

## Расчетное обоснование способа применения съемных грузозахватных устройств при перемещении эллипсоидных днищ корпусного оборудования АЭС

*П.Д. Кравченко, Ю.П. Косогова, С.Ф. Годунов, Т.В. Антонова, В.А. Леонов*  
Волгодонский инженерно-технический институт –  
филиал Национального исследовательского ядерного университета «МИФИ»

**Аннотация:** Представлен расчет на прочность и жесткость съемного захвата с геометрическим замыканием для перемещения и кантования эллипсоидных днищ парогенератора ПГВ-1000. Предложенное конструктивное решение позволит повысить безопасность эксплуатации корпусного оборудования АЭС и снизить трудо- и материалоемкость технологической оснастки путем отказа от привариваемых грузозахватных и установочных элементов.

**Ключевые слова:** съемные грузозахватные устройства, кантование и перемещение, эпюра изгибающих моментов, расчет на жесткость, толщина захвата.

Существующий технологический процесс перемещения деталей и узлов корпусного оборудования АЭС в производственном объединении АО «АЭМ-технологии» «Атоммаш» в г. Волгодонск осуществляется с помощью дополнительных приварных грузозахватных и установочных элементов.

На рисунке 1 представлены промежуточные положения эллипсоидного днища парогенератора ПГВ 1000 в процессе его кантования и перемещения на требуемые технологические позиции.

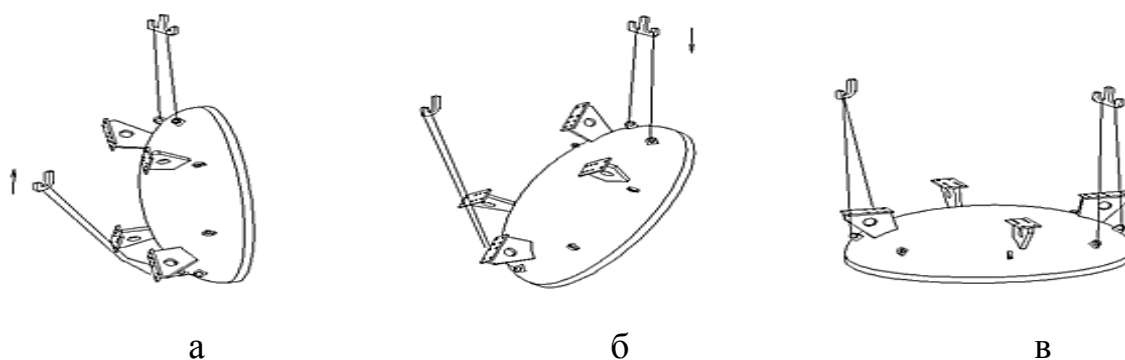


Рис. 1. - Промежуточные положения днища из позиции «чаша» в позицию «купол»: а-положение днища в начале кантования; б-положение днища в процессе кантования (захват за проушины); в-положение днища в процессе перемещения на требуемую технологическую позицию

Привариваемые грузозахватные и установочные элементы после выполнения требуемых технологических операций срезаются. Такое проектное решение не является оптимальным, потому что в местах приварки указанных элементов образуется неравновесная структура в сварных швах, где смешиваются металл объекта, металл электрода, флюс: после удаления указанных элементов в местах их приварки создается неравновесное состояние объекта [1-3]. Это может привести в дальнейшем при эксплуатации корпусного оборудования к возможности межкристаллитной коррозии или охрупчиванию [4].

Такие состояния в условиях эксплуатации оборудования АЭС не наблюдались, однако возможность их проявления не исключается, особенно в условиях эксплуатации корпусного оборудования первого контура [5].

Применяя эвристических поиск рационального решения этой проблемы, рассмотрим возможность применения съемных грузозахватных устройств для перемещения и кантования тяжелых корпусных эллипсоидных днищ.

В качестве практического примера рассмотрим расчет на прочность и жесткость съемного захвата с геометрическим замыканием для перемещения и кантования эллипсоидных днищ парогенератора ПГВ-1000.

*Расчет на прочность и жесткость захвата с геометрическим замыканием*

1. Постановка задачи. Исходные предпосылки

Захват с геометрическим замыканием предназначен для кантования эллипсоидных днищ в процессе технологической обработки и их транспортировки. Конструктивная схема захвата показана на рис. 2.

Проведем анализ напряженно-деформированного состояния захвата и выполним расчет на прочность и жесткость при заданных геометрических и

физических параметрах днища в его наиболее неблагоприятном положении в пространстве при кантовании.

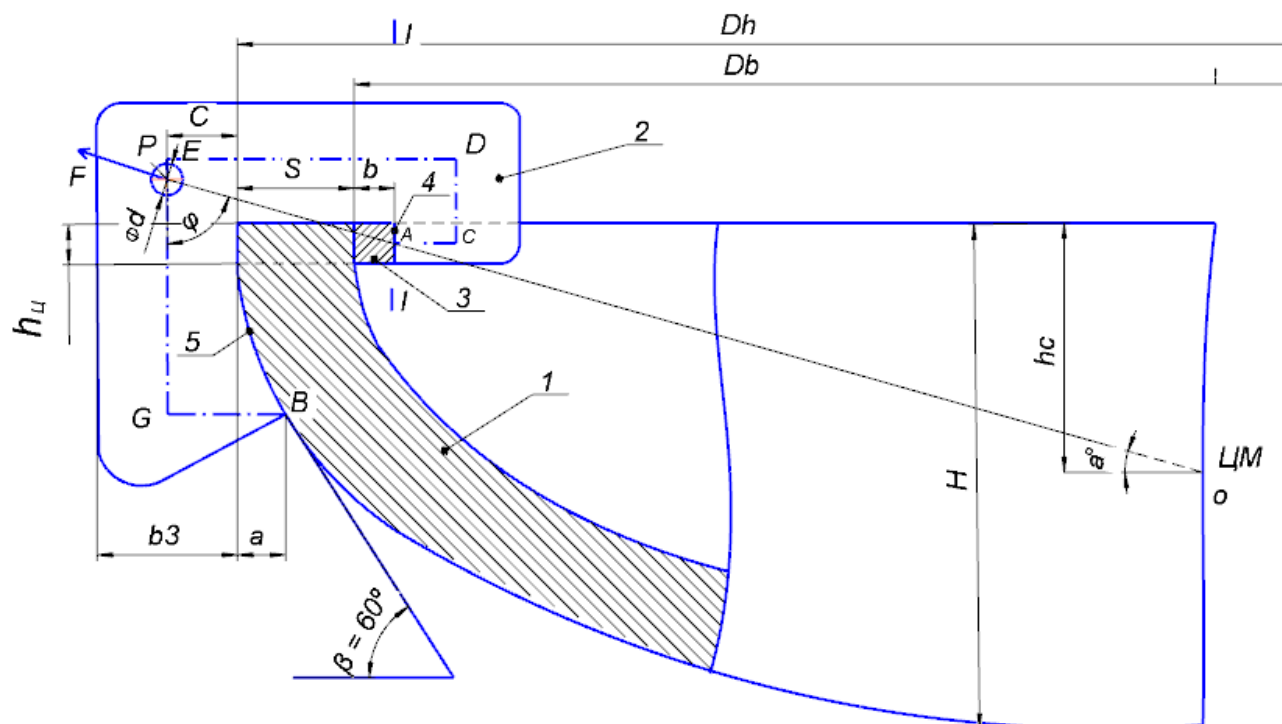


Рис. 2. - Конструктивная схема захвата с геометрическим замыканием (1 - днище; 2 – захват; 3 – вставка; 4, 5 – поверхности контакта; ЦМ – центр масс днища; GE, ED, DC - геометрические оси элементов захвата; AC, BG - привязочные элементы; F - подъемная сила;  $\varphi$  - угол поворота днища в процессе кантования; PAO – расчетная силовая линия

В качестве исходных данных принимаем параметры, представленные на рис. 2:

$D_H=4652$  мм – наружный диаметр днища;

$D_B=4112$  мм – внутренний диаметр днища;

$S=270$  мм – толщина эллипсоида и цилиндрической части;

$H=1300$  мм – полная высота днища;

$h_{ц}=100$  мм – высота цилиндрической части;

$h_C=600$  мм – координата центра масс днища (от плоскости цилиндрической части);

$G=520$  кН – вес днища;

$a=b=100$  мм – соответственно горизонтальная проекция контактной поверхности 5 захвата и ширина вставки 3;

$c=150$  мм – горизонтальная координата центра отверстия для приложения подъемной силы  $F$ ;

$b=300$  мм – ширина элементов захвата 2;

$[v]=2$  мм – допустимое взаимное смещение контактных точек захвата 2 и вставки 3 (днища 1).

Требуется подобрать толщину захвата  $\delta$ , обеспечивающую достаточную прочность и жесткость захвата при обоснованном выборе материала (марки стали) [6].

## 2. Обоснование расчетной схемы захвата

Расчетную схему захвата представим путем упрощения и анализа конструктивной схемы (рис.2) на основе принципов сопротивления материалов.

### 2.1 Геометрия расчетной схемы

Расчетную ось П-образной рамы GEDC совмещаем с геометрической осью ломаного стержня захвата. Геометрические характеристики поперечных сечений стержня будут равны

площадь сечения  $A = \delta \cdot b_3$ ;

осевой момент инерции  $I = \delta \cdot b_3^3 / 12$ ;

осевой момент сопротивления  $W = \delta \cdot b_3^2 / 6$ .

Вспомогательные элементы GB и AC вводим для привязки оси к точкам контакта захвата с днищем (точка B) и вставкой (точка A).

Геометрические характеристики элементов GB и AC считаем условно равными бесконечности, что позволяет не рассчитывать их на прочность и жесткость.

Длины стержней рамы находим по заданным размерам и указываем на рисунке 3.

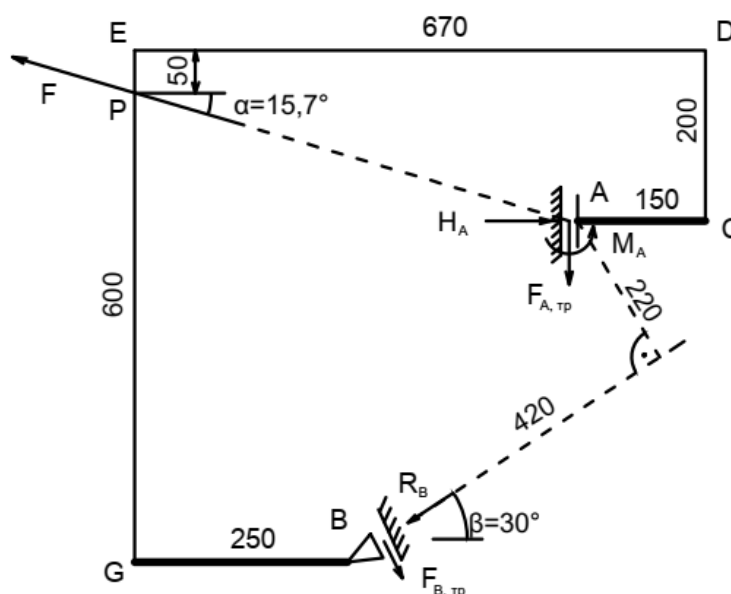


Рис. 3. - Расчетная схема рамы (захвата)

## 2.2 Кинематика расчетной схемы

Площадка контакта 4 захвата 2 и вставки 3 допускает их взаимное смещение по вертикали в пределах деформаций захвата, как конструктивного элемента. В тоже время вставка препятствует смещению по горизонтали и повороту. Таким образом, в точке А (центр площадки 4) необходимо установить подвижную заделку.

Контактная поверхность 5 в отличие от площадки 4 обладает значительной неопределенностью в характере примыкания захвата к днищу, что вызвано необработанной поверхностью днища и неполной согласованностью лекальных кривых захвата и эллипсоида. Поэтому в запас

прочности принимаем контакт в точке В с установкой шарнирно подвижной опоры, перпендикулярной поверхности эллипсоида.

### 2.3 Статика расчетной схемы

Наибольшего значения подъемная сила  $F$  достигает при отрыве днища от пола. Примем ее значение, равное весу днища, т.е.  $F_{max} = F = G$ . С целью уменьшения изгибных напряжений на достаточно малой площадке контакта ( $h_{ц}=100$  мм) силовую линию РАО принимаем проходящей через центр площадки 4 (точка А) и центр масс днища 1 (точка О).

Угол поворота днища в подвешенном состоянии составит (рис.2)

$$\varphi = \arctg \frac{D_B/2 - b}{h_c - h_{ц}/2} = \arctg \frac{4112/2 - 100}{600 - 100/2} = 74,3^\circ$$

Дополнительный к прямому угол  $\alpha = 90 - \varphi = 15,7^\circ$  - угол, образованный силовой плоскостью и диаметральной плоскостью днища.

Во вставке А возникает реакция  $R_A$  и реактивный момент  $M_A$ . В шарнирно подвижной опоре В возникает реакция  $R_B$ , нормальная к поверхности эллипсоида. Поскольку контактные поверхности 4 и 5 не являются идеальными, то при наличии распоров  $H_A$  и  $R_B$  неизбежно возникают силы трения  $F_{A,тр}$  и  $F_{B,тр}$  (рис.3).

Принимая  $F_{A,тр} = fH_A$  и  $F_{B,тр} = fR_B$ , где  $f$ - коэффициент трения при скольжении, заключаем, что полученная рама (рис. 2) статически определима

$$n = R - U = 3 - 3 = 0$$

$R=3$  – число линейно независимых опорных реакций;

$U=3$  – число линейно независимых уравнений равновесия.

Определяем опорные реакции

$$\sum F_x = 0; H_A - R_B \cdot \cos 30^\circ + F_{B,тр} \cdot \sin 30^\circ - F \cdot \cos \alpha = 0$$

$$\sum F_y = 0; -F_{A,тр} - R_B \cdot \sin 30^\circ - F_{B,тр} \cdot \cos 30^\circ + F \cdot \sin \alpha = 0$$

После упрощения получаем при  $f = 0,1$  и  $\alpha = 15,7^\circ$

$$H_A - 0,816 \cdot R_B - 500 = 0$$

$$-0,1H_A - 0,5866 \cdot R_B + 140 = 0$$

Решая систему уравнений, находим  $H_A = 610$  кН;  $R_B = 135$  кН;  $F_{A,тр} = 61$  кН;  $F_{B,тр} = 13,5$  кН.

$$\sum M_A = 0; M_A - R_B \cdot 0,22 + F_{B,тр} \cdot 0,42 = 0; M_A = 24 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

### 3. Расчет элементов захвата на прочность

Принимаем высокопрочную легированную сталь 08X18H10T лист толстый ГОСТ 7350-77. Временное сопротивление  $\sigma_B = 509$  МПа.

Коэффициент запаса прочности при расчете по временному сопротивлению  $n = 2,5$ . Допускаемое напряжение  $[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n} = 204$  МПа.

Строим эпюру изгибающих моментов.

$$M_A = 24 \text{ кН} \cdot \text{м}; M_C = M_A + F_{A,тр} \cdot 0,15 = 33 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_D = M_C + H_A \cdot 0,2 = 155 \text{ кН} \cdot \text{м}; M_E = M_D - F_{A,тр} \cdot 0,67 = 114 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_B = 0; M_G = M_B + R_B \cdot \sin 30^\circ \cdot 0,25 + F_{B,тр} \cdot \cos 30^\circ \cdot 0,25 = 20 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_P = M_G + R_B \cdot \cos 30^\circ \cdot 0,55 + F_{B,тр} \cdot \sin 30^\circ \cdot 0,55 = 88 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Грузовая эпюра моментов в  $M_F$  показана на рис. 4.

Наибольший изгибающий момент возникает в сечении I-I захвата (рис.1)

$$M_{F,max} = M_A + H_A \cdot 0,2 + 146 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Условие прочности при изгибе

$$\sigma_{max} = \frac{M_{F,max}}{W} \leq [\sigma] \quad \frac{146 \cdot 10^6}{8 \cdot 300^2 / 6} \leq 204$$

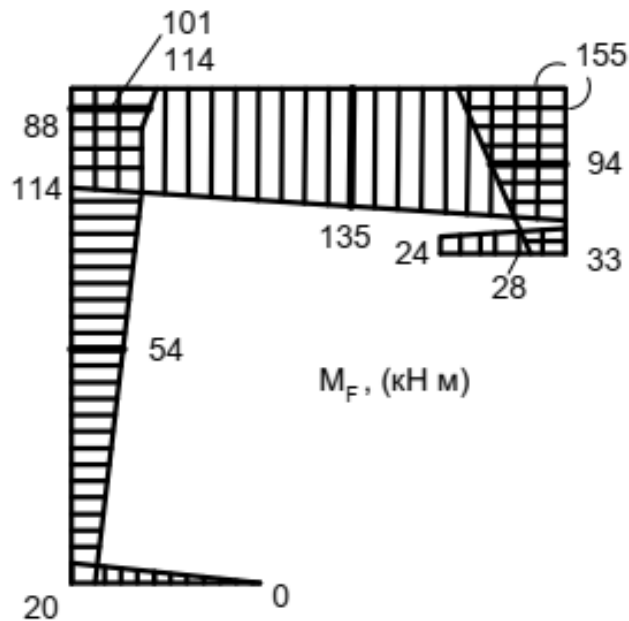


Рис. 4. - Грузовая эпюра моментов изгибающих моментов

Отсюда находим требуемую толщину захвата:

$$\delta \geq \frac{146 \cdot 10^6 \cdot 6}{300^2 \cdot 204} = 48 \text{ мм}$$

Контактная площадка 4 (рис.2) под действием изгибающего момента  $M_A$  и сжимающей продольной силы  $N=-N_A$  будет работать на смятие [7, 8].

Допускаемое напряжение на смятие

$$[\sigma_{см}] = 2,5[\sigma] = 509 \text{ МПа}$$

Наибольшее сжимающее напряжение на площадке

$$[\sigma_{сж}]_{max} = \frac{|N|}{A} + \frac{M_A}{W} = \frac{610 \cdot 10^3}{\delta \cdot 100} + \frac{24 \cdot 10^6}{\delta \cdot 100^2 / 6} = \frac{20500}{\delta}$$

Условие прочности при смятии

$$[\sigma_{сж}]_{max} \leq [\sigma_{см}]$$

$$\text{или } \frac{20500}{\delta} \leq 509, \text{ следовательно, } \delta \geq \frac{20500}{509} = 40 \text{ мм}$$



В зоне приложения силы  $F$  захват будет работать на двойной срез. Допускаемое напряжение при срезе

$$[\tau_{\text{ср}}] = \frac{1}{2}[\sigma] = 102 \text{ МПа.}$$

Сила среза  $F_{\text{ср}} = F \cdot \cos \alpha = 500 \text{ кН}$ . Площадь среза  $A_{\text{ср}} = \delta \cdot 150$ .

Условие прочности при двойном срезе

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F_{\text{ср}}}{2A_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}] \text{ или } \frac{500 \times 10^3}{2 \cdot \delta \cdot 150} \leq 102, \text{ отсюда находим требуемую}$$

толщину захвата

$$\delta \geq \frac{500 \times 10^3}{2 \cdot 150 \cdot 102} = 16 \text{ мм.}$$

#### 4. Расчёт захвата на жёсткость

При обосновании расчётной схемы (п. 2.2) указывалось на возможность смещения захвата вдоль контактной плоскости 4 в пределах деформаций захвата. Определим это смещение и ограничим его допустимой величиной смещения  $[v]$ .

Для вычисления вертикального смещения точки А (рис. 3), рассмотрим единичное состояние рамы (рис. 5), включающее в себя определение опорных реакций и построение единичной эпюры изгибающих моментов.

Находим опорные реакции

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0; & \quad -\vec{R}_B \cdot \sin 30^\circ + \vec{P}_A = 0 & \quad \vec{R}_B = 2 \\ \sum M_A = 0; & \quad \vec{M}_A - \vec{R}_B \cdot 0,22 = 0 & \quad \vec{M}_A = 0,44 \\ \sum F_x = 0; & \quad \vec{H}_A - \vec{R}_B \cdot \cos 30^\circ = 0 & \quad \vec{H}_A = 1,73 \end{aligned}$$

Вычисляем характерные значения эпюры моментов

$$\begin{aligned} \vec{M}_A &= 0,44 \text{ Нм}; \quad \vec{M}_B = \vec{M}_A - \vec{P}_A \cdot 0,15 = 0,29 \text{ Нм}; \\ \vec{M}_D &= \vec{M}_B + \vec{H}_A \cdot 0,2 = 0,64 \text{ Нм}; \quad \vec{M}_E = \vec{M}_D + \vec{P}_A \cdot 0,67 = 1,31 \text{ Нм}; \\ \vec{M}_G &= \vec{R}_B \cdot \sin 30^\circ \cdot 0,25 = 0,25 \text{ Нм}; \end{aligned}$$

$$\vec{M}_p = \vec{R}_B \cdot \cos 30^\circ \cdot 0,55 + \vec{R}_B \cdot \sin 30^\circ \cdot 0,25 = 1,20 \text{ Нм}$$

Эпюра  $\vec{M}_A$  показана на рис. 5.

Находим вертикальное перемещение опоры А, вычисляя интеграл Мора по формуле Симпсона

$$v_A = \frac{1}{EI} \cdot \vec{M}_A \cdot M_F = \frac{1}{EI} \cdot [0,2 \cdot (0,29 \cdot 33 + 4 \cdot 0,47 \cdot 94 + 0,64 \cdot 155)] /_6 +$$

$$+ 0,67 \cdot (0,64 \cdot 155 + 4 \cdot 0,98 \cdot 135 + 1,31 \cdot 114) /_6 +$$

$$+ 0,05 \cdot (1,31 \cdot 114 + 4 \cdot 1,25 \cdot 101 + 1,2 \cdot 88) /_6 +$$

$$+ 0,55 \cdot (1,2 \cdot 88 + 4 \cdot 0,72 \cdot 54 + 0,25 \cdot 20)] = \frac{109}{EI}$$

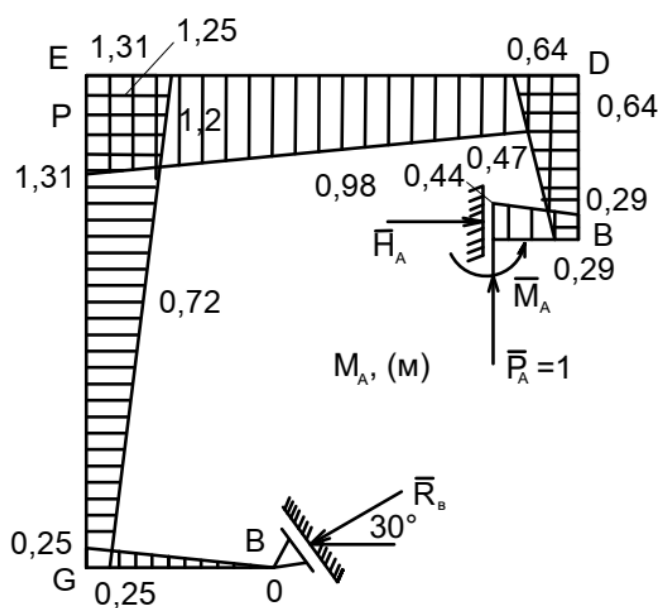


Рис. 5. - Единичное состояние рамы

Используем условие жёсткости

$$v_A \leq [v]; \quad \frac{109 \cdot 10^{12}}{2 \cdot 10^5 \cdot \delta \cdot 300^3 / 12} \leq 2, \quad \text{отсюда находим требуемую толщину}$$

захвата

$$\delta \geq \frac{109 \cdot 10^{12} \cdot 12}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 300^3} = 121 \text{ мм} \approx 120 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем толщину захвата

$$\delta = \max\{48; 40; 16; 120\} = 120 \text{ мм}$$

Найденная расчетным методом толщина захвата обеспечивает надежность работы съемного захватного элемента в наиболее неблагоприятных условиях кантования днища.

Для перемещения днища и установки его на требуемую технологическую позицию требуется провести расчетное обоснование съемных опорных элементов, устанавливаемых на противоположной поверхности днища. При кантовании опорные элементы будут испытывать, в основном, напряжения сжатия. Это приводит к значительному конструктивному упрощению схемы при создании расчетной модели.

Устойчивое положение «купол» днища обеспечивается только при установке на три точки; опорный элемент в таком случае должен быть спроектирован раздвоенным.

Рассмотренная конструктивная схема является не единственной; другие схемы здесь не приведены [9, 10], т.к. для них также требуется расчетное обоснование, возможно и упрощение, но это уже элементы “know-how”. Для нахождения обоснованной расчетной модели, близкой к оптимальной, требуется проведение НИОКР.

Предложенное конструктивное решение для создания съемных грузозахватных элементов позволит повысить безопасность эксплуатации корпусного оборудования АЭС и снизить трудо- и материалоемкость технологической оснастки путем отказа от сотен привариваемых грузозахватных и установочных элементов.

## Литература

1. Margolin B.Z., Yurchenko V., Kostylev V.I., Morozov A.M., Varovin A.Y., Rogozkin S.V., Nikitin A.A. Radiation embrittlement of support structure materials for WWER RPVS // Journal of nuclear materials. Elsevier Science Publishing Company, Inc. 2018. VOL. 508. PP. 123-138.
2. Холопов А.А., Дудкевич К.А., Пергаменщик Б.К. Транспортировка и монтаж укрупненных элементов АЭС // Вестник МГСУ. 2010. №4-2. С. 266-274.
3. Цовьянов А.А., Кокорев Ю.Н., Ходаков Д.В., Пралиев Д.А. Особенности термической обработки сварных соединений крупногабаритных агрегатов при монтаже АЭС // Сварочное производство. 2014. №11. С. 47-52.
4. Абузов А.В., Абузов Я.А. Автоматизация управления подъемно-транспортными механизмами при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций // Инженерный вестник Дона. 2019. №7 URL:ivdon.ru/ru/magazine/archive/n7y2019/6104.
5. Качур С.А., Шахова Н.В., Халина А.А. Модель функционирования системы наведения перегрузочных машин АЭС на основе сетей Петри // Энергетические установки и технологии. 2017. Т.3. №2. С.35-40.
6. Боринцев А.Б., Федосов В.Г. Влияние технологии изготовления патрубков крышки реактора типа ВВЭР-1000 на напряженно-деформированное состояние конструкции при эксплуатации // Тяжелое машиностроение. 2009. №1. С. 2-5.
7. Пухлий В. А., Коган Е.А., Пухлий К.В. К расчету крышек ядерных реакторов при термосиловом нагружении // Теория машин и механизмов. 2017. Т.15. №3 (35). С.131-147.
8. Косогова Ю.П., Пинчук Э.В., Годунов С.Ф., Пирожков Р.В. Использование современных образовательных технологий при изучении



механики // Инженерный вестник Дона. 2016. №3. URL:  
ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2016/3748.

9. Кравченко П.Д., Федоренко Д.Н., Косогова Ю.П. Вариант конструктивного исполнения устройства точного позиционирования захвата для подъема упавших кассет в реакторе типа ВВЭР // Глобальная ядерная безопасность. 2019. № 1 (30). С. 101-105.

10. Kravchenko, P. D., Fedorenko D. N. New Engineering Decisions in Nuclear Engineering. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences ISSN 1819-6608 VOL. 11, № 3, February. 2016. PP. 1951-1955.

### References

1. Margolin B.Z., Yurchenko V., Kostylev V.I., Morozov A.M., Varovin A.Y., Rogozkin S.V., Nikitin A.A. Journal of nuclear materials. Elsevier Science Publishing Company, Inc. 2018. VOL. 508. pp. 123-138.

2. Holopov A.A., Dudkevich K.A., Pergamenshchik B.K. Vestnik MGSU. 2010. №4-2. pp. 266-274.

3. Cov'yanov A.A., Kokorev YU.N., Hodakov D.V., Praliev D.A. Svarochnoe proizvodstvo. 2014. №11. pp. 47-52.

4. Abuzov A.V., Abuzov YA.A. Inzenernyj vestnik Dona. 2019. №7 URL:ivdon.ru/ru/magazine/archive/n7y2019/6104.

5. Kachur S.A., Shahova N.V., Halina A.A. Energy and technology. 2017. VOL.3. №2. pp. 35-40.

6. Borincev A.B., Fedosov V.G. Tyazheloe mashinostroenie. 2009. №1. pp. 2-5.

7. Puhlij V. A., Kogan E.A., Puhlij K.V. Teoriya mashin i mekhanizmov. 2017. T.15. №3 (35). S.131-147.

8. Kosogova Yu.P., Pinchuk E.V., Godunov S.F., Pirozhkov R.V. Inzenernyj vestnik Dona, 2016. № 3. URL:  
ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2016/3748.

---



9. Kravchenko P. D., Fedorenko D.N., Kosogova Y.P. Globalnaya yadernaya bezopasnost [Global nuclear safety]. 2019. № 1 (30). pp. 101-105.

10. Kravchenko P. D., Fedorenko D. N. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences ISSN 1819-6608 VOL. 11, № 3, February. 2016. pp. 1951-1955.