

УДК 621.671.22

**ИССЛЕДОВАНИЕ ОТЛИЧНЫХ ОТ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ
СТРУЙНЫХ НАСОСОВ МЕТОДАМИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Артемов А.В., аспирант

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

Чабурко П.С., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

*Научные руководители: Петров А.И., к.т.н.,
доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

*Ломакин В.О., к.т.н.,
ассистент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»
ale10@ramler.ru*

Введение

Струйные насосы (аппараты) применяются в самых разных областях техники. Их преимуществами являются отсутствие движущихся частей и уплотнений вращающихся валов, относительная стойкость к кавитационному и абразивному износу, простота конструкции, а недостатками – низкий (по сравнению с большинством динамических насосов) КПД и необходимость наличия для работы источника гидравлической энергии (как правило, центробежного насоса). Они могут использоваться как в качестве насосов, так и для создания вакуума (эжекторы) или смешивания различных жидкостей и газов (например, аэраторы).

Расчет струйных насосов (для стационарных режимов работы) на основе обобщения их экспериментальных характеристик в целом достаточно изучен и приводится в ряде источников [2, 3, 4, 5]. Полученные в ходе расчета результаты имеют хорошую сходимость с экспериментом для оптимальных режимов работы насосов. Однако в случае необходимости расчета нестационарных режимов работы струйных насосов [5], работы насосов на многофазных средах [6] или в режимах, существенно отличающихся от оптимальных, приходится в значительной мере опираться на экспериментальные методы исследования, что удорожает процесс проектирования и увеличивает его длительность.

<http://sntbul.bmstu.ru/doc/649567.html>

Применение современных методов компьютерного моделирования течений с использованием таких программных пакетов как STAR CCM+ [7] или ANSYS CFX позволяет существенно снизить сроки и стоимость проектирования струйных насосов (аппаратов), а также более точно определить геометрию проточной части, соответствующую требуемой рабочей точке. Ранее данные методы были освоены в МГТУ для проектирования лопастных насосов [1], поэтому их использование для оптимизации струйных аппаратов также представляется оправданным.

На кафедре Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана была выполнена работа по расчету двух струйных насосов, предназначенных для использования на АЭС. Сложность проектирования заключалась в том, что оба насоса должны были, согласно техническому заданию, работать в режимах, отличных от оптимальных и в области безразмерной характеристики (зависимости безразмерного напора от коэффициента эжекции), в целом нехарактерной для насосов такого типа. На рисунке 1 показаны требуемые рабочие точки насосов на сводной безразмерной характеристике струйных насосов [4].

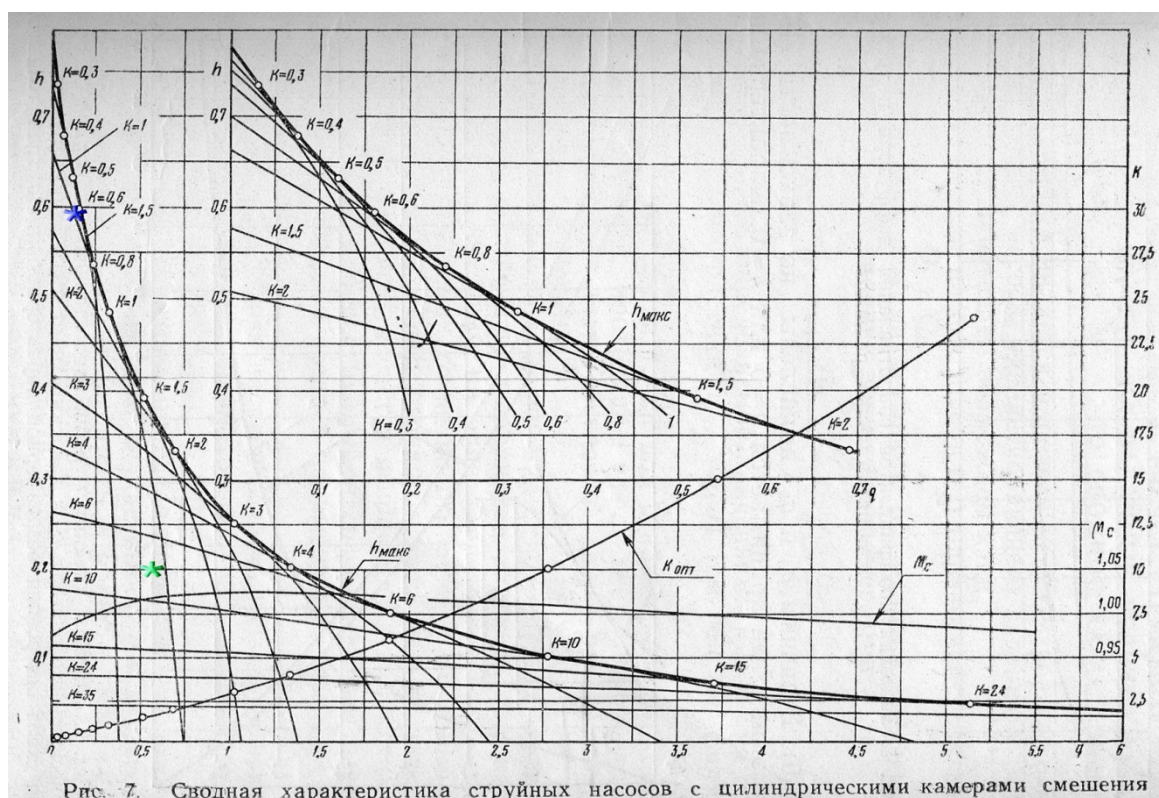


Рис. 1. Сводная безразмерная характеристика струйных насосов

Предварительные расчеты показали, что для насоса № 1 (режим работы показан на рисунке 1 синей точкой) площадь сечения пассивного потока существенно (более чем на порядок) меньше площади сечения активного потока, что для струйных насосов в целом нехарактерно. Насос №2 (зеленая точка) должен работать в режиме, сильно отличающемся от оптимального, и также имеет очень малое сечение пассивного потока,

причем с учетом небольших (до 2,5 м³/час) подач жидкости кольцевой зазор в этом сечении не превышает 2 мм.

Возникло опасение, что расчет по эмпирическим методикам при столь существенном отклонении режимов работы от оптимальных и малых размеров сечений может привести к значительным погрешностям при определении рабочей точки насосов. Поэтому было решено провести оптимизацию проточной части двух струйных насосов на основе параметризации их проточной части и численного гидродинамического моделирования в программном пакете STAR CCM+.

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

- 1) Уравнение неразрывности для несжимаемой жидкости.

$$\text{div}(\vec{v}) - \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial z} = 0$$

где V_x, V_y, V_z – проекции вектора скорости на координатные оси. Горизонтальная черта здесь и далее означает операцию осреднения величины по времени.

- 2) Уравнение сохранения количества движения осредненные по времени (уравнение Навье-Стокса осредненное по Рейнольдсу):

$$\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 \cdot \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial x} - \rho \overline{V'_x V'_x} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \cdot \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 \cdot \left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial z} + \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial x} \right) - \rho \overline{V'_x V'_z} \right) \\ \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 \cdot \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial y} - \rho \overline{V'_y V'_y} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \cdot \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 \cdot \left(\frac{\partial \bar{V}_y}{\partial z} + \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial y} \right) - \rho \overline{V'_y V'_z} \right) \\ \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 \cdot \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial z} - \rho \overline{V'_z V'_z} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \cdot \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 \cdot \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 (при расчетах принималась $\rho=1000$ кг/м³),

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости (при расчетах принималось $\mu=0,001$ Па·с).

Члены вида $\overline{\rho V_i' V_j'}$ называются Рейнольдсовыми напряжениями. Они появляются в уравнениях в результате формальной процедуры осреднения, как следствие система уравнений становится незамкнутой. В результате возникает необходимость вводить дополнительные допущения и взаимосвязи в исходную систему уравнений.

Одним из основных допущений является принятие гипотезы Буссинекса

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

Совокупность новых взаимосвязей и допущений образует модель турбулентности. В данной работе использовалась k- ω SST модель турбулентности. Данная модель сочетает в себе преимущества как k- ω , так и k- ϵ модели. В пристенной области используется k- ω модель, а в ядре потока k- ϵ модель.

В используемую модель дополнительно включаются два уравнения: уравнение переноса кинетической энергии турбулентности и уравнение относительной скорости диссипации этой энергии:

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

Параметризация проточной части струйных насосов в целом намного проще, чем у насосов лопастных, вследствие меньшего числа геометрических параметров, которые необходимо варьировать. В процессе параметризации часть размеров (в частности, размеры входных патрубков и диффузора) не менялись, т.к. они мало влияют на процесс

Молодежный научно-технический вестник ФС77-51038

смещения и параметры насоса. Диффузор был выбран с оптимальным углом раскрытия. На рисунке 2 показан пример 3D модели параметризованной проточной части струйного насоса.

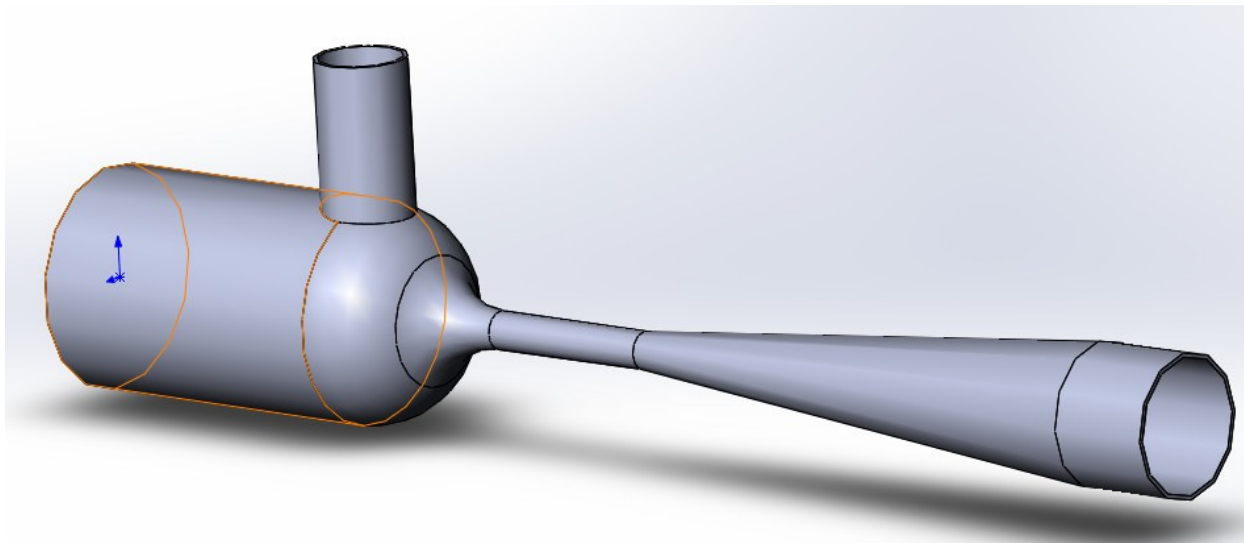


Рис. 2. Параметризованная 3D модель проточной часть струйного насоса

На основе параметризованной модели проточной части была разработана матрица пробных точек для построения моделей течения в насосе. Всего для каждого насоса было рассчитано до 20 вариантов геометрии проточной части. На рисунке 3 показана расчетная сетка для одного из рассчитанных вариантов. Особенностью построения расчетной сетки является сгущение ячеек в области сопла и кольцевого зазора. Общее количество расчетных ячеек около 2 миллионов. В ядре потока ячейки имеют многогранную форму, у твердых стенок – призматическую.

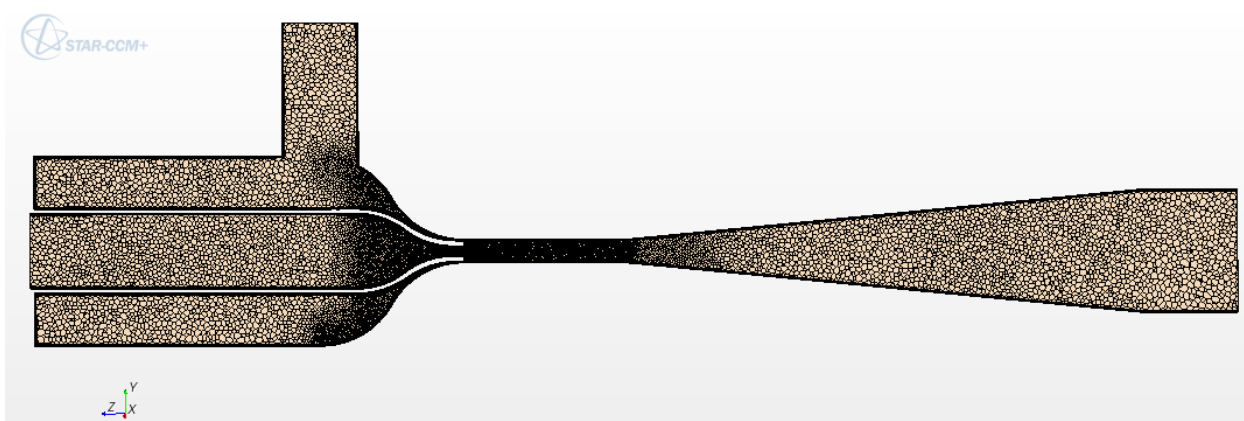


Рис. 3. Пример построения расчетной сетки для струйного насоса

В качестве граничных условий при расчете течения в насосе было решено задавать скорости потока на обоих входах (активного и пассивного потока) и давление на выходе насоса. При данном способе задания граничных условий расчетными величинами являются перепады давления между выходом насоса и обеими входами.

Основным критерием при оптимизации являлось точное «попадание» режима работы насоса в заданную точку, а ограничения – отсутствие в насосе кавитации (с учетом малого давления пассивного потока на входе в насос кавитация в ряде случаев обнаруживалась при расчете) и минимально возможные потери энергии в насосе. На рисунке 4 показано распределение давлений в исходном варианте проточной части насоса №2, а на рисунке 5 – распределение скоростей в том же насосе.

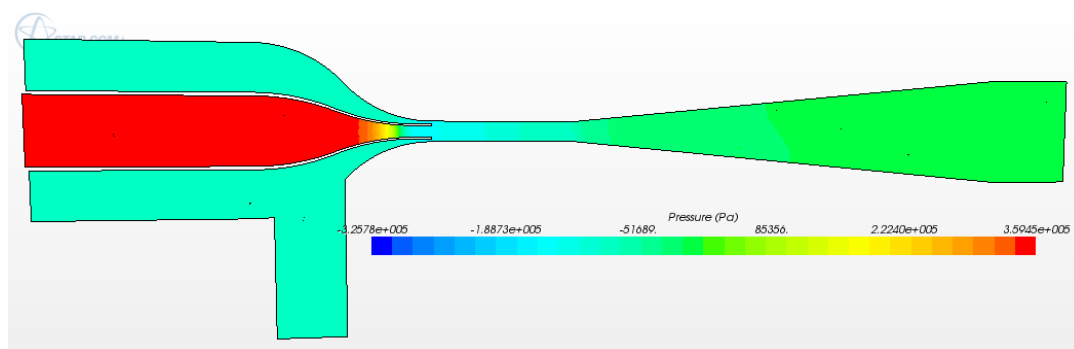


Рис. 4. Распределение давлений в проточной части насоса №2

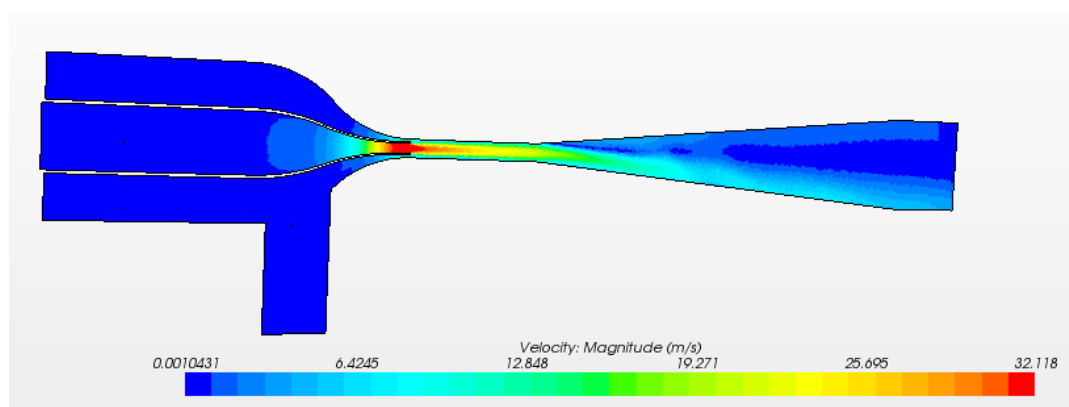


Рис. 5. Распределение скоростей в проточной части насоса №2

Результатом расчетов явилось получение оптимальных (по критерию соответствия требуемым параметрам насоса) проточных частей двух насосов с приемлемыми кавитационными характеристиками и максимально возможными величинами КПД. На рисунке 6 приведена геометрия проточной части оптимизированного насоса №2 и распределение давлений в нем, а на рисунке 7 – распределение скоростей.

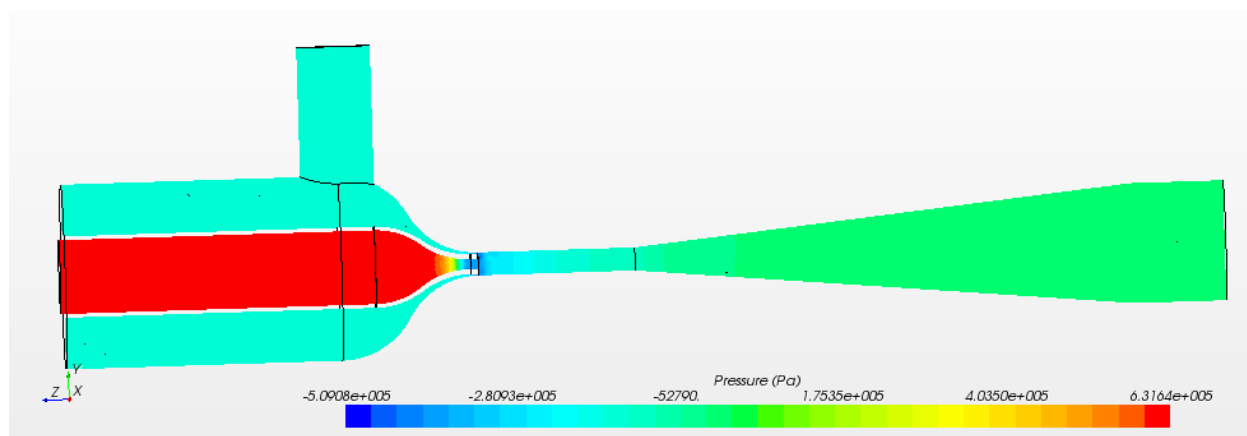


Рис. 6. Распределение давлений в оптимизированной проточной части насоса №2

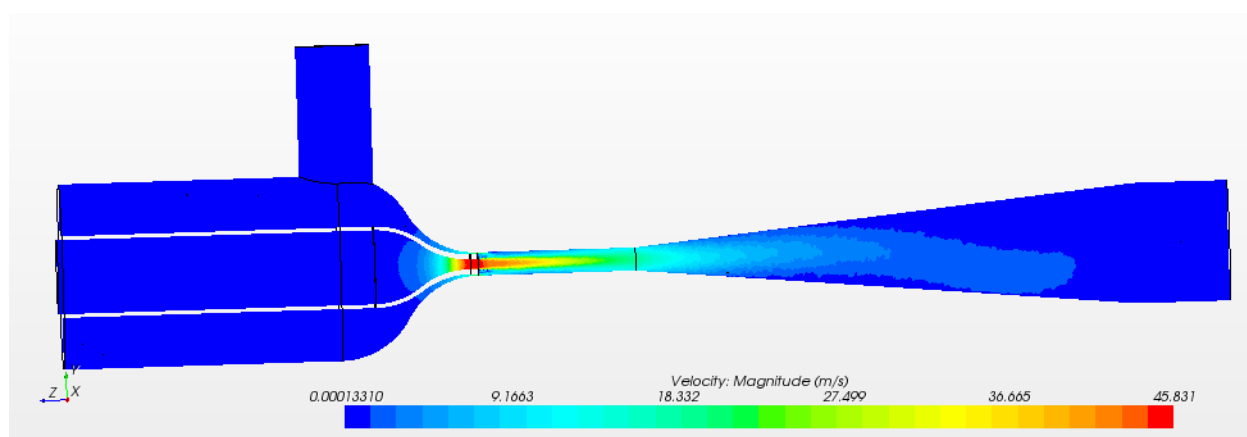


Рис. 7. Распределение скоростей в оптимизированной проточной части насоса №2

В настоящее время разработанные чертежи струйных насосов переданы предприятию-изготовителю, после их изготовления и проведения испытаний можно будет провести верификацию примененного метода гидродинамического моделирования течения в струйных насосах. Параллельно на кафедре проводятся работы по расчету многофазных потоков жидкости в струйных аппаратах, что позволит более точно определить кавитационные характеристики полученных струйных насосов.

Список литературы

1. Ломакин В.О., Щербачев П.В., Тарасов О.И., Покровский П.А., Семёнов С.Е., Петров А.И. Создание параметризованных 3D-моделей проточной части центробежных насосов // Наука и образование. 2012.
2. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. -Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1988. -256 с.

3. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Расчет оптимального струйного насоса для работы на разнородных и однородных жидкостях //Труды ВНИИГидромаша, 1963, вып. XXXIII, С. 114-129.
4. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Расчет струйных насосов и установок //Труды ВНИИГидромаша, 1968, вып. XXXVIII, С. 44-96.
5. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. -3-е изд. перераб. -М.: Энергоатомиздат, 1989. - 352 с.
6. Спиридонов Е.К. Конструкции жидкостно-газовых струйных насосов. Состояние и перспективы // Вестник ЮУрГУ, 2005, №41, С. 94-104.
7. STAR CCM 6.0 User Guide.