

УДК 662.758

БАСОК Б.И., ДАВЫДЕНКО Б.В., ОБОДОВИЧ А.Н.

*Институт технической теплофизики НАН Украины*

## ВЛИЯНИЕ КОМПОНОВКИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ НА ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦИОННЫХ АППАРАТОВ

Досліджується вплив взаємного розташування роторів та статорів в роторно-пульсаційному апараті на витрати оброблюваного середовища, моменти сил гідродинамічного опору, що діють на ротор, рівні дисипації механічної енергії та інші технічні характеристики даного пристрою.

Исследуется влияние взаимного расположения роторов и статоров в роторно-пульсационном аппарате на расход обрабатываемой среды, моменты сил гидродинамического сопротивления, действующих на ротор, уровни диссипации механической энергии и другие технические характеристики данного устройства.

We study the influence of the mutual arrangement of rotors and stators in a rotor-pulsating apparatus on the flow rate of the medium being treated, the moments of hydrodynamic resistance acting on the rotor, the dissipation level of mechanical energy, and other technical characteristics of this device.

$V$  – объем рабочего пространства аппарата;  
 $M$  – момент сил гидродинамического сопротивления;  
 $p$  – давление;  
 $\Delta p$  – перепад давления;  
 $Q$  – мощность источников тепловыделения;  
 $r$  – радиус;

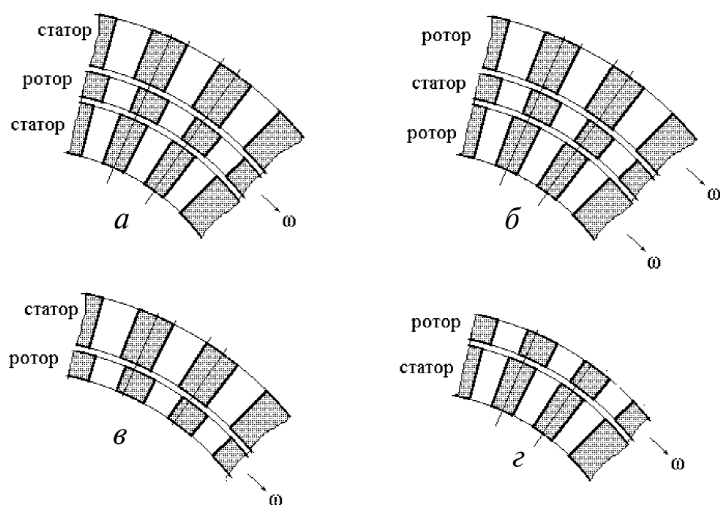
$v$  – скорость;  
 $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;  
 $\tau$  – время;  
 $\Delta t$  – период;  
 $\omega$  – угловая скорость.  
**Индексы:**  
 $ср$  – средний во времени.

### **Введение**

Среди устройств, предназначенных для производства мелкодисперсных эмульсий, высокой эффективностью отличаются роторно-пульсационные аппараты (РПА). Высокая эффективность данных устройств достигается за счет формирования в потоке обрабатываемой среды пульсаций давления, скорости, ускорения, высоких градиентов нормальных и касательных напряжений. Перечисленные факторы способствуют интенсивному дроблению частиц дисперсной составляющей в смешанном гетерогенном потоке. Пульсационный характер течения в активной зоне аппарата обеспечивается конструктивными особенностями рабочих элементов. Рабочие элементы представляют собой коаксиально расположенные цилиндрические тела, разделенные узкими (менее 1 мм) зазорами и снабженные радиальными прорезями. Одна часть рабочих элементов жестко закреплена (статоры), а другая

часть (роторы) – вращается с высокой угловой скоростью. Роторы и статоры располагаются последовательно. Указанная конструкция рабочей зоны РПА способствует интенсивному вихреобразованию в потоке, перемешиванию компонентов жидкой гетерогенной системы и диспергированию ее взаимно нерастворимых составляющих.

Значительные уровни гидродинамического сопротивления трения на поверхностях роторов, связанные с высокой угловой скоростью их вращения, малой шириной зазоров и высокими вязкостями обрабатываемых сред, вызывают необходимость использования для РПА мощных электродвигателей, приводящих в движение вращающиеся цилиндры. С увеличением количества рабочих элементов мощности двигателей также должны возрастать. Вследствие этого наименее энергоемкими являются РПА, в которых используются не более двух – трех цилиндрических элементов. При этом возможными компоновочными решениями для активной зо-



**Рис. 1. Различные способы компоновки рабочих органов РПА.**

ны РПА будут: в двухэлементном варианте – внутренний статор-внешний ротор и внутренний ротор-внешний статор, а в трехэлементном варианте – статор-ротор-статор или ротор-статор-ротор (рис. 1).

Для выяснения преимуществ и недостатков каждого из перечисленных вариантов компоновки рабочих органов, а также для сравнения технических характеристик соответствующих РПА в данной работе представлены результаты численного моделирования течения жидкости в рабочей зоне аппаратов с различной компоновкой роторов и статоров. Исследуется влияние взаимного расположения роторов и статоров на расход обрабатываемой среды, моменты сил гидродинамического сопротивления, действующих на ротор, амплитуды пульсаций давления в рабочей зоне, а также уровни тепловыделений за счет диссипации механической энергии.

#### **Постановка задачи численного моделирования**

Базовым считается наиболее распространенный вариант компоновки “статор-ротор-ротор” (рис. 1, а). Его геометрические характеристики соответствуют РПА типа ТФГ [1] (статор внутренний:  $r_0 = 55,0$  мм;  $r_1 = 58,9$  мм; ротор:  $r_2 = 59,1$  мм;  $r_3 = 62,9$  мм; статор наружный:  $r_4 = 63,1$  мм;  $r_5 = 67,0$  мм). В варианте компоновки “ротор-статор-ротор” вместо наружного и внутреннего

статоров будут с теми же геометрическими размерами присутствовать два ротора, а вместо центрального ротора – статор. Двухэлементные компоновки имеют по два рабочих органа, размеры которых соответствуют внутреннему статору и ротору базового варианта. Количество прорезей во всех элементах – по 60.

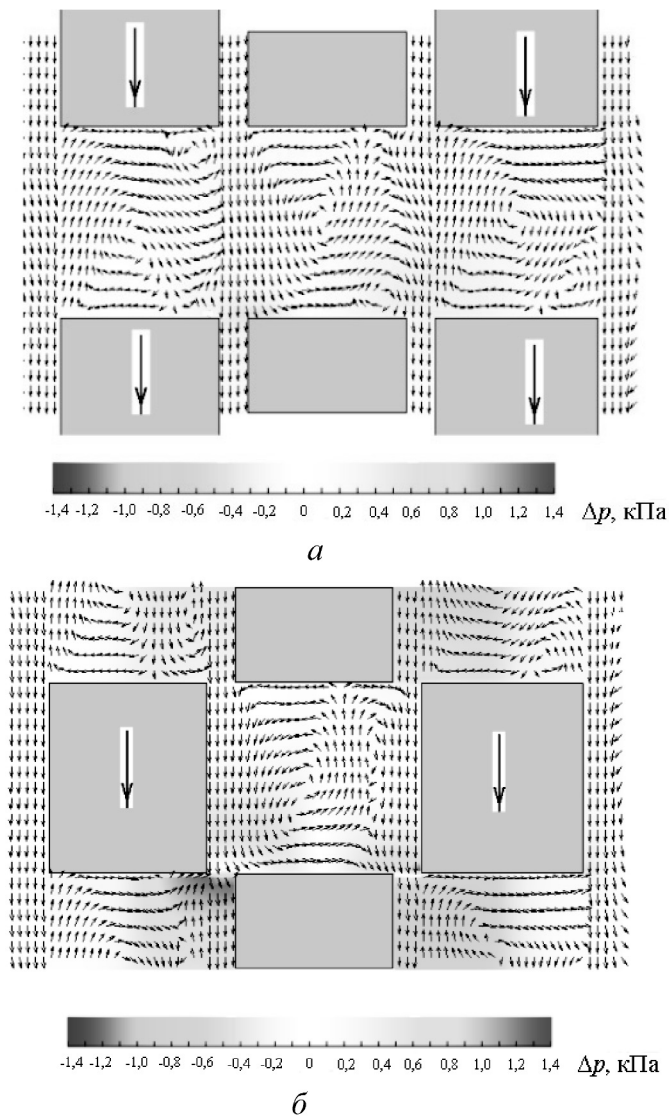
Численное моделирование двумерного ламинарного течения жидкости выполняется в сечении, перпендикулярном общей оси цилиндрических рабочих элементов. В расчетную область включается часть пространства аппарата, в котором располагаются рабочие органы. Она также содержит два предвключенных участка шириной 1 мм перед внутренним цилиндрическим рабочим элементом и участком такой же ширины, следующим за наружным рабочим элементом.

Система уравнений переноса количества движения и энергии для потока жидкости записывается в полярной системе координат. Так как рабочие органы имеют периодическую структуру, целесообразно при решении задачи ограничиться одним, периодически повторяющимся сектором, включающим одну прорезь статора и две половины его стенок, охватывающих рассматриваемую прорезь. Между входным и выходным цилиндрическими сечениями расчетной области задается перепад давления.

Подробная математическая постановка данной задачи, способ задания граничных условий и метод численного решения представлены в [2–5]. В данном случае расчеты выполняются для перепада давления  $\Delta p = +10$  кПа, вязкости жидкости  $\mu = 0,1$  Па·с и угловой скорости вращения ротора  $\omega = 100 \pi$  1/с.

#### **Анализ структуры течения жидкости в рабочей зоне РПА**

Структура потока жидкости через рабочую зону для базового варианта компоновки рассмотрена в [2]. Полученные из решения задачи поля скорости и давления для варианта компоновки “ротор-статор-ротор” представлены на рис. 2. Поля скоростей на рис. 2 представлены так, что в прорезях статоров векторы скорости строятся относительно неподвижной системы координат, а в прорезях роторов – относительно подвижной.



**Рис. 2. Картина течения и поле давления в рабочей зоне РПА для схемы “ротор-статор-ротор”:**  
**а** – момент совпадения прорезей роторов и статора;  
**б** – момент взаимного перекрытия прорезей.

Анализ результатов численного моделирования показал, что в рабочей зоне аппарата, собранного по схеме “ротор-статор-ротор” движение жидкости более интенсивное, чем в случае базовой схемы “статор-ротор-статор”.

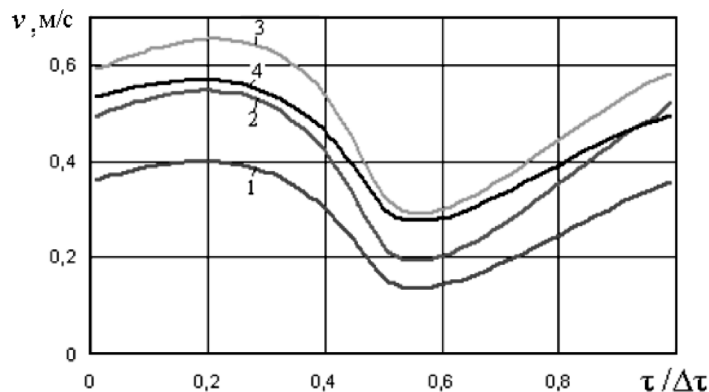
Об этом свидетельствуют мощные вихревые течения во всех прорезях рабочих элементов. В случае же базовой трехэлементной схемы в прорези внутреннего статора вихреобразование наблюдается лишь на выходе из этой прорези. Вызвано это тем, что в схеме “ротор-статор-ротор” вращательное движение жидкости инициируется

вращением четырех цилиндрических поверхностей, а не двух, как в случае схемы “статор-ротор-статор”. При этом, чем интенсивнее вращательное движение жидкости, тем большие значения приобретают центробежные силы, заставляющие жидкость двигаться в радиальном направлении.

Характер распределения давления во внутреннем зазоре аппарата с двумя роторами качественно подобен распределению давления во внешнем зазоре аппарата с двумя статорами. Во внешнем же зазоре аппарата с двумя роторами характер изменения давления качественно подобен изменению давления во внутреннем зазоре однороторного аппарата. Однако диапазон изменения давления в рабочей зоне существенно выше в случае базовой схемы “ротор-статор-ротор”. Из сравнения полей давления следует, что в момент полного взаимного перекрытия прорезей вращающихся и неподвижных элементов в схеме “статор-ротор-статор” избыточное давление в рабочей зоне изменяется от  $-61,5$  кПа до  $+12,1$  кПа, а в случае схемы “ротор-статор-ротор” – от  $-92,0$  кПа до  $+13,8$  кПа. Практически такие же интервалы изменения давления в указанный момент времени наблюдаются и в обоих двухэлементных вариантах компоновки (т.е. в схемах с двумя рабочими элементами).

Основная причина пульсационного увеличения давления в зазорах в момент взаимного перекрытия прорезей связана со значительным уменьшением проходного сечения для радиального течения жидкости и резким ее торможением. В этот момент происходит явление, подобное гидравлическому удару. Как будет показано далее, различные компоновочные схемы рабочих органов обеспечивают при одинаковом перепаде внешнего давления  $\Delta p$  различные радиальные расходы жидкости. Этим и объясняются отличия в диапазонах изменения давления в рабочих областях, собранных по разным схемам.

Как уже было сказано, радиальное движение жидкости обеспечивается как перепадом внешнего давления  $\Delta p$ , так и центробежной силой, вызванной вращательным движением обрабатываемой среды. Вращательное движение обеспечивается силами трения между движущимися цилиндрическими поверхностями и прилегающими к ним слоями жидкости. В схеме “ротор-статор-ротор”

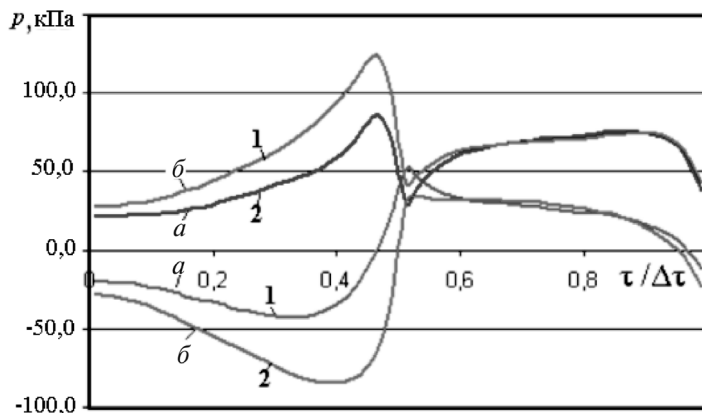


**Рис. 3.** Изменение во времени среднемассовой радиальной скорости во входном сечении расчетной области: 1 – схема “статор-ротор-статор”; 2 – “ротор-статор-ротор”; 3 – “ротор-статор”; 4 – “статор-ротор”.

вращающихся цилиндрических поверхностей – четыре (рис. 1, б). Во всех остальных схемах, приведенных на рис. 1 – по две (рис. 1, а, в, г). Радиальному движению жидкости препятствуют силы трения о стенки прорезей подвижных и неподвижных рабочих элементов, а также периодическое изменение проходного сечения по тракту движения. В результате взаимодействия всех перечисленных факторов устанавливается периодическая во времени среднемассовая радиальная скорость (рис. 3).

Сравнивая кривые, изображенные на данном рисунке, можно отметить, что минимальный радиальный расход обеспечивает базовая схема “статор-ротор-статор” (кривая 1 на рис. 3). У схемы “ротор-статор-ротор” (кривая 2) радиальный расход выше вследствие того, что вращательное движение жидкости в этом случае оказывается более интенсивным, а путевые потери – почти такие же, как и у базовой схемы, вследствие идентичности геометрических параметров. В двухэлементных схемах вращающихся поверхностей меньше, чем у схемы “ротор-статор-ротор”, однако меньше также и поверхностей, препятствующих радиальному движению. Вследствие этого у схем с двумя элементами среднемассовые радиальные скорости выше, чем у схем с тремя элементами.

Поскольку торможение жидкости при взаимном перекрытии прорезей роторов и статоров происходит в случае схемы “статор-ротор-ста-



**Рис. 4.** Изменение во времени избыточного давления во входных сечениях зазоров: а – схема “статор-ротор-статор”; б – “ротор-статор-ротор”; 1 – внутренний зазор; 2 – внешний зазор.

тор” более плавно (рис. 3), меньшими в этот момент времени оказываются и перепады давления в рабочей области. Об этом свидетельствуют графики зависимостей от времени избыточного давления в двух характерных точках расчетной области, находящихся во входных сечениях зазоров между рабочими органами (рис. 4).

Как видно из рис. 4, для обеих трехэлементных компоновочных схем в момент взаимного перекрытия прорезей подвижных и неподвижных элементов во входных сечениях внешнего и внутреннего зазоров давление достигает максимальных значений. Затем происходит резкое падение давления на входе в зазоры, расположенные над вращающимися элементами (кривая 1, б, соответствующая внутреннему зазору схемы “ротор-статор-ротор” и кривая 2, а, соответствующая внешнему зазору схемы “статор-ротор-статор”). За областью падения давления происходит менее значительное его повышение. Во входных сечениях зазоров, расположенных над неподвижными элементами, давление в период, следующий за моментом взаимного перекрытия прорезей, также начинает падать, но более монотонно (кривые 1, а и 2, б).

Дифференцируя зависимости, представленные на рис. 4, по времени, можно найти величины, называемые “пульсациями давления”. Как показали результаты дифференцирования, в момент взаимного перекрытия прорезей подвижных и неподвижных элементов, максимальные



положительные импульсы давления наблюдаются во входном сечении внутреннего зазора схемы “статор-ротор-статор” ( $\partial p / \partial \tau = +4,17 \cdot 10^6$  кПа/с) и внешнего зазора схемы “ротор-статор-ротор” ( $\partial p / \partial \tau = +8,91 \cdot 10^6$  кПа/с). В это же время максимальные отрицательные импульсы давления наблюдаются во внешнем зазоре схемы “статор-ротор-статор” ( $\partial p / \partial \tau = -5,74 \cdot 10^6$  кПа/с) и во внутреннем зазоре схемы “ротор-статор-ротор” ( $\partial p / \partial \tau = -8,25 \cdot 10^6$  кПа/с). Из этого следует, что компоновочная схема “ротор-статор-ротор” обеспечивает более высокие значения как положительных, так и отрицательных пульсаций давления.

Анализ подобных зависимостей, построенных для схем с двумя элементами, показал, что изменение во времени давления на входе в зазор РПА, собранного по схеме “статор-ротор” аналогичны зависимостям для внешнего зазора схемы “ротор-статор-ротор”. Изменение же во времени давления на входе в зазор для схемы “ротор-статор” близко к изменениям для внутреннего зазора схемы “ротор-статор-ротор”. Таким образом, схема “ротор-статор-ротор” объединяет обе схемы с двумя рабочими элементами.

По полученным распределениям скорости и давления в рабочих зонах аппаратов с различной компоновкой можно построить зависимости моментов сил гидродинамического сопротивления, действующих на вращающиеся элементы (роторы). Значения этих величин оказываются важными при выборе типа и мощности электродвигателя в схеме РПА. Моменты создаются силами давления и нормального напряжения, действующими на внутренние поверхности прорезей ротора, и силами касательного напряжения, действующими на цилиндрические поверхности. Результаты расчетов моментов сил сопротивления для различных компоновок рабочих органов представлены на рис. 5.

Как и следовало ожидать, максимальные суммарные моменты создают силы, действующие на поверхности двух роторов схемы “ротор-статор-ротор” (кривая 2 на рис. 5). Это связано главным образом с максимальной площадью поверхностей, испытывающих действие сил сопротивления. Интересно отметить, что в случае схемы “статор-ротор” на малом промежутке времени, включающем момент взаимного перекрытия

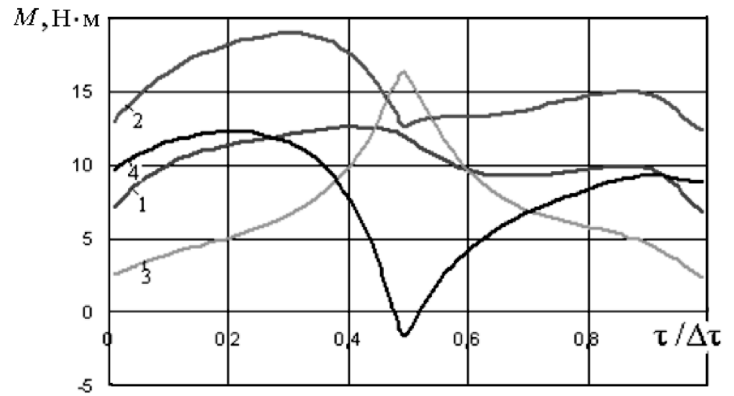
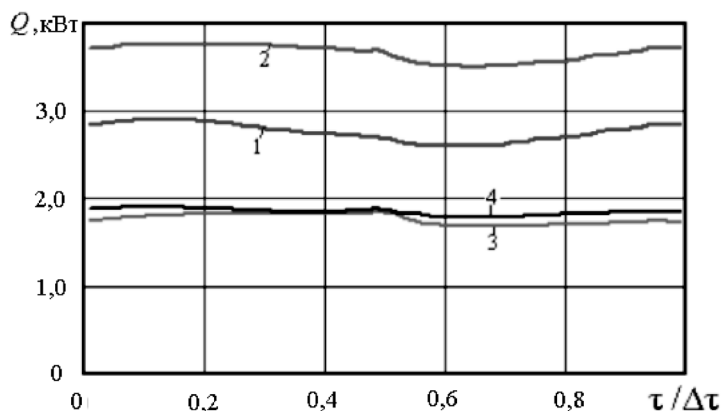


Рис. 5. Изменение во времени суммарного момента сил гидравлического сопротивления, действующих на поверхности роторов: 1 – схема “статор-ротор-статор”; 2 – “ротор-статор-ротор”; 3 – “ротор-статор”; 4 – “статор-ротор”.

прорезей ротора и статора, момент сил сопротивления, действующих на ротор, становится отрицательным, т.е. этот момент сил не препятствует вращению ротора, а наоборот, способствует ему (кривая 4). Это происходит вследствие того, что в указанный момент времени стенка ротора, разделяющая две соседние прорези, оказывается под действием разности давлений, способствующей вращательному движению ротора, поскольку перед стенкой прорези давление оказывается несколько ниже, чем давление за стенкой. При суммировании моментов сил, найденных для схем “статор-ротор” и “ротор-статор” (кривые 3 и 4), получаются величины, близкие по значениям к величинам, полученным для схемы “ротор-статор-ротор” (кривая 2).

Важным параметром, характеризующим работу РПА, является суммарная мощность источников тепловыделения за счет диссипации энергии в рабочей области. Эта величина может быть получена интегрированием по всему рабочему пространству диссипативной функции, входящей в уравнение энергии. Зависимости от времени указанной величины для рассмотренных выше четырех компоновок рабочих элементов в рабочей области РПА представлены на рис. 6.

Как следует из результатов численного моделирования, уровень диссипации энергии в рабочем пространстве РПА слабо зависит от времени. Об этом свидетельствуют кривые, представлен-



**Рис. 6. Изменение во времени суммарной диссипации энергии в рабочем пространстве РПА: 1 – схема “статор-ротатор-статор”; 2 – “ротатор-статор-ротатор”; 3 – “ротатор-статор”; 4 – “статор-ротатор”.**

ные на рис. 6. Как и следовало ожидать, максимальная диссипация энергии происходит при компоновке рабочих органов по схеме “ротатор-статор-ротатор” (кривая 2 на рис. 6). Это объясняется как более интенсивным движением жидкости при такой схеме, так и увеличением площади цилиндрических поверхностей, совершающих вращательное движение.

Для обеих схем, содержащих по два рабочих элемента, суммарные значения диссипативной энергии оказываются практически одинаковыми (кривые 3 и 4). При этом суммарные уровни диссипации примерно в два раза ниже, чем для схемы “ротатор-статор-ротатор”. Схема “статор-ротатор-статор” по уровню диссипации энергии занимает промежуточное положение (кривая 1).

Сравнение осредненных по времени основных динамических характеристик аппаратов, собран-

ных по четырем рассмотренным компоновочным схемам, представлено в табл. 1. Данные относятся к аппаратам с приведенными выше геометрическими размерами рабочих элементов и представленным ранее условиям:  $\Delta p = +10$  кПа;  $\mu = 0,1$  Па·с;  $\omega_0 = 100$  л/с.

### Выводы

1. Из представленных результатов численного моделирования следует, что максимальную среднемассовую скорость поступательного движения жидкости обеспечивает двухэлементный аппарат типа “ротатор-статор”, а минимальную – аппарат типа “статор-ротатор-статор”. Максимальный момент сил сопротивления создается в аппарате типа “ротатор-статор-ротатор”, а минимальный – в аппарате типа “ротатор-статор”. Максимальная диссипация энергии происходит в аппарате типа “ротатор-статор-ротатор”, а минимальная – в аппарате “ротатор-статор”.

2. Результаты данных исследований могут быть использованы при выборе конструкции аппарата, обеспечивающего максимальную эффективность технологического процесса диспергирования гетерогенных жидких систем.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Басок Б.И., Гартвиц А.П., Коба А.Р., Горячев О.А. Оборудование для получения и обработки высоковязких дисперсных сред // Промышленная теплотехника. – 1996. – Т.18, №1. – С. 50 – 56.
2. Басок Б.И., Кравченко Ю.С., Давыденко Б.В., Пироженко И.А. Исследование микроструктуры потока жидкости в роторно-пульсационном ап-

Табл. 1. Сравнение динамических характеристик аппаратов, собранных по различным схемам

Компоновочная схема	Среднемассовая радиальная скорость $v_{cp}$ , м/с	Момент сил сопротивления $M_{cp}$ , н·м	Мощность источников тепловыделения $Q_{cp}$ , кВт	Объем рабочего пространства аппарата $V$ , м <sup>3</sup>
Статор-ротатор-статор	0,288	10,35	2,751	$0,0943 \cdot 10^{-3}$
Ротатор-статор-ротатор	0,402	15,39	3,650	$0,0943 \cdot 10^{-3}$
Ротатор-статор	0,501	7,02	1,765	$0,0684 \cdot 10^{-3}$
Статор-ротатор	0,442	8,09	1,845	$0,0684 \cdot 10^{-3}$

парате // Доповіді НАНУ. – 2003. – № 11. – С. 71–76.

3. Басок Б.И., Кравченко Ю.С., Давыденко Б.В., Тесля А.И. Течения жидкости в роторно-пульсационном аппарате на стадии его разгона // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т.26, № 2. – С. 31–36.

4. Басок Б.И., Давыденко Б.В., Ободович А.Н., Пироженко И.А. Диссипация энергии в активной зоне роторно-пульсационного аппарата // До-

повіді НАН України. – 2006. – № 12. – С. 81–87.

5. Басок Б.И., Давыденко Б.В., Ободович А.Н., Пироженко И.А. Численное моделирование процесса перемешивания взаиморастворимых жидкостей в роторно-пульсационном аппарате // Доповіді НАН України. – 2007. – № 7. – С.79–86.

Получено 14.04.2008 г.

УДК 536.244

**БУРКА А.Л.,  
ЕМЕЛЬЯНОВ А.А., СИНИЦЫН В.А.**

*Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН*

## ТЕПЛООБМЕН В ГАЗОПРОНИЦАЕМОМ МАТЕРИАЛЕ С ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩИМИ СВОЙСТВАМИ

Пропонується розрахунково-експериментальне дослідження тепломасообміну у газопроникному матеріалі при наявності хемосорбції кисню у порах і фазового переходу стосовно до умов роботи твердотілого сонячного акумулятора. Подано математичну постановку задачі, яка враховує радіаційно-конвективний теплоперенос у матеріалі, і описано метод її розв'язування. Експериментальні результати вимірювання теплоємності активованих порошків використано при розрахунку тепломасообміну у газопроникному матеріалі. Проведено розрахунки нестационарного температурного поля у плоскому шарі матеріалу з різною мірою його активації. Показано, що підвищення міри активації призводить до пониження темпу нагріву й збільшення кількості акумульованої теплоти. З'ясовано вплив пористості матеріалу на формування температурного поля.

Предлагается расчетно-экспериментальное исследование тепломасообмена в газопроницаемом материале при наличии хемосорбции кислорода в порах и фазового перехода применительно к условиям работы твердотельного солнечного аккумулятора. Представлена постановка задачи, учитывающая радиационно-конвективный теплоперенос в материале и описан метод решения. Экспериментальные результаты по измерению теплоемкости активированных порошков использованы при расчете тепломасообмена в газопроницаемом материале. Проведен расчет нестационарного температурного поля в плоском слое материала с различной степенью активации. Показано, что повышение степени активации приводит к снижению темпа нагрева и увеличению количества аккумулированной теплоты. Выяснено влияние пористости материала на формирование температурного поля.

A calculation-experimental investigation of heat and mass transfer in a gas-permeable material with chemical absorption of oxygen in pores and phase transition is proposed for operation conditions of a solid solar accumulator. The problem statement with regard for radiation-convective heat transfer in this material is presented, and the method of solution is described. Experimental results on measurement of thermal capacity of activated powders were used in calculations of heat and mass transfer in a gas-permeable material. The non-stationary temperature field was calculated in a flat layer of the material with different activation degrees. It is shown that an increase in the degree of activation decreases the heating rate and increases the amount of accumulated heat. The effect of material porosity on temperature field formation was determined.

$c_T$  – теплоемкость газа;

$g$  – расход газа в порах;

$E$  – плотность потока излучения;

$L$  – длина образца материала;

$m_V$  – массовая скорость газовой выделения в порах;

$N_1, N_2$  – безразмерные коэффициенты теплоотдачи;

$P$  – пористость;

$q$  – объемная плотность источников тепловыделения;

$T_*$  – характерная температура;