

УДК 532.517.6

Канд. техн. наук С. А. Беспалько, А. В. Йовченко, д-р техн. наук С. П. Поляков,
канд. техн. наук Е. Я. Губарь, О. С. Шкаруба

Государственный технологический университет, г. Черкассы

ДИНАМИКА НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В АКТИВНОЙ ЗОНЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

Представлены результаты теоретических исследований динамики нестационарного течения жидкости в активной зоне гидродинамического теплогенератора роторного типа. Выполнен численный расчет основных параметров нестационарного потока и проведен анализ полученных результатов.

Ключевые слова: диссипативное нагревание, гидродинамический теплогенератор, активная зона, частота пульсаций, нестационарное течение.

Постановка проблемы

В связи с углубляющейся с каждым годом проблемой энерго- и ресурсосбережения и поиском новых энергетических резервов все больше внимания в мире уделяется вопросам развития альтернативной энергетики и внедрения эффективных технологий в наиболее энергоемкие производства.

Известно, что за счет собственных природных ресурсов наша страна может обеспечить около 20 % своих потребностей в природном газе и 7–8 % в нефти, что ставит государство перед необходимостью импортировать большую часть топливного сырья. По данным Института технической теплофизики НАН Украины ожидаемая экономия энергоресурсов за счет развития современных инновационных технологий составляет в среднем около 20 %, а в ряде отраслей может превысить 70 %. Прежде всего это касается отраслей, в которых на протяжении многих лет эксплуатируются морально устаревшие энергоемкие технологии и оборудование [1, 2].

В последние годы, на фоне частых аварий теплосетей и ухудшения экологической ситуации, большое внимание уделяется также вопросу развития нетрадиционных методов и оборудования автономного теплоснабжения. Так при строительстве новых зданий и сооружений все чаще применяют солнечные коллекторы, ИК-обогреватели, тепловые насосы и гидродинамические теплогенераторы, а также создаваемые на их основе гибридные системы горячего водо- и теплообеспечения [3–5].

На сегодняшний день одним из эффективных методов решения проблемы автономного теплоснабжения является метод диссипативного нагревания жидкости, осуществляемый в гидродинамических теплогенераторах. Данные установки относятся к новым экологически чистым энергосберегающим технологиям, которые дают возможность не только значительно

экономить энергоресурсы, но и эффективно использовать подводимую энергию на нагрев жидкости [6].

Однако, несмотря на их высокую энергетическую эффективность и широкое распространение, этот метод нагрева остается малоизученным, что в свою очередь сдерживает развитие данной технологии. При этом в научной литературе отсутствует количественная оценка термогидродинамических процессов протекающих в активной зоне гидродинамических нагревателей.

Цель работы

Теоретическое исследование динамики нестационарного потока в активной зоне модели роторного гидродинамического теплогенератора. На основе применяемой модели установить влияние перепада давления создаваемого системой ротор-статор, а также частоты пульсаций на амплитуду колебаний.

Рассмотреть механизм возникновения импульсов давления и дальнейшей их трансформации при прохождении через внезапное расширение канала.

Постановка задачи

Как было показано в работе [7] в рабочих зонах теплогенераторов происходит многократное изменение давления рабочей жидкости. Относительно роторных установок данное изменение давления обусловлено периодическим открытием-закрытием технологических каналов статора 1 при вращении ротора 2 (рис. 1, а) [8]. При этом жидкость под действием перепада давлений ΔP поступает из камеры повышенного давления 3 в камеру пониженного давления 4, проходя через технологические каналы и конструктивные зазоры, которые в общем виде можно представить как соединительный канал 5 с установленным в нем переменным сопротивлением 6 (рис. 1, б). В процессе работы установки диафрагма изменяет свой коэффициент живого сечения, выполняя, таким образом, функцию клапана.

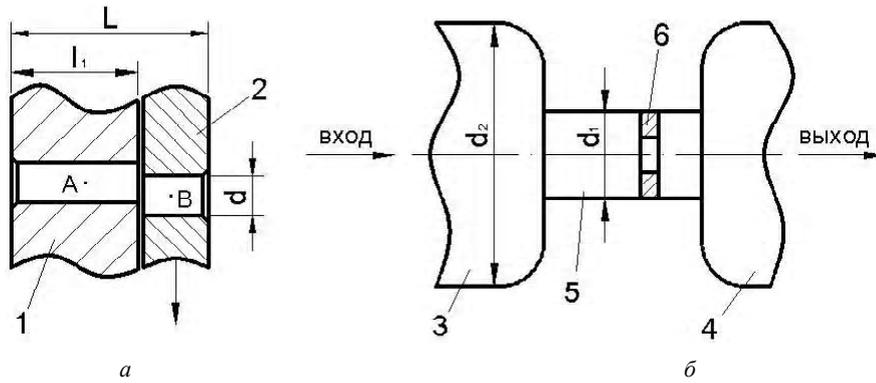


Рис. 1. Схема конструктивных элементов роторного гидродинамического теплогенератора:

a – технологический канал; *б* – эквивалентная гидравлическая схема системы ротор-статор; 1 – статор; 2 – ротор; 3 – камера повышенного давления; 4 – камера пониженного давления; 5 – соединительный канал; 6 – переменное сопротивление; l_1 – длина технологического канала в статорном диске; L – общая длина технологического канала; d – диаметр технологического канала; d_2 – эквивалентный диаметр живого сечения камеры 3; d_1 – эквивалентный диаметр живого сечения соединительного канала 5

Для определения величины создаваемого при этом пульсирующего давления применим модель, предложенную в работе [8]. В основе модели лежит дифференциальное уравнение одномерного нестационарного движения идеальной несжимаемой жидкости, которое для участка длиной L (рис. 1, *a*) имеет вид [8]:

$$\Delta P + (1 - \xi_{II} - \xi_O - \xi_T) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \rho \cdot L \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \cdot k, \quad (1)$$

где ΔP – перепад давления, создаваемый системой ротор-статор; ξ_{II} – коэффициент переменного сопротивления, которое создается периодическим открытием-закрытием технологического канала (рис. 1); ξ_O – коэффициент местного сопротивления на входе и выходе из канала; ξ_T – коэффициент сопротивления трения; ρ – плотность жидкости;

L – длина технологического канала; k – коэффициент перекрытия сечения каналов.

Применение данной модели позволило свести задачу к определению коэффициента переменного сопротивления создаваемого периодическим открытием-закрытием технологического канала (рис. 1).

Значение ξ_{II} зависит от степени перекрытия канала, т.е. от коэффициента живого сечения F , который определяется, как отношение площади просвета F_0 к общей площади сечения соединительного канала F_1 [8–10]. При этом необходимо учесть, что даже в закрытом положении в системе ротор-статор присутствуют объемные потери, отражающие наличие конструктивных зазоров [7], поэтому значение коэффициента F никогда не будет равным нулю. В реальной установке [7] с учетом общей площади зазоров и технологических отверстий коэффициент F изменяется в интервале $[0, 1; 1]$. Для определения зависимости описывающей изменение коэффициента F была выполнена аппроксимация по коэффициентам сопротивления ди-

афрагмы [9]. Таким образом, получили 10 функций, из которых выбрали одну максимально повторяющую исходную зависимость при следующих значениях коэффициентов регрессии $A = 0,071$, $B = 0,031$, $C = 0,014$ и $D = 0,0001$:

$$\xi_{II} = \frac{B - A \cdot \sin^2(k_1 \cdot F)}{C \cdot \sin^2(k_1 \cdot F) + D}, \quad (2)$$

где согласно [8] аргумент $k_1 \cdot F = \pi \cdot t \cdot f$ (где t – время, f – частота изменения переменного сопротивления).

Периодическое изменение давления в канале (рис. 1, *a*) описывается уравнением [8]:

$$P_a = -\rho \cdot l_1 \cdot \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (3)$$

где ρ – плотность жидкости; l_1 – длина технологического канала в статорном диске.

Система уравнений (1)–(3) решалась методом Рунге-Кутты [11] с шагом по времени 10^{-7} с. Расчеты проводились при следующих начальных данных: $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 15 \cdot 10^{-3}$ м; $Re = 4000$ для различных перепадов давлений $\Delta P = 40, 50, 60$ кПа и частоты пульсаций $f = 200$ Гц. Результаты расчета приведены на рис. 2–4.

Анализ результатов расчета

Результаты расчета показывают, что в технологическом канале (рис. 1, *a*) при вращении ротора происходит периодическое изменение скорости течения жидкости (рис. 2). При этом скорость изменяется от значения v_{\min} , когда отверстия полностью закрыты, до значения v_{\max} , когда отверстия открыты.

Периодическое изменение скорости течения жидкости обуславливает изменение ускорения, которое через силы инерции передается в виде импульсов динамического давления (положительных и отрицатель-

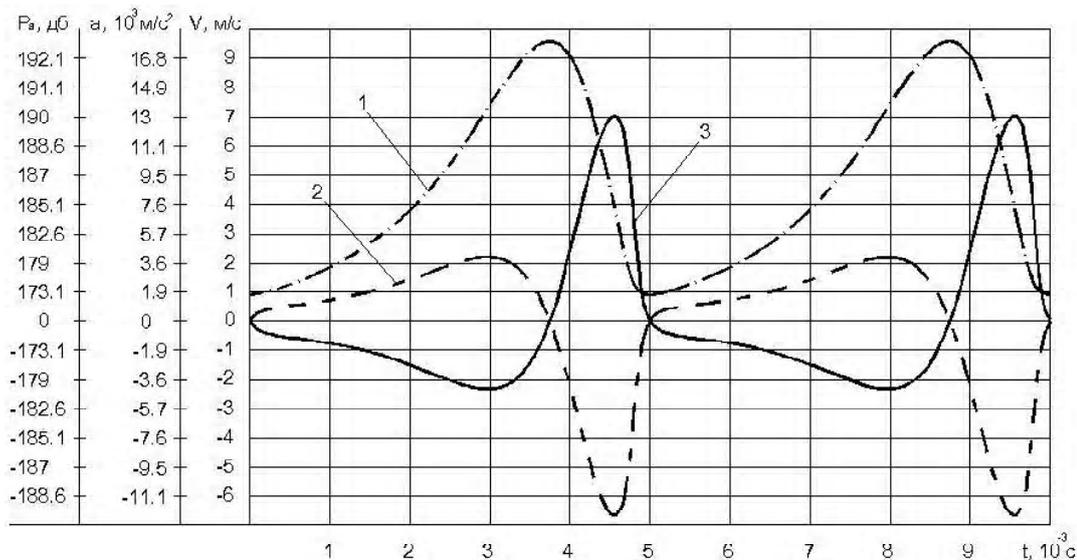


Рис. 2. Графические зависимости скорости течения жидкости, ускорения и динамического давления от времени рассчитанные для точки *A* (рис. 1, *a*) при $\Delta P = 40$ кПа и $f = 200$ Гц:

1 – кривая изменения скорости; 2 – кривая изменения ускорения; 3 – кривая изменения давления

ных) в общий поток канала статора (рис. 1, *a*) с частотой f . Как видно из рис. 3 уровень пульсаций давления существенно зависит от величины прикладываемой разности давлений на вход и выход из канала. Так увеличение перепада давлений с 40 до 60 кПа увеличивает амплитуду динамического давления на 60 %.

Таким образом, в представленной на (рис. 1, *a*) активной зоне теплогенератора при вращении ротора возникают мощные импульсы давления. Однако их значения, полученные расчетным путем, характерны лишь для технологического канала, т.к. в камеру 3 (рис. 1, *b*) передается лишь малая часть импульса. При

этом амплитуда импульсов проходящих в широкую часть канала через сечение внезапного расширения тем

меньше, чем выше отношение $\frac{d_2}{d_1}$ (где d_1 – эквивалентный диаметр живого сечения соединительного

канала 5; d_2 – эквивалентный диаметр живого сечения камеры 3 (рис. 1, *b*)). Согласно работы [12] передача импульса давления через препятствие типа внезапного расширения хорошо описывается соотношением, приведенным в работе [13] применительно к прохождению звуковых волн малой амплитуды через аналогичные препятствия:

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{2 \cdot d_1^2}{d_1^2 + d_2^2}, \quad (4)$$

где параметры a_1, a_2 обозначают амплитуды гармонического колебания давления звуковой волны на участках канала с диаметрами соответственно d_1 и d_2 .

Производя вычисления по формуле (4) для экспериментальной установки [7] получим, что при отношении эквивалентных диаметров живых сечений

$\frac{d_2}{d_1} = 5$ амплитуда давления при переходе из узкого

канала в широкую часть уменьшается в 14 раз. Исходя из этого, можно сделать вывод, что именно при прохождении потока через активный элемент будет наблюдаться максимальное воздействие на рабочую среду и, следовательно, изменение ее температуры. Данное утверждение согласуется с работой [14], в которой указывается, что при прохождении жидкости по каналу системы ротор-статор из точки *A* в точку *B*

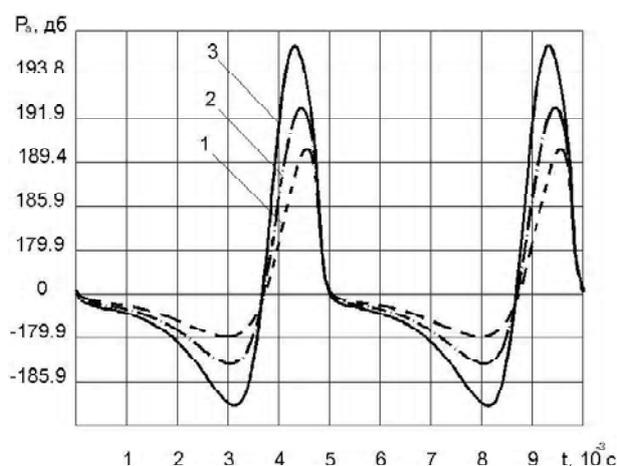


Рис. 3. Графические зависимости динамического давления от времени рассчитанные для точки *A* (рис. 1, *a*) при $\Delta P = 40, 50, 60$ кПа:

1 – $\Delta P=40$ кПа; 2 – $\Delta P= 50$ кПа; 3 – $\Delta P= 60$ кПа

(рис. 1, а) наблюдается существенное повышение ее температуры.

Следует отметить, что значения динамического давления, которое появляется при вращении ротора, существенно зависят от частоты перекрытия сечения канала. Для определения данной зависимости была построена амплитудно-частотная характеристика процесса (рис. 4).

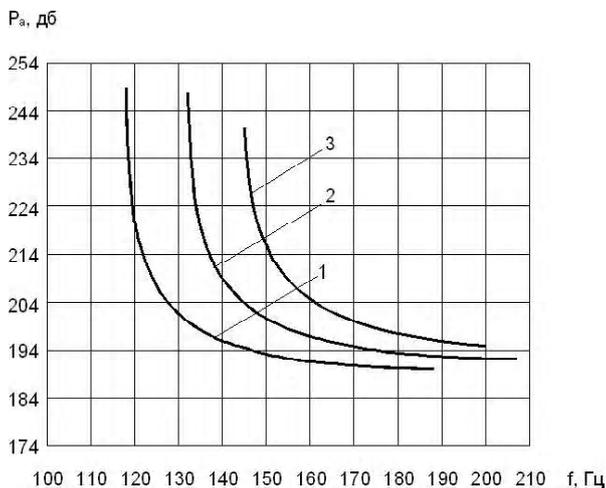


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика пульсаций давления рассчитанная для диапазона частот соответствующих максимальным значениям амплитуд динамического давления:

1 – $\Delta P = 40$ кПа; 2 – $\Delta P = 50$ кПа; 3 – $\Delta P = 60$ кПа

Из графиков видно, что амплитуда давления нелинейно зависит от частоты пульсаций. Данная нелинейность характерна только для диапазона низких частот $f < 200$ Гц. На более высоких частотах, согласно расчетов, зависимость давления от частоты носит квазилинейный характер. Такое поведение гидравлической системы можно объяснить следующим образом: при вращении ротора с маленькой круговой скоростью частота изменения давления в камере мала и циклические режимы повышения-понижения давления от P_{\min} до P_{\max} «успевают» за частотой вращения ротора. На большой круговой скорости вращения амплитуда пульсаций, вследствие инерционности жидкости, не успевает изменяться и в системе устанавливается постоянное значение амплитуды, которое мало зависит от частоты.

Выводы

1. В данной статье приведены результаты численного расчета динамики жидкости в активной зоне роторного гидродинамического теплогенератора.

2. Определено влияние перепада давления, создаваемого системой ротор-статор и частоты пульсаций на амплитуду создаваемых возмущений.

3. Рассмотрен механизм возникновения импульсов давления и дальнейшей их трансформации при прохождении через внезапное расширение канала.

Перечень ссылок

1. Долинский А. А., Иваницкий Г. К. Принципы разработки новых энергоресурсосберегающих технологий и оборудования на основе методов дискретно-импульсного ввода энергии / А. А. Долинский, Г. К. Иваницкий // Пром. теплотехника. – 1997. – Т. 19. – № 4. – С. 13–25.
2. Долинский А. А. Использование принципа дискретно-импульсного ввода энергии для создания эффективных энергосберегающих технологий / А. А. Долинский // ИФЖ. – 1996. – Т. 69. – № 6. – С. 885–896.
3. Попель О. С. Тепловые насосы – эффективный путь энергосбережения // Энергия, экономика, техника, экология. – 1999. – № 12. – С. 22–24.
4. Арабаджев А. М. Почему электроотопление путь к энергосбережению / А. М. Арабаджев // Энергосбережение. – 2004. – № 5. – С. 6–8.
5. Екологічно безпечні енергозберігаючі технології децентралізованого виробництва енергії / [О. О. Мыслюк, Е. В. Мыслюк, Г. С. Столяренко, В. О. Костыгин] // Вісник ЧДТУ. – 2003. – № 4. – С. 133–138.
6. Беспалько С. А. Теоретическое моделирование теплогенераторов / С. А. Беспалько // Вісник ЧДТУ. – 2004. – № 3. – С. 178–184.
7. Беспалько С. А. Моделирование алгоритма создания оптимальных конструкций теплогенераторов / С. А. Беспалько // Вісник ЧДТУ. – 2005. – № 1. – С. 99–104.
8. Экспериментально-аналитическая модель динамики жидкости в роторно-пульсационном аппарате / Б. И. Басок, Б. В. Давыденко, Ю. С. Кравченко, И. А. Пироженок // Доповіді НАНУ. – 2003. – № 10. – С. 90–96.
9. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1960. – 462 с.
10. Картвелишвили Н. А. Нетрадиционные задачи гидравлики / Н. А. Картвелишвили. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 168 с.
11. Демидович Б. П. Численные методы анализа, приближение функций, дифференциальные и интегральные уравнения / Б. П. Демидович, И. А. Марон, Э. З. Шувалова. – М.: Наука, 1967. – 368 с.
12. Иваницкий Г. К. Распространение импульса давления в жидкости в трубах переменного сечения / Г. К. Иваницкий // Пром. теплотехника. – 1998. – Т. 20. – № 6. – С. 27–32.
13. Ландау Л. Д. Гидродинамика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц – М. : Наука, 1986. – 733 с.
14. Долинский А. А., Басок Б. И. Роторно-импульсный аппарат. 1. Импульсные эффекты локального адиабатического вскипания и кавитации жидкости / А. А. Долинский, Б. И. Басок // Пром. теплотехника. – 1998. – Т. 20. – № 6. – С. 7–10.

Одержано 27.04.2010

S. A. Bepalko, A. V. Yovchenko, S. P. Polyakov, E. Y. Gubar, O. S. Shkaruba
**LIQUID UNSTATIONARY FLOW DYNAMICS IN HYDRODYNAMIC THERMAL
 GENERATOR ACTIVE ZONE**

Подано результати теоретичних досліджень динаміки нестационарної течії рідини в активній зоні гідродинамічного теплогенератора роторного типу. Виконано чисельний розрахунок основних параметрів нестационарного потоку та проведено аналіз отриманих результатів.

Ключові слова: дисипативне нагрівання, гідродинамічний теплогенератор, активна зона, частота пульсацій, нестационарний потік.

Theoretical research results of the liquid unstationary flow dynamics in rotor hydrodynamic thermal generator active zone were presented. The numerical calculation of unstationary flow basic parameters is applied as well as results analysis.

Key words: dissipation heating, the hydrodynamic thermal generator, active zone, pulsations frequency, unstationary flow.

УДК 517.521.2:539.37

И. И. Сабо, д-р техн. наук В. А. Толок

Национальный технический университет, г. Запорожье

**СХОДИМОСТЬ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ О ШТАМПЕ МЕТОДОМ
 НАЧАЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ**

Рассматриваются необходимые и достаточные условия сходимости решения задачи о штампе методом начальных функций. Рассмотрена сходимость каждой функции в отдельности и на основании полученных результатов сделан вывод относительно условий и характера сходимости решения в целом.

Ключевые слова: необходимые условия сходимости, достаточные условия сходимости, штамп, метод начальных функций, сходимость решения.

Введение

Рассмотрим задачу о штампе (рис. 1).

В прямоугольную плиту по граничной плоскости $y = h$ вдавливается плоский штамп. Будем считать, что нормальные перемещения плиты под штампом являются известной функцией от x , а на другой границе

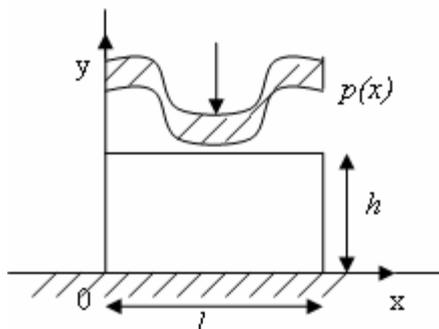


Рис. 1. Вдавливание штампа в прямоугольную плиту

плиты, при $y = 0$, равны нулю. Кроме того, будем считать, что на краях плиты $y = 0$ и $y = h$ отсутствуют касательные напряжения X . Данная задача имеет следующие граничные условия [1]:

$$\begin{aligned} v(0, y) = v(l, y) = 0, \sigma_y(0, y) = \\ = \sigma_y(l, y) = 0, \sigma_x(0, y) = \sigma_x(l, y) = 0, \\ v(x, h) = V_h = \sum_{n=1}^{\infty} \delta_n \sin\left(\frac{\pi nx}{l}\right), v(x, 0) = V_0 = \\ = 0, \tau_{xy}(x, h) = X_h = 0, \tau_{xy}(x, 0) = X_0 = 0. \end{aligned}$$

Решение данной задачи методом начальных функций было приведено В. З. Власовым в виде бесконечных рядов. Цель данной статьи – определить условия и характер сходимости решения.

Перемещения и напряжения плиты определяются в следующем виде [1]: