

**СЕКЦИЯ 17. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ ТРАНСПОРТИРОВКИ
И ХРАНЕНИЯ НЕФТИ И ГАЗА. ПОДСЕКЦИЯ 1. МЕТОДЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТРАНСПОРТА И ХРАНЕНИЯ
УГЛЕВОДОРОДНОГО СЫРЬЯ**

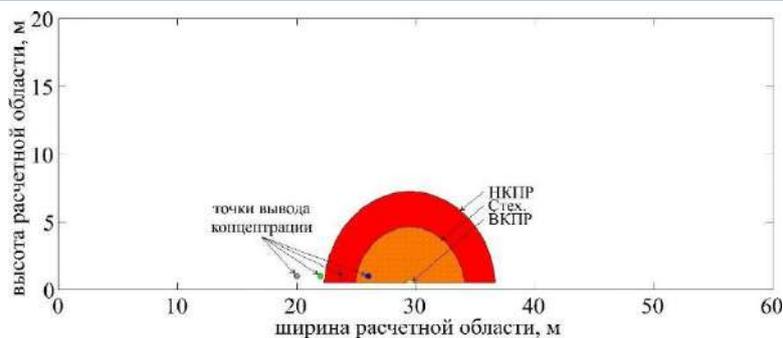


Рис.2 Сечение изоконцентраций спустя 2600 с.

Методика расчёта концентраций, представленная в данной работе, позволяет оценить поля равной концентрации метана после выброса. В ходе работы были получены сечения облака для наглядного отображения. Начальная концентрация и точки её замера изображены на рисунке 2. Рассмотрены теоретические основы диффузионных процессов. Установлены возможности практического применения законов диффузии к процессам массопереноса метана в атмосфере из зон повышенного давления. Создана геометрия производственного объекта на базе, которого ведётся моделирование. Методика решения диффузионных задач в одномерной, двумерной и трёхмерной постановке позволяет оценить не только особенности распространения примеси, изменения концентраций по пространству, но и актуальные вопросы в промышленной безопасности. [1-6].

Литература

1. Абрамович, Г.Н. Теория турбулентных струй [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.: ЭКОЛИТ, 2011. – 720с.
2. Винниченко, Н.К. и др. Турбулентность в свободной атмосфере [Текст] / Н. – Ленинград: Гидрометеоиздат, 1976. – 288с.
3. Загуменников Р. А. Параметры формирования взрывоопасных метано-воздушных смесей в производственных помещениях – диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва – 2016.
4. Кафаров, В.В. Математическое моделирование основных процессов химических производств [Текст] / В.В. Кафаров, М.Б. Глебов. – М.: Высш. шк., 1991. – 400с.
5. Юдин, М.И. Вопросы теории турбулентности и структуры ветра в свободной атмосфере с приложением к задаче о колебаниях самолёта [Текст]: дис. доктор физ.-мат. наук: 05.22.14 / Юдин М.И. – Ленинград, 1946. – 137с.
6. Glastone S., Textbook of Physical Chemistry, D. Van Nostrand Company, New-York-London

**ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ И УГЛА УСТАНОВКИ ДИФFUЗОРА НА КОЛЕБАНИЯ
ДАВЛЕНИЯ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ**

А.А. Кегелик

Научный руководитель профессор С.Н. Харламов

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Цель. В работе дан анализ по данным эксперимента [4] деталей математического моделирования больших вихрей на центробежном насосе, чтобы исследовать влияние на флуктуации давления во вращающихся и стационарных каналах как в зависимости от скорости потока, так и ориентации лопатки диффузора.

Введение. Колебания давления в насосах являются серьезной проблемой, особенно в нестандартных условиях труда, из-за структурного напряжения, которое они производят на насос и другие элементы системы, где насос работает, вызывая также вибрации, шум и усталость. Многие экспериментальные исследования [2,3,5] были посвящены нестационарным сигналам давления, генерируемым в центробежных и смешанных насосах, в результате которых предлагались дизайнерские решения, направленные на уменьшение неустойчивых особенностей поля давления.

На рисунке 1[4] представлена схема моделируемого в эксперименте [4] центробежного насоса: меридиан отсечки всасывающей трубы (А); шесть лопастей рабочего колеса (В); концентратор (С); срез меридиана кожуха рабочего колеса (D); семь лопастей диффузора (Е); стенка диффузора со стороны ступицы (F); завиток и корпус на стороне ступицы (G). Также показаны места притока и оттока:

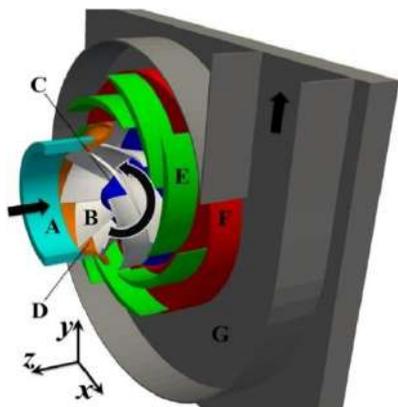


Рис.1 Схема центробежного насоса [4]

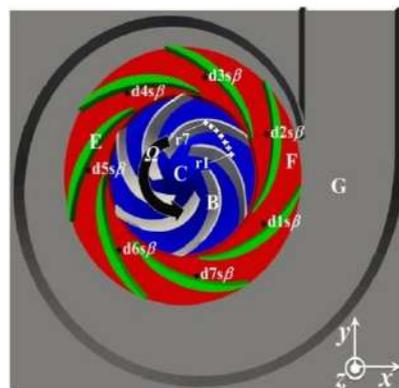


Рис.2 Вращающиеся и стационарные каналы в пределах среза r [4]

На рисунке 2 [4] представлены вращающиеся и стационарные каналы насоса со стороны впускного отверстия. Геометрия соответствует геометрии исходного угла установки лопастей диффузора. Расположение датчиков давления обозначается символами +, черным цветом для стационарных диффузорных зондов и белого цвета для зондов с вращающимся рабочим колесом. Элементы насоса, показанные на рисунке: срезанные лопасти рабочего колеса (B); хаб (C); лопасти диффузора (E); стенка диффузора со стороны ступицы (F); улитка и корпус стены со стороны ступицы (G). Для ограничения пространства только первый и последний зонды рабочего колеса (движутся со стороны нагнетания к стороне всасывания) указаны как «r1» и «r7».

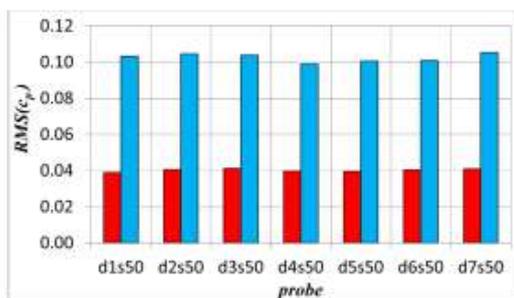


Рис.3 Среднеквадратичные значения коэффициента давления для расчетных и не проектных расходов (в левой и правой колонках каждой панели соответственно) [4]

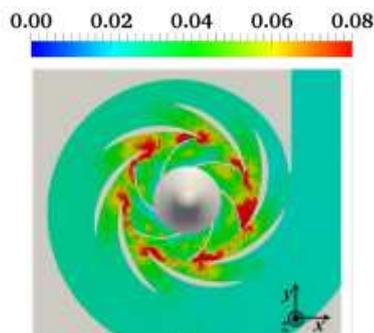


Рис.4 Усредненные по фазе поля среднеквадратичных значений коэффициента давления при незапланированном расходе [4]

Анализ результатов исследования [4] показывает, что среднеквадратичные значения коэффициента давления явно выше при неконструктивных рабочих условиях (правые столбцы на рисунке 3), так как поток неправильно направляется вращающимися каналами в лопатки диффузора, а взаимодействие между движущимися и неподвижными частями более неустойчиво из-за неправильного падения на лопатки диффузора потока от рабочего колеса. Как следствие, среднеквадратичные значения C_p примерно в 2,5 раза выше, чем при номинальной скорости потока. Результаты представлены для оригинальной геометрии диффузора с $\beta = 18^\circ$

В работе [4] также исследовано влияние угла установки лопаток диффузора. На рис. 5 (вверху) показаны усредненные по времени значения C_p для трех смоделированных геометрий диффузора. Исходя из рис. 5а (вверху) видно, что влияние на повышение давления через рабочее колесо ничтожно мало. Аналогичный результат виден при уменьшенном расходе на рис. 5б (вверху).

Среднеквадратичные значения C_p на тех же рабочих колеса показаны на рис. 5 (внизу), где зависимость от ориентации лопасти диффузора более различима. Для номинального расхода, рассмотренного на рис. 5а (внизу) уменьшение угла β не влияет на сторону всасывания, но на стороне нагнетания давления расстояние между задней кромкой лопастей рабочего колеса и передним краем лопастей диффузора увеличивается, уменьшая пульсации давления, связанные с их взаимодействием. Как следствие, уменьшается взаимодействие рабочего колеса и диффузора.

**СЕКЦИЯ 17. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ ТРАНСПОРТИРОВКИ
И ХРАНЕНИЯ НЕФТИ И ГАЗА. ПОДСЕКЦИЯ 1. МЕТОДЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТРАНСПОРТА И ХРАНЕНИЯ
УГЛЕВОДОРОДНОГО СЫРЬЯ**

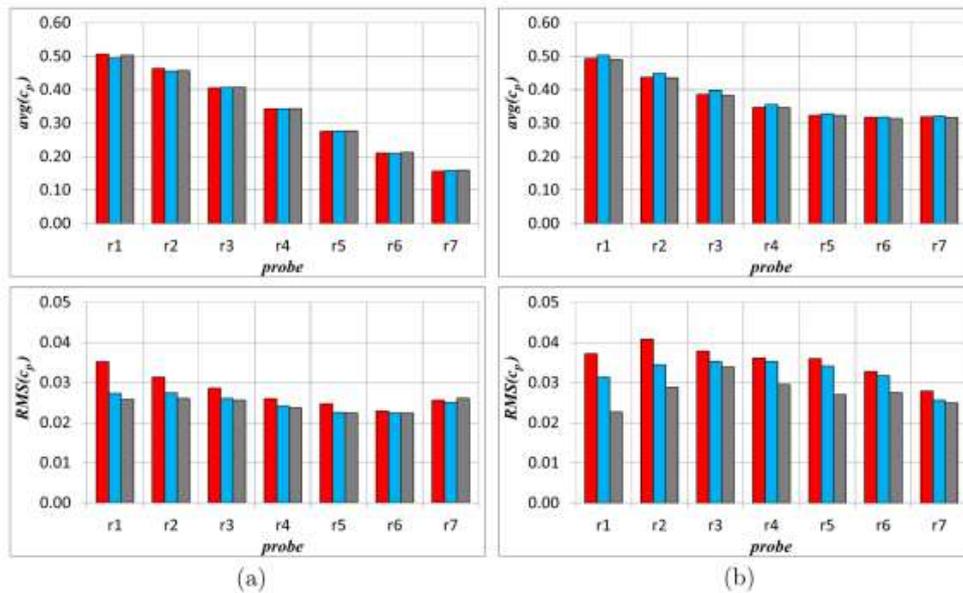


Рис.5 Средние значения (вверху) и среднеквадратичные значения (внизу) коэффициента давления для расчетного (а) и внепроектного (б) расхода на семи датчиках, расположенных в одной из лопастей рабочего колеса со стороны нагнетания (r1) в сторону всасывания (r7): $\beta = 18,3^\circ$ (левые колонки); $\beta = 14,3^\circ$ (центральные колонки); $\beta = 10,3^\circ$ (колонки справа). [4]

Вывод: анализируя результаты исследования [4], а также библиографические данные [1-3,5], можно сказать, что чувствительность как к условиям работы, так и к углу установки лопастей диффузора гораздо сильнее для стационарных лопастей, по сравнению с вращающимися каналами. По сравнению с расчетными условиями, при пониженных скоростях потока колебания давления внутри рабочего колеса и диффузора выше, при этом больше энергии на частотах ниже, чем при прохождении лопастей рабочего колеса. При этом явления вращающегося срыва не наблюдалось. Уменьшение геометрического угла наклона лопатки диффузора увеличивает угол падения лопастей диффузора при номинальной скорости потока и уменьшает при более низкой скорости потока. Повышение давления оказывает отрицательное влияние в первом случае, в то время как выгодно во втором. Также стоит отметить, что меньшие углы наклона лопастей диффузора позволили повысить давление в каналах диффузора при более низком расходе, тогда как при номинальном расходе наблюдался обратный эффект.

Литература

1. Barrio, R., Parrondo, J., Blanco, E., 2010. Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points. *Comput. Fluids* 39 (5), 859–870.
2. Feng, J., Benra, F.-K., Dohmen, H., 2007. Numerical investigation on pressure fluctuations for different configurations of vaned diffuser pumps. *Int. J. RotatingMach.* 2007, 34752.
3. Pei, J., Yuan, S., Benra, F.-K., Dohmen, H., 2012. Numerical prediction of unsteady pressure field within the whole flow passage of a radial single-Blade pump. *ASME J. Fluids Eng.* 134 (10), 101103
4. Posa, A., Lippolis, A., Effect of working conditions and diffuser setting angle on pressure fluctuations within a centrifugal pump. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 75, February 2019, Pages 44-60
5. Posa, A., Lippolis, A., 2018. A LES investigation of off-design performance of a centrifugal pump with variable-geometry diffuser. *Int. J. Heat Fluid Flow* 70, 299–314.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАЗРЫВА ПЛАСТА

Р.Н. Коротков

Научный руководитель профессор С.Н. Харламов

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Гидравлический разрыв пласта (ГРП) является одним из способов воздействия на пласт для увеличения притока жидкости к скважине. Это процесс закачки смеси воды, пропанга и химических реагентов в пласт под высоким давлением для создания и закрепления трещины вокруг призабойной зоны пласта. Данная процедура позволяет увеличить коэффициент продуктивности скважины, особенно в пласте с низкой проницаемостью, а также вызвать приток жидкости из скважин, поврежденных в результате проникновения бурового раствора в пласт (закупоривания порового пространства) [1, 2].