

УДК 621.671.001.024

## ВОЗМОЖНОСТЬ РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭРОЗИОННЫХ ЗОН ОСЕВОГО НАСОСА, РАБОТАЮЩЕГО НА ЖИДКОМЕТАЛЛИЧЕСКОМ СВИНЦЕ

© 2016 Д.Г. Свобода<sup>1</sup>, А.А. Жарковский<sup>1</sup>, Е.А. Иванов<sup>1</sup>, С.Ю. Щуцкий<sup>2</sup>, П.Ю. Дягилев<sup>2</sup><sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого<sup>2</sup> АО «Центральное конструкторское бюро машиностроения»

Статья поступила в редакцию 25.03.2016

Представлены результаты численных и экспериментальных исследований кавитационных качеств осевого насоса, работающего на рабочей жидкости – жидкометаллическом свинце. Показано, что методы вычислительной гидродинамики позволяют определить области возможной кавитационной эрозии. Расчетным путем установлены условия отсутствия кавитационной эрозии.

Ключевые слова: осевой насос, проточная часть, кавитация, характеристика, эрозия

Исследование кавитационных характеристик лопастных насосов всех типов является необходимым элементом определения качества спроектированных проточных частей. В осевых насосах возможны поверхностная и отрывные формы кавитации, которые приводят как к ухудшению его энергетических характеристик, так и к кавитационной эрозии элементов проточной части насоса, прежде всего рабочего колеса. Так как физические свойства и характеристики воды и расплава свинца существенно отличаются, то возникают вопросы о способах отработки конструкций проточной части насоса, работающего на тяжелом жидкометаллическом теплоносителе (ТЖМТ). При стендовых испытаниях на натурной среде существуют целый ряд сложностей, которые значительно удорожают, усложняют и увеличивают время получения экспериментальных характеристик. К таким сложностям относятся:

- необходимость частых разборок проточной части и её отмытки от остатков жидкометаллического свинца;
- значительное время на извлечение модели насоса, связанные со сливом ТЖМТ и охлаждением стенда;
- трудности с сохранением чистоты ТЖМТ;
- значительное время на извлечение модели насоса, связанные со сливом ТЖМТ и охлаждением стенда;
- трудности с сохранением чистоты ТЖМТ;
- большие энергозатраты;
- необходимость обеспечения герметичности контура стенда.

Имеющийся опыт создания отечественных натриевых насосов для реакторных установок типа БН [1] показал, что экспериментальные характеристики насоса на жидкометаллическом натрии существенно не отличались от характеристик, полученных по результатам испытаний на воде. Наблюдался лишь некоторый рост КПД насоса при работе на натрии, что объяснялось меньшей вязкостью натрия. При этом натриевые насосы проектировались на рабочую жидкость

«вода» методом гидродинамического моделирования.

Исследования, выполненные нами [2], также показали, что безразмерные экспериментальные эпюры для жидкометаллической эвтектики свинец-висмут при течении в цилиндрической трубе подобны расчетным эпюрам течения на воде, а расчетные напорные характеристики насоса, снятые на воде и свинце после пересчета по подобию совпадают. Отсюда был сделан вывод, что течение в каналах жидкометаллического свинца подчиняется таким же закономерностям, что и ньютоновская жидкость с плотностью и вязкостью жидкометаллического свинца. Разработанные нами проточные части осевых насосов испытывались на воде и жидкометаллическом теплоносителе. Гидравлические  $H=f(Q)$  и мощностные  $N=f(Q)$  характеристики насоса, полученные пересчетом по формулам подобию с воды на ТЖМТ, совпадали с характеристиками насоса, полученными на ТЖМТ.

Кавитационные качества осевых насосов, работающих на ТЖМТ, было решено попробовать отрабатывать на основании численных расчетов на воде, так как имеются сведения о том, что проточная часть по бескавитационной форме проточной части по результатам испытаний на воде, обладает высокими кавитационными качествами и при работе на жидкометаллическом натрии.

Методика кавитационных исследований должна включать следующие этапы:

- 1) Численный расчет кавитационных срывных характеристик насоса для воды.
- 2) Получение экспериментальных кавитационных срывных характеристик на водяном стенде.
- 3) Сопоставление расчетных и экспериментальных характеристик.
- 4) Анализ возможности возникновения в модельном насосе кавитации и мест возможной кавитационной эрозии.
- 5) Исследование возможности возникновения кавитационной эрозии на водяном стенде с использованием экспресс-методов анализа на основе лакокрасочных покрытий [3] при обеспечении подобию располагаемого кавитационного запаса и величин относительных скоростей потока в рабочих колесах модельного и натурального насосов.

Численные исследования срывных кавитационных характеристик проводились в программном комплексе Ansys CFX с использованием двухфазной модели течения: вода - воздух (пар). При CFD расчетах кавитация рассматривается как фазовый переход из жидкого в парообразное состояние при падении

Свобода Дмитрий Геннадьевич, старший преподаватель кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели». E-mail: svoboda.dmitry@gmail.com

Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели». E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

Иванов Евгений Александрович, инженер кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели». E-mail: 20evgeniy08@mail.ru

Щуцкий Сергей Юрьевич, заместитель генерального директора - технический директор. E-mail: postbox@ckbm.ru

Дягилев Павел Юрьевич, инженер-конструктор  
E-mail: dyagilev\_pu@ckbm.ru

давления в проточной части насоса до величины насыщенного пара. На входе в расчетную область задавалась полная энергия жидкости, на выходе - расход, соответствующий режиму, для которого имелись экспериментальные данные. Величина давления насыщенного пара для температуры  $t = 25^\circ\text{C}$  составляла  $p_n = 3574 \text{ Па}$ . Для напора и КПД модельной ступени были получены их графические зависимости от кавитационного запаса на входе при постоянных значениях частоты вращения и подачи. В соответствии с ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906-1999) величина критического кавитационного запаса определялась по 3% падению величины напора.

Экспериментальные исследования моделей с  $D_{\text{рк}} = 270 \text{ мм}$  были выполнены на водяном стенде АО ЦКБМ. На рис. 1 представлены сравнительные расчетные и экспериментальные кавитационные характеристики  $H_n = f(\Delta h)$  модели осевого насоса, полученные на режиме  $Q = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Напор ступени при построении кавитационных характеристик задавался в безразмерном виде, за 100% принимался напор, соответствующий экспериментальному кавитационному запасу  $\Delta h = 12 \text{ м}$ . Из представленных на рис. 1 графиков следует, что полученные по результатам численного расчета течения с двухфазной моделью кавитации срывные кавитационные характеристики хорошо согласуются с экспериментальными. Таким образом, численный расчет методами CFD позволяет определять момент срыва параметров осевого насоса и находить значение критического кавитационного запаса  $\Delta h_{\text{кр}}$ .

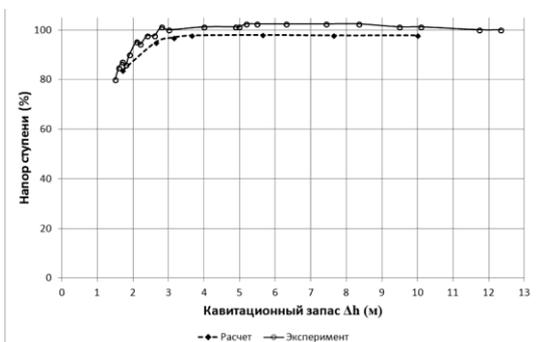


Рис. 1. Срывные кавитационные характеристики модели насоса с  $D_{\text{рк}} = 270 \text{ мм}$

Также были проведены численные исследования срывных кавитационных характеристик для модели с  $D_{\text{рк}} = 200 \text{ мм}$  на режиме  $Q = 170 \text{ м}^3/\text{ч}$  и частоте вращения  $n = 1000 \text{ об/мин}$  (рис. 2), что соответствуют параметрам при испытаниях на свинцовом стенде. Напор ступени при построении кавитационных характеристик задавался в безразмерном виде, за 100% принимался напор, соответствующий кавитационному запасу  $\Delta h = 10 \text{ м}$ . Из рис. 2 следует, что критический кавитационный запас модели насоса составил  $\Delta h_{\text{кр}} \approx 0,9 \text{ м}$ . Согласно ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906-1999) величина коэффициента кавитационного запаса выбирается из диапазона  $K_{\text{дон}} = 1 \div 1,3$ . Тогда допустимый кавитационный запас модели с  $D_{\text{рк}} = 200 \text{ мм}$ :

$$\Delta h_{\text{дон}} = K_{\text{дон}} \cdot \Delta h_{\text{кр}} = 1,2 \cdot 0,9 = 1,08 \text{ м}.$$

Свинцовый теплоноситель при рабочей температуре  $400 \div 600^\circ\text{C}$  имеет давление насыщенного пара свинца в диапазоне  $10^{-17} \div 10^{-9} \text{ Па}$ , что на порядки меньше, чем у воды и исключает возможность

образования паровых каверн. На стенде ФТ-4 НГТУ им. Р.Е. Алексеева были проведены экспериментальные кавитационные исследования модели проточной части с  $D_{\text{рк}} = 200 \text{ мм}$ , на натурной среде – жидкометаллический свинец. На рис. 3 представлены частные кавитационные характеристики, полученные при разных значениях частоты вращения насоса.

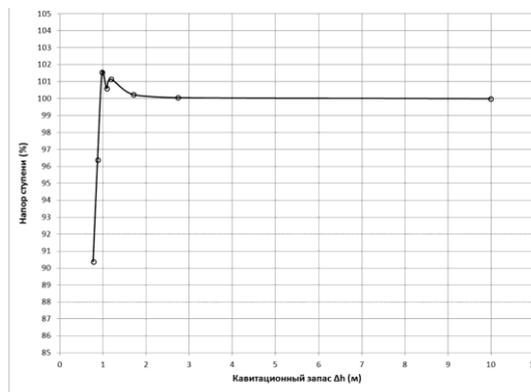


Рис. 2. Расчетная срывная кавитационная характеристика модели насоса с  $D_{\text{рк}} = 200 \text{ мм}$

Результаты эксперимента на жидкометаллическом свинце (рис. 3) показывают, что в отличие от расчетных кавитационных характеристик на воде (рис. 2), срыва параметров насоса на ТЖМТ не происходит, даже при снижении кавитационного запаса до величины близкой к нулю (абсолютное значение давления на входе в насос составляет  $p_{\text{абс}} = 0,02 \text{ кгс/см}^2$ ). Однако проведенная по завершении кавитационных испытаний ревизия проточной части, зафиксировала поверхностный эрозионный износ лопастей рабочего колеса (рис. 4).

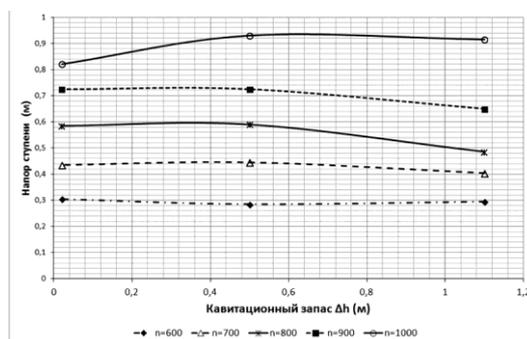


Рис. 3. Экспериментальные частные кавитационные характеристики

Результаты ревизии рабочего колеса показывают, что со стороны входа потока жидкометаллического свинца присутствуют следы «питтинга» (изъязвлений) лопастей рабочего колеса. Питтинг также наблюдается в периферийной части всех лопастей и в области соединения банджа РК. Питтинг ярко выражен в месте сопряжения лопастей и конусной втулки рабочего колеса со стороны всасывания. Максимальная глубина каверн питтинга достигает 1,5 мм. Поверхности лопаток рабочего колеса имеют волнисто-губчатый характер, что также характеризует наличие их эрозионного износа. Таким образом, экспериментальные кавитационные исследования насоса, перекачивающего ТЖМТ показывают, что, несмотря на отсутствие паровой кавитации в свинце и срыва его основных

параметров, картина эрозионного разрушения схожа с картиной разрушений при паровой кавитации на воде. Наличие эрозионных разрушений при течении в осевом насосе жидкометаллического свинца можно объяснить тем, что в рабочей среде присутствует растворенный газ (кислород, водород, аргон), что вызывает появление в области низкого давления газовой кавитации. И если газовая кавитация в воде не обладает такой разрушительной силой, как паровая, то в случае течения свинца в область разрушившегося газового пузырька устремляется более тяжелый жидкометаллический свинец и удар получается сильным. Поэтому в лопастном насосе, работающем на ТЖМТ интенсивность кавитационных эрозионных разрушений значительно выше, чем при работе на воде.



Рис. 4. Ревизия РК после кавитационных испытаний

Факт наличия интенсивных разрушений обтекаемых потоком поверхностей при значениях кавитационного запаса значительно превышающих его критические значение подтверждается многочисленными исследованиями. С.С. Руднев [4] ввел понятия первого, второго и третьего критических режимов кавитации и показал, что кавитационные каверны появляются уже

на начальной стадии возникновения кавитации. При этом на 1-м критическом режиме наличие каверн практически не сказываются на напоре и мощности насоса. Возникает вопрос о способах отработки геометрии проточной части лопастного насоса, работающего на ТЖМТ, которая предотвратит разрушения от кавитационной эрозии.

Известно, что для бескавитационной работы насоса необходимо, чтобы располагаемый кавитационный запас превышал допустимый кавитационный запас насоса:

$$\Delta h_p \geq \Delta h_{дон}.$$

При работе лопастного насоса на воде, для его бескавитационной работы без изменения основных параметров, величина допустимого кавитационного запаса находится через критический кавитационный запас и коэффициент запаса  $K_{дон} = (1 \div 1,3)$ :

$$\Delta h_{дон} = K_{дон} \cdot \Delta h_{кр}.$$

Исходя из полученных результатов кавитационных исследований на ТЖМТ, значение коэффициента запаса должно быть таким, чтобы исключить появление кавитационных пузырьков, которые образуются при первом кавитационном режиме. Было решено исследовать области образования паровых каверн на обтекаемых поверхностях проточной части при численном моделировании на воде и связать их с местами возникновения питтинга при испытаниях насоса на ТЖМТ. При численных исследованиях в программном комплексе Ansys CFX были получены эпюры распределения давления вдоль контура лопасти при разных значениях кавитационного запаса. На рис. 5, 6 представлены эпюры для втулочного и периферийного сечений лопасти ( $S$  – криволинейная координата в меридианной плоскости от входной ( $S=0$ ) до выходной ( $S=1$ ) кромки). Кавитационные каверны будут образовываться в тех областях лопасти, в которых местное статическое давление падает ниже давления насыщенного пара и где происходит фазовый переход рабочей жидкости из жидкого в газообразное состояние.

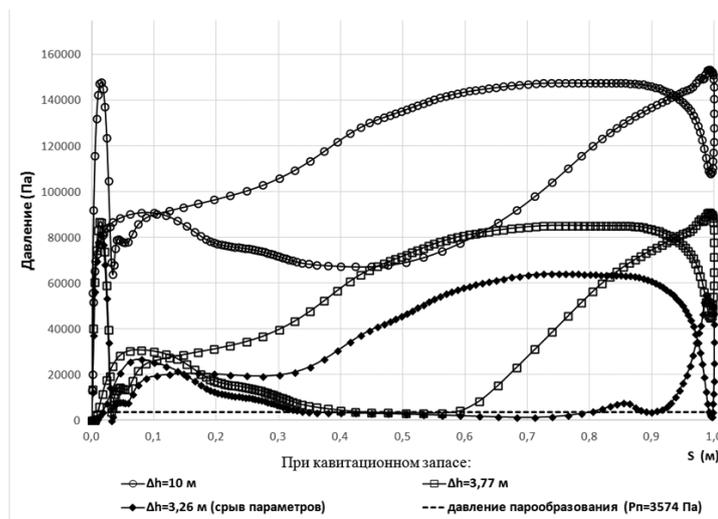


Рис. 5. Эпюры распределения давления во втулочном сечении лопасти

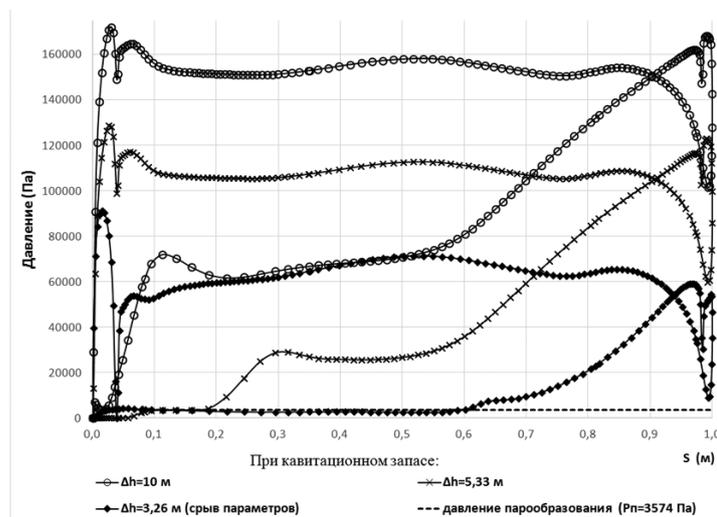


Рис. 6. Эпюры распределения давления в периферийном сечении лопасти

Анализ рис. 5, 6 показывает, что кавитационные зоны на лопастях рабочего колеса образуются при значениях кавитационного запаса, значительно превышающем критический кавитационный запас. В первую очередь каверны появляются на входной кромке и тыльной стороне лопасти. Причем во втулочном сечении каверна на тыльной стороне лопасти образуется при кавитационном запасе  $\Delta h = 3,77$  м, а в периферийном сечении при  $\Delta h = 5,33$  м. С уменьшением кавитационного запаса, каверны увеличиваются в размерах. Срыв параметров насоса происходит, когда кавитационная каверна захватывает всю лопасть по высоте, каверны появляются на рабочей стороне лопасти. Расчетным путем установлено, что процессы кавитации в рабочем колесе насоса начинаются в периферийных сечениях на тыльной стороне лопасти при  $\Delta h \approx 1,5 \cdot \Delta h_{кр}$ . Для полного отсутствия кавитационных каверн необходимо обеспечить кавитационный запас  $\Delta h \geq 2,5 \cdot \Delta h_{кр}$ .

Для определения мест возможной кавитационной эрозии была выполнена визуализация объемного распределения пара. В местах образования кавитационных каверн может происходить эрозионное разрушение поверхности лопасти, интенсивность которой зависит от степени развития кавитации, продолжительности ее воздействия, величины средней относительной скорости обтекания, агрессивности рабочей среды. На рис. 7-9 такая визуализация показана для тыльной стороны лопасти рабочего колеса при различных значениях кавитационного запаса.

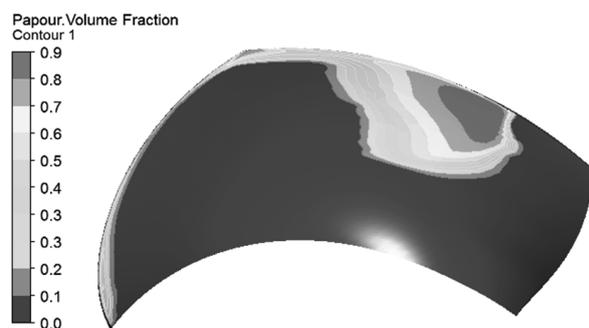


Рис. 7. Паровые каверны при кавитационном запасе  $\Delta h = 4,08$  м

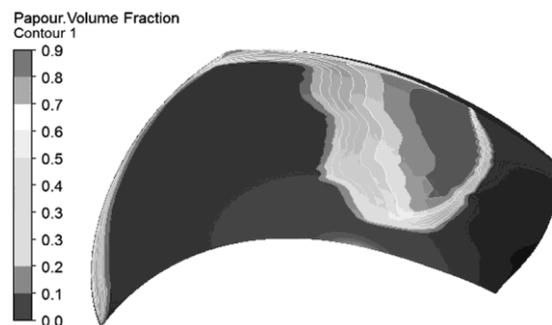


Рис. 8. Паровые каверны при кавитационном запасе  $\Delta h = 3,77$  м

На рис. 8 можно видеть, что при кавитационном запасе  $\Delta h = 3,77$  каверна захватывает значительную часть тыльной поверхности лопасти рабочего колеса, что приводит к началу падения энергетических параметров насоса. При значении  $\Delta h = 3,26$  м (рис. 9) паровая каверна нарушает кинематику обтекания лопасти потоком, что вызывает срыв параметров насоса.

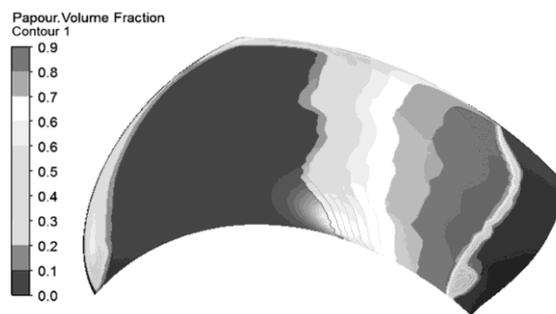


Рис. 9. Паровые каверны при кавитационном запасе  $\Delta h = 3,26$  м

**Выводы:** степень влияния кавитационных каверн на эрозию в условиях работы на ТЖМТ еще не достаточно изучены. Требуется дальнейшие исследования кавитационных качеств лопастного насоса по методике, предложенной выше. Использование численных методов вычислительной гидродинамики для среды «вода» позволяет значительно упростить и ускорить отработку проточной части осевого насоса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Митенков, Ф.М. Главные циркуляционные насосы АЭС / Ф.М. Митенков, Э.Г. Новинский, В.М. Будов. – М., Энергоатомиздат, 1990. 376 с.
2. Свобода, Д.Г. Проектирование и исследование проточной части главного циркуляционного насоса низкой быстроходности / Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский, П.Ю. Дягилев и др. // Тезисы МНТК «Инновационные проекты и технологии ядерной энергетики», 7-10 октября 2014. – М.: ОАО «НИКИЭТ», 2014. С. 218-223.
3. Лунаци, Э.Д. Отечественный метод прогнозирования кавитационной эрозии лопастных насосов с применением легко разрушающихся от кавитации материалов и характеристик их относительной стойкости // Инженерный вестник. №8, август 2015.
4. Руднев, С.С. Кавитация в решетке профилей конечной толщины // Лопастные насосы. – Л.: Машиностроение, 1975. С. 198-209.

**POSSIBILITY OF CALCULATIVE DEFINITION OF EROSION ZONES IN AXIAL PUMP, WORKING AT METAL LIQUID LEAD**

© 2016 D.G. Svoboda<sup>1</sup>, A.A. Zharkovskiy<sup>1</sup>, E.A. Ivanov<sup>1</sup>, S.Yu. Shchutskiy<sup>2</sup>, P.Yu. Dyagilev<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnical University

<sup>2</sup> JSC Central Design Bureau of Mechanical Engineering

Results of numerical and experimental studies of cavitation qualities of the axial pump, working at working liquid – metal liquid lead, are presented. It is shown that methods of computing hydrodynamics allow to define areas of possible cavitation erosion. Conditions of absence of cavitation erosion are established by calculative way.

Key words: *axial pump, flowing part, cavitation, characteristic, erosion*

---

*Dmitriy Svoboda, Senior Teacher at the Department "Turbines, Hydromachines and Aircraft Engines". E-mail: svoboda.dmitry@gmail.com; Alexander Zharkovskiy, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Department "Turbines, Hydromachines and Aircraft Engines". E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru; Evgeniy Ivanov, Engineer at the Department "Turbines, Hydromachines and Aircraft Engines". E-mail: 20evgeniy08@mail.ru; Shchutskiy, Deputy General Director – Technical Director. E-mail: postbox@ckbm.ru; Pavel Dyagilev, Engineer-Designer. E-mail: dyagilev\_py@ckbm.ru*