

Д.Р. Абдуллин, В.Г. Афанасенко,
Е.А. Николаев, Н.С. Шулаев
ФГБОУ ВПО Уфимский
государственный нефтяной
технический университет

D.R. Abdullin, V.G. Afanasenko,
E.A. Nikolaev, N.S. Shulaev
FSBEI Ufa state
petroleum technical university

В статье представлены результаты компьютерного моделирования гидродинамических процессов, происходящих в роторно-дисковом смесителе. Моделирование проводилось с помощью программного комплекса FlowVision. Получены зависимости перепада давления в аппарате от основных конструкторских и технологических параметров.

This article contains the results of computer simulation of hydrodynamic processes occurring in the rotor-stator mixer. Simulation was carried out in the software package Flow Vision. The dependences of the pressure drop as a function of the main design and technological parameters were obtained.

Ключевые слова: роторно-дисковый смеситель, моделирование, перепад давления, турбулентность, кавитация, частота вращения, расход, смешение, зазор, программный комплекс.

Key words: rotor-stator mixer, simulation, pressure drop, turbulence, cavitation, frequency of rotation, flow rate, mixing, gap, software package.

Введение

Процесс перемешивания жидких сред осуществляется для приготовления эмульсий, суспензий и получения гомогенных систем, а так же для интенсификации химических, тепловых и диффузионных процессов. При перемешивании достигается равномерное во всем объеме распределение фаз или смешиваемых компонентов и обеспечивается их взаимодействие при относительно низком диффузионном сопротивлении. Перемешивание широко применяется в процессах производства масел, смазок, присадок, смазочно-охлаждающих технологических средств и синтетических жирных кислот, обессоливания сырой нефти, хлорирования углеводородов, охлаждения лаков и красок и т.д. [1]

Используются различные способы перемешивания: пневматический, механический, гидравлический и циркуляционный. Наибольшее распространение для гетерогенных систем жидкость-газ, жидкость-твердые дисперсные частицы получили: механический метод смешения (с помощью мешалок различной конструкции) и пневматический (сжатым воздухом или инертным газом).

Существует большое количество конструкций перемешивающих устройств, каждая из которых обладает своими достоинствами и недостатками. Рассматриваемый в данной статье роторно-дисковый смеситель (РДС) относится к аппаратам, основным конструктивным признаком которых является нали-

чие чередующихся неподвижных и вращающихся соосно установленных тел с перфорацией в виде отверстий, через которые проходит обрабатываемая среда [2]. В настоящее время РДС применяются в нефтехимической промышленности, например, при активации жидкого топлива, обеспечивающее его полное сгорание и снижение выбросов в атмосферу [3,4].

Для создания оптимальных конструкций перемешивающих устройств используют методы вычислительной гидродинамики, позволяющие моделировать процессы перемешивания в зависимости от физических свойств обрабатываемой среды. При этом частично отпадает необходимость в дорогостоящих экспериментах, поскольку появляется возможность оптимизировать конструкцию изделия на основе его виртуальной модели. Использование методов компьютерного моделирования позволяет исследовать широкий спектр конструкторских и технологических параметров перемешивающих устройств.

При исследовании гидродинамических процессов в РДС использовался программный комплекс FlowVision 3.07.02 (лицензия №20110520) [5]. Основу программного комплекса составляют уравнения Навье-Стокса и уравнение неразрывности. Для замыкания уравнений в зависимости от конкретной задачи используются дополнительные соотношения, описывающие изменение плотности, турбулентный перенос и т.п. В расчетах использовалась квадратичная $k-\epsilon$ модель турбулентного течения вязкой жидкости.

Для численного решения базовых уравнений в FlowVision используется метод расчета нестационарных уравнений в частных производных, позволяющий получать решения, удовлетворяющие законам сохранения количества движения и энергии.

При этом используется эйлеровое описание движения обрабатываемой среды в объеме аппарата.

Постановка задачи и исходные данные

Одной из важнейших характеристик проточных аппаратов типа РДС является гидравлическое сопротивление, которое позволяет оценить потери энергии движущейся жидкостью. В связи с этим, определяющей задачей при моделировании стало нахождение зависимости гидравлического сопротивления РДС от основных конструктивных особенностей и технологических параметров, таких как величина зазоров между дисками ротора и статора (h , мм), частоты вращения ротора (n , об/мин) и производительности аппарата (Q , м³/ч).

Конструктивной особенностью РДС (рисунок 1) является наличие рабочих органов в виде вращающихся и неподвижных дисков, образующих активные зоны смешения. При моделировании диски, имеющие симметричную перфорацию в виде прямых радиальных отверстий, располагались таким образом, что при определенных углах поворота вращающегося диска обеспечивалось полное перекрытие и открытие потока, позволяющее генерировать интенсивные пульсации потока.

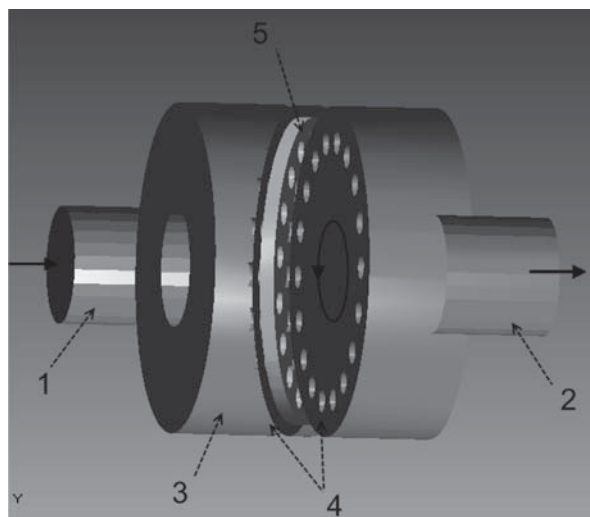
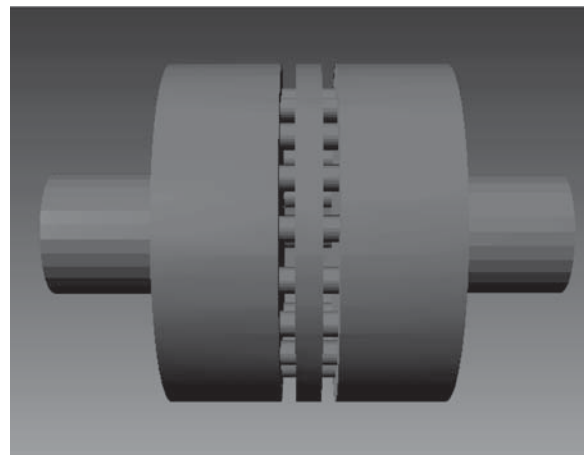
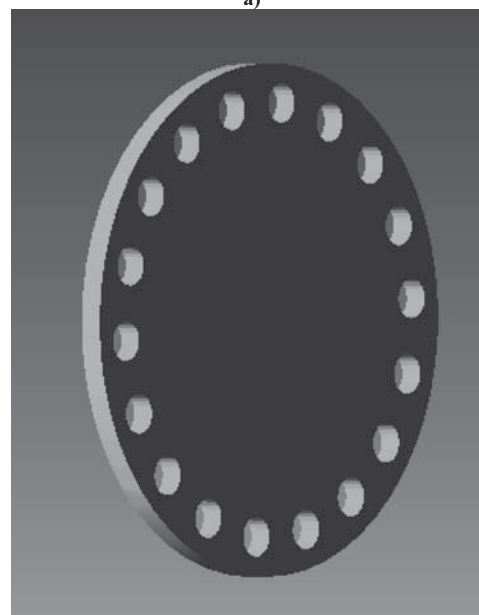


Рисунок 1. Конструкция РДС
1-загрузочный патрубок; 2-разгрузочный патрубок; 3- корпус; 4-неподвижные диски; 5-вращающийся диск

Моделирование движения потока жидкости в программном комплексе FlowVision осуществлялось на основе трехмерной модели РДС, состоящей из внутренней полости аппарата (рисунок 2а) и перфорированного диска диаметром 140 мм, с числом отверстий – 18шт ($d_{отв}=10$ мм) (рисунок 2б).



а)



б)

Рисунок 2. Трехмерная модель роторно-дискового смесителя:
а) проточная часть корпуса аппарата; б) вращающийся диск

Входные параметры свойств обрабатываемой среды вводились из базы данных Flow Vision.

Для моделирования движения жидкости использовалось приближение однокомпонентной несжимаемой среды, описываемой уравнениями Навье-Стокса с учетом эффектов турбулентности:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla(V \otimes V) = -\nabla P / \rho + 1/\rho \nabla((\mu + \mu_t)(\nabla V + (\nabla V)^T)) + S,$$

$$\nabla V = 0,$$

где источник V – вектор скорости; ρ – плотность; P – давление; g – вектор силы тяжести; B – коэффициент, учитывающий эффекты вращения, μ – динамический коэффициент вязкости; μ_t – турбулентная вязкость.

Во вращающейся системе координат силы вращения (Кориолиса и центробежная) имеют вид:
 $B = -2\omega \times V - \omega \times \omega \times r$.

Для описания турбулентных эффектов применялась стандартная k-ε модель турбулентности, в которой турбулентная вязкость μ_t выражается через величины k-ε следующим образом:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon},$$

где k – турбулентная энергия потока; ε – скорость диссипации турбулентной энергии; ρ – плотность.

Значения k и ε определяются из следующих уравнений:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(Vk) = \frac{1}{\rho} \nabla((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \nabla k) + \frac{G}{\rho} - \varepsilon,$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(V\varepsilon) = \frac{1}{\rho} \nabla((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \nabla \varepsilon) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 \frac{G}{\rho} - C_2 \varepsilon),$$

$$\text{где } G = \mu_t \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right).$$

Для рассматриваемого случая значения параметров k-ε модели принимаем: $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$; $C_\mu = 0,09$; $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,92$.

Для численного решения модели трехмерного вязкого течения использовали квадратичную k-ε модель (KEQ), относящуюся к классу наиболее применяемых моделей – RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes). Модель дополняется двумя уравнениями для переноса кинетической энергии турбулентности и скорости диссипации турбулентной энергии.

В объем аппарата, ротор которого вращался со скоростью до 3000 об/мин, подавалась вода при температуре 20°C и при массовом расходе до 708 кг/м²с (5 м³/ч), затем определяли перепад давлений возникающих на входе и выходе аппарата в зависимости от объемной скорости подачи.

Граничные условия модели (рисунок 3):

- 1 – «Вход», задается расход жидкости до 5 м³/ч;
- 2 – «Стенка» с логарифмическим законом (шероховатость 0,00003 м);
- 3 – «Свободный выход», задается осредненное относительное давление, (50кПа);
- 4 – «Стенка» с логарифмическим законом (шероховатость 0,00003 м);

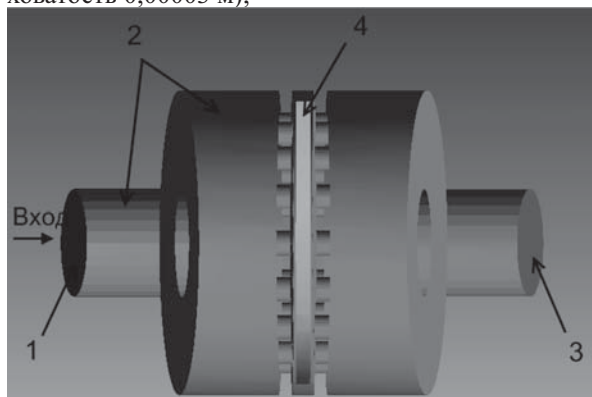


Рисунок 3. Граничные условия модели

Результаты расчётов и обсуждение

На рисунках 4-7 представлены графические зависимости перепада давления ΔP, кПа в РДС от расхода жидкости Q, м³/ч, частоты вращения ротора n, об/мин, величины зазора между статором и ротором h, мм и пульсации перепада давления в РДС во времени (t/T – отношение времени шага к времени полного оборота ротора), построенные по результатам моделирования.

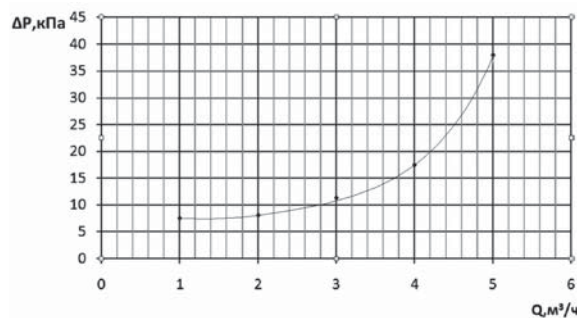


Рисунок 4. Зависимость перепада давления в РДС от производительности (n=3000 об/мин, h=2 мм)

Как видно из рисунка 4 перепад давления возрастает с увеличением объемного расхода. Кривая представляет собой квадратичную зависимость вида: $\Delta P \approx 0,23 Q^2$. Полученная зависимость согласовывается с известной формулой, определяющей потери давления на преодоление местных сопротивлений [1]. Поэтому РДС при расчете напорной характеристики сети и подборе насоса необходимо рассматривать как стандартный элемент с постоянным коэффициентом гидродинамического сопротивления.

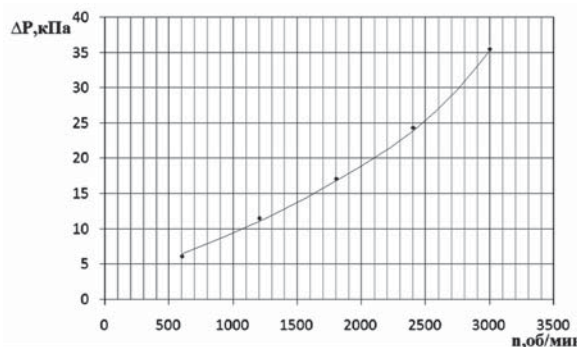


Рисунок 5. Зависимость перепада давления в РДС от частоты вращения ротора (Q=5 м³/ч, h=2 мм)

Как видно из графика зависимости, приведенного на рисунке 5, перепад давления возрастает с увеличением числа оборотов ротора. Причем при повышении оборотов интенсивность роста гидравлического сопротивления аппарата возрастает, что можно объяснить появлением газовых каверн в потоке жидкости при пульсации давления и повышением динамической вязкости среды.

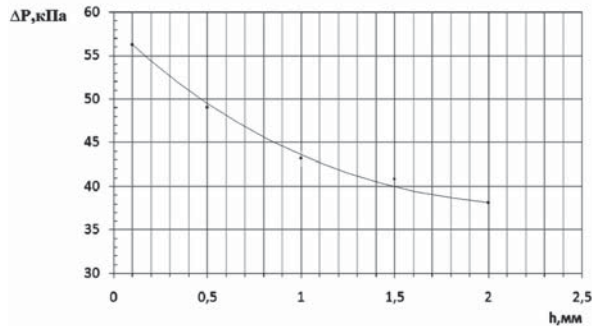


Рисунок 6. Зависимость перепада давления в РДС от зазора между статором и ротором ($n=3000$ об/мин, $Q=5$ м³/ч)

Из рисунка 6 следует, что при увеличении зазора между статором и ротором перепад давления уменьшается. Следует отметить, что с ростом зазора его влияние на перепад давлений снижается (при увеличении зазора от 0,1 мм до 1 мм падение перепада давлений на 30%, а на участке от 1 мм до 2 мм на 12%). При дальнейшем увеличении зазора сопротивление аппарата будет практически неизменным, а рабочие элементы будут представлять собой набор местных сопротивлений в корпусе аппарата.

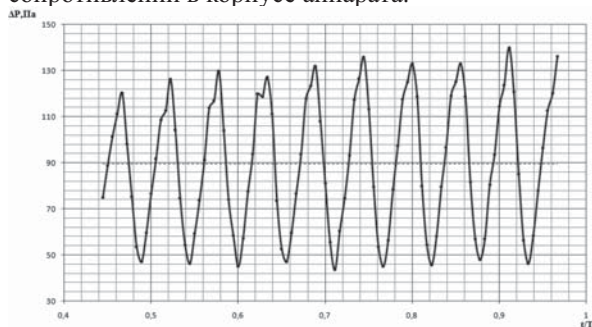


Рисунок 7. Пульсации давления на входе РДС во времени ($n=3000$ об/мин, $h=2$ мм, $Q=5$ м³/ч)

На рисунке 7 представлена частотная характеристика пульсаций давления в РДС. Как видно из гра-

фика амплитуда пульсаций давления достигает 80 кПа, что свидетельствует о интенсивной турбулизации потока с генерацией кавитационных явлений, что существенно активизирует гидромеханические и массообменные процессы.

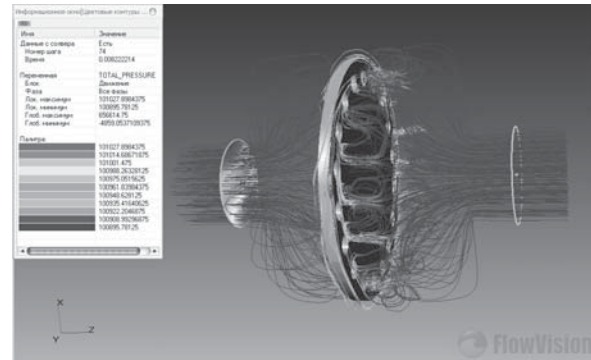


Рисунок 8. Мгновенные линии тока

На рисунке 8 представлена визуализация мгновенных линий тока, построенных по переменной «относительная скорость». На ней видно равномерное поступление обрабатываемой среды к первому неподвижному перфорированному диску и наличие развитых обратных вихревых зон за вторым. Это говорит, что в аппарате существуют не только зоны макросмешения, но и зоны с повышенной интенсивностью воздействия на обрабатываемую среду – зоны микросмешения.

Выводы

Представлен пример численного моделирования течения жидкой среды в перемешивающем аппарате типа РДС. Получена качественная структура течения с возвратно-циркуляционными зонами, а также количественная оценка перепада давления в РДС от основных конструкторских и технологических параметров. Качественная картина течения и количественная оценка соответствует известным экспериментальным данным.

Исследования проводятся в рамках реализации федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы, направленной на выполнение поисковых научно-исследовательских работ для государственных нужд (Гос. контракт № 16.740.11.0692 от 03.06.2011).

ЛИТЕРАТУРА

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1971. 784 с.
2. Шулаев Н.С., Николаев Е.А., Иванов С.П. Малообъемные роторно-дисковые смесители. М.: Химия, 2009. 186 с.
3. Николаев Е.А., Афанасенко В.Г., Боев Е.В. О повышении эффективности

компаундирования нефтепродуктов в динамических смесителях // Автогазозаправочный Комплекс плюс Альтернативное топливо, 2011. №5. С.10-12.

4. Николаев Е.А. Динамические смесители в нефтепереработке // Бутлеровские сообщения. 2011. Т. 28, №19. С. 85-89.

5. ТУ 0595-ТУ/2005 «Система моделирования движения жидкости и газа FlowVision. Технические условия».

Абдуллин Д.Р., аспирант кафедры «Оборудование нефтехимических заводов» филиал ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Стерлитамак
Abdullin D.R., postgraduate student of chair «Equipment of petrochemical plants», branch of FSBEI USPTU, Sterlitamak

Афанасенко В.Г., канд.техн.наук, доцент кафедры «Оборудование нефтехимических заводов» филиал ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Стерлитамак

Afanasenko V.G. cand.tech.sci., associate professor of chair «Equipment of petrochemical plants», branch of FSBEI USPTU, Sterlitamak

Николаев Е.А., канд.техн.наук, доцент кафедры «Оборудование нефтехимических заводов», филиал ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Стерлитамак

Nikolaev E.A., cand.tech.sci., associate professor of chair «Equipment of petrochemical plants», branch of FSBEI USPTU, Sterlitamak

Шулаев Н.С., д.т.н, зав. кафедрой «Информатика, математика, физика», филиал ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Стерлитамак

Shulaev N.S., dr.sci.tech., head of chair «Informatics, mathematics, physics», branch of FSBEI USPTU, Sterlitamak

e-mail: nikeevan@rambler.ru