

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ МИНИАТЮРНОГО РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Т. В. Сидорович, В. И. Байков

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

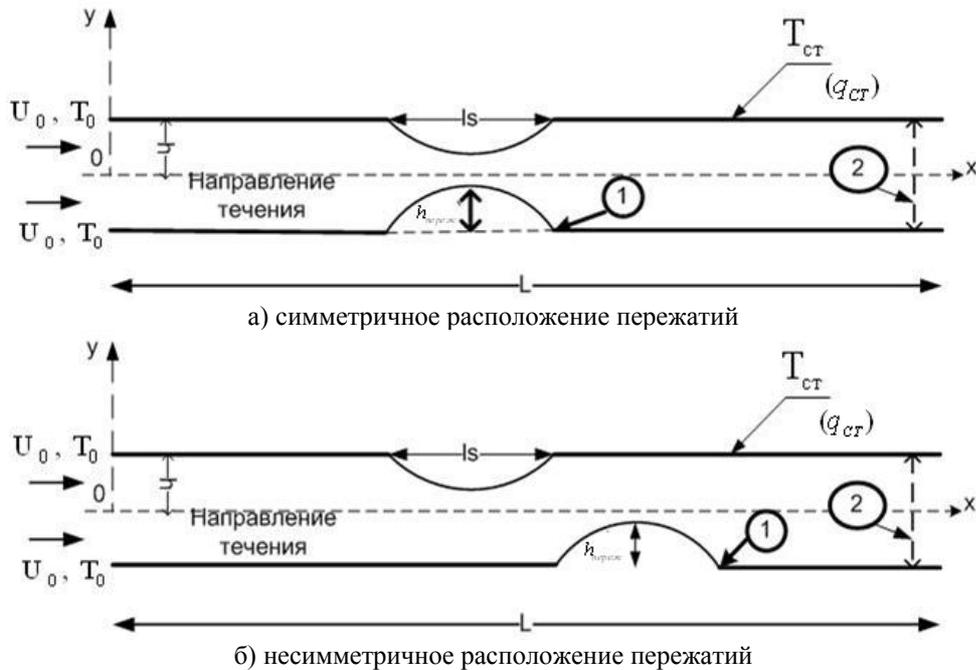
Введение. Совершенствование теплообменных аппаратов, связанное с тенденцией миниатюризации промышленного оборудования сводится к поискам новых материалов и способов управления свойствами внутренних течений. Миниатюризация теплообменного оборудования приводит к тому, что процессы теплообмена протекают в условиях развивающихся динамического и теплового пограничных слоев при ламинарном или переходном режимах течения жидкости. В силу этого научный интерес к процессам интенсификации теплообмена при ламинарном режиме течения теплоносителей, в котором работают рекуперативные теплообменники для вязких сред, является актуальным. Пути достижения максимальной энергоэффективности могут быть следующие [1–5]: изменение геометрических характеристик канала за счет создания особым образом размещенных пережатий на внутренней стенке [6,7]; манипулирование гидродинамикой течения, например за счет организации нестационарного (пульсационного) изменения давления (скорости) в охлаждаемом (нагреваемом) канале; комплексный подход с использованием всех вышеупомянутых способов.

Общие физические принципы, лежащие в основе механизма интенсификации теплоотдачи в каналах с профилированными стенками (пережатия, накатка) применительно к турбулентным течениям, известны давно [5], существует целый ряд расчетных соотношений. Количественные соотношения для теплогидравлического расчета каналов в случае ламинарного режима течения с учетом зависимости теплофизических свойств теплоносителя в широком диапазоне изменения геометрических параметров (высота, шаг, форма поперечного сечения) определены далеко не полностью. Связано это с тем, что гидродинамическая картина течения при наличии зон отрыва и рециркуляции потока для жидкостей, динамическая вязкость которых зависит от температуры, отличается сложностью, что делает затруднительным строгое математическое описание процессов теплопереноса в таких каналах, и выводит на первый план численное моделирование. В данном докладе приведены результаты вычислительного эксперимента только для плоского канала как отражающие все существенные характеристики исследуемого явления.

Математическая модель стационарного и нестационарного (пульсационного) течения вязкой жидкости и теплообмена со стенками плоского канала и способы ее численного решения в двухмерной постановке в условиях одновременного развития профиля скорости и температуры с учетом зависимости вязкости от температуры и граничных условиях первого и второго рода (охлаждение протекающей в канале жидкости) описаны в [7]. В качестве модельной жидкости используется трансформаторное масло (полагаем $\rho = \text{const}$, $c_p = \text{const}$, $\lambda = \text{const}$, $\mu = f(T)$). В процессе исследования значения чисел Рейнольдса на входе в канал $Re_0 = U_0 d_s / \nu_0$ менялись от 89 до 1825, Прандтля Pr_0 - от 39 до 300; значения динамической вязкости – $1,7 \leq \mu_{ct} / \mu_0 \leq 19,5$ за счет изменения температуры на входе от 20 до 110 С; $T_{cm} = 10$ С; перепад между температурой на входе и стенкой канала лежит в диапазоне $10 \leq \Delta T \leq 100$. Граничное условие для скорости на входе в канал (стационарный режим): $u_{ex}(y)|_{x=0} = U_0$; граничное условие (нестационарный режим):

$u_{ax} = u(y)|_{x=0} = U_0 + U_A \sin(\omega t)$. Здесь $0.7U_0 \leq U_A \leq 0.9U_0$ – амплитуда пульсаций скорости. Исследовалось влияние конструктивных особенностей внутреннего канала на энергоэффективность ε_{fi} или на тепловую эффективность E_{fi} .

Влияние конструктивных особенностей. Продольное сечение исследуемых плоских каналов, представляющих собой элемент теплообменного оборудования, за исключением канала с гладкими стенками, схематически представлено на рис. 1: здесь рис.1а – симметричное расположение пережатий; рис. 1б – несимметричное расположение пережатий.



$L=1$ м; $h_{\text{перезж}}=0,005$ м (глубина пережатия); l_s – ширина пережатия; $h=0.01$ м;

Рис. 1 – Поперечные сечения канала (цифра 1- рециркуляционная зона, 2 – выходное сечение)

Численное исследование стационарного теплообмена в плоском канале в исследуемом диапазоне входных чисел Рейнольдса (рис.2) позволило уточнить коэффициенты в расчетных соотношениях для вычисления коэффициентов гидравлического сопротивления и теплообмена из [8]. В результате серии вычислительных экспериментов для гладкого канала с учетом $\mu = f(T)$ установлено, что выражение (1) практически точно совпадает с численными значениями при $C_\xi=0,81$ (вместо 0,535), а (2) с точностью до 4% совпадают при замене $\mu_{ж}$ на μ_0 и значении $C_1 = 1,65$ (вместо 1.55). Сравнение результатов для гладкого канала с полушириной $h=0.01$ м при охлаждении протекающего по нему масла трансформаторного приведено на рис.2

$$\langle \xi \rangle / \xi_0 = (\mu_{ст} / \mu_0)^{n1} \quad (1)$$

здесь $n1 = C_\xi \left(Pe_0 \frac{d_s}{l} \right)^m \left(\frac{\mu_{cm}}{\mu_0} \right)^{-0.062}$, $C_\xi=0,81$, $\xi_0 = 24 \cdot \varphi / Re_0$, $\varphi=1.0$, $m = -0.1$.

$$\langle Nu \rangle_{st} = C_1 \varepsilon (l / Pe_0 d_s)^{-1/3} (\mu_{cm} / \mu_0)^{-0.14}, \quad (2)$$

$$C_1 = 1.65; \quad \varepsilon = 0,7 (l / Re_0 d_s)^{-1/7} (1 + 2,5l / Re_0 d_s).$$

Выражение (2) справедливо для условий проведения данного вычислительного эксперимента, т.к. $(l / Re_0 d_s) < 0.1$ (l – длина поверхности теплообмена).

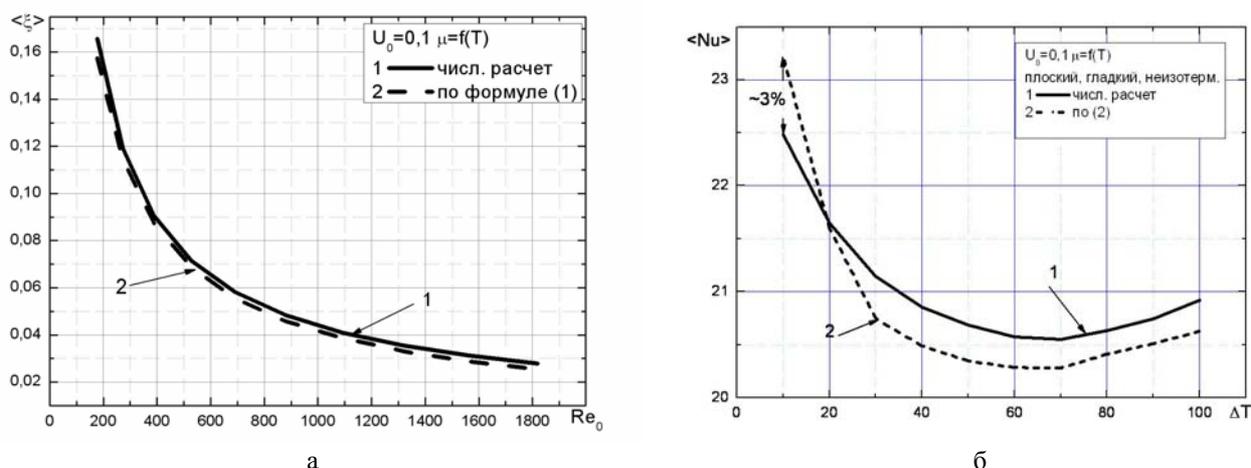


Рис.2. Значения средних коэффициентов гидравлического сопротивления и теплообмена для плоского гладкого канала: 1– численный расчет, 2 –по формулам (1) и (2)

Известно, что в области ламинарного режима течения вязкой жидкости теплоотдача в трубах с накаткой ниже, чем в гладких трубах, из-за термического сопротивления малоподвижных рециркуляционных зон (на рис.1 цифра 1). Для определения возможности образования за пережатиями зоны обратного циркуляционного течения, выполнена серия численных расчетов с использованием в качестве модельной жидкости воды, глицерина и трансформаторного масла в широком диапазоне изменения температур и скорости на входе. По графикам для температурного напора и компонент скорости в поперечных сечениях каналов устанавливались наличие и толщина вихревой зоны, длина вихря и индуцированных им завихрений в пограничном слое для каналов с одинаковой формой и площадью входного и выходного сечений (гладкого и с пережатиями двух видов, представленных на рис.1а и рис.1б). Установлено, что вихревые зоны образуются всегда при значении числа Рейнольдса, определенного по глубине пережатия, средней расходной скорости в сечении над пережатием и вязкости при температуре стенки: $Re_h = h_{перезж} \cdot V' / \nu_{cm} > 10$. В исследуемых случаях для канала с симметричными пережатиями зона возвратно-вихревого течения в сечении за пережатием возникает на верхней и нижней стенках ($Re_h \approx 53$) во всем диапазоне исследуемых чисел Re_0 , что приводит к существенному росту гидравлического сопротивления (рис.3). Для канала с несимметричными пережатиями ($Re_h \approx 17$) устойчивый вихрь небольшого размера (толщина $\approx 1/3 \cdot h_{перезж}$) наблюдается при $Re_0 > 500$. Таким образом, течение в плоском канале с несимметричными пережатиями практически является ламинарным и для $\mu_{cm} / \mu_0 \leq 8$ - безотрывным. Гидравлическое сопротивление увеличивается незначительно. Рост теплообмена обусловлен снижением толщины температурного пограничного слоя за счет перестройки течения. При $\mu_{cm} / \mu_0 > 8$ картина течения перестает быть симметричной, течение теряет устойчивость, режим становится переходным, теплообмен по сравнению с гладким каналом увеличивается. Для канала с симметричным расположением пережатий вихревая система за пережатиями устойчивая, теплообмен при $\mu_{cm} / \mu_0 \leq 11$ ниже, чем в гладком канале, отрыв вихрей и

образование вихревых дорожек происходит при $\mu_{ст} / \mu_0 > 11$ с одновременным ростом числа Нуссельта. Гидравлическое сопротивление возрастает в 1,5 раза.

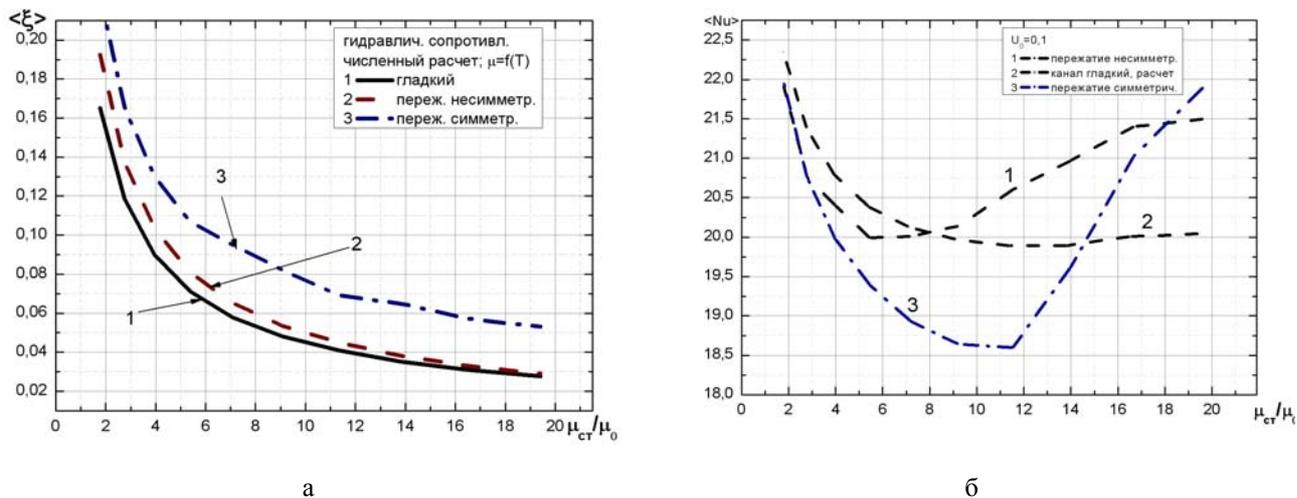


Рис.3. Значения средних коэффициентов гидравлического сопротивления и теплообмена

Энергетическая эффективность исследуемых каналов для широкого диапазона геометрических параметров показана на рис.4. Хорошо видно, что отношение переданного стенкам тепла к потерям на сопротивление значительно лучше для миниатюрных каналов с несимметричным расположением пережатий.

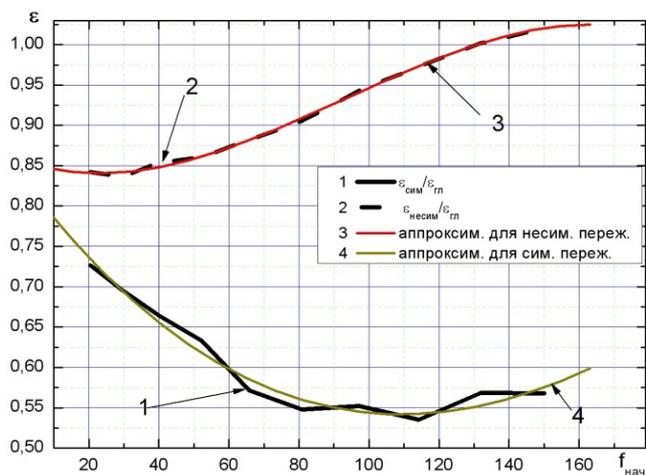


Рис.4. Энергетическая эффективность (граничное условие 1 рода)

Таким образом, для стационарного ламинарного режима течения теплоносителя, вязкость которого в сильной степени зависит от температуры, изменение формы проходного сечения канала за счет несимметричного расположения пережатий хорошо обтекаемой формы может обеспечить больший (по меньшей мере, вдвое) диапазон изменения входной скорости без образования зон обратного циркуляционного течения и меньшие значения поверхностных напряжений за счет изменения гидродинамики течения. Для оценок на этапе конструирования теплообменника можно пользоваться соотношениями

$$\epsilon_{несим} / \epsilon_{гл} = 0,86 - 1,49 \times 10^{-3} f_{нач} + 3,72 \times 10^{-5} f_{нач}^2 - 1,33 \times 10^{-7} f_{нач}^3 \quad (3)$$

$$\varepsilon_{\text{сим}}/\varepsilon_{\text{гл}} = 0,85 - 5,83 \times 10^{-3} f_{\text{нач.}} + 3,18 \times 10^{-5} f_{\text{нач.}}^2 - 3,15 \times 10^{-8} f_{\text{нач.}}^3 \quad (4)$$

которые помогут оценить энергоэффективность функционирования компактного миниатюрного рекуперативного теплообменника, в котором в качестве теплоносителя используется вязкая жидкость.

Вычислительный эксперимент демонстрирует, что для стационарного режима течения вязкого теплоносителя уменьшение глубины пережатия снижает энергоэффективность теплообменника, представляющего собой плоский канал с несимметричными пережатиями, по сравнению с гладким каналом. Глубина пережатия, меньшая $0.1h$ (h – полуширина гладкой части канала), является малоэффективной для целей интенсификации теплообмена в ламинарной области течения вязкого теплоносителя за счет увеличения теплообменной поверхности. Расстояние между пережатиями должно быть достаточно большим, не менее $4h_{\text{переж}}$.

Результаты также показывают, что использование работающих в стационарном режиме миниатюрных компактных теплообменных аппаратов при малых перепадах между температурами вязкого теплоносителя на входе и стенки для ламинарного теплообмена нецелесообразно, поскольку при нормальных условиях эксплуатации теплообменников отношения динамических вязкостей попадают в диапазон, при котором отмечается ухудшение теплообменных свойств.

В этом случае может оказаться целесообразным нестационарный режим течения вязкого теплоносителя.

Влияние пульсационного режима течения на теплообмен. Исследование теплообмена при наличии ламинарного отрыва потока тесно связано с определением границ переходного от ламинарного к турбулентному режиму течения под влиянием сильных возмущений, источником которых являются как пережатия, так и пульсации скорости. Отрыв потока, который реализуется в каналах с изменяющимся проходным сечением, стимулирует возникновение и распад вихрей в пристеночной зоне за пережатием, что приводит к росту коэффициента конвективного теплообмена. Влияние пульсационного режима течения теплоносителя на энергоэффективность ε (или на тепловую эффективность E) определяется либо как отношение энергоэффективности процесса теплообмена в условиях нестационарного режима течения протекающей внутри профилированного канала жидкости к стационарному в том же канале, либо как отношение полной эффективности процесса теплообмена в условиях нестационарного режима течения протекающей внутри профилированного канала жидкости к стационарному в канале с гладкими стенками, что дает возможность оценить совместное влияние формы теплообменной поверхности и режима течения. Все исследуемые характеристики являются интегральными величинами, осредненными по периоду пульсаций.

Теоретико-экспериментальным путем установлено [1,5,6], что пульсационный ламинарный режим течения вязкого теплоносителя в каналах с пережатиями хорошо обтекаемой формы является средством интенсификации процесса теплообмена только при соблюдении следующих условий: 1) процесс протекает в условиях развивающегося теплового пограничного слоя (миниатюрный или короткий канал); 2) при стационарном режиме течения за пережатиями образуются зоны возвратно-циркуляционного течения; 3) величина амплитуды пульсаций давления обеспечивает амплитуду пульсаций скорости, соизмеримую по величине со стационарной составляющей скорости жидкости во входном сечении; 4) частота пульсаций давления (скорости) должна принадлежать диапазону оптимальных частот [9], в котором рост гидравлического сопротивления невелик: при охлаждении $1 \leq \sqrt{\text{Re}_\omega} \leq 2$, при нагревании $2 \leq \sqrt{\text{Re}_\omega} \leq 5$.

Результаты численного исследования по оценке влияния пульсационного режима течения теплоносителя, с частотой пульсаций из оптимального диапазона, на теплогидродинамическую эффективность элемента плоского теплообменника, стенки внутреннего канала которого профилированы несимметрично расположенными пережатиями хорошо обтекаемой формы [9], представлены на рис.5. Пульсационный режим течения по сравнению со стационарным для одного и того же канала повышает $\varepsilon_{f0} = \varepsilon_{1\omega} / \varepsilon_{1st}$ – эффективность процесса теплообмена во всем диапазоне изменения параметра $f_{нач}$ при охлаждении на 10-17%; при нагревании – до 25% (за счет пульсационного режима течения) или ($\varepsilon_{f0} = \varepsilon_{1\omega} / \varepsilon_{гл.st}$) до 37% по отношению к стационарному течению в канале с гладкими стенками (совместное влияние увеличение площади поверхности теплообмена и нестационарного режима течения теплоносителя). При этом оптимальные частоты пульсаций [7] в случае охлаждения (рис.5а) протекающей в канале жидкости отличаются от таковых при нагревании (рис.5б). Хорошо видно, что для случая, когда температура текущей по внутреннему каналу вязкой жидкости ниже температуры стенок канала (нагрев) применение пульсационного режима течения наиболее оправдано.

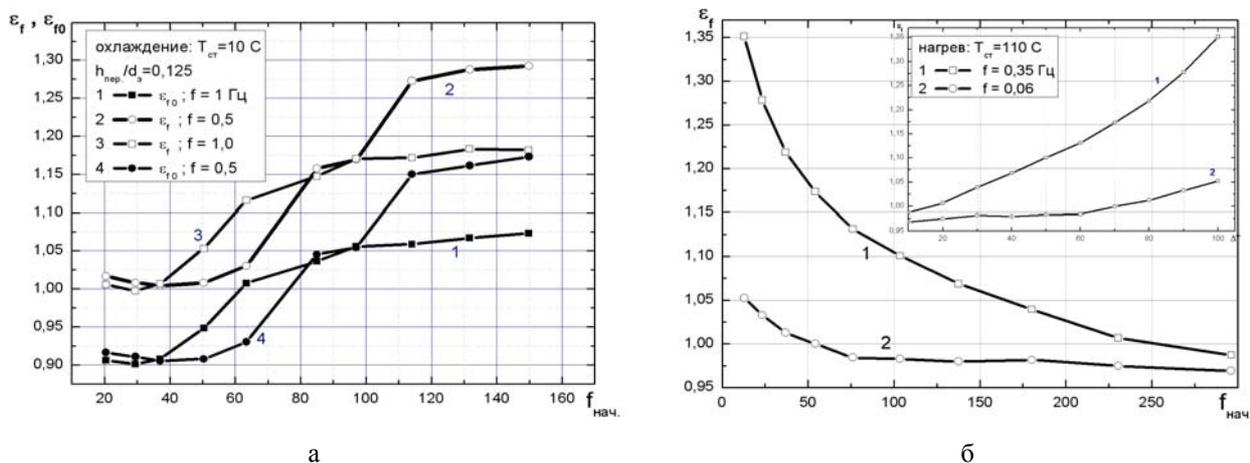


Рис. 5 – Влияние пульсационного режима течения на эффективность элемента плоского канала с несимметрично расположенными пережатиями(гр. условие 1 рода):
а – охлаждение, б – нагрев

Для оценки увеличения интегрального значения коэффициента конвективного теплообмена за счет пульсационного режима течения (частота пульсаций принадлежит оптимальному диапазону) в миниатюрном канале с постоянной температурой стенки можно предложить формулу, связывающую ширину, глубину пережатий и расстояние между ними

$$\langle Nu \rangle_{\omega} = \langle Nu \rangle_{st} + \langle Nu \rangle_{st}^{(0.5 - Re_{\omega}^{-3.32})(1+\varphi)}, \quad \varphi \leq 0,2. \quad (5)$$

Значение φ в показателе степени связано с расстоянием между пережатиями l_c , шириной l_s и глубиной пережатий $h_{переж}$ следующей зависимостью: $\varphi = h_{переж} / (l_c + 0.5l_s)$.

Влияние режимных (частота пульсаций) и геометрических (размещение пережатий на стенке канала) параметров на теплообмен (рис.6), рассчитанное по формуле (5), качественно совпадает с экспериментальными результатами [3].

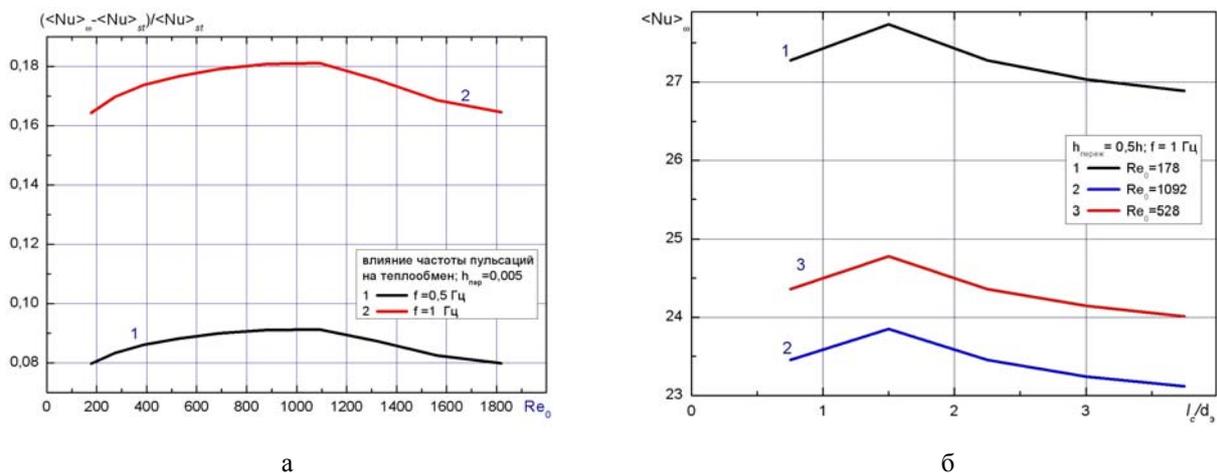
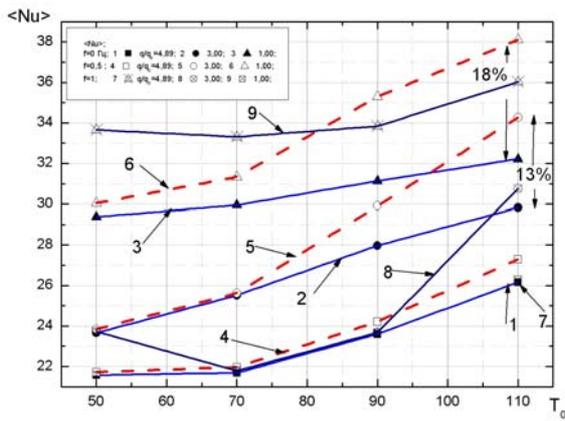


Рис. 6. Влияние частоты пульсаций из оптимального диапазона и расстояния между перегородками на теплообмен согласно (5)

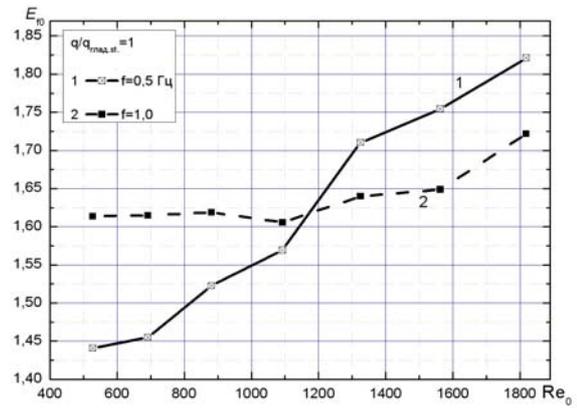
На практике в рекуперативных теплообменных аппаратах процесс теплообмена происходит через стенку, разделяющую потоки нагреваемой и охлаждаемой жидкости. В коротких каналах для случая умеренного теплового потока на стенке охлаждаемого канала (например, охладитель – текущая с большой скоростью вода при температуре 7–13°C, турбулентный режим течения, охлаждаемая жидкость – масло трансформаторное, ламинарный режим течения) оптимальную частоту пульсаций можно определять при температуре стенки, приблизительно равной температуре текущей во внешнем канале жидкости. Результаты вычислительного эксперимента для граничных условий 2 рода (постоянная плотность теплового потока, одинаковая на верхней и нижней плоского стенках, и постоянная температура по периметру канала) приведены на рис.7.

Пульсационный режим течения теплоносителя во внутреннем плоском канале с несимметрично расположенными перегородками по сравнению со стационарным режимом течения вязкой жидкости в том же канале демонстрирует рост тепловой эффективности при охлаждении на 10-18% только для значений параметра $f_{нач.}$, лежащем в диапазоне $80 < f_{нач.} < 160$, что соответствует области формирования и развития ламинарно-турбулентного перехода за перегородкой (рис.7а). Нестационарный (пульсационный) режим течения, как и при граничном условии 1 рода, расширяет температурный диапазон эффективной работы теплообменного аппарата. В режиме охлаждения при $\mu_{cm} / \mu_0 < 6-8$ оптимальная частота близка к 1 Гц, что соответствует верхнему значению из диапазона оптимальных частот; при $\mu_{cm} / \mu_0 > 8$ следует выбирать частоту 0,5 Гц (нижнее значение из оптимального диапазона). Результаты численного исследования при этих значениях (рис.7) количественно совпадают с результатами работы [2], в которой наилучшее интенсифицирующее воздействие пульсаций давления на процесс охлаждения растворов сахара достигалось при экспериментально определенной средней частоте пульсаций $f=0,6$ Гц.

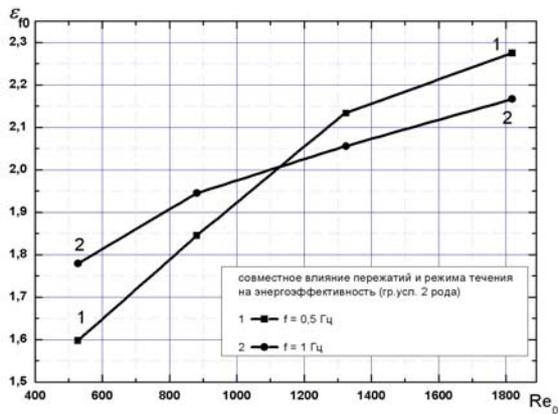
На рис.7г приведены результаты отдельного численного моделирования эксперимента, описанного в [3], в котором исследовалось влияние частоты пульсаций на конвективный теплообмен и гидравлическое сопротивление при пульсирующем течении трансформаторного масла в круглой трубе с поперечными выступами. Наблюдается количественное соответствие.



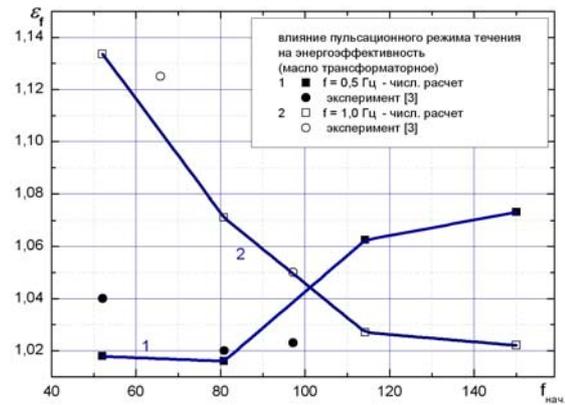
а



б



в



г

Рис. 7 – Влияние частоты пульсаций на теплообмен (а), тепловую эффективность $E_{f0} = \langle Nu \rangle_{1\omega} / \langle Nu \rangle_{ст.ст.}$ (б), энергоэффективность $\epsilon_{f0} = \epsilon_{1\omega} / \epsilon_{ст.ст.}$ (в)

Выводы. Выполненное численное исследование позволило установить закономерности ламинарного стационарного и нестационарного теплообмена в плоских внутренних каналах миниатюрного рекуперативного теплообменного аппарата, работающих в ламинарной области течения вязкого теплоносителя, отличающихся формой проходного сечения за счет соответствующего расположения пережатий (симметричное и несимметричное) с хорошо обтекаемыми профилями и позволило рекомендовать следующие способы снижения термического сопротивления в области существования малоподвижных рециркуляционных вихрей, следствием чего является рост энергоэффективности.

1. На этапе конструирования миниатюрных компактных теплообменных аппаратов для вязких жидкостей предпочтительно использовать развитую за счет особым образом расположенных пережатий поверхность теплообмена. Изменение формы проходного сечения канала за счет несимметричного расположения пережатий хорошо обтекаемой формы может обеспечить больший (по меньшей мере, вдвое) диапазон изменения входной скорости без образования зон обратного циркуляционного течения и меньшие значения поверхностных напряжений за счет изменения гидродинамики течения [10], повышая тем самым энергоэффективность работы миниатюрного рекуперативного теплообменного аппарата.

2. Применение работающих в стационарном режиме миниатюрных теплообменных аппаратов, внутренние каналы которых профилированы пережатиями, при малых перепадах между температурами вязкого теплоносителя на входе и стенки для ламинарного

теплообмена нецелесообразно, поскольку при нормальных условиях эксплуатации теплообменников отношения динамических вязкостей попадают в диапазон, при котором отмечается ухудшение теплообменных свойств. В этом случае, а также в случае, когда не удастся разместить внутренние пережатия оптимальным образом, для интенсификации теплообмена следует применять нестационарный (пульсационный) режим течения охлаждаемой (нагреваемой) вязкой жидкости, что способствует образованию вихревой дорожки за пережатиями, расширяет температурный диапазон и может обеспечить рост энергоэффективности от 12% (охлаждение) до 35% (нагрев).

Обозначения

Энергоэффективность $\varepsilon_{fi} = \langle Nu \rangle_i / \langle \xi \rangle_i$; тепловая эффективность $E_{fi} = \langle Nu \rangle_i / \langle Nu \rangle_j$; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления, Nu – число Нуссельта; $f_{нач.}$ – параметр, связывающий число Рейнольдса $Re_0 = d_s \rho_0 U_0 / \mu_0$, динамическую вязкость $\mu = f(T)$, глубину пережатия $h_{переж.}$ и эквивалентный диаметр канала d_s ; $f_{нач.} = Re_0 \times (\mu_{ст.} / \mu_0)^{-0,14} \times (h_{переж.} / d_s)$; $Re_\omega = h_{переж.} \sqrt{\rho \omega / \mu}$; ω – радиальная частота, 1/с; $f = \omega / 2\pi$ – частота пульсаций, Гц; $\langle \rangle$ – среднее значение; индексы: $i, j = 1, 2$; 1 – канал с несимметричным расположением пережатий; 2 – канал с симметрично расположенными пережатиями; $ст$ – стенка; 0 – входное сечение канала; ω – пульсационный режим течения; $гл$ – гладкий; $ст$ – стационарный.

Литература

1. Мигай В. К. Интенсификация теплообмена в трубе переменного сечения при течении вязких жидкостей / Мигай В. К. Прохоренко В. С. // Энергомашиностроение. – 1982, №8. – С.11-12.
2. Федоткин И. М. Интенсификация теплообмена в аппаратах пищевых производств / Федоткин И. М., Липсман В. С. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 240 с.
3. Назмеев Ю. Г. Теплообмен и гидравлическое сопротивление при пульсирующем ламинарном течении вязкой жидкости в трубах с искусственной шероховатостью / Назмеев Ю.Г. Конахин А. М., Кумиров Б.А., Олимпиев В.В., Шинкевич О.П. // «Теплоэнергетика». – 1995, № 3. – С.61-63.
4. Коноплев А. А. Конвективный теплообмен в глубоко профилированных каналах / Коноплев А. А., Алексанян Г.Г., Рытов Б.Л., Берлин Ал. Ал. // ТООИР. – 2007, т.41, № 5. – С.549-556.
5. Справочник по теплообменникам. В 2-х томах / Пер. с англ. под. ред. О. Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат. – 1987. – Т.2. – 352 с.
6. Сидорович Т. В. Теплообмен в коротких цилиндрических каналах переменного проходного сечения с постоянной температурой стенки при ламинарном пульсационном течении вязкой жидкости / Сидорович Т. В., Байков В. И. // Тепло- и массоперенос – 2008. Минск: ИТМО им. А. В. Лыкова НАН Беларуси. – 2009. – С. 266–276.
7. Сидорович Т. В. Пульсационный режим течения вязкой жидкости как средство интенсификации конвективного теплообмена / Сидорович Т. В., Коляго Н. В., Зновец П. К., Байков В. И. // Энерго- и материалосберегающие экологически чистые технологии: материалы VIII междунар. науч.-техн. конф. В 2 ч. Ч.1 – Гродно: ГрГУ, 2010. – С.327-335.
8. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. – М.: Энергия, 1967. – 412 с
9. Сидорович Т. В. Интенсификация теплоотдачи при ламинарном вязкостном течении жидкости в плоском канале (численное исследование) / Сидорович Т. В., Байков В. И. // Энерго- и материалосберегающие экологически чистые технологии: материалы VIII междунар. науч.-техн. конф. В 2 ч. Ч.1 – Гродно: ГрГУ, 2010. – С.319-326.
10. Патент на полезную модель № 6424 «Теплообменник для вязких жидкостей» (авт. Сидорович Т.В., Зновец П.К., Германович С. П., Глеб В. К., Байков В. И.); дата регистрации в Государственном реестре полезных моделей РБ – 03.05.2010 г.