

УДК 621.486

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯХ

© 2013 А. И. Довгялло, С. О. Некрасова

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В рамках анализа исследований теплообменников термоакустических преобразователей рассмотрены вопросы передачи тепла в теплообменных аппаратах с целью обобщения представлений о физических процессах переноса тепла в параметрах теории теплообмена, динамики жидкости и волновой теории.

Термоакустические преобразователи, теплообменники, перенос тепла, регенератор, критериальные уравнения, инженерное приложение.

Недавно появившиеся термоакустические преобразователи (ТАП) – это новый тип устройств, в которых тепло преобразуется в волновую энергию и далее – в механическую и электрическую (с помощью электрогенератора), либо вводимая в рабочий контур с газом механическая энергия, генерируя волновое движение рабочей среды, осуществляет перенос тепла от холодной к горячей зоне, осуществляя холодильный цикл.

К настоящему времени существуют десятки опытных и даже серийных конструкций ТАП, проводятся теоретические и экспериментальные исследования, доводочные работы, создаются новые конструкции. Термоакустические преобразователи совершенствуются, их эффективный к.п.д. (для двигателей-генераторов) уже достигает 25%. Существующие современные теории [1], описывающие работу ТАП, базируются на механике волновых процессов, теплофизике и газодинамике. Причём, если механика волновых процессов достаточно изучена и описывается довольно строго, то процессы передачи тепла, преобразование тепла в энергию волны и сопровождающее всё это движение газа (осциллирующее, расходящее, ползущее) требуют специального изучения.

Это обусловлено не только тем, что они мало изучены, но во многом и разной трактовкой понятий, вводимых в физиче-

ские и расчётные модели различными исследователями [2,3,4].

Так, например, что принимать за температуру газа при назначении температурного напора при теплоотдаче от поверхности ребра теплообменника к осциллирующему газу в каналах размером 0,5 ... 2 мм? Что понимать под скоростью течения при осциллирующем движении газа и как использовать эту величину в критериях подобия? Характеризует ли полученный таким образом критерий Рейнольдса течение в общепринятых понятиях «ламинарное», «турбулентное»? Можно ли использовать критериальные уравнения вида: $Nu = C Re^n Pr^m$ для обработки экспериментальных данных при выявлении коэффициента теплоотдачи в целевых теплообменниках и регенераторе (стеке) ТАП? Все эти понятия и принимаемые авторами физические величины и допущения требуют критического анализа и тщательного изучения.

Авторами настоящей публикации приводится анализ работ зарубежных и отечественных авторов, касающихся проблемы изучения теплопереноса в теплообменных аппаратах ТАП. Отмечается, что установление единых представлений о физических процессах теплопередачи в термоакустических устройствах способствует созданию обобщённой модели ТАП как тепловой машины, преобразующей тепло в работу, либо машины, осу-

шествяющей обратный (холодильный) термодинамический цикл.

Общая цель анализируемых работ – получение расчётных и экспериментальных данных по теплообмену в основных теплообменных устройствах термоакустических преобразователей. Как правило, изучались процессы в щелевых каналах теплообменников. Для инженерных методик общепринятым является использование критериальных уравнений для конвективной теплоотдачи в числах Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля. В зависимости от методики численного эксперимента и условий физических опытов авторами [4-6] предлагаются различные трактовки характерного геометрического размера, входящего в критерии Рейнольдса и Нуссельта, и различный подход к понятию скорости в щелях. Так, например, в работе [2] в качестве характерного размера принимается глубина вязкостного проникновения

$$d_u = \sqrt{\frac{2m}{r_{cp} \omega}},$$

где m – динамическая вязкость газа; r_{cp} – средняя плотность газа; ω – угловая частота звуковой волны. В работе [3] авторами за характерный размер в методике численного моделирования принимается длина канала L . В работах [4, 6, 7] в качестве характерного геометрического размера в критериях Нуссельта, Рейнольдса принимается величина интервала между пластинами регенератора (стека) d или двойная её величина. При выборе скорости потока рабочего тела определённые трудности заключаются в выборе параметров осциллирующего потока газа. В теоретических расчётах в качестве скорости обозначены объёмные скорости волновых процессов. В работе [3] рассчитываются значения амплитуды акустической скорости в соответствии со стандартной линейной теорией термоакустики [1]:

$$u_1 = \frac{i}{\omega r_{cp}} \frac{dp_1}{dx} \left(1 - \frac{ch((1+i)y/d_v)}{ch((1+i)y_0/d_v)} \right), \quad (1)$$

данная функция использована в [3] в виде

$$u_1 = \frac{1}{\omega r_m} \frac{dp_1}{dx} (1 - h_n), \quad (2)$$

где функция $h_n(y)$ зависит от геометрии канала для случая акустической стоячей волны, генерируемой акустическим драйвером в закрытой резонансной трубе. В работе [6] распределение скорости записывают как

$$\tilde{u}(x, t) = iu_1(x)e^{i\omega t}; \quad (3)$$

$$u_1 = -\frac{p_1}{r_{cp} \cdot a} \sin(kx), \quad (4)$$

где p_1 – амплитуда давления в узле давления; r_{cp} – средняя плотность газа; a – скорость звука; $k = 2\pi f$ – волновое число; f – частота колебаний.

В большинстве источников в численных расчётах используется амплитуда акустической скорости в соответствии с (4). В ряде работ используется модификация данной формулы для условий экспериментальной установки ТАП. Например, в работе [2] $u_1(x)$ используется как скорость движения фронта волны

$$u_1 = \frac{p_1 \sin[(2\pi \cdot f)(x/a)]}{r_{cp} \cdot a}, \quad (5)$$

где x – расстояние между диафрагмой акустического возбудителя волны в состоянии равновесия и теплообменником; a – скорость звука.

Следует отметить, что наиболее достоверными можно считать критериальные уравнения, полученные в физических экспериментах [2,3,6,7], при оговорённых авторами вышеупомянутых условиях. Для удобства сравнения известные по публикациям критериальные уравнения и некоторые экспериментальные результаты приведены в табл. 1. Здесь же отмечены принятый характерный размер, понятие скорости осциллирующего потока, численные значения коэффициентов теплоотдачи, полученные авторами по указанным критериальным соотношениям.

Таблица 1. Сравнительный анализ критериальных уравнений

№	Критериальные уравнения	Характерный геометрический размер в критериях Nu, Re	Характерная скорость в критерии числа Re и его структура	Средне-массовая температура газа, T_{cp} , среднее давление, МПа, рабочая частота, Гц	Диапазон чисел Re	Диапазон критерия Nu	Уровень коэффициента теплоотдачи α , Вт/м ² К
[3]	Численная модель осреднение скорости по времени $Nu = 0.507 Pr^{\frac{1}{3}} Re_L^{\frac{1}{2}}$ {1} при осреднении числа Re $Nu = 0.558 Pr^{\frac{1}{3}} Re_L^{\frac{1}{2}}$ {2}	амплитуда смещения объема газа $L = \frac{2u_1}{w}$	амплитуда акустической скорости газа: $u_1 = -\frac{p_1}{r_{cp} \cdot a} \sin(kx)$ $Re_L = \frac{u_1 L}{\nu}$	300 К, 10 000 Па 100 Гц	0-2200	0-40	30-160
[3]	Эксперимент при осреднении скорости по времени $Nu = 2.8731 + 0.11432 Re_D^{\frac{1}{2}} + 0.00035 Re_D$ {3} при осреднении числа Re $Nu = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{Dh}{\Delta L_{менш}} \right) Pr \left(\frac{Re_D}{\sqrt{2}} \right)}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{Dh}{\Delta L_{менш}} \right) Pr \left(\frac{Re_D}{\sqrt{2}} \right) \right]^{\frac{2}{3}}}$ {4}	гидравлический диаметр $Dh = 2d$	$Re_D = \frac{u_1 D_h}{\nu}$	333 К, 101,325 Па 44 Гц	0-2200	4,5-9,5	400-600
[2]	$Nu = 0.61 Re^{0.31} Pr^{0.11}$ {5}	глубина вязкостного проникновения $d_u = \sqrt{\frac{2m}{r_{cp} \cdot w}}$ $Dh = d$	$Re = \frac{u_{rms} r d_u}{\nu}$ $u_{rms} = \frac{u_1}{\sqrt{2}}$ $u_1 = \frac{p_1 \sin[(2p \cdot f)(x/a)]}{r_{cp} \cdot a}$	300 К, 3-8 бар 300-450 Гц	20-50	1,5-3,5	80-110
[6]	Модель осреднения по времени синусоиды скорости за половину цикла $Nu = 0.7373 Pr^{\frac{1}{3}} Re^{0.4327}$ {6} Модель осреднения числа Рейнольдса, RMSRe $Nu = 0.8077 Pr^{\frac{1}{3}} Re^{0.4327}$ {7} Модифицированное число Рейнольдса $Nu = 0.51 Pr^{0.37} Re^{0.5}$ {8} Критериальное уравнение на основе экспериментальных данных $Nu = 1.303 Pr^{\frac{1}{3}} Re^{0.3271}$ {9}	зазор между ребрами $Dh = d$	$Re = \frac{u_1 D_h}{\nu}$ ввод коэффициента модификации за весь цикл $Re_D = 0,353 \cdot \frac{u_1 D_h}{\nu}$	300 К 2МПа, 1,33 МПа, 0,67 МПа, 145-155 Гц	300-3000	10-18 11-19 10-18 7-12	350-600 400-550 400-600 500-700
[7]	$a = 0,4533 \frac{I}{x} Re_x^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}}$ {10}	x-координата	$Re_x = \frac{U_{\infty} x}{\nu}$ $U_{\infty} = u_1(x) \sqrt{2}$	300-350 К, 337 Гц	7-43	-	40-160
[8]	$a = \frac{I \cdot Nu}{Dh}$ {11}	$Dh = 4 \cdot d_k$	-	30-120 Гц	-	Nu=3,6	-

Приведены значения осреднённой по времени температуры газа T_{cp} в канале регенератора (стека), среднего давления в цикле p_{cp} цикла, рабочей частоты f . Данные табл. 1 по коэффициенту теплоотдачи a приводятся для нормальных уровней температуры $T_{cp} \approx 300 \text{ K}$. Предварительный анализ влияния изменения теплофизических характеристик газа по температуре показал, что данные критериальные уравнения могут быть применимы в диапазоне $300 - 1000 \text{ K}$ (т.е. и для горячего теплообменника).

Для сравнительного анализа приведённых критериальных уравнений в качестве объекта исследования предложен полуволновой резонатор термоакустического двигателя на стоячей волне, состоящий из стека, горячего и холодного теплообменников и используемый в [2] в качестве экспериментальной установки (рис. 1). В качестве рабочего тела взят гелий при среднем значении давления $p_{1cp} = 0,1 \text{ МПа}$ и $p_{2cp} = 2 \text{ МПа}$.

Рассматриваемая расчётная область – объём между пластинами теплообменника. Амплитуда скорости осцилляций для данных условий задавалась в диапазоне $u_1 = 0,1 \div 1,3 \text{ м/с}$ при значениях амплитуды давления $p_{cp} = 0,1 \text{ МПа}$ и $u_1 = 2,5 \div 13 \text{ м/с}$ при $p_{cp} = 2 \text{ МПа}$. В связи с тем, что принятые авторами [2,3,6] численные модели расчёта основаны на теории линейной термоакустики, не учитывающей турбулентные возмущения, которые могут иметь место, например на границах пластин теплообменника или стека, то в данных работах приняты ограничения по числу акустического числа Маха и акустического числа Рейнольдса

$$\left(M = \frac{p_1}{r_{cp} a^2}, \text{ Re} = \frac{u_1 \cdot d_n}{\nu} \right), \text{ где } d_n = \sqrt{\frac{2 \cdot n}{w}}$$

– глубина вязкостного проникновения соответственно ниже 0,1 и 550. Полученные диапазоны амплитуды скорости осцилляций на входе в

теплообменник при принятых амплитудах давления p_1 укладываются в данные рекомендации.

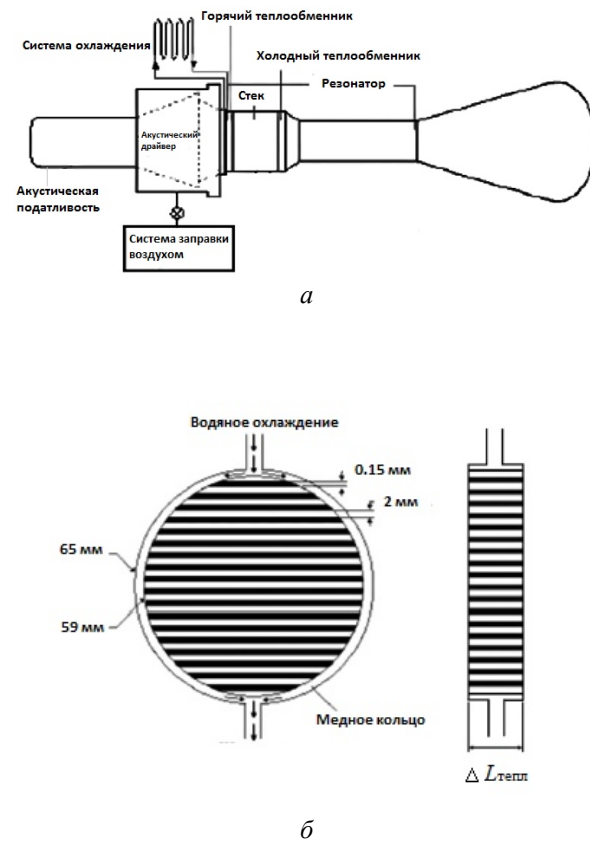


Рис. 1. Схемы термоакустического преобразователя (а); теплообменника (б)

Зазор между пластинами теплообменника принимается $d = 2 \text{ мм}$, что соответствует среднестатистическому значению зазора существующих ТАП, а также согласуется с рекомендациями [1] по выбору этого параметра в соответствии с глубиной термического проникновения $d_k = \sqrt{\frac{2a_T}{w}}$, где a_T – коэффициент температуропроводности.

В качестве характерного размера в расчёте использовались параметры, рекомендованные авторами и приведённые в табл. 1.

Следует отметить, что оптимальная длина теплообменника выбирается исходя

из амплитуды смещения газа $x = \frac{2u_1}{w}$.

Кроме того, исследования [3] показали, что при выборе в качестве длины теплообменника амплитуды смещения газа x и величины зазора между пластинами в диапазоне $1 < \frac{d}{d_k} < 2$, доля

количества тепла, переданного за цикл от пластины теплообменника к газу, лежит в пределах 92-95% от общего потребного для цикла значения.

Для указанных параметрических и конструктивных характеристик теплообменника для всех приведённых в табл. 1 критериальных уравнений были выполнены расчёты. Их результаты представлены в виде графиков на рис. 2, 3, 4.

На рис. 2, 3 представлены графические интерпретации критериальных зависимостей по теплообмену приведённых в табл. 1 критериальных уравнений. Учитывая положения теории подобия, было предложено оценить расположение этих кривых в поле графика $Nu = f(Re)$ - рис. 2, 3 для тех частотных диапазонов (и соот-

ветственно чисел Рейнольдса), которые были обозначены в публикациях. В отличие от индивидуальных параметрических условий авторов исследований были установлены в качестве общих параметров следующие: расположение теплообменника (расстояние от драйвера до входа в теплообменник – 1/8 длины волны); среднее давление газа (0.1; 2.0 МПа), средняя температура газа (300; 1000 К). Амплитуда давления p_1 , характерный размер (δ , 2δ или L), условия осреднения, диапазон частот задавались в соответствии с первоисточниками.

Представленные графики критериальных уравнений по характеру положения и поведения соответствуют логике теории теплообмена. Следует, однако, отметить, что линии 1 и 2 несколько некорректно помещать вместе с другими зависимостями на одном рисунке, так как в критериях присутствует характерный геометрический размер L (длина пластин теплообменника вдоль направления движения волны) вместо величины двойного зазора 2δ как принято в классических методиках для плоских каналов.

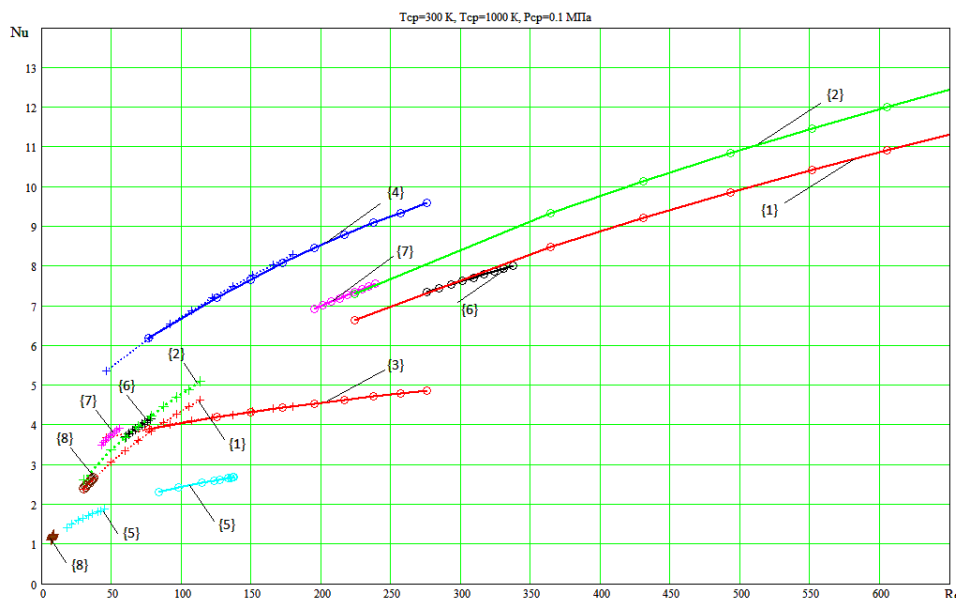


Рис. 2. Критериальные зависимости, приведенные в табл. 1, при среднем давлении $p_{1cp}=0,1$ МПа, $T_{cp} = 300$ K, $T_{cp} = 1000$ K в зависимости от числа Рейнольдса для различных характерных размеров канала:
 Ⓞ - для условий $T_{cp}=300$ K, ++ - для условий $T_{cp}=1000$ K

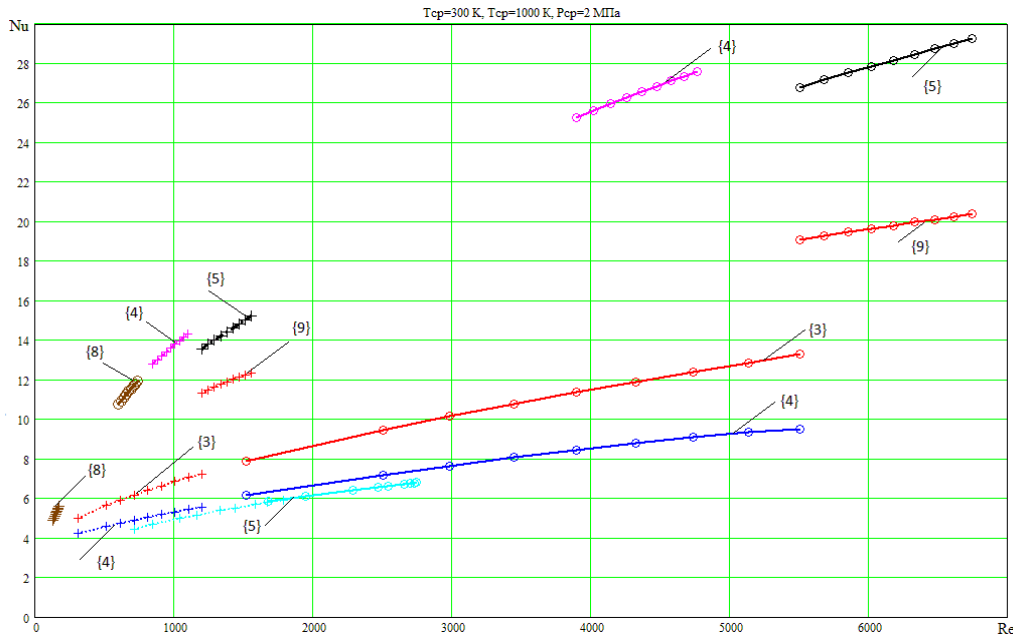


Рис. 3. Критериальные зависимости, приведенные в табл. 1, при среднем давлении $p_{1cp} = 2$ МПа,

$T_{cp} = 300$ K, $T_{cp} = 1000$ K в зависимости от числа Рейнольдса

для различных характерных размеров канала:

⊕ - для условий $T_{cp}=300$ K, ++ - для условий $T_{cp}=1000$ K

Для того, чтобы исключить принятые условности авторов работ, а также для количественной оценки коэффициентов теплоотдачи a , было предложено выразить эти данные в виде зависимостей физических величин $a = f(f)$ (коэффициент теплоотдачи – частота процесса), изображённых на рис. 4.

Предлагается исключить из рассмотрения линии 1 и 2 (с характерным размером L), а также 8 и 10. Линия 8, построенная с применением понятия «модифицированное число Рейнольдса», если из него изъять множитель 0,353, поднимется и сгруппируется в зоне линий 3, 4, 5, 6, 7, 11. Линия 10 получена с введением понятия текущей координаты x , которая по смыслу описывает локальный коэффициент теплоотдачи, а его последующее осреднение не оговорено.

С учётом отмеченного можно констатировать, что конвективный теплообмен в теплообменниках термоакустических устройств для осциллирующих потоков газа – гелия при

средних давлениях рабочего тела около 0,1 МПа и амплитудах давления от 2 до 6 % можно описывать критериальными уравнениями (3)-(7), (10). При этом отличие расчётных данных по коэффициенту теплоотдачи при использовании этих уравнений может достигать 50% и более.

Интересным является сравнение линий 4 и 10. Последняя отражает теплоперенос при условии, что имеет место чистая теплопроводность (в этом случае $Nu = const$) [8]. Зависимость по частоте получилась за счёт изменения зазора d как величины, связанной с глубиной термического проникновения

$$d_k = \sqrt{\frac{2a_T}{w}},$$

которая функционально

зависит от частоты. Если сравнивать формулы (4) и (11), то вполне очевидно, что второе слагаемое в правой части формулы (4) обусловлено осциллирующим движением газа, что существенно (почти в два раза) увеличивает интенсивность теплопереноса.

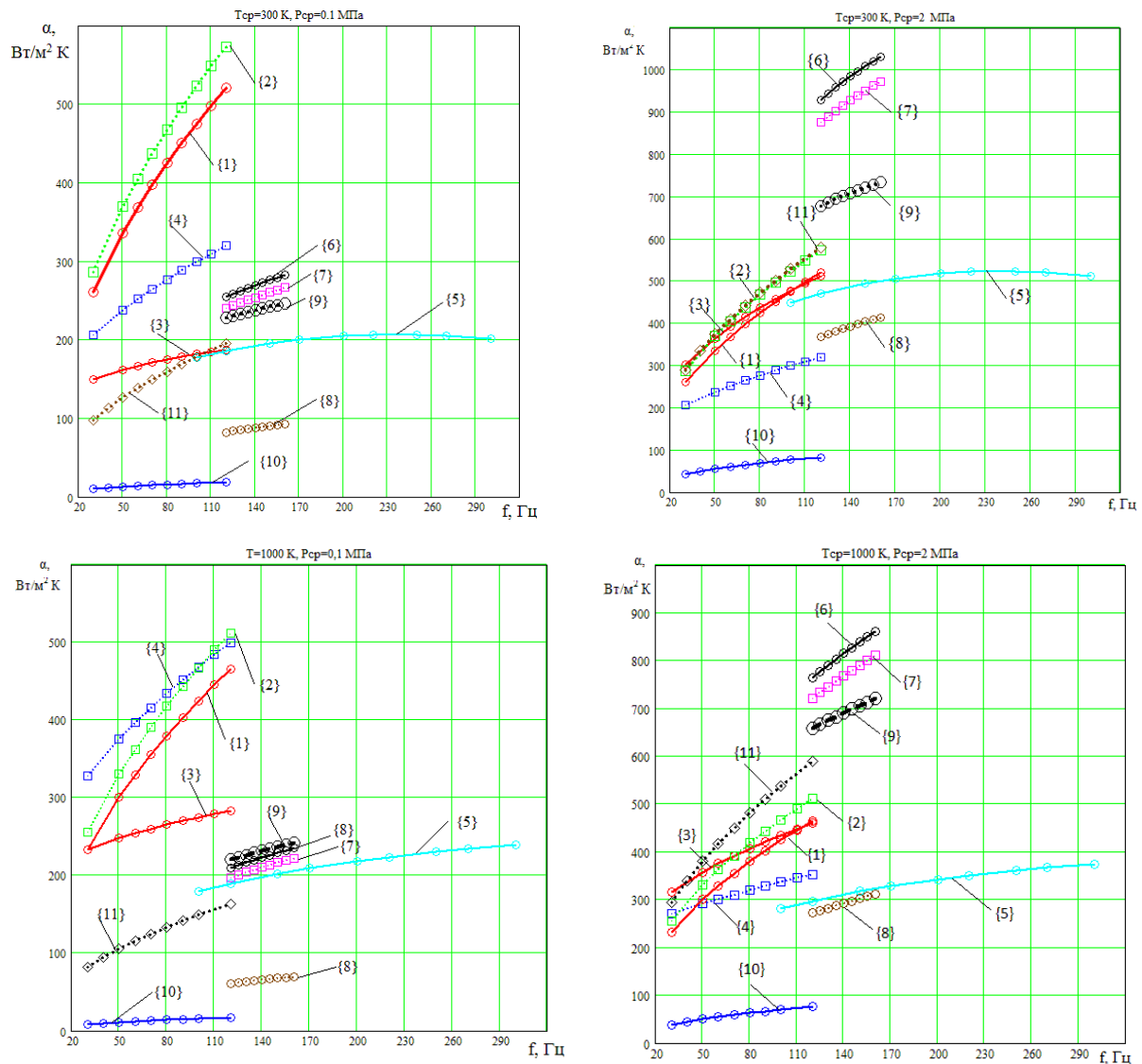


Рис. 4 Зависимость коэффициента теплоотдачи от частоты осцилляций:

●—● - модель осреднения скорости по времени за половину цикла,
□—□ - модель осреднения числа Рейнольдса, ◇—◇ - расчет при $Nu=const$.

Анализ показывает, что для оговорённых по давлению и температуре условий и частот до 150 Гц для инженерных расчётов можно принимать коэффициент теплоотдачи в диапазоне 180 – 250 Вт/ м² К для среднего давления $p_{cp}=0,1$ МПа и 300 –500 Вт/ м² К – для давления в канале $p_{cp}=2$ МПа.

Представленные для анализа публикации, к сожалению, имели уровень температуры рабочего газа около 300 К. Это ограничивает распространение этих уравнений на другие уровни температуры

и давления. Несмотря на это, используя общепринятые положения теории подобия, были выполнены расчёты для температурного уровня 1000 К и давления 2 МПа. На рис. 2, 3, 4 приведённые данные подтверждают ожидаемый факт повышения чисел Re, Nu и коэффициента теплоотдачи α , что обусловлено, в основном, давлением.

Интересно, что если графики критериальных уравнений в поле $Nu=f(Re)$ (рис. 2, 3) расположились менее «компактно» при значении давления 2,0

МПа, чем ранее при давлении 0,1 МПа (и соответственно меньших числах Рейнольдса), то графики, описывающие коэффициенты теплоотдачи (рис. 4), сгруппировались более «тесно». Для диапазона до 200 Гц уже семь из одиннадцати критериальных уравнений (даже уравнения с характерным размером длины L канала теплообменника) расположены с заметным разбросом, но тем не менее в приемлемых для предпроектных расчётов рамках, локализовались в зоне коэффициента теплоотдачи 300 – 500 Вт/м² К.

Выводы

Выполненный в настоящей публикации анализ исследований теплообмена в осциллирующих потоках термоакустических преобразователей показал следующее:

- исследования теплопереноса в теплообменниках подвода и отвода тепла термоакустических преобразователей (ТАП) пока ещё ограничены как по количеству, так и по диапазону параметров осциллирующего газового потока;

- отсутствуют единые подходы к выбору характеристик осциллирующих течений применительно к теплообмену;

- методы осреднения параметров и характеристик потоков в ТАП имеют существенные различия, что не позволяет объективно сравнивать степень применимости данных по теплообмену в ТАП;

- в предварительных и оценочных расчётах ТАП можно принимать следующие уровни коэффициентов теплоотдачи (при любой температуре в диапазоне 300 – 1000 К и диапазоне

частот 20 – 150 Гц): для давления гелия порядка 0,01 – 0,1 МПа – $\alpha = 150 – 250$ Вт/м² К, для давления гелия порядка 2,0 ... 2,5 МПа – $\alpha = 300 – 500$ Вт/м² К.

Библиографический список

1. Swift, G.W. Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators [Text] / G.W. Swift // *Acoust. Soc. Am.*, 2002 – P. 315.

2. Nsofor, E.C. Experimental study on the heat transfer at the heat exchanger of the thermoacoustic refrigerating system [Text] / E.C. Nsofor, Celik Serdar, Wang Xudong // *Applied Thermal Engineering*. – 2007. – № 27. – P. 2435–2442.

3. Piccolo, A. Estimation of heat transfer coefficients in oscillating flows: The thermoacoustic case [Text] / A. Piccolo, G. Pistone // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2006. – № 49. – P. 1631–1642.

4. Nsofor, E.C. Experimental study on the performance of the thermoacoustic refrigerating system [Text] / E.C. Nsofor, Ali Azrai // *Applied Thermal Engineering*. – 2009. – № 29. – P. 2672–2679.

6. I. Peak, J.E. Braun, L. Mongeau, Heat transfer coefficients of heat exchangers in the thermoacoustic coolers, in: *Proceedings of the International Congress of Refrigeration*, Washington, DC, 2003. P.1–8.

7. M. Wetzel, C. Herman / *Experimental study of thermoacoustic effects on a single plate Part II: Heat transfer* // *Heat and Mass Transfer* 35 (1999) 433–441 Springer-Verlag 1999.

8. Исаченко, В.П. Теплопередача. [Текст] / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел; – изд. 2-е. – М.: Энергия, 1969. – 440 с.

PECULIARITIES OF HEAT TRANSFER IN THERMOACOUSTIC CONVERTERS

© 2013 A. I. Dovgyallo, S. O. Nekrasova

Samara State Aerospace University

The problems of heat transfer in thermoacoustic converters are discussed in the framework of analysis of studies of heat exchangers of thermoacoustic converters with a view of summarizing the concepts of physical processes of heat transfer in parameters of the theory of heat transfer, fluid dynamics and wave theory.

Thermoacoustic converters, heat exchangers, heat transfer, regenerator, criteria of similarity, engineering application.

Информация об авторах

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: d.a.i@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

Некрасова Светлана Олеговна, инженер кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: yhoji@yandex.ru. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин.

Dovgyallo Aleksander Ivanovich, Doctor of Sciences (Engineering), Professor of the Department of Heat Engineering and Heat Engines, Samara State Aerospace University. E-mail: d.a.i@mail.ru. Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power equipment, energy saving.

Nekrasova Svetlana Olegovna, engineer, the Department of Heat Engineering and Heat Engines, Samara State Aerospace University. E-mail: yhoji@yandex.ru. Area of research: thermoacoustic engines and refrigerators.