

Пути повышения энергоэффективности динамических насосов на основе современных компьютерных технологий

© А.И. Петров, В.О. Ломакин, С.Е. Семенов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Изложены разработанные на кафедре «Гидравлика, гидромашины и гидропнеумоавтоматика» (Э-10) МГТУ им. Н.Э. Баумана методы оптимизации проточных частей динамических насосов. Приведены результаты оптимизации на примере выполненных работ. Кратко описаны основные методы, используемые для повышения энергоэффективности и надежности гидромашин. Рассмотрены результаты верификации расчетных зависимостей путем сравнения с экспериментальными данными.

Ключевые слова: динамические насосы, оптимизация, верификация, вычислительная гидродинамика.

Динамические и лопастные насосы — вид оборудования, совершенствование которого является одной из наиболее приоритетных задач стратегии энергосбережения как в России, так и за рубежом. По некоторым оценкам, до 25 % всей производимой человечеством энергии расходуется на привод лопастных насосов, из чего следует наличие значительного резерва экономии энергии в данной области техники. При этом в стоимости жизненного цикла насосного оборудования составляющая стоимости потребленной насосом за весь срок службы электроэнергии может достигать 80 % и более. Таким образом, необходим поиск возможностей экономии энергии как непосредственно в конструкции насоса, так и в сфере его эксплуатации.

В настоящее время в сфере эксплуатации насосного оборудования имеются значительные положительные сдвиги, связанные с внедрением новых методов регулирования насосов (в том числе частотного регулирования), а также систем дистанционного контроля режимов работы и состояния насосного оборудования. Это позволяет снизить эксплуатационные расходы и повысить долю насосов, работающих в режимах, близких к оптимальным.

Не меньшие резервы повышения энергоэффективности и надежности заложены в конструкции насосов. Большинство выпускаемых в настоящее время насосов были разработаны более 30 лет назад и имеют относительно низкие КПД и ресурс работы. Тем не менее такие насосы

востребованы на рынке, так как у предприятий-изготовителей часто нет средств для существенной модернизации конструкций насосов. Потребители насосного оборудования вынуждены выбирать между дешевым, но неэнергоэффективным отечественным оборудованием и дорогим импортным, которое не всегда удачно интегрируется в существующие системы контроля и ремонта оборудования.

Однако на российском рынке насосного оборудования существуют и позитивные тенденции развития. В связи с увеличением стоимости электроэнергии и ужесточением требований к энергоэффективности производства потребителям оборудования необходимы более совершенные насосы; те отечественные производители, которые вкладывают средства в модернизацию производства и конструкций насосов, более успешно конкурируют на рынке насосного оборудования.

Одно из основных направлений в сфере модернизации конструкций насосов — совершенствование геометрии его проточной части. Поскольку от характера течения жидкости в проточной части насоса зависят как КПД насоса (его энергоэффективность), так и гидродинамические нагрузки на роторе гидромашины (ресурс работы насоса), значительные резервы совершенствования насосного оборудования заложены именно в оптимизации геометрии проточной части насоса.

Метод оптимизации геометрии проточных частей насосов. На кафедре «Гидравлика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» (Э-10) МГТУ им. Н.Э. Баумана в течение нескольких лет ведутся работы по модернизации и разработке геометрии проточных частей различных динамических насосов. В частности, были созданы линейки проточных частей нефтяных магистральных насосов типа НМ (шесть типоразмеров), грунтовых насосов большой мощности, струйных аппаратов различного назначения и др. Используемый метод оптимизации геометрии проточных частей насосов или разработки новых проточных частей включает в себя следующие этапы:

- параметризацию геометрии проточной части, позволяющую осуществлять автоматизированное построение как элементов проточной части (подводящее и отводящее устройства, рабочее колесо, предвключенный шнек и т. д.), так и проточной части в целом;

- оптимизацию проточной части, проводимую на основе численного моделирования течений в проточной части насоса; при этом критерии оптимизации и метод оптимизации выбираются в зависимости от постановки задачи;

- комплексное гидродинамическое моделирование течений в проточной части насоса и ее элементах, причем задача может решаться как в стационарной, так и в нестационарной постановке;

- экспериментальную верификацию, основанную на изготовлении макетов насосов с помощью 3D-принтера, снятии интегральных пара-

метров макетов (нормальных, кавитационных, балансовых), а также на использовании дифференциального метода с замером давлений в 50—60 характерных точках проточной части насоса.

Выбор изменяемых геометрических параметров проточной части насоса и метод построения его 3D-модели зависит от конкретной задачи. Так, для струйного насоса (рис. 1) значения параметров можно указать и изменять непосредственно при создании 3D-модели в используемой САД-системе (SolidWorks, CATIA и др.). Однако некоторые параметры (например, пропускная способность расчетного сечения отводящего устройства) не параметризуются в виде конкретных размеров, а сама форма проточной части автоматически не перестраивается в САД-системе при изменении этого параметра. Поэтому приходится применять специальные системы проектирования проточных систем гидромашин. На кафедре Э-10 используются как специализированное программное обеспечение (программный пакет CFturbo), так и расчетные программы собственной разработки.

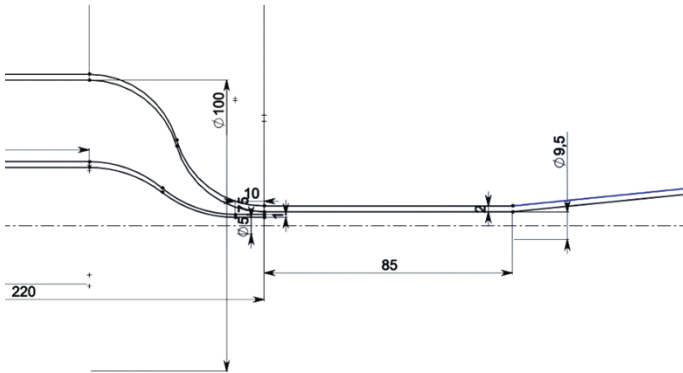


Рис. 1. Параметризация струйного насоса

Например, двухзавитковое спиральное отводящее устройство нефтяного магистрального насоса типа НМ имеет сложную форму и интегральные управляющие параметры, которые невозможно описать конкретным размером в 3D-модели. Отводящее устройство включает в себя следующие элементы с параметризуемой геометрией: спиральную часть; обводной канал; диффузор. Программный код, разработанный на кафедре Э-10, позволяет строить сечения каждого элемента на основе кривых Безье или B -сплайнов (рис. 2) [1]. Кривые Безье — параметрические полиномы, координаты $X(t)$ и $Y(t)$ точек которых вычисляются по следующему алгоритму:

$$X(t) = \sum_{i=0}^n P_{x_i} \frac{n!}{i!(n-i)!} t^i (1-t)^{n-i};$$

$$Y(t) = \sum_{i=0}^n P_{y_i} \frac{n!}{i!(n-i)!} t^i (1-t)^{n-i},$$

где n — порядок кривой (порядок кривой на единицу меньше числа полюсов); P_{x_i} и P_{y_i} — координаты i -го полюса; t — параметр, изменяющийся в диапазоне значений $0 \dots 1$.

Кривые Безье — частный случай B -сплайна

$$C(t) = \sum_{i=0}^n N_{ip}(t) P_i.$$

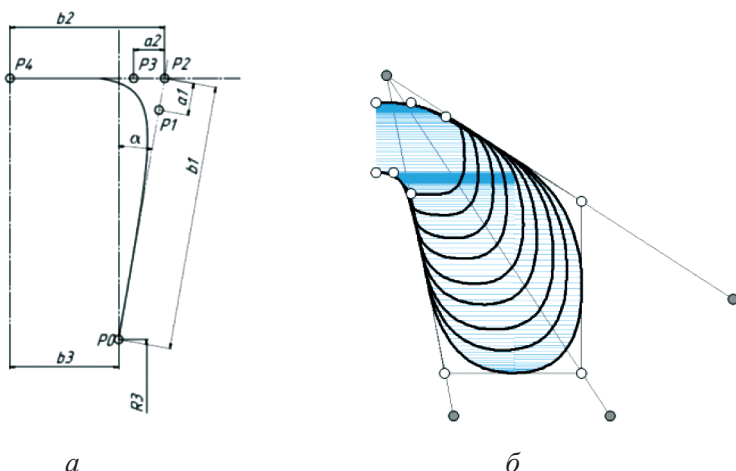


Рис. 2. Сечение спиральной части отводящего устройства насоса типа НМ, построенное с помощью кривых Безье (а), и сечение полуспирального подводящего устройства, построенное B -сплайном [2] (б)

Алгоритм поиска координат точек множества сечений отвода по значениям приблизительно 20 геометрических параметров реализован в виде кода программы на языке C++ (рис. 3, а). После построения сечения в виде набора точек оно записывается в файл и загружается в САД-системе как облако точек (рис. 3, б). Затем с помощью встроенных в САД-систему средств из облака точек формируется 3D-модель прочной части насоса.

Такой алгоритм построения позволяет создавать 3D-модели прочных частей гидромашин с различным набором значений геометри-

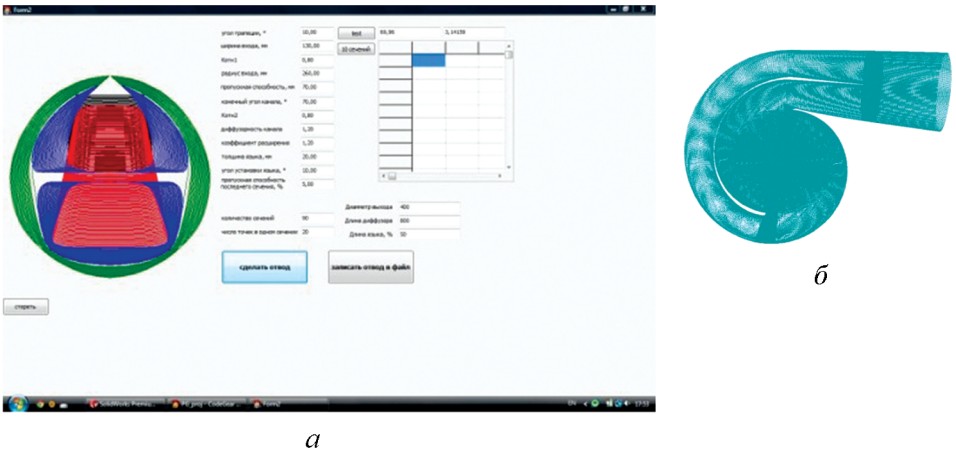


Рис. 3. Интерфейс программы расчета сечений отвода (*а*) и облако точек, загруженное в CAD-систему (*б*)

ческих параметров (впоследствии необходимых для оптимизации) в сжатые сроки (несколько десятков моделей в день), что существенно экономит затраты на квалифицированный труд.

Процесс оптимизации подразумевает выбор одного или нескольких критериев оптимизации и метода оптимизации. Критериями могут быть КПД насоса, гидродинамические нагрузки, кавитационные качества, скорость эрозии при перекачке абразивных сред и др. В качестве методов оптимизации можно использовать простой последовательный перебор различных вариантов проточных частей насоса без четко сформулированных критериев качества (на основании интуитивных умозаключений) путем качественного анализа результатов численного моделирования гидродинамических процессов; сложный генетический алгоритм оптимизации, требующий существенных затрат вычислительного времени; метод градиентного спуска; симплекс-метод; метод LP-т-поиска. На выбор конкретного метода также существенно влияют число критериев оптимизации и имеющиеся в распоряжении разработчика вычислительные мощности.

Следует отметить, что при однокритериальной оптимизации (например, в целях получения максимального КПД насоса) можно применять симплекс-метод или метод градиентного спуска.

В процессе проектирования отводящих устройств насосов типа НМ использовали два критерия: 1) увеличение КПД; 2) уменьшение радиальной гидродинамической нагрузки на ротор. В связи со сложностью составления целевой функции этих критериев применяли метод LP-т-поиска, суть которого заключается в следующем [3].

1. Выбор числа пробных точек N ; в этой работе, исходя из времени расчета течения в проточной части отводящего устройства, было реше-

но осуществлять выборку по 20 точкам в пространстве варьируемых параметров.

2. Вычисление параметра

$$m = 1 + \frac{\ln i}{\ln 2}, i = 0, \dots, N - 1.$$

3. Расчет значений точки для значений $j = 0, \dots, M - 1$ (M — число варьируемых параметров)

$$q_{ij} = \sum_{k=1}^m \frac{0,5 \sum_{z=k}^m ((2i2^{-z})2r_j^{(z)}2^{k-1-z})}{2^{1-k}},$$

где r_{jk} — значение, взятое из соответствующей матрицы, приведенной в работе [4].

Полученные параметры нормированы и принимают значения $0 \dots 1$. Чтобы рассчитать параметры уже в заданном диапазоне значений, необходимо вычислить их по формуле $X_{ij} = X_{\min} + (X_{\max} - X_{\min})q_{ij}$.

После построения 3D-моделей проточных частей, соответствующих пробным точкам со сгенерированным набором параметров, проводится численное моделирование в программном пакете STAR-CCM+. В полученном множестве решений отыскивается наиболее приемлемое решение.

В результате оптимизации параметров отводящих устройств насосов типа НМ удалось снизить потери энергии (указаны потери в спиральном отводе) и максимальную радиальную нагрузку на ротор [4].

Результаты оптимизации параметров отводящих устройств насосов типа НМ

	Потери напора Н, м	Радиальная нагрузка на роторе P_r , Н
НМ 10 000		
прототип	13,1	8 643
оптимизированный ...	8,74	310
НМ 7 000		
прототип	7,75	926
оптимизированный ...	5,6	526
НМ 3 600		
прототип	15,34	2 345
оптимизированный ...	10,24	59,5

При необходимости параметризации геометрии рабочих колес насосов можно использовать специализированный программный пакет CFturbo, позволяющий строить 3D-модель рабочего колеса с большим числом изменяемых параметров (рис. 4).

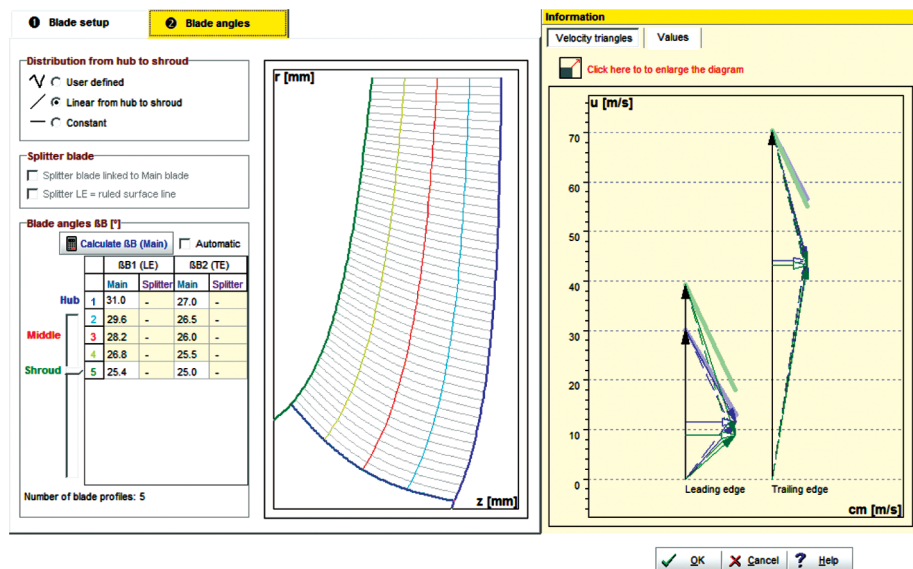


Рис. 4. Параметризация геометрии рабочего колеса в программном пакете CFturbo

Рассмотрим примеры построения моделей рабочего колеса грунтового насоса и результаты оптимизации геометрии колеса по углу охвата лопасти и углам установки лопастей в условиях жестких ограничений на габаритные размеры рабочего колеса (рис. 5).

В результате изменения угла охвата лопасти и углов установки лопасти гидравлический КПД грунтового насоса мощностью 1 250 кВт удалось увеличить с 74 до 79 %.

Оптимизация элементов проточных частей насосов происходит с использованием гидродинамического моделирования в программном пакете STAR-CCM+ с последующей верификацией результатов расчета на натурных или модельных испытаниях.

При численном моделировании используется метод контрольного объема, суть которого заключается в следующем [5]. Расчетная область разбивается на множество мелких ячеек, размеры которых колеблются в диапазоне значений 0,5...10 мм в зависимости от решаемой задачи и геометрического расположения в проточной части (например, внутри рабочего колеса расчетные ячейки измельчаются). Каждая ячейка представляет собой замкнутую область течения жидкости или газа (рис. 6), для которой осуществляется поиск полей макроскопических величин (например, скорости, давления), описывающих состояние среды во времени и удовлетворяющих определенным, сформулированным математически законам. Наиболее используемыми являются законы сохранения, записанные в эйлеровых переменных.

Для любой величины ϕ в каждой точке $O(x, y, z, t)$ пространства, окруженной некоторым замкнутым конечным объемом, в момент вре-

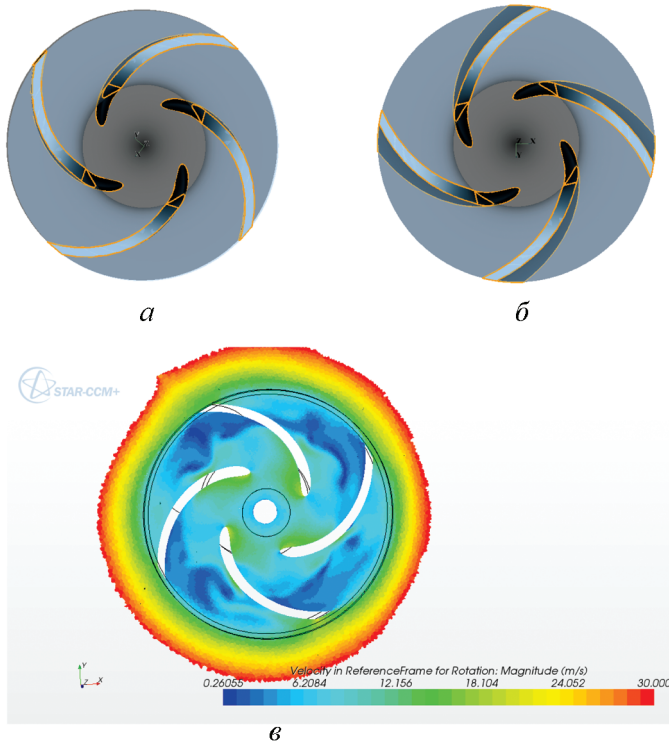
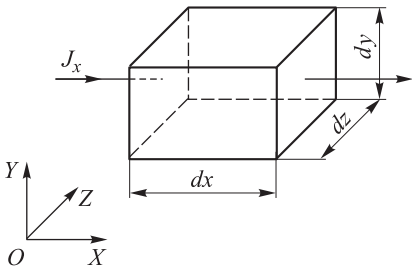


Рис. 5. Исходное рабочее колесо (а), рабочее колесо с измененными углами установки лопасти на входе (б) и результат гидродинамического моделирования (в)

мени t существует следующая зависимость: общее количество величины φ в объеме может изменяться за счет

- транспорта количества этой величины через поверхность, ограничивающую контрольный объем — поток;
- генерации (уничтожение) некоторого количества величины φ внутри контрольного объема — источники (стоки).

Математически это описывается следующим образом:



$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \nabla(\rho U\varphi) - \nabla(D_\varphi\varphi) = S_\varphi,$$

Рис. 6. Ячейка, представляющая собой замкнутую область течения жидкости или газа

где $\partial(\rho\varphi) / \partial t$ — изменение некоторой физической величины φ ; $\nabla(\rho U\varphi)$ — конвективное слагаемое в абстрактном законе сохранения физической величины φ ; $\nabla(D_\varphi\varphi)$ — диффузное слагаемое в абстрактном законе сохранения фи-

зической величины φ ; S_φ — источниковое слагаемое в абстрактном законе сохранения физической величины φ .

В случае расчета течения несжимаемой жидкости внутри насоса для каждой расчетной ячейки записываются следующие законы сохранения величин.

Уравнение неразрывности для несжимаемой жидкости

$$\operatorname{div} \vec{V} = \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial z} = 0,$$

где $\bar{V}_x, \bar{V}_y, \bar{V}_z$ — проекции вектора скорости на координатные оси [6]. Здесь и далее горизонтальная черта над величиной означает операцию усреднения величины по времени.

Уравнения сохранения количества движения, усредненные по времени (уравнение Навье — Стокса, усредненное по Рейнольдсу) [6],

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial t} + \rho \bar{V}_x \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial x} + \rho \bar{V}_y \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial y} + \rho \bar{V}_z \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial z} = \rho f_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial x} - \rho \overline{V'_x V'_x} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial y} + \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial x} \right) - \rho \overline{V'_x V'_y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial z} + \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial x} \right) - \rho \overline{V'_x V'_z} \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial t} + \rho \bar{V}_x \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial x} + \rho \bar{V}_y \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial y} + \rho \bar{V}_z \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial z} = \rho f_y - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial y} - \rho \overline{V'_y V'_y} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{V}_y}{\partial x} + \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial y} \right) - \rho \overline{V'_y V'_x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{V}_y}{\partial z} + \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial y} \right) - \rho \overline{V'_y V'_z} \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial t} + \rho \bar{V}_x \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial x} + \rho \bar{V}_y \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial y} + \rho \bar{V}_z \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial z} = \rho f_z - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + 2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial z} - \rho \overline{V'_z V'_z} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial x} + \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial z} \right) - \rho \overline{V'_z V'_x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial y} + \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial z} \right) - \rho \overline{V'_z V'_y} \right], \end{aligned}$$

где ρ — плотность жидкости ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$); μ — динамический коэффициент вязкости жидкости ($\mu = 0,001 \text{ Па}\cdot\text{с}$).

Члены вида $\rho \overline{V'_i V'_j}$ называются рейнольдсовыми напряжениями. Они появляются в уравнениях в результате формальной процедуры усред-

нения и делают систему уравнений незамкнутой. В результате возникает необходимость вводить дополнительные допущения и взаимосвязи в исходную систему уравнений.

Одним из основных допущений является принятие гипотезы Бусинеска

$$-\rho U_i U_j = 2\mu_t \left(\frac{1}{2} \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \frac{1}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}.$$

Совокупность новых взаимосвязей и допущений образует модель турбулентности. В этой работе использовалась k - ω -SST-модель турбулентности, которая сочетает в себе преимущества k - ω - и k - ε -модели. Для пристенной области применена k - ω -модель, а для ядра потока — k - ε -модель.

Модель дополняется двумя уравнениями переноса кинетической энергии турбулентности и относительной скорости диссипации этой энергии [7]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= P_k - \beta k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_\tau) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_\tau) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ &+ 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, \end{aligned}$$

где v_τ — коэффициент турбулентной вязкости, $v_\tau = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)}$.

Для численного моделирования используется структурированная призматическая расчетная сетка из пяти слоев вблизи твердых стенок и неструктурированная многогранная в ядре потока (рис. 7). В результате расчета можно получить поля распределения скоростей (рис. 8, а) и давления (рис. 8, б) в проточной части гидравлических машин, а также их рабочие характеристики.

Верификация данных, полученных при математическом моделировании проточных частей насосов, проводится на уменьшенных моделях гидромашин или на натуральных образцах. На кафедре Э-10 выполняют следующие виды испытаний динамических насосов (рис. 9):

1) получение нормальных характеристик модельных насосов, а также значений интегральных параметров (напор и момент на валу насоса)

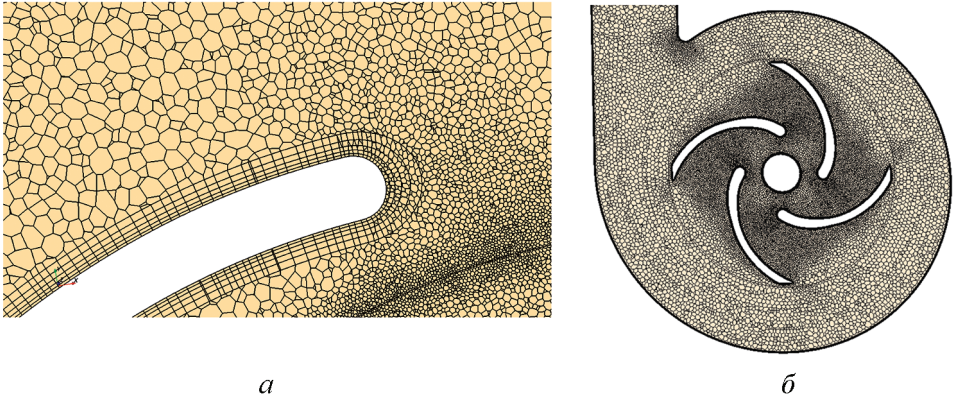


Рис. 7. Расчетная сетка вблизи твердой стенки (а) и сетка, полученная в программном пакете STAR-CCM+ (б)

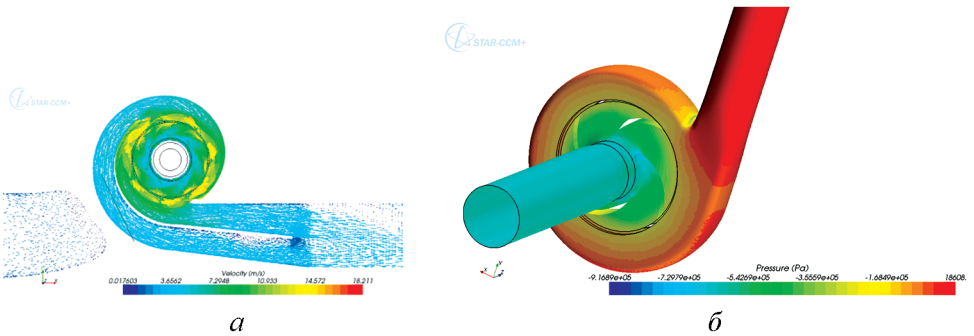


Рис. 8. Распределения скорости в сечении насоса типа НМ (а) и давления на границах проточной части насоса (б)

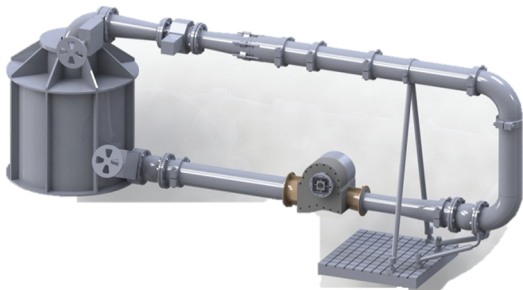


Рис. 9. Общий вид испытательного стенда

для сравнения их со значениями, найденными численным моделированием;

2) замеры давления в максимально большом числе точек проточной части насоса для сопоставления экспериментального распределения давления с расчетным распределением давления;

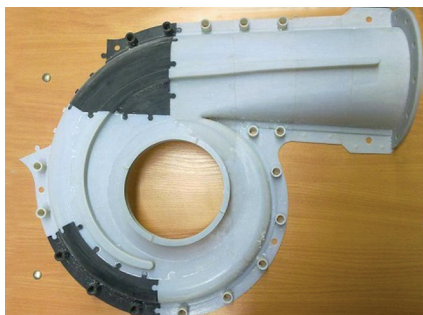


Рис. 10. Оболочечная форма модели насоса в процессе сборки

3) балансовые испытания моделей насосов в целях выделения основных составляющих КПД насоса для уточнения экспериментальных данных.

Для сокращения времени изготовления моделей и снижения массы конструкции вместо металлических литых деталей проточной части используются оболочечные модели (рис. 10), выполненные на 3D-принтере, с внешним их усилением для восприятия

сил от давления жидкости. При этом рабочее колесо изготавливается в виде полнообъемной модели или отливается из металла. Это позволяет создавать модели корпуса и рабочего колеса насоса непосредственно по 3D-моделям проточной части, полученным с помощью программ твердотельного моделирования, не тратя время на изготовление литейной оснастки и последующую обработку отливок, а также относительно легкие конструкции моделей, удобные при сборке.

Отверстия для замера давления выполняются в стенках корпуса в процессе его изготовления на 3D-принтере. Давление измеряется в разных точках проточной части насоса с помощью пластиковых трубок, одни концы которых подключены к имеющимся отверстиям для замера давления в различных точках корпуса макета насоса, другие — подсоединены к блоку датчиков.

Созданная система сбора информации позволяет измерять давления в 60 точках одновременно (интервал между замерами 2,5 мкс) с высокой частотой (до 20...100 кГц), что дает возможность регистрировать и пульсационные составляющие давления в различных точках.

Зависимости напора и момента от подачи приведены на рис. 11. Вблизи номинального режима работы насоса погрешность определения напора насоса и момента на валу насоса составляет 1...2 % [8], погрешность расчета давления в проточной части насоса составляет 2...4 %.

Выводы. В настоящее время на кафедре Э-10 создан метод комплексного расчета и оптимизации проточных частей динамических насосов, позволяющий рассчитывать параметры центробежных насосов, струйных аппаратов, предвключенных осевых колес и др. Метод разработан с использованием наиболее современных программных пакетов и дает возможность решать широкий спектр задач по проектированию и модернизации динамических насосов. Разработан метод изготовления макетов насосов с использованием 3D-принтера, позволяющий изготавливать и испытывать проточные части насосов, точно соответствующие по своей геометрии рассчитанным, причем сроки испытаний зна-

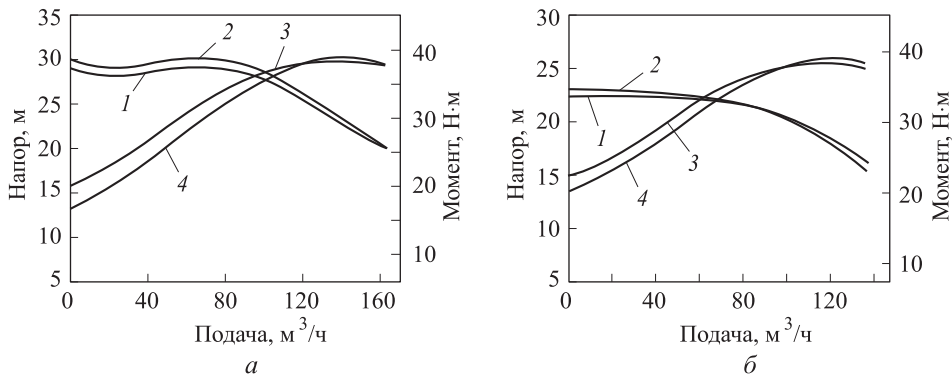


Рис. 11. Зависимости напора насоса (1, 2) и момента на валу насоса (3, 4) от подачи, полученные экспериментально (1, 3) и численным моделированием (2, 4)

чительно сокращаются по сравнению с традиционными методами изготовления опытных образцов и макетов.

Результаты расчетов с помощью такого метода неоднократно подтверждены экспериментально в процессе испытаний макетов и опытных образцов насосов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ломакин В.О., Щербачев П.В., Тарасов О.И., Покровский П.А., Семенов С.Е., Петров А.И. *Создание параметризованных 3D-моделей проточной части центробежных насосов*. Электронное научно-техническое издание «Наука и образование», 2012, № 4. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/354657.html> (дата обращения 20.05.2013).
- [2] Ломакин В.О., Петров А.И., Щербачев П.В. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости жидкости на входе в рабочее колесо. *Известия вузов. Сер. Машиностроение, спец. выпуск «Работы студентов и молодых ученых МГТУ им. Н.Э. Баумана»*, 2012, с. 3—5.
- [3] Соболев И.М. *Численные методы Монте-Карло*. Москва, Наука, 1973, 311 с.
- [4] Ломакин В.О., Артемов А.В., Петров А.И. *Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса НМ 10000-210 на его характеристики*. Электронное научно-техническое издание «Наука и образование», 2012, №8. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/445666.html> doi: 10.7463/0812.0445666 (дата обращения 25.04.2013).
- [5] Патанкар С. *Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости*. Москва, Энергоатомиздат, 1984, 124 с.
- [6] Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. *Вычислительная гидромеханика и теплообмен*. Т. 1. Москва, Мир, 1990. 384 с.
- [7] Белов И.А., Исаев С.А. *Моделирование турбулентных течений*. Санкт-Петербург: Балтийский государственный технический университет «Военмех», 2001, 109 с.
- [8] Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200. *Известия вузов. Сер. Машиностроение, спец.*

выпуск «Работы студентов и молодых ученых МГТУ им. Н.Э. Баумана», 2012, с. 6—9.

Статья поступила в редакцию 08.06.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Петров А.И., Ломакин В.О., Семенов С.Е. Пути повышения энергоэффективности динамических насосов на основе современных компьютерных технологий. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 4. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hydro/689.html>

Петров Алексей Игоревич родился в 1973 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1996 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 37 научных работ, в том числе трех учебно-методических в области гидродинамики. e-mail: alex_i_petrov@mail.ru

Ломакин Владимир Олегович родился в 1985 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2009 г. Канд. техн. наук, ассистент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика». Автор 10 научных трудов в области гидромашин, вычислительной гидродинамики. e-mail: lomakin_vladimir@list.ru

Семенов Станислав Евгеньевич родился в 1966 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1989 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 50 научных работ в области гидравлики и гидродинамики. e-mail: ale10@rambler.ru