособность насоса от действующих нагрузок.

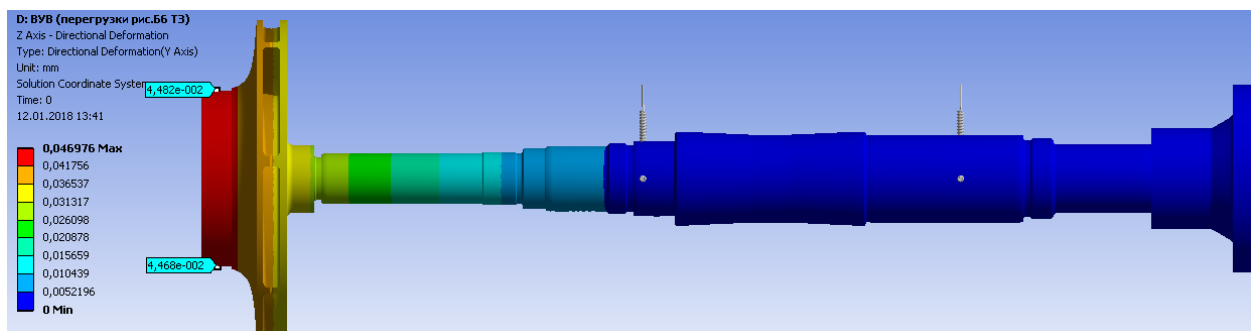


Рис. 11. Прогиб ротора, соответствующий динамическому отклику при ВУВ

## References

- [1] A.N. Birbraer and A.Yu. Roleder, *Ekstremalnye vozdeystviya na sooruzheniya* [Extreme Actions on Structures], Publisher of Polytechnic University, St.Petersburg, 2009.
- [2] A.N. Birbraer, A.J. Roleder and S.B. Arhipov, “Probabilistic Assessment of NPP Building Vibrations Caused by Aircraft Impact”, Paper No.1645, *Trans. 16-th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMIRT16)*, Washington DC, 2001.
- [3] Ye.V. Afronmeev *et al.*, “Matematicheskoe modelirovaniye oborudovaniya sistemy upravleniya i zashchity AES i ego ispytaniya na vozdeystviya ot udara samoleta i vozduшной volny” [Mathematical Modeling of NPP Control and Protection System Equipment and Its Testing for Impacts from Aircraft Crash and Air Wave], *Electromechan Problems. Proceedings of VNIIEM*, vol. 129, No. 4, pp. 49–54, 2012. DOI: <https://doi.org/10.1093/itnow/bws116>
- [4] V.G. Bazhenov *et al.*, “Chislenny analiz deformirovaniya zaglublennykh truboprovodov sistemy okhlazhdeniya atomnykh stantsiy pri padenii samoleta” [Numerical Analysis of Buried Pipelines Deformation of Cooling System of Nuclear Power Plants during an Aircraft Crash], *Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod*, No.1–3, pp. 70–76, 2013.
- [5] A.N. Birbraer and S.G. Shulman, *Prochnost i nadezhnost konstruksiy AES pri osobyykh dinamicheskikh vozdeystviyakh* [Strength and Reliability of NPP Designs Under Special Dynamic Loads], Energoatomizdat, Moscow, Russia, 1989, p. 304.
- [6] PNAE G-7-002-86. *Normyi rascheta na prochnost oborudovaniya i truboprovodov atomnykh energeticheskikh ustanovok* [Strength Analysis Standards for Nuclear Power Unit Equipment and Pipelines], Gosatomenerg nadzor SSSR, Energoatomizdat, Moscow, Russia, 1989, p. 525.
- [7] NP-031-01. *Normyi proektirovaniya seysmostoykikh atomnykh stantsiy* [Design Norms of Earthquakeproof Nuclear Power Plants], Moscow, Russia, 2001, p. 59.
- [8] A.D. Emelyanova, *et al.*, *Ob ob'eme i sostave raschetno-eksperimentalnykh obsledovaniy seysmostoykosti oborudovaniya AES* [Volume and Composition of Design and Experimental Surveys of Seismic Stability of NPP Equipment], Elektricheskies stantsii, No.1, Energoprogress, 2014.
- [9] A.N. Birbraer and Yu.V. Sazonova, “Vklad vysshikh mod v dinamicheskiy otklik konstruksiy na vysokochastotnye vozdeystviya” [Contribution of Higher Modes to Dynamic Response of Structures to High-Frequency], *Structural Mechanics and Analysis of Constructions*, No. 6, 2009, pp. 22–27.
- [10] N.A. Chernukha, V.V. Lalin and A.N. Birbraer, “Veroyatnostnoe obosnovanie dinamicheskikh nagruzok na oborudovanie AES pri udare samoleta” [Probability Basis of Dynamic Loads on NPP Equipment during an Aircraft Crash], *Scientific and technical journal of Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University. Natural and Engineering Science*, vol. 23, No. 4, 2017, pp.159–171. DOI: 10.18721/JEST.230416
- [11] ANSYS 14.5, license agreement 673888.
- [12] NP-068-05, *Truboprovodnaya armatura dlya atomnykh stantsiy. Obschie tehnicheckie trebovaniya NTTs YaRB* [NPP Pipeline Fittings. General Technical Requirements], Moscow, Russia, 2005.
- [13] O.V. Orel *et al.*, “Issledovanie rabotosposobnosti nasosa konsolnogo tipa s uchetom temperaturnogo nagruzheniya” [A Study of the Performance of a Overhung Pump with Taking into Account Temperature Loading], ISSN 2521-1943. *Mechanics and Advanced Technologies*, #2 (83), KPI, Kiev, 2018. DOI: <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2018.83.129004>
- [14] Michael Singer, Torsten Johnne, “Design of Pump Casings: Guidelines for a Systematic Evaluation of Centrifugal Pump Pressure Boundary Failure Modes and their Mechanisms”, *Proceedings of the Twenty-Ninth International Pump Users Symposium*, October 1–3, 2013, Houston, Texas, 2013.

## Дослідження працездатності насосів консольного типу під час особливих динамічних впливів

А. А. Руденко, В. Ф. Хворост

**Анотація.** Одним з важливих завдань під час проектування насосного обладнання для атомних електростанцій є забезпечення його працездатності й жорсткості в умовах виникнення екстремальних динамічних впливів природного та техногенного характеру. Одним з найбільш небезпечних та інтенсивних природних впливів є сейсмічний вплив, а найбільш небезпечними техногенними впливами вважаються повітряна ударна хвиля (ПУХ) і падіння літака (ПЛ) на огорожувальні конструкції будівлі реактора. У даний час для розрахункової оцінки працездатності обладнання для АЕС під час особливих динамічних впливів (ОДВ) використовуються математичні моделі й методи розрахунку, які дозволяють визначити напружено-деформований стан конструкції в цілому, оцінити локальні деформації в зонах з найбільш високим рівнем еквівалентних напружень та дослідити поведінку конструкції в інших екстремальних умовах, що впливають на безпеку АЕС. Розрахункова оцінка динамічного відклику конструкції на зовнішні впливи природного й техногенного



характеру необхідна для уникнення помилкових конструктивних рішень на стадії проектування та виготовлення нового обладнання.

Ключові слова: відцентровий консольний насос, працездатність, жорсткість, поле температур, поле переміщень, термопружність, спектр відгуку, власна частота, форма коливань, приведені напруження, щільний зазор.

## Operability Study of Overhung Pump Being Under Special Dynamic Loads

A. A. Rudenko, V. F. Khvorost

**Abstract.** One important part during designing of pumping equipment for nuclear power plants is to ensure pumping equipment operability and stiffness under extreme dynamic loads of natural and anthropogenic nature. One of the most dangerous and intensive natural sources is seismic load, and the most dangerous anthropogenic impact are considered to be air shock wave (ASW) and aircraft crush (AC) on the enclosures of the reactor building. At the present time mathematic models and methods for calculation of NPP equipment operability under special dynamic loads (SDL) are applied to define stress-strain state of the design in whole, to assess local deformation in zones having the highest level of equivalent stresses and for studying the design state in other extreme conditions affecting the safety of NPP. Calculation estimation of the design dynamic response to external loads of natural and anthropogenic nature is necessary to avoid wrong decision solutions at the design stage and manufacturing of new equipment.

**Keywords:** centrifugal overhung pump, operability, stiffness, temperature field, displacement field, thermoelasticity, response spectrum, natural frequency, vibration mode, reduced stresses, annular gap.