

## ИССЛЕДОВАНИЕ КАВИТАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ В КРИОГЕННОМ НАСОСЕ МЕТОДОМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В.А. Беляев

manasikhinva@gmail.com

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

На примере криогенного насоса показаны перспективы применения гидродинамического моделирования для расчета и построения кавитационной характеристики насоса. Приведены примеры основных подходов к расчету параметров, характеризующих кавитационные свойства лопастных гидромашин. На основе модели Релея—Плесетта построена частная кавитационная характеристика криогенного насоса, дана оценка результатов. Приведены рекомендации по увеличению всасывающей способности насосов данного типа.

### Ключевые слова

Кавитация, кавитационный запас, криогенный насос, гидродинамическое моделирование

Поступила в редакцию 29.05.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

---

**Введение.** Для криогенных центробежных насосов важной задачей является расчет на кавитацию. Перекачиваемая жидкость таких насосов представляет собой сжиженный кислород, азот, аргон и др. Это легкокипящие жидкости и для сохранения их в жидком состоянии необходимо поддерживать низкую температуру и высокое избыточное давление. Неверное проектирование проточной части криогенного насоса может привести к образованию кавитации и, как следствие, к кавитационной эрозии и потере напора.

Методики расчета проточных частей таких насосов позволяют предотвращать кавитацию, в частности широкое применение нашли современные пакеты гидродинамического моделирования. Проблеме расчета кавитационных качеств насоса посвящено множество научных работ. Классические методы расчета изложены в трудах [1–3]. Однако данные методы обладают низкой точностью. С появлением методов вычислительной гидродинамики стало возможным рассчитывать частные кавитационные характеристики насосов численными методами. Результаты подобных расчетов приведены в различных работах.

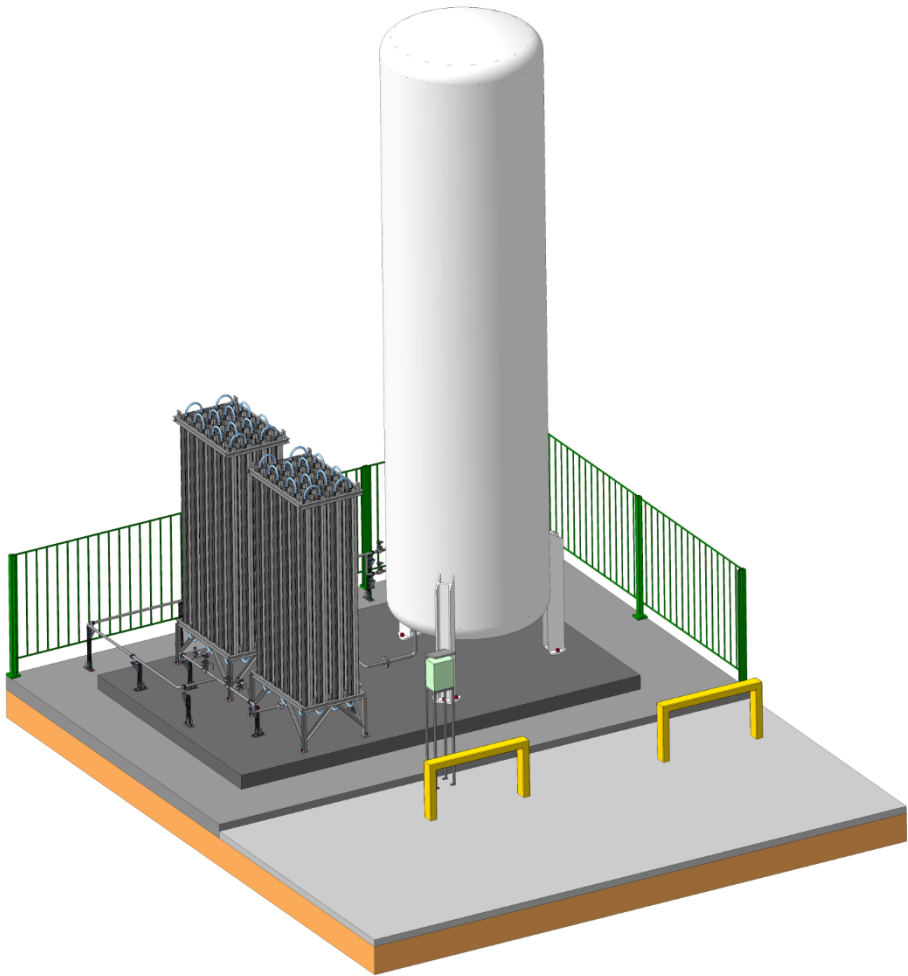
Модель кавитации, основанная на упрощенных уравнениях Релея—Плесетта, проверялась экспериментально для цилиндрического дросселя.

Проведено сравнение модели с экспериментальными данными для разных значений расхода. Как следует из приведенных графиков, различие между экспериментальными данными и результатами численного моделирования велико.

Исследовано влияние числа лопастей на кавитационные качества насоса. Кавитационный запас оценивался через объемную долю пара, а не через напор. Такой метод подходит для сравнительной оценки проточных частей, но не позволяет рассчитать значение допустимого кавитационного запаса с достаточной точностью.

Основной причиной трудностей моделирования кавитации является сложная физическая природа явления и соответственно необходимость учета большого числа факторов в математической модели. При моделировании кавитации в приведенных работах используется существенно упрощенное уравнение Рейля—Плесетта, и это приводит к расхождению результатов расчета с экспериментальными данными. В данной работе была исследована проблема кавитации в криогенном насосе. При рассмотрении насоса GBSD 155/4,5–8,0–С/0 компании Cryostar выявлен риск образования кавитации на входе в рабочее колесо. Насос используется для наполнения системы хранения, газификации и выдачи кислорода из автоцистерны. Систему хранения устанавливает компания Air Liquide своим клиентам для непрерывного снабжения их продуктами разделения воздуха.

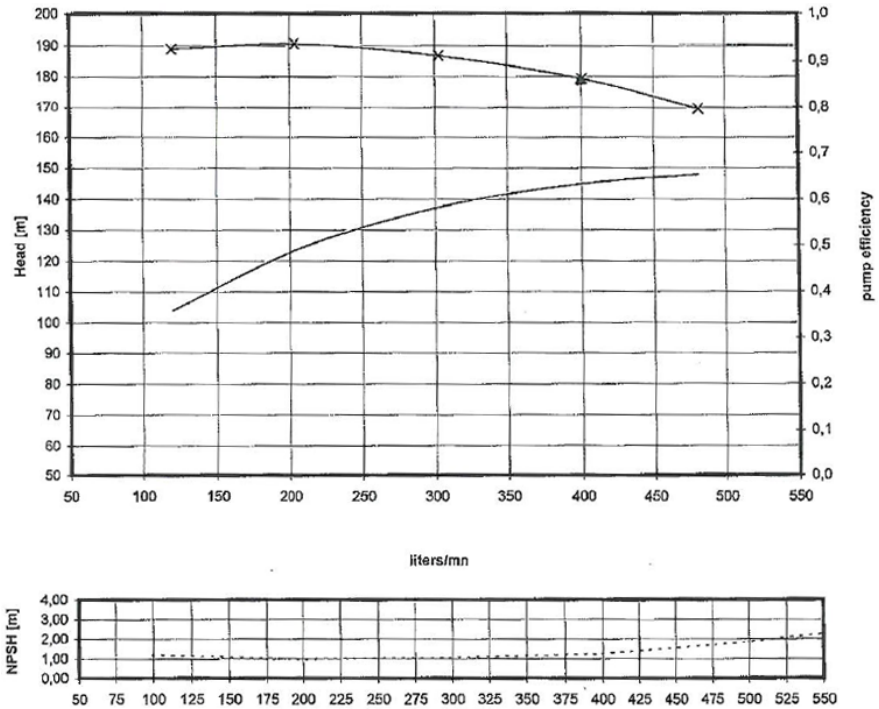
3D-модель данной установки приведена на рис. 1.



**Рис. 1.** 3D-модель системы хранения, газификации и выдачи кислорода

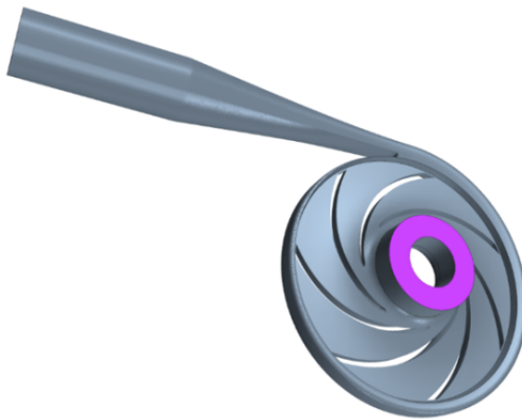
Настоящая работа посвящена исследованию кавитационных явлений в криогенном насосе методом гидродинамического моделирования.

**Постановка задачи.** Для исследования проточной части в качестве прототипа выбран криогенный насос GBSD 155/4,5–8,0–С/0 компании Cryostar, перекачиваемая жидкость такого насоса — кислород (рис. 2).



**Рис. 2.** Характеристики криогенного насоса GBSD 155/4,5–8,0–С/0 компании Cryostar

Построена модель проточной части (рис. 3) со следующими параметрами:  $H = 179$  м;  $Q = 400$  л/мин;  $n = 6\,871$  об/мин;  $\Delta h = 1,25$  м.



**Рис. 3.** 3D-модель проточной части

Моделирование двухфазного течения выполняли с помощью следующих уравнений.

Уравнение сохранения массы записывали с учетом наличия двух фаз и их концентраций:

$$\frac{\partial(\alpha_i \rho_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_i \rho_i \bar{u}_x)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_i \rho_i \bar{u}_y)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_i \rho_i \bar{u}_z)}{\partial t} = 0,$$

где  $\bar{u}_i$  — осредненные по времени проекции скоростей жидкости на соответствующие оси;  $\rho_i$ ,  $\alpha_i$  — плотность и концентрация  $i$ -й фазы.

Уравнение переноса количества движения:

$$\rho \left[ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ T_{ij}^{(v)} - \rho u_i u_j \right],$$

где  $\bar{p}$  — осредненное по времени давление;  $T_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$  — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;  $\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right]$  — тензор скорости деформации;  $\rho u_i u_j$  — Рейнольдсовы напряжения.

Плотность вычисляли через концентрации фаз:

$$\rho = \sum_1^n \alpha_i \rho_i.$$

Рост кавитационного пузыря рассчитывали из упрощенного уравнения Рейля–Плесетта с учетом коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  для компенсации упрощений, введенных в модель:

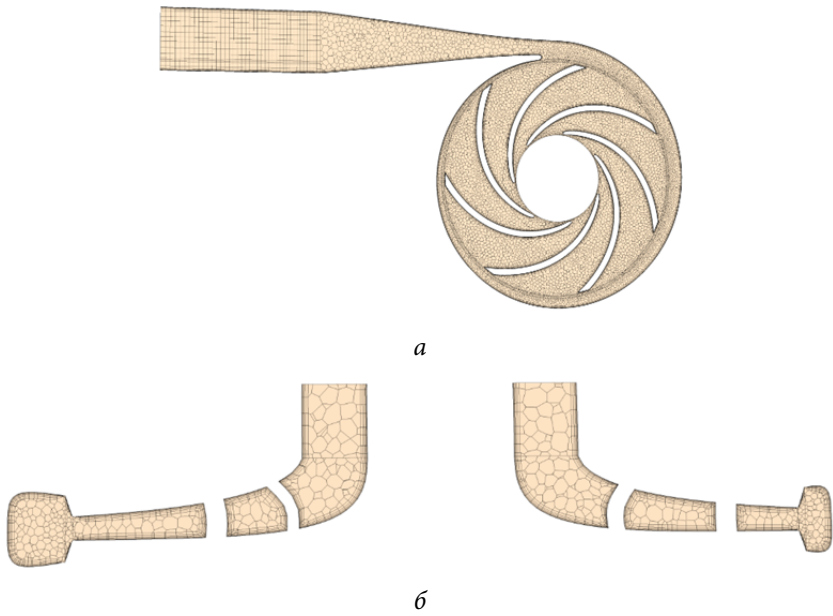
$$\left( \frac{dR}{dt} \right) = K_1 \sqrt{\frac{2}{3} \left( \frac{p_{\text{нас}} - p}{\rho} \right)}, \quad p_{\text{нас}} > p;$$

$$\left( \frac{dR}{dt} \right) = -K_2 \sqrt{\frac{2}{3} \left( \frac{p - p_{\text{нас}}}{\rho} \right)}, \quad p_{\text{нас}} < p.$$

Коэффициент  $K_1$  изменяет скорость роста кавитационного пузыря,  $K_2$  — скорость его схлопывания.

Расчетная сетка, состоящая примерно из 300 000 расчетных узлов, приведена на рис. 4. Сетка структурирована у твердых стенок (призматический пограничный слой) и неструктурирована в ядре потока (многогранники).

Расчет проводили в нестационарной постановке с шагом по времени 0,00005 с. Граничные условия: полное давление на входе и скорость на выходе. При расчете кавитационных явлений такие граничные условия предпочтительнее задания скорости на входе, так как в этом случае давление на входе является расчетной величиной и изменяется во время решения. В рассматриваемом случае давление на входе имеет фиксированное значение.

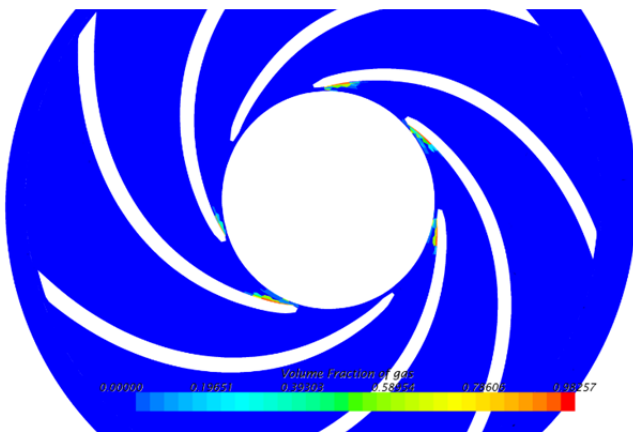


**Рис. 4.** Расчетная сетка в сечении, перпендикулярном оси насоса (а), и в меридиональном сечении (б)

Расчет кавитационной характеристики проводили путем постепенного снижения опорного давления: такой способ позволяет снижать уровень давления во всей проточной части одновременно.

**Результаты моделирования.** Первоначальное избыточное давление на входе в насос составляло 3,0 бар. Далее в ходе исследования это давление постепенно уменьшали до значения, при котором появляется суперкавитация и, как следствие, — срыв напора.

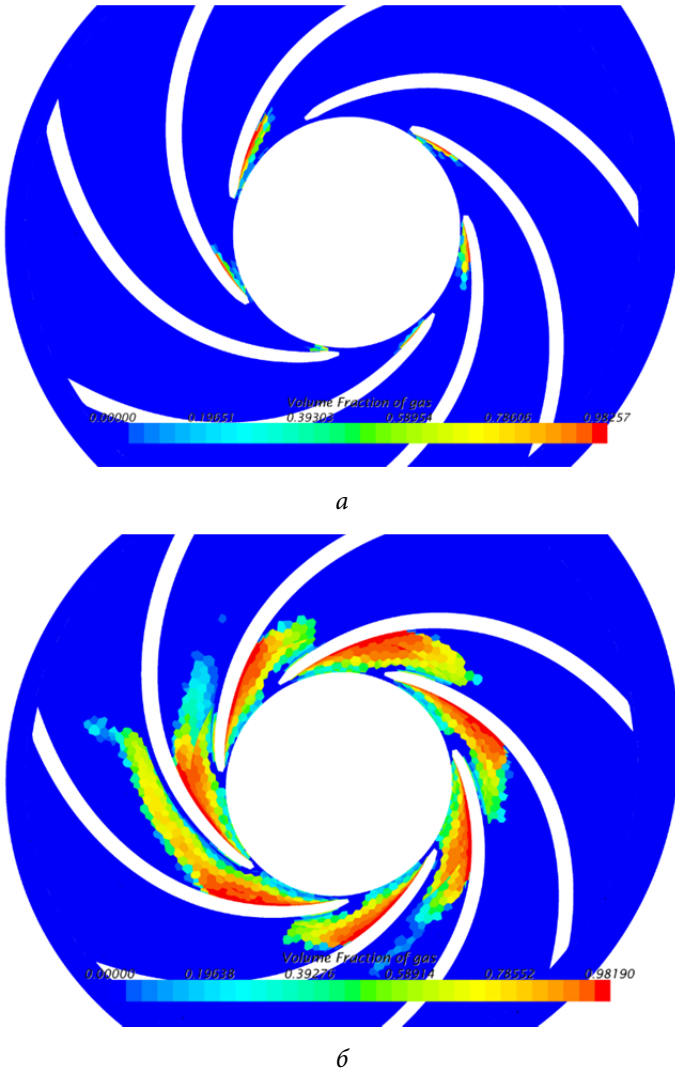
При значении давления на входе 3,0 бар на входных кромках рабочего колеса появляются зоны с содержанием газообразного кислорода (рис. 5).



**Рис. 5.** Образование кавитационных зон на входной кромке рабочего колеса при давлении на входе 3,0 бар,  $C = 353$  и  $n = 6\ 871$  об/мин

Далее последовательно с шагом  $0,1 \dots 0,2$  бар давление на входе уменьшали, и измеряли значения напора, КПД, и крутящего момента на валу.

На рис. 6 приведены кавитационные зоны на входной кромке рабочего колеса при различных значениях давления на входе в насос.



**Рис. 6.** Кавитационные зоны на входной кромке рабочего колеса:

*a* — давление на входе 2,4 бар,  $C = 462$ ,  $n = 6\,871$  об/мин;

*б* — давление на входе 1,3 бар,  $C = 1468$  и  $n = 6\,871$  об/мин

При значении полного давления на входе 1,2 бар,  $C = 1\,993$  и  $n = 6\,871$  об/мин наблюдается суперкавитация и, как следствие, значительная потеря напора и снижение КПД (рис. 7).

По данным расчета построена частная кавитационная характеристика насоса (рис. 8) при  $Q = 400$  л/мин и  $n = 6\,871$  об/мин [4, 5].

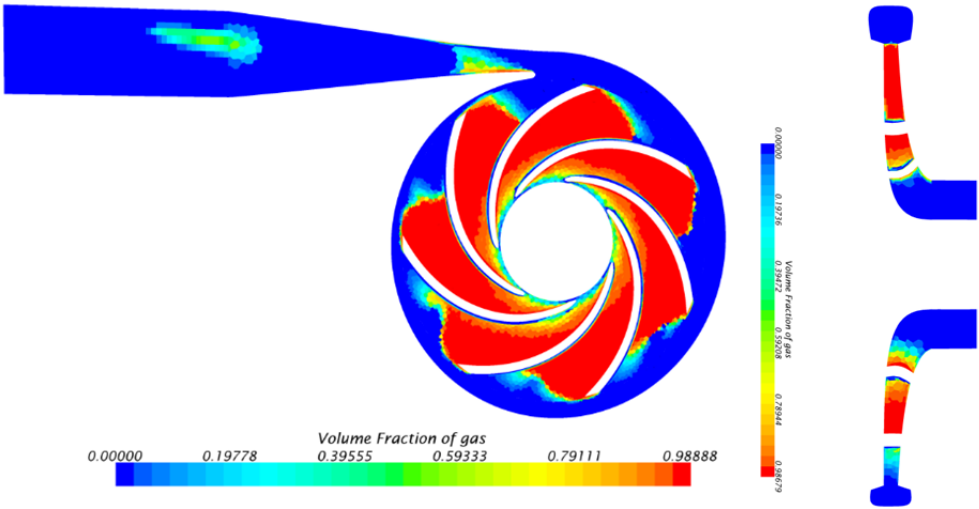


Рис. 7. Суперкавитация в криогенном насосе при  $C = 1\ 993$  и  $n = 6\ 871$  об/мин.

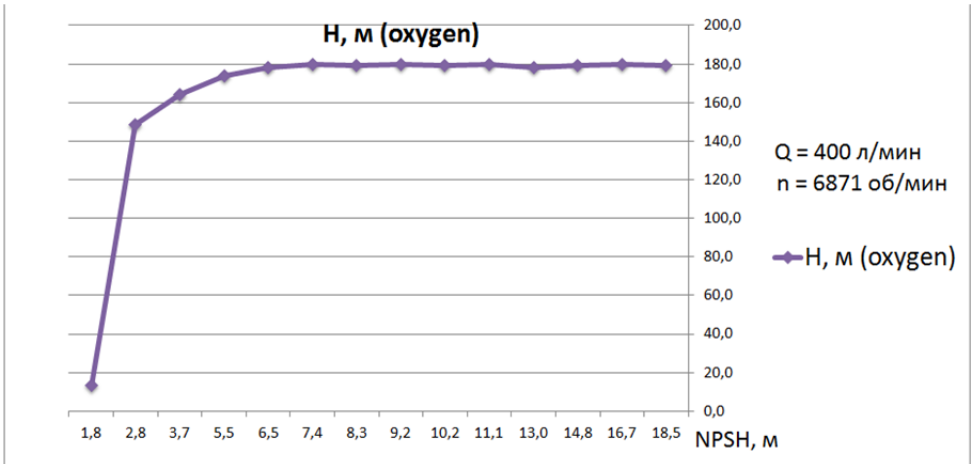


Рис. 8. Частная кавитационная характеристика криогенного насоса при  $Q = 400$  л/мин и  $n = 6\ 871$  об/мин

Как следует из графика, напор проседает на 3 % при  $\Delta h_{II} = 5,5$  м и  $C = 872$ . Наблюдается второй режим кавитации в насосе. Принимаем коэффициент запаса по кавитации  $k = 1,1$ , значит  $NPSH = \Delta h_{доп} = 6$  м,  $C_{кр} = 822$ .

**Заключение.** Исследование показало, что действительно существует опасность возникновения кавитации в криогенном насосе данного типа.

Для устранения этой проблемы можно предложить два решения:

- 1) повышение давления на входе;
- 2) оптимизация проточной части и использование предвключенного шнека.

Первое решение невозможно, поскольку максимально разрешенное избыточное давление в автоцистерне, согласно нормативным документам, не должно превышать 3,0 бар. Даже при таком значении давления на входных кромках лопастей видно образование кавитационных зон.

Следовательно, единственным возможным вариантом увеличения всасывающей способности криогенного насоса является использование шнека и оптимизация проточной части.

Таким образом, метод численного моделирования двухфазных сред доказывает свою перспективность. При использовании этого метода нет необходимости проводить дорогостоящие эксперименты, что позволяет значительно сократить время и стоимость исследования.

## Литература

- [1] Михайлов А.К., Малюшенко В.В. *Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование*. Москва, Машиностроение, 1977, 288 с.
- [2] Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы*. Москва, Машиностроение, 1966, 354 с.
- [3] Колпаков Л.Г., Рахматуллин Ш.И. *Кавитация в центробежных насосах при перекачке нефтей и нефтепродуктов*. Москва, Недра, 1980, 143 с.
- [4] Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. Расчетное определение кавитационных характеристик центробежных насосов. *Известия Самарского научного центра РАН*, 2011, т. 13, № 1–2, с. 411–414.
- [5] Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. Однолопастное осевое предвключенное колесо центробежного насоса. *Международный научно-исследовательский журнал*, 2013, № 11–1(18), с. 123–127.

**Беляев Виктор Андреевич** — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Научный руководитель** — А.И. Петров, канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.



## INVESTIGATING CAVITATION PHENOMENA IN A CRYOGENIC PUMP BY MEANS OF NUMERICAL SIMULATION

V.A. Belyaev

manasikhinva@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

### Abstract

*A cryogenic pump serves as an example to show the prospects of employing hydrodynamic simulations to calculate and plot the cavitation performance of the pump. We provide examples of how to generally approach computing those parameters that characterise cavitation in turbomachinery. We plot hydraulic head as a function of positive suction head based on the Rayleigh–Plesset model and evaluate the results. We provide recommendations for increasing intake capacity in this pump type.*

### Keywords

*Cavitation, positive suction head, cryogenic pump, hydrodynamic simulation*

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

### References

- [1] Mikhaylov A.K., Malyushchenko V.V. Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye [Semirotnary pumps: theory, calculation and engineering]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1977, 288 p.
- [2] Lomakin A.A. Tsentrobezhnyye i osevye nasosy [Impeller and propeller pumps]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1966, 354 p.
- [3] Kolpakov L.G., Rakhmatullin Sh.I. Kavitatsiya v tsentrobezhnykh nasosakh pri perekachke neftey i nefteproduktov [Cavitation in impeller pumps in process of oil and oil-product pumping]. Moscow, Nedra publ., 1980, 143 p.
- [4] Aleksenskiy V.A., Zharkovskiy A.A., Pugachev P.V. Calculation definition of centrifugal pumps cavitation characteristics. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* [Proceedings of the Samara Scientific Center of the RAS], 2011, vol. 13, no. 1–2, pp. 411–414.
- [5] Aleksenskiy V.A., Zharkovskiy A.A., Pugachev P.V. Single-blade axial inducer for centrifugal pumps. *Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal* [International Research Journal], 2013, no. 11–1(18), pp. 123–127.

**Belyaev V.A.** — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Scientific advisor** — A.I. Petrov, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.