

Родионов Юрий Викторович, Пасько Александр Анатольевич, Никитин Дмитрий Вячеславович
ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОМ ВАКУУМ-НАСОСЕ

Адрес статьи: www.gramota.net/materials/1/2009/11-1/13.html

Статья опубликована в авторской редакции и отражает точку зрения автора(ов) по рассматриваемому вопросу.

Источник

Альманах современной науки и образования

Тамбов: Грамота, 2009. № 11 (30): в 2-х ч. Ч. I. С. 68-73. ISSN 1993-5552.

Адрес журнала: www.gramota.net/editions/1.html

Содержание данного номера журнала: www.gramota.net/materials/1/2009/11-1/

© Издательство "Грамота"

Информация о возможности публикации статей в журнале размещена на Интернет сайте издательства: www.gramota.net

Вопросы, связанные с публикациями научных материалов, редакция просит направлять на адрес: almanac@gramota.net

Заключение

Рассмотрены частные случаи альтернативных теплоносителей, которые широко применимы в промышленном производстве.

Приведенные зависимости показывают общую тенденцию всех рассмотренных смесей к увеличению плотности пропорционально доле регулирующего компонента. Причем диапазон значений плотности ГВС и МКПГС значительно шире, чем у ПВС, что объясняется сравнительно низкими температурами рассматриваемого случая ПВС.

Аналогичная ситуация с температурой смесей: она снижается во всех рассмотренных случаях пропорционально доле регулирующего компонента. Причем воздух оказывает весьма слабое влияние на температуру смеси (особенно ГВС), ввиду его малой теплоемкости, а впрыск даже небольшого количества воды приводит к резкому падению температуры МКПГС, ввиду ее значительной теплоемкости и затрачиваемой теплоты на парообразование.

Как было сказано выше, теплосодержание является важнейшим термодинамическим показателем любого теплоносителя. Однако следует отметить, что, несмотря на всю его значимость, решающим фактором, с точки зрения технологии, является степень утилизации теплоты, содержащейся в теплоносителе. Так теплота конденсации водяных паров, входящих в состав ГВС и МКПГС, является весомым аргументом использования паросодержащих смесей. Утилизация теплоты является задачей теплоиспользующего оборудования, тем не менее предпочтительнее использование теплоносителя, который позволяет проводить более глубокую утилизацию теплоты при прочих равных условиях.

Список использованной литературы

1. ГОСТ 19773-84. Пиломатериалы хвойных и лиственных пород. Режимы сушки в камерах периодического действия. Введ. 1985-01-01. М.: Госстандарт СССР: Изд-во стандартов, 1984. 17 с.
2. Григорьев К. А. Технология сжигания органических топлив. Энергетические топлива. СПб.: Издательство Политехнического университета, 2006. 92 с.
3. Клименко А. В. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. М.: Издательство МЭИ, 2007. 632 с.
4. Ривкин С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1975. 80 с.
5. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). СПб.: Издательство НПО ЦКТИ, 1998. 256 с.

ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОМ ВАКУУМ-НАСОСЕ

*Родионов Юрий Викторович, Пасько Александр Анатольевич, Никитин Дмитрий Вячеславович
Тамбовский государственный технический университет*

Течение жидкости в жидкостнокольцевом вакуум-насосе (ЖВН) представляет собой очень сложный процесс и подходы к его изучению столь разнообразны, что оно не оставляет шансов на систематическое и, главное, полное изложение. Теория течения жидкости в ЖВН находится в стадии разработки, поэтому исчерпывающий расчет этого движения пока затруднителен.

При анализе движения жидкости в ЖВН методы расчета представляют собой сочетание аналитических и эмпирических соотношений и данных.

В рабочей полости жидкостнокольцевого вакуум-насоса (ЖВН) (в отличие от осевых, центробежных и ротационных насосов и компрессоров) имеются два рабочих тела в различных агрегатных состояниях. Жидкость, которая вращается под действием рабочего колеса, в сечении II-II (рис. 1) полностью выходит из ячеек рабочего колеса, а в сечении I-I полностью их заполняет. В результате этого происходит процесс всасывания газа, а затем его сжатие и нагнетание.

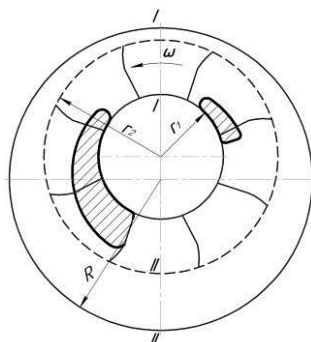


Рис. 1. Принципиальная схема ЖВН

Жидкость, находящаяся в рабочей полости ЖВН совершает сложное гидродинамическое течение, которое является нестационарным и несимметричным относительно вертикальной оси. Нестационарность характеризуется возвратно-поступательным течением жидкости относительно вращающегося рабочего колеса. В процессе всасывания жидкость отходит от рабочего колеса, а в процессе сжатия и нагнетания входит в него.

При этом скорости жидкости на входе и выходе различны. Расчет подобного поля скоростей очень сложен из-за многофазного характера и сосуществования ламинарного и турбулентного режимов.

Несимметричность движения характеризуется тем, что давление газа над поверхностью жидкости при всасывании и нагнетании хоть и различно, но остается постоянным, а при сжатии существенно меняется. В соответствии с этим изменяется скорость жидкости в безлопаточном пространстве между рабочим колесом и корпусом. Как отмечают многие исследователи, толщина жидкостного кольца вдоль оси рабочего колеса переменна.

Между жидкостью и газом происходят процессы тепло- и массообмена, интенсивность которых зависит от физических свойств рабочих тел (теплоемкость, теплопроводность, давление насыщенного пара) и от их термодинамических параметров (температура, давление) [1].

В процессе вакуумирования в области сжатия происходит перетекание газа из одной ячейки в другую, что приводит к перепадам давления газовой фазы в рабочих ячейках вакуум-насоса. Интенсивное взаимодействие жидкости с рабочим колесом и корпусом приводит к значительным гидродинамическим сопротивлениям. Как отмечают многие исследователи, скорость жидкости вдоль оси вращения рабочего колеса неодинакова.

Однако самой интересной гидродинамической проблемой, связанной с течением жидкости в ЖВН, является определение конфигурации внутренней поверхности жидкостного кольца [2, 3]. Оно может существенно отклоняться от расчетного. Особенности конфигурации жидкостного кольца зависят от характеристик потока жидкости и потока газовой фазы. Они определяются геометрией и размерами конструктивных элементов ЖВН, величиной давления всасывания, плотностью и вязкостью жидкости, расходом дополнительно подаваемой рабочей жидкости и т.д. Проблема становится особенно сложной в случае пульсирующих перепадов давлений при достижении насосом предельных величин вакуума.

Для математического описания течения рабочей жидкости в жидкостнокольцевых вакуум-насосах целесообразно использовать уравнения Навье-Стокса для криволинейного нестационарного течения в плоскости XY и уравнение неразрывности. Запишем эти уравнения в декартовой системе координат:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} &= \frac{1}{\rho} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} &= \frac{1}{\rho} Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где t - время; p - давление; x, y - координаты частицы жидкости; u - компонента радиальной скорости; v - компонента окружной скорости; ν - кинематическая вязкость; ρ - плотность жидкости.

Рассмотренные уравнения являются нелинейными. Поэтому аналитические решения возможны либо для условий течения, в котором конвективные ускорения отсутствуют или пренебрежимо малы, либо при использовании теории пограничного слоя, когда исходную систему уравнений в частных производных удается свести к обыкновенным (хотя и нелинейным) дифференциальным уравнениям. Заметим, однако, что в последнем случае систему обыкновенных дифференциальных уравнений приходится решать численно тем или иным методом [4, 5], при этом необходимо делать дополнительные предположения, основанные на экспериментах.

Моделируя течение жидкости в рабочей полости жидкостнокольцевого вакуум-насоса, мы принимаем за основу следующие допущения:

1. жидкость - вязкая и несжимаемая $\rho = const$;
2. массовые и силы поверхностного натяжения малы по сравнению с вязкостным сопротивлением и силами инерции, поэтому ими можно пренебречь;
3. течение жидкости предполагается двумерным;
4. параметры жидкости в каждой точке рабочего пространства периодически меняются. Величина периода определяется временем прохождения ячейки мимо заданной точки. Это соответствует частоте, примерно равной 250-300 Гц. Такая частота для жидкости достаточно велика и поэтому при моделировании течение жидкости рассматривается установившимся, т.е.

$\frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial v}{\partial t} = 0$.

Используя основные положения и после преобразования системы уравнений (1) мы будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \\ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для решения задачи о течении жидкости в рабочей полости ЖВН необходимо к уравнениям (2) сформулировать граничные условия.

Граничные условия мы будем задавать на границе D_i области течения жидкости и газовой фазы в рабочей полости ЖВН. В нашей задаче граница D_i делится на три части (Рис. 2): твердая неподвижная граница D_1 - корпус вакуум-насоса, подвижная граница D_2 - рабочее колесо и свободная граница в ячейках рабочего колеса D_3 - поверхность раздела жидкости и газовой фазы.

В точках соприкосновения вязкой жидкости к неподвижному корпусу - граница D_1 , скорость жидкости обращается в ноль, т.е. вязкая жидкость прилипает к неподвижному корпусу. Граничные условия, определяемые условием прилипания, будут:

$u = 0, v = 0$	при	$r = R$	
----------------	-----	---------	--

В точках, в которых вязкая жидкость примыкает к подвижным лопаткам рабочего колеса - граница D_2 , мы принимаем следующее условие: в этих точках скорость жидкости должна по величине и направлению совпадать со скоростью соответствующей точки стенки. Запишем граничные условия:

$u = -\omega \cdot \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \sin(\tan(y/x)),$ $v = -\omega \cdot \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \cos(\tan(y/x))$	при	$r = r_2$	
---	-----	-----------	--

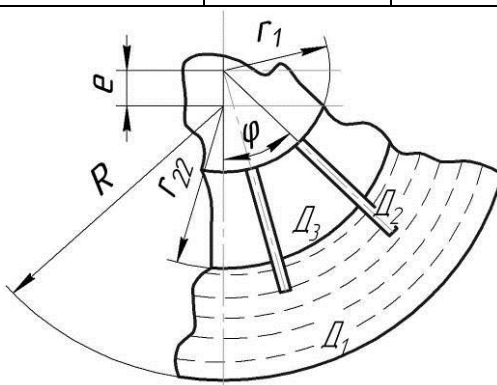


Рис. 2. Схема определения граничных условий

Форму границы D_3 мы задаем окружностью r_{22} . Давление на этой границе будет равно давлению газовой фазы p_Γ в рабочей ячейке, которое принимает свое значение в зависимости от угла поворота рабочего колеса φ .

В зависимости от угла поворота рабочего колеса φ (Рис. 3) будем иметь следующие граничные условия для давления газовой фазы на границе D_3 :

$p_\Gamma = p_1$	при	$\varphi_{вс.н.} \leq \varphi \leq \varphi_{вс.к.}$	
$p_\Gamma = p_1 \cdot \tau^n - \Delta p_y$	при	$\varphi_{сж.н.} \leq \varphi \leq \varphi_{сж.к.}$	
$p_\Gamma = p_A + k \cdot p_{сж}$	при	$\varphi_{наг.н.} \leq \varphi \leq \varphi_{наг.к.}$	

Здесь p_1 - давление всасывания, Па; $p_{сж}$ - давление сжатия, Па; p_A - атмосферное давление, Па; Δp_y - потери давления, вследствие утечек газовой фазы, Па; k - коэффициент, учитывающий неравномерность сопротивления нагнетательного окна, $\varphi_{вс.н.}$ - угол поворота рабочего колеса, соответствующий началу всасывания, рад; $\varphi_{вс.к.}$ - угол поворота рабочего колеса, соответствующий концу всасывания, рад; $\varphi_{сж.н.}$ - угол поворота рабочего колеса, соответствующий началу сжатия, рад; $\varphi_{сж.к.}$ - угол поворота рабочего колеса, соответствующий концу сжатия, рад; $\varphi_{наг.н.}$ - угол поворота рабочего колеса, соответствующий началу нагнетания, рад; $\varphi_{наг.к.}$ - угол поворота рабочего колеса, соответствующий концу нагнетания, рад.

рад; $\varphi_{\text{наг.к.}}$ - угол поворота рабочего колеса, соответствующий концу нагнетания, рад; τ - степень сжатия; n - показатель политропы.

Скорость жидкости на границе D_3 совпадает по величине и направлению со скоростью соответствующей точки границы D_3 :

$u = -\omega \cdot \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \sin(\tan(y/x)),$ $v = -\omega \cdot \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \cos(\tan(y/x))$	при	$r = r_{22}$	
--	-----	--------------	--

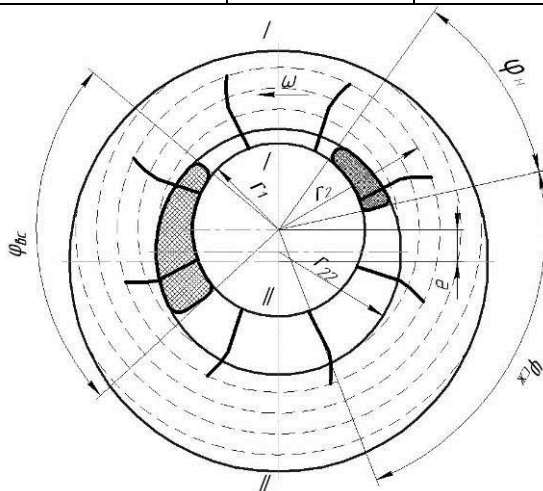


Рис. 3. Схема углов поворота рабочего колеса

Для решения системы дифференциальных уравнений (2) использовался программный продукт фирмы PDE Solutions Inc. FlexPDE, предназначенный для построения сценарных моделей решения дифференциальных уравнений методом конечных элементов. Т.е. по сценарию, написанному пользователем, FlexPDE производит операции, необходимые для того, чтобы преобразовать описание системы дифференциальных уравнений в частных производных в модель для расчета методом конечных элементов, найти решение для этой системы и представить результаты в графической форме.

FlexPDE выполняет роль вычислительной среды для решения задач, поскольку в этой программе заключен полный набор функций, необходимых для решения системы дифференциальных уравнений в частных производных:

- функция редактирования для подготовки сценариев;
- генератор сеток конечных элементов;
- функция подбора конечных элементов при поиске решения;
- графическую функцию, чтобы представить график результатов.

FlexPDE не ограничивает пользователя заранее заданным списком прикладных задач или видов уравнений. Выбор вида дифференциальных уравнений в частных производных полностью зависит от пользователя.

Язык сценария позволяет пользователю описывать математический аппарат его системы дифференциальных уравнений в частных производных и структуру области решений в целом в естественном формате.

FlexPDE позволяет решать системы дифференциальных уравнения первого или второго порядка в частных производных.

Система дифференциальных уравнений может быть стационарной или зависимой от времени. При помощи FlexPDE можно решать задачи о собственных значениях функций. В рамках одной задачи могут быть рассмотрены стационарные и нестационарные уравнения одновременно.

Число уравнений в системе, определяется мощностью компьютера, на котором установлен математический пакет FlexPDE.

Уравнения могут быть линейными или нелинейными. Математический пакет FlexPDE решает нелинейные системы методом Ньютона-Рафсона.

Может быть задано любое количество геометрических областей для решения с различными свойствами материала. Предполагается, что переменные, описывающие модель, непрерывны на границах раздела сред.

В качестве объекта исследования мы используем ту часть рабочего пространства вакуум-насоса, которая заполнена рабочей жидкостью, ограничена корпусом радиуса R и внутренней поверхностью жидкостного кольца радиусом r_{22} (Рис. 4).

На Рис. 4 поясняются геометрические параметры жидкостнокольцевого вакуум-насоса.

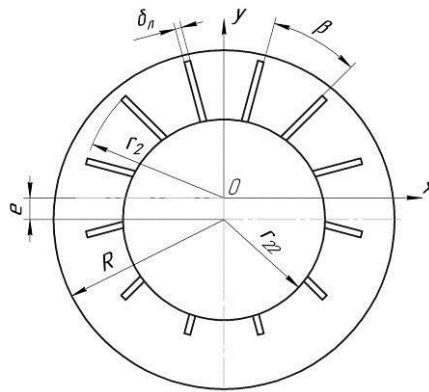


Рис. 4. Геометрические параметры ЖВН

Задача решалась при следующих граничных условиях: $u=0, v=0$ - на корпусе ЖВН; $p_r = p_1$ при $\phi_{вс.н} \leq \phi \leq \phi_{вс.к}$, $p_r = p_1 \cdot \tau^n - \Delta p_y$ при $\phi_{сж.н} \leq \phi \leq \phi_{сж.к}$, $p_r = p_A + k \cdot p_{сж}$ при $\phi_{наг.н} \leq \phi \leq \phi_{наг.к}$ - на свободной поверхности жидкости в ячейках рабочего колеса; $u = -\omega \cdot \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \sin(\tan(y/x))$ и $v = -\omega \cdot \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \cos(\tan(y/x))$ при $r = r_{22}$ - на лопатках рабочего колеса.

На Рис. 5-6 представлены результаты расчета гидродинамических параметров жидкостнокольцевого вакуум-насоса. Геометрические размеры модели соответствовали экспериментальному образцу жидкостнокольцевого вакуум-насоса разработанного на кафедре «Теория механизмов машин и детали машин» Тамбовского государственного технического университета: радиус втулки рабочего колеса $r_1=20,0$ мм, радиус рабочего колеса $r_2=45,0$ мм, радиус корпуса $R=54,0$ мм, эксцентриситет $e=7,0$ мм, число лопаток рабочего колеса $z=10$, наклон лопаток рабочего колеса $\beta=30^\circ$, толщина лопаток рабочего колеса $\delta_l=2,0$ мм.

В качестве параметров жидкости использовались физические свойства глицерина. Угловая скорость рабочего колеса жидкостнокольцевого вакуум-насоса - 298, 3 рад/с. Моделирование производилось при давлении всасывания $p_{вс}=p_A$.

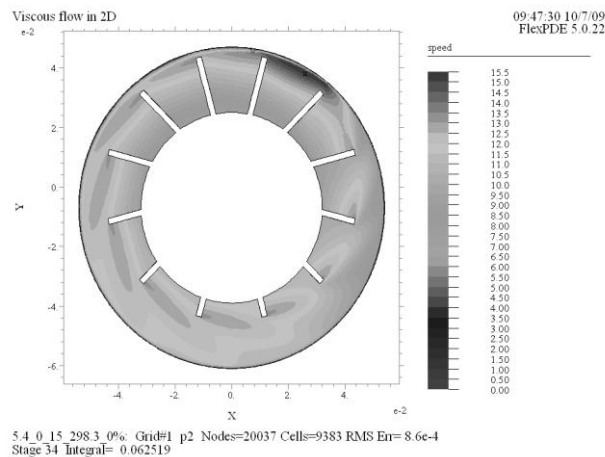


Рис. 5. Абсолютная скорость жидкости, $p_{вс}=0$ кПа

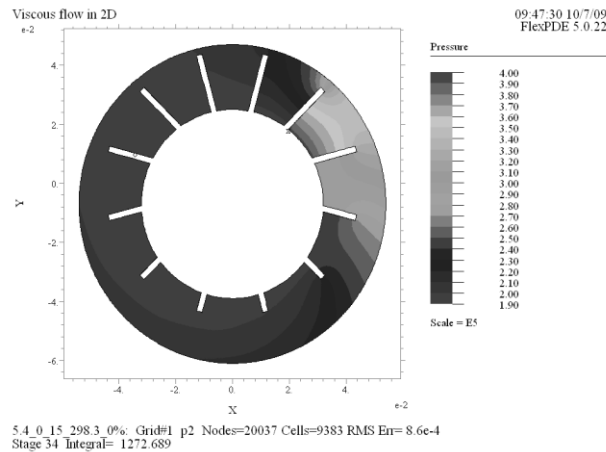


Рис. 6. Давление жидкости, $p_{oc}=0$ кПа

Выводы

Предложенная модель течения жидкости в ЖВН позволит значительно сократить объем и стоимость экспериментальных работ и обоснованно наметить пути совершенствования конструкций ЖВН.

Установленные поля скоростей жидкости определяют уточненные величины гидродинамических потерь и потребляемой мощности вакуум-насоса.

Эпюры давления жидкости, действующего на внутреннюю поверхность корпуса, определенные с учетом модели течения жидкости, дают возможность выполнения соответствующих прочностных расчетов на стадии проектирования ЖВН.

Численные решения уравнений Навье-Стокса методом конечных элементов использовались для моделирования течения жидкости в ЖВН с подвижным корпусом.

Список использованной литературы

1. Родионов Ю. В. Liquid ring vane vacuum pumps. Trends in development of vacuum technology // Вестник ТГТУ. 2006. Т. 12. № 3Б. С. 779-784.
2. Родионов Ю. В. Уравнение конфигурации жидкостного кольцевого кольца для жидкостнокольцевых вакуум-насосов / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, А. В. Волков // Глобальный научный потенциал: сб. материалов Междунар. науч.-практ. конф. Тамбов, 2005. С. 21-22.
3. Воробьев Ю. В. Влияние конфигурации жидкостного кольца на рабочие параметры жидкостнокольцевого вакуум-насоса / Ю. В. Воробьев, Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, И. В. Шлыкова // Вестник ТГТУ. 2006. Т. 12. № 1А. С. 120-136.
4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / пер.с англ. С. Патанкар; под ред. В. Д. Виленского. М.: Атомиздат, 1984. 152 с.
5. Лаврентьев М. А. Проблемы гидродинамики и их математические модели / М. А. Лаврентьев, Б. В. Шабат. М.: Наука, 1973. 416 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВНУТРЕННИХ СИЛ В ПРУЖИНЕ

Романченко Михаил Константинович

Новосибирская государственная академия водного транспорта

В инженерной практике учитывают только крутящий момент в проволоке пружины, но в данном случае будем учитывать и другие составляющие нагрузки. Предполагается, что бесконечно малые деформации допускают суперпозицию потенциальной энергии, тогда работа внешней силы переходит в потенциальную энергию пружины.

Потенциальная энергия круглого бруса для различных нагрузок приведена в Табл. 1.

Если брус нагрузить в известном направлении силой Q и моментом M , то работа в этом направлении равна

$$U = \frac{Qy}{2} + \frac{M\vartheta}{2} \quad (1)$$