

УДК 532.517:2

## ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В МИКРОТРУБЕ С КОРИДОРНЫМ ПАКЕТОМ СФЕРИЧЕСКИХ И НАКЛОНЕННЫХ ОВАЛЬНО-ТРАНШЕЙНЫХ ЛУНОК ПРИ ПРОКАЧКЕ ТРАНСФОРМАТОРНОГО МАСЛА

© 2019 г. С. А. Исаев<sup>1, \*</sup>, А. Г. Судаков<sup>1</sup>, А. Д. Чорный<sup>2</sup>, Ю. В. Жукова<sup>2</sup>, А. Ю. Усачов<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации, г. Санкт-Петербург, Россия

<sup>2</sup>Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова, г. Минск, Беларусь

<sup>3</sup>Московский комплекс Центрального аэродинамического института им. Н.Е. Жуковского, г. Москва, Россия

\*E-mail: isaev3612@yandex.ru

Поступила в редакцию 20.11.2018 г.

После доработки 28.01.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2019 г.

Вихревая интенсификация ламинарного (при  $Re = 308$ ) течения трансформаторного масла и теплообмена в микротрубе с коридорным пакетом лунок глубиной 0.26 диаметра трубы рассчитана на основе уравнений Навье—Стокса и энергии. Продемонстрировано увеличение теплоотдачи примерно в 20 раз для восьми распределенных по окружности наклоненных овально-траншейных и в 13 раз для равновеликих по площади сферических лунок по сравнению с гладкой трубой, при этом относительные гидравлические потери возрастают примерно на 30 и 60% соответственно.

DOI: 10.1134/S0040364419040094

### ВВЕДЕНИЕ

Интенсификация теплообмена в трубах с помощью пассивных вихревых генераторов различных типов, а именно: скрученных лент, в том числе с ребрами [1], комбинаций выступов и впадин [2], упорядоченных лунок [3, 4] и ребер, в частности наклоненных [5, 6], продолжает привлекать внимание теплофизиков. Однако в подавляющем большинстве случаев применение указанных интенсификаторов теплообмена сопровождается высокими гидравлическими потерями, растущими с опережающим темпом по отношению к увеличению теплоотдачи. Кроме того, акцент в исследованиях делается на турбулентных течениях газовых теплоносителей.

В цикле статей [7–10] рассматривается интенсификация ламинарного теплообмена в узких микроканалах с нанесенными на стенку однорядными сферическими и овальными лунками, причем основное внимание уделяется масляным теплоносителям. Важно подчеркнуть, что при использовании лунок рост теплоотдачи опережает увеличение гидравлических потерь. Кроме того, для масел толщина теплового пограничного слоя оказывается намного меньше динамического и при утончении слоев при обтекании луночных рельефов теплообмен интенсифицируется намного сильнее, чем для газовых сред. Для оваль-

ных лунок умеренного (с полутора-кратным—двукратным отношением длины к ширине) удлинения получено многократное увеличение теплоотдачи по сравнению со сферическими аналогами.

Недавние исследования ламинарного теплообмена в микроканалах с однорядными наклоненными удлиненными овально-траншейными лунками [11, 12] показали, что и для воздуха оказалось возможным получить почти двукратный рост теплоотдачи по сравнению с гладким каналом.

В данном исследовании для стабилизированного ламинарного течения трансформаторного масла в круглых трубах сравниваются способы интенсификации теплообмена сферическими и наклоненными овально-траншейными лунками одинаковой площади пятна при их коридорном расположении на нагретой изотермической стенке.

### РАСЧЕТНАЯ МЕТОДОЛОГИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Аналогично задаче о прокачке масла в узком прямоугольном канале с лунками на нагретой стенке [9, 10] здесь поставлена задача об интенсификации ламинарного теплообмена при движении трансформаторного масла в круглой трубе (ее диаметр принимается в качестве характерного линейного размера) с коридорным пакетом из

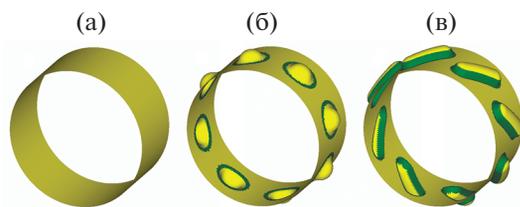


Рис. 1. Периодические сечения гладкостенной трубы (а) и круглых труб со сферическими (б) и овально-траншейными (в) лунками одинаковой площади пятна.

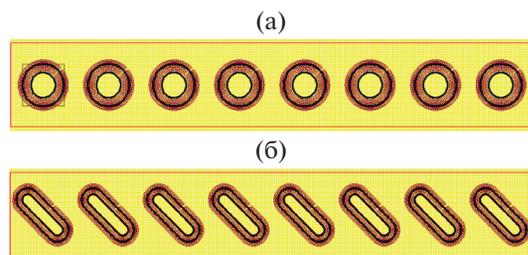


Рис. 2. Многоблочные сетки для сечения трубы со сферическими (а) и овально-траншейными (б) лунками.

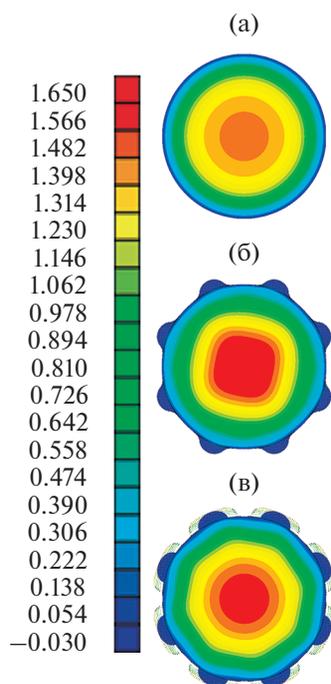


Рис. 3. Сравнение изополей продольной составляющей скорости в срединном сечении расчетного модуля для гладкостенной трубы (а) и труб со сферическими (б) и овально-траншейными (в) лунками.

восьми равномерно расположенных по окружности трубы лунок. Рассматривается периодический модуль длиной 0.5 (рис. 1), на проточных

границах которого ставятся периодические граничные условия. Определенное по среднемассовой скорости и диаметру трубы число Рейнольдса равно 308. В качестве характерной температуры принимается среднемассовая температура течения во входном сечении сечения трубы (в размерном виде ее величина выбирается равной 293 К, тогда нагрев стенки трубы составляет 17 К). На изотермической нагретой ( $T_w = 1.1$ ) стенке трубы задаются условия прилипания. Глубина лунок равна 0.26 от диаметра  $d$  пятна базовой сферической лунки, а  $d = 0.25$ . Радиус скругления кромок —  $0.25d$ . Овально-траншейная лунка, расположенная под углом  $45^\circ$  к потоку в трубе, формируется из цилиндрической траншеи шириной  $0.548d$  и длиной  $1d$  с полусферическими окончаниями. Общее удлинение лунки относительно ее ширины составляет 2.825, а относительная глубина — 0.475. Осевая координата обозначается  $x$  с началом на оси входного сечения в расчетный модуль, а координата  $z$  отсчитывается вдоль развертки по окружности на гладкой стенке трубы.

Физические свойства трансформаторного масла задаются в табличном виде и определяются в поле течения с помощью интерполяции. При этом уравнение энергии решается совместно с уравнениями движения масла и учитывается влияние температурного поля на характеристики течения.

Для моделирования стационарного пространственного отрывного течения и теплообмена в периодическом модуле облуженной трубы используются четыре расчетных структурированных сетки различного типа с частичным наложением. Цилиндрическая сетка MG связана с поверхностью трубы и простирается до кольца вокруг оси. Количество расчетных ячеек составляет примерно 830 тысяч: 55 — по продольной оси  $x$ , 49 — по радиальной и 320 — по окружной координате. Ось трубы закрывается “заплаткой” — прямоугольной равномерной сеткой, содержащей примерно 62 тыс. ячеек ( $55 \times 35 \times 35$ ). В сетку MG монтируется прилегающая к стенке криволинейная сетка MR высотой  $0.3d$ , согласованная со стенкой трубы и с поверхностью лунок. Примерно 1 млн 54 тыс. ячеек содержится в сетке MR ( $55 \times 62 \times 320$ ). Шаги сетки на омываемой стенке периодической сечения трубы (рис. 2) равномерные и равные 0.04. Скругленные края лунок покрываются криволинейными сетками со сгущением ячеек к кромкам. Минимальный шаг на кромке равен 0.01. Количество ячеек каждой прикромочной сетки составляет примерно 35 тыс. Пристеночный шаг сетки задается равным  $10^{-4}$ . Общее число ячеек многоблочной сетки — 2230 тыс.

В основу расчетной процедуры положена концепция расщепления по физическим процессам, приспособленная для решения задач конвектив-

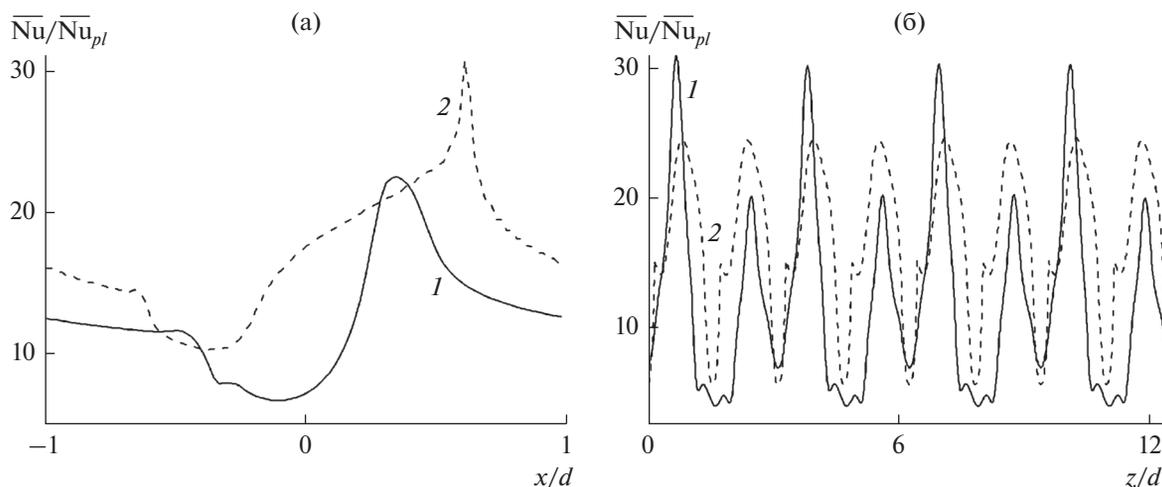


Рис. 4. Сопоставление осредненных по поперечным (а) и продольным (б) полосам относительных чисел Нуссельта для секции трубы со сферическими (1) и овально-траншейными (2) лунками.

ного теплообмена на многоблочных сетках с их частичным наложением и реализованная в пакете VP2/3 (Velocity-Pressure, 2D/3D). Для расчета двумерных и трехмерных стационарных течений канального типа она довольно подробно описана и верифицирована в [9, 10, 13, 14].

Помимо последовательного итерационного решения уравнений Навье–Стокса и выведенного из уравнения неразрывности уравнения для поправки давления в процедуру глобальных итераций вставлялись дополнительные итерационные циклы. Падение давления между входным и выходным сечениями трубы определялось с помощью известной итерационной процедуры поправки градиента давления, основанной на постоянстве расхода, а при решении тепловой задачи применялся метод коррекции среднемассовой температуры. В качестве критерия сходимости процесса глобальных итераций задавалось условие малости максимальных величин приращений декартовых составляющих скорости течения и приращений полного теплосодержания (прерывание счета при достижении уровня погрешностей  $10^{-5}$ ).

На рис. 3–5 и в таблице представлены некоторые из полученных результатов.

Для трубы с луночным рельефом максимум скорости в ядре потока оказывается выше, чем для гладкостенной трубы (рис. 3), причем для пакета сферических лунок конфигурация поля постоянной продольной скорости заметно отличается от круговой.

Проинтегрированные по поперечным полосам относительные числа Нуссельта в продольном и поперечном направлениях нагретой омываемой стенки периодической секции (рис. 4) показывают, что для пакета сферических лунок

периодичность течения и теплообмена наблюдается не для каждой лунки по окружности трубы, как для ансамбля овально-траншейных лунок, а попарно, т.е. для восьми сферических лунок возникает не восемь, а четыре кластера. Как и в случае плоскопараллельного канала [9, 10], овальные лунки оказываются заметно предпочтительнее

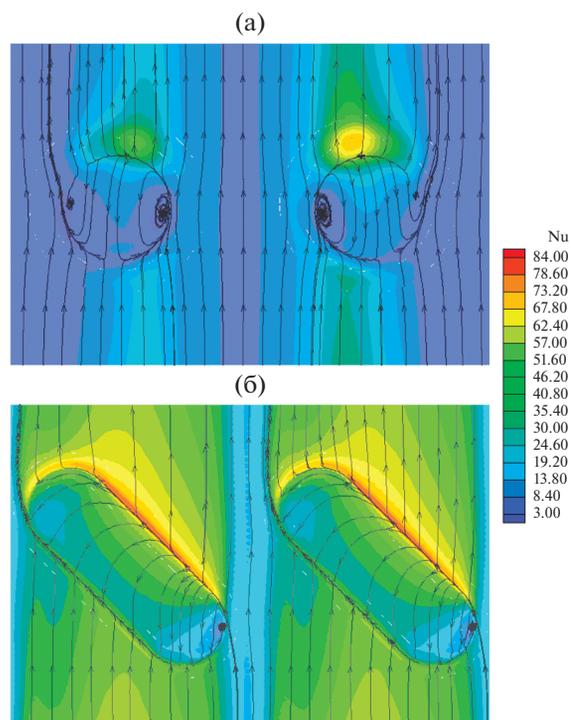


Рис. 5. Сравнение полей локальных чисел Нуссельта с нанесенными картинами растекания для участков стенки трубы с парой сферических (а) и овально-траншейных (б) лунок.

Суммарная теплоотдача от нагретой стенки расчетной секции трубы без учета  $Nu_{ms}$  и с учетом  $Nu_m$  площади поверхности внутри лунок, а также коэффициент гидравлических потерь  $\zeta$

Канал	$Nu_m$	$Nu_{ms}$	$\zeta$
Гладкий	1.035	1.035	0.0064
Со сферическими лунками	13.38	12.78	0.0104
С овално-траншейными лунками	20.22	17.62	0.0084

сферических аналогов по тепловой эффективности (см. таблицу).

Анализ полей чисел Нуссельта для пар соседних лунок с нанесенными картинками растекания в пристеночном слое (рис. 5) показывает, что около пары сферических лунок возникает асимметричная структура вихревого течения. Она объясняет сильную неоднородность в распределении максимальных величин осредненной по продольным полосам теплоотдачи в поперечном направлении развертки омываемой стенки (рис. 4б). В то же время при обтекании овално-траншейных лунок возникают симметричные кластеры с одинаковым распределением локальной теплоотдачи. Следует отметить, что на наветренных краях лунок теплоотдача в 80 раз превышает теплоотдачу на гладкой стенке.

Как уже отмечалось при анализе интенсификации ламинарного теплообмена в узком плоско-

параллельном канале с однорядными лунками на нагретой стенке при прокачке масла [10], причина увеличения теплоотдачи заключается в утончении и разрывах пограничных слоев около нагретой стенки. Этот вывод подтверждается при сравнении картин чисел Прандтля в срединных сечениях периодических секций гладкой и облученных труб на рис. 6.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Вихревая интенсификация теплообмена лунками на стенке микротрубы при прокачке трансформаторного масла приводит к увеличению теплоотдачи от нагретой стенки примерно в 20 раз для овалных и в 13 раз для сферических лунок одинаковой площади пятна. При этом гидравлические потери возрастают примерно на 30 и 60% соответственно.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (гранты № 18-58-00010 и № 18-01-00210) и Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (проект № Ф18Р-035).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гиниятуллин А.А., Тарасевич С.Э., Яковлев А.Б. Теплоотдача при течении воды в трубах с оребренными скрученными ленточными вставками // ТВТ. 2018. Т. 56. № 2. С. 313.
2. Sobhani M., Behzadmehr A. Investigation of Thermo-Fluid Behavior of Mixed Convection Heat Transfer of Different Dimples-Protrusions Wall Patterns to Heat Transfer Enhancement // Heat Mass Transfer. 2018. V. 54. № 11. P. 3219.
3. Wang Y., He Y.-L., Lei Y.-G., Li R. Heat Transfer and Friction Characteristics for Turbulent Flow of Dimpled Tubes // Chem. Eng. Technol. 2009. V. 32. № 6. P. 956.
4. Li M., Khan T.S., Al-Hajri E., Ayub Z.H. Single Phase Heat Transfer and Pressure Drop Analysis of a Dimpled Enhanced Tube // Appl. Therm. Eng. 2016. V. 101. P. 38.
5. Kumar A., Maithani R., Suri A.R.S. Numerical and Experimental Investigation of Enhancement of Heat Transfer in Dimpled Rib Heat Exchanger Tube // Heat Mass Transfer. 2017. V. 53. P. 3501.
6. Li X., Meng J., Guo Z. Turbulent Flow and Heat Transfer in Discrete Double Inclined Ribs Tube // Int. J. Heat Mass Transfer. 2009. V. 52. P. 962.

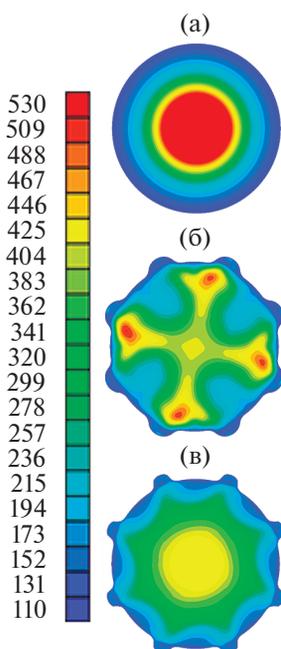


Рис. 6. Сравнение изополей чисел Прандтля в срединном сечении расчетного модуля для гладкостенной трубы (а) и труб со сферическими (б) и овално-траншейными (в) лунками.

7. *Исаев С.А., Леонтьев А.И., Готовский М.А., Жукова Ю.В., Усачов А.Е.* Интенсификация теплообмена при ламинарном движении неоднородных сред в узких каналах со сферическими лунками // *Тепловые процессы в технике.* 2009. № 3. С. 82.
8. *Isaev S.A., Leonardi E., Timchenko V., Usachov A.E.* Vortical Investigation of Heat Transfer in Microchannels with Oval Dimples // *Heat Transfer Research.* 2010. V. 41. № 4. P. 413.
9. *Isaev S.A., Leontiev A.I., Zhukova Yu.V., Baranov P.A., Gotovskii M.A., Usachov A.E.* Numerical Simulation of Vortex Heat Transfer Enhancement in Transformer Oil Flow in a Channel with One-Row Spherical Dimples // *Heat Transfer Research.* 2011. V. 42. № 7. P. 613.
10. *Исаев С.А., Леонтьев А.И., Готовский М.А., Усачов А.Е., Жукова Ю.В.* Анализ повышения теплогидравлической эффективности при движении трансформаторного масла в миниканале с однорядным пакетом сферических и овальных лунок на нагретой стенке // *ТВТ.* 2013. Т. 51. № 6. С. 884.
11. *Исаев С.А., Баранов П.А., Леонтьев А.И., Попов И.А.* Интенсификация ламинарного течения в узком микроканале с однорядными наклоненными овально-траншейными лунками // *Письма в ЖТФ.* 2018. Т. 44. № 9. С. 73.
12. *Исаев С.А., Леонтьев А.И., Мильман О.О., Судаков А.Г., Усачов А.Е., Гульцова М.Е.* Интенсификация теплообмена при ламинарном вихревом течении воздуха в узком канале с однорядными наклоненными овальными лунками // *ИФЖ.* 2018. Т. 91. № 4. С. 1022.
13. *Исаев С.А., Баранов П.А., Жукова Ю.В., Усачов А.Е.* Анализ влияния температурного фактора на интенсификацию теплообмена при ламинарном обтекании маслом коридорного пакета круглых труб // *ИФЖ.* 2013. Т. 86. № 6. С. 1347.
14. *Исаев С.А., Жукова Ю.В., Малышкин Д.А.* Численное моделирование конвективного теплообмена при отрывном обтекании воздухом и маслом шахматного пакета круглых труб в широком диапазоне изменения числа Рейнольдса // *ИФЖ.* 2015. Т. 88. № 4. С. 856.