

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ С НИЗКИМ КОЭФФИЦИЕНТОМ БЫСТРОХОДНОСТИ МЕТОДАМИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

А.А. Морозов

lexa\_morozov\_12@mail.ru

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

---

### Аннотация

*Изучено распределение потерь в проточных частях насоса, спроектированы рабочие колеса и отводящие устройства. Рассчитаны параметры течения рабочей жидкости в лопастных насосах с низким коэффициентом быстроходности методом гидродинамического моделирования. Для этих целей разработан 3D-модель проточной части насоса с низким коэффициентом быстроходности и рассчитано течение в ней при работе в широком диапазоне вязкости рабочей жидкости*

### Ключевые слова

*Гидравлические потери, малый коэффициент быстроходности, оптимизация проточных частей*

Поступила в редакцию 22.04.2017

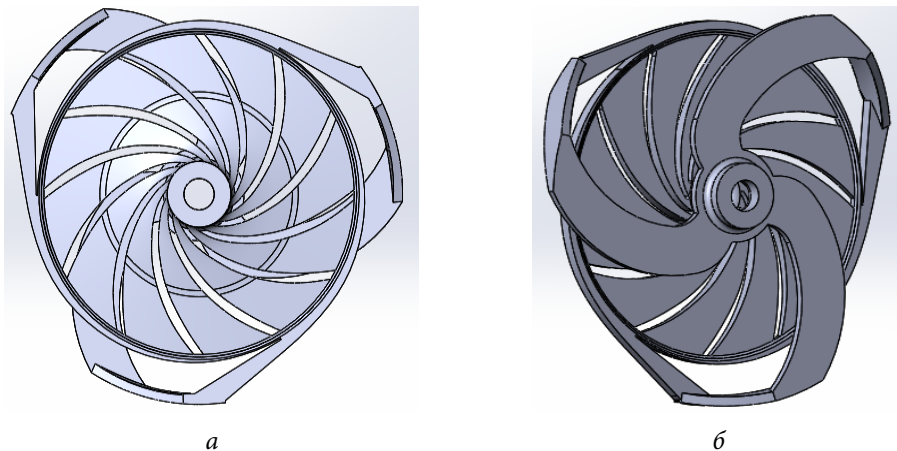
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

---

Все центробежные насосы можно разделить на тихоходные и быстроходные, исходя из значения коэффициента быстроходности  $n_s$ . Особенностью тихоходных насосов является большой напор при малой подаче. КПД таких насосов значительно меньше вследствие относительно больших потерь мощности из-за дискового трения и объемных потерь, что ограничивает их область применения. Увеличение числа ступеней способствует повышению  $n_s$ , но не во всех случаях этот метод оптимален. По причине узости каналов в тихоходном насосе на течение рабочей жидкости оказывает значительное влияние пограничный слой, что делает стандартные методы расчета некорректными, также ограничивает рабочий диапазон вязкостей перекачиваемой насосом жидкости. Благодаря методам гидродинамического моделирования можно с большой точностью рассчитать параметры течения жидкости в гидромашинах. Это значительно ускоряет процедуру проектирования насосов и позволяет подобрать оптимальные параметры без проведения большого числа натурных испытаний. Тихоходные насосы используют в маломощных установках (различных системах термостабилизации), где значение КПД не является определяющим параметром [1].

**Постановка задачи.** В данной работе основной задачей является изучение потерь в проточной части тихоходного насоса средствами гидродинамического моделирования с целью уменьшения числа натурных испытаний по оптимизации его параметров. Для выполнения поставленной задачи выбрана 3D-модель двухступенчатого насоса с закрытыми рабочими колесами и отводящим устройством в виде трехканального направляющего аппарата. Приняты следующие номиналь-

ные характеристики насоса:  $H = 40$  м;  $Q = 10 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ ;  $n = 2900 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ . Размеры рабочего колеса составляют:  $D_2 = 122$  мм;  $b_2 = 2$  мм;  $D_1 = 25$  мм;  $d_{\text{вт}} = 12$  мм;  $z = 12$ . Для гидродинамического моделирования построена модель проточной части насоса (рис. 1).



**Рис. 1.** 3D-модель проточной части насоса:

вид сверху (а) и снизу под углом (б)

Метод численного моделирования основан на решении дискретных базовых уравнений гидродинамики. Если это модель несжимаемой жидкости ( $\rho = \text{const}$ ), то уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности) выглядит следующим образом:

$$\text{div } v = 0,$$

а уравнение сохранения количества движения (уравнение Навье—Стокса) так:

$$\frac{\delta \vec{v}}{\delta t} = -(\vec{v} \nabla) \vec{v} + \nu \Delta \vec{v} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \vec{f}.$$

При расчете использовали уравнения Навье—Стокса, осредненные по Рейнольдсу [2], и дополнительно — дифференциальные уравнения моделирования турбулентности. При решении данной задачи применяли  $k-\omega$  SST-модель турбулентности. Использовали также структурированную призматическую расчетную сетку в пять слоев вблизи твердых стенок и неструктурированную многогранную — в ядре потока [3].

Для получения дискретных аналогов исходных непрерывных уравнений используют метод контрольного объема [4, 5]. Данная модель проточной части автоматически разбивается сеткогенератором на совокупность конечных элементов (рис. 2), для каждой из которых составляются дискретные аналоги непрерывных уравнений. Совокупность всех дискретных аналогов образует замкнутую систему алгебраических уравнений.

Для расчета гидравлических потерь выбраны поверхности входа и выхода каналов (рис. 3), вычислены средние значения полного напора, выраженного через давление.

**Результаты расчета.** С помощью полученных значений давления рассчитаем потери на трение в каналах для рабочей жидкости ОЖ-65:

$$h = \frac{p_1 - p_0}{\rho g},$$

где  $p_1$  — давление на выходе;  $p_0$  — давление на входе;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости.

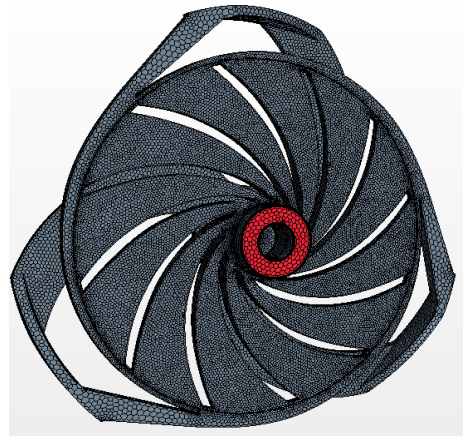


Рис. 2. 3D-модель проточной части насоса после построения расчетной сетки

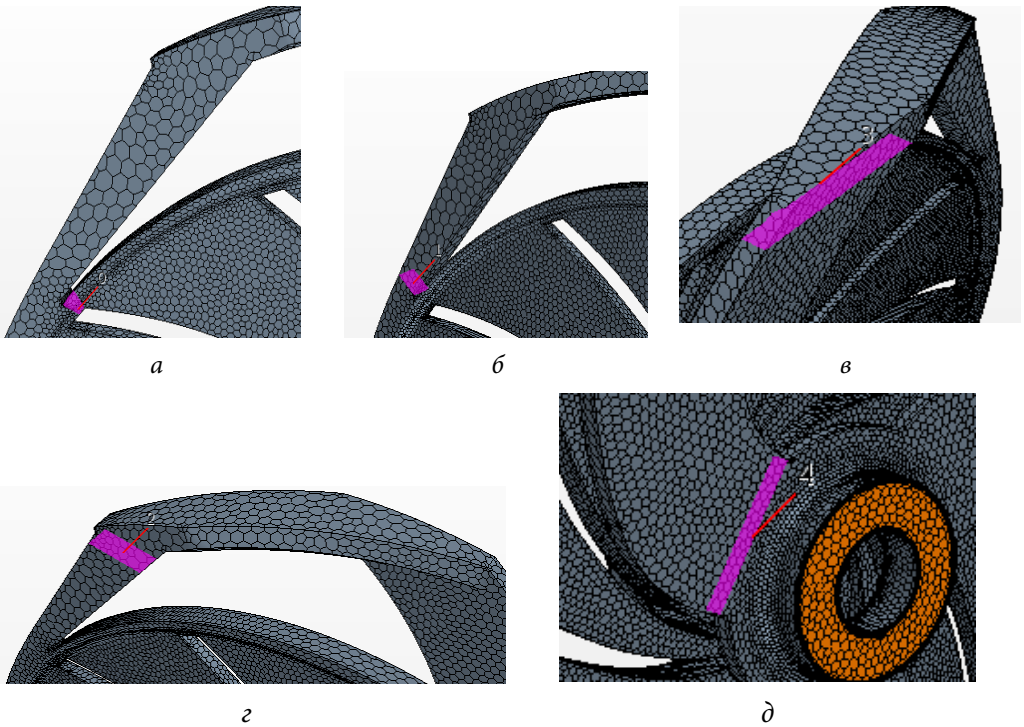


Рис. 3. Поверхности входа и выхода каналов:

*а* — начало спирального канала; *б* — начало диффузора; *в* — начало обратного канала;  
*г* — начало переходного канала; *д* — конец обратного канала

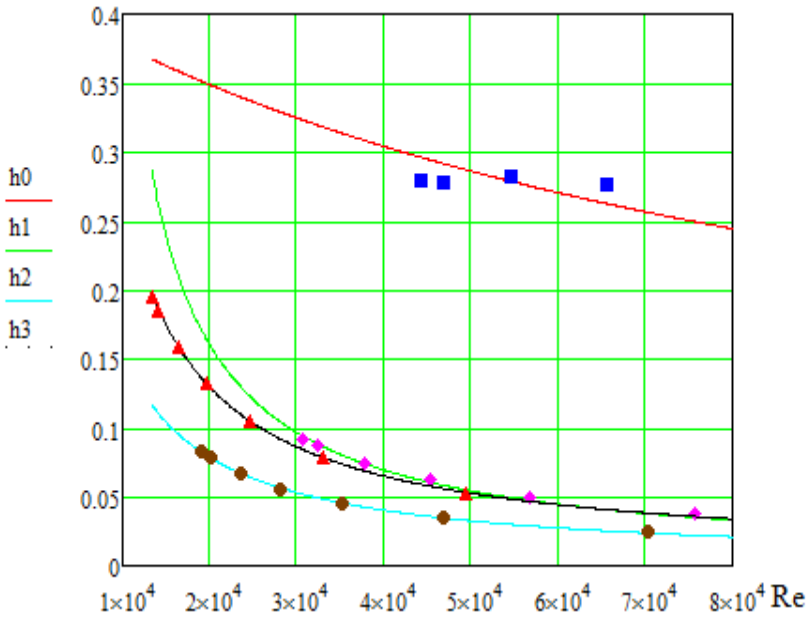
Дальнейшие расчеты производились при изменении кинематической вязкости  $\nu$  в диапазоне от 6 сСт до 370 сСт. На основании полученных данных построены графики зависимостей (рис. 4) приведенного коэффициента потерь  $\bar{h}$  от числа Рейнольдса  $Re$ , рассчитанного для каналов направляющего аппарата:

$$\bar{h} = \frac{h}{(nD_2)^2};$$

$$Re = \frac{VD}{\nu};$$

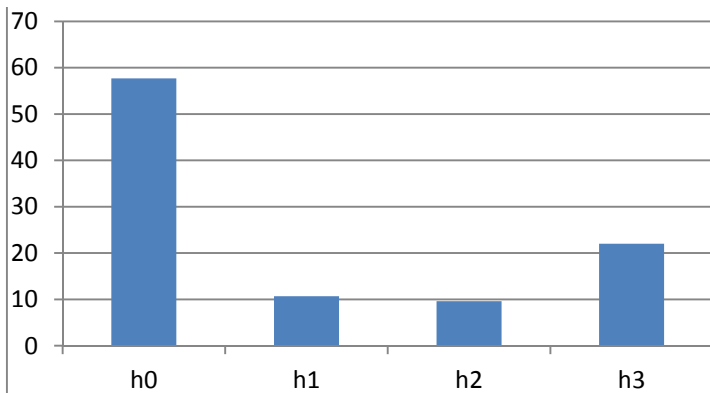
$$D = \frac{4S}{\Pi},$$

где  $S$  — площадь сечения канала;  $\Pi$  — периметр канала;  $V$  — скорость в канале.



**Рис. 4.** Зависимости потерь напора на трение (индекс 0 — спиральный канал; 1 — диффузор; 2 — переходной канал; 3 — обратный канал) от числа Рейнольдса  $Re$

В процентном соотношении гидродинамические потери в рабочем диапазоне вязкостей перекачиваемой жидкости представлены на рис. 5.



**Рис. 5.** Гистограмма распределения гидродинамических потерь напора на трение

Проанализировано также влияние вязкости на значение напора и КПД насоса. При постоянном расходе варьировалось значение кинематической вязкости и производился расчет полных давлений на входе и выходе из лопастного насоса. Эти данные необходимы для построения зависимостей коэффициента напора  $\bar{H}(\text{Re})$  и КПД  $\eta(\text{Re})$  насоса от лопастного числа Рейнольдса (рис. 6):

$$\text{Re} = \frac{\omega R_2^2}{\nu},$$

где  $R_2$  — радиус рабочего колеса на выходе;  $\omega$  — угловая скорость рабочего колеса;  $\nu$  — кинематическая вязкость рабочей жидкости.

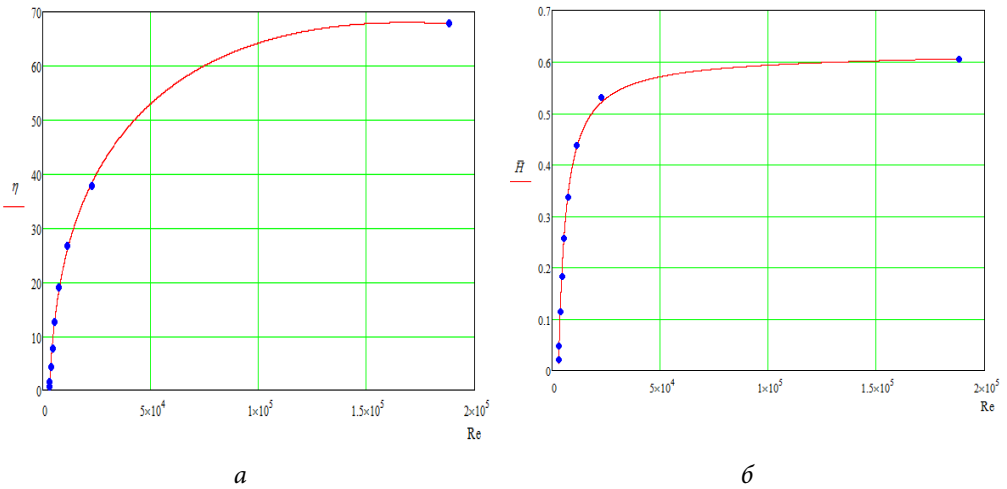


Рис. 6. Зависимости коэффициента напора (а) и КПД (б) от числа Рейнольдса Re

**Выводы.** Анализируя расчетные данные, полученные путем гидродинамического моделирования, можно утверждать, что наибольшие гидродинамические потери в тихоходном лопастном насосе наблюдаются в спиральной части прямого канала направляющего аппарата. Для уменьшения потерь необходимо расширить канал, что приведет к снижению скорости течения рабочей жидкости и суммарных потерь, однако при этом произойдет смещение оптимального расхода насоса. В результате, общий КПД при работе на маловязких жидкостях станет меньше, а эксплуатация насоса в широком интервале вязкостей рабочей жидкости станет энергетически эффективнее.

## Литература

- [1] Лойцянский Л.Г. *Механика жидкости и газа*. Москва, Дрофа, 2003. 840 с.
- [2] Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы*. Ленинград, Машиностроение, 1966. 364 с.
- [3] Петров А.И., Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2012, № 5, с. 52–62.

- [4] Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешов М.С. Исследование двухфазного течения в осе-центробежном колесе методами гидродинамического моделирования. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2014, № 9, с. 45–64.
- [5] Wilcox D.C. *Turbulence modeling for CFD*. 3rd ed. DCW industries, 2006. 515 p.

**Морозов Алексей Алексеевич** — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гиропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

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

## INVESTIGATING HYDRODYNAMIC LOSSES IN CENTRIFUGAL PUMPS WITH A LOW SUCTION SPECIFIC SPEED EMPLOYING HYDRODYNAMIC MODELLING METHODS

A.A. Morozov

lexa\_morozov\_12@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

---

### Abstract

*We studied the distribution of losses in the blading section of the pump and designed runners and diverters. We computed operating fluid flow parameters in a rotary vane pump with a low suction specific speed by means of hydrodynamic modelling. For this purpose we designed a 3D model of the blading section found in a pump with a low suction specific speed and computed the flow in it for a wide range of operating fluid viscosities*

### Keywords

*Hydraulic losses, low suction specific speed, blading section optimisation*

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

---

### References

- [1] Loytsyanskiy L.G. Mekhanika zhidkosti i gaza [Fluid mechanics]. Moscow, Drofa publ., 2003. 840 p.
- [2] Lomakin A.A. Tsentrobezhnye i osevye nasosy [Rotary and impeller pumps]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1966. 364 p.
- [3] Petrov A.I., Lomakin V.O. Numerical simulation of flow parts of pump models and verification of simulation results by comparison of obtained values with experimental data. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication of BMSTU], 2012, no. 5, pp. 52–62.
- [4] Lomakin V.O., Petrov A.I., Kuleshov M.S. Investigation of two-phase flow in axial-centrifugal impeller by hydrodynamic modeling methods. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication of BMSTU], 2014, no. 9, pp. 45–64.
- [5] Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD. 3rd ed. DCW industries, 2006. 515 p.

**Morozov A.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.