

УДК 621.565.9

## Теплообмен при конденсации хладагентов в миниканалах

*Д-р техн. наук, профессор* **Бараненко А.В.**

**Сатин Н.И.** nikoly.satin@gmail.com

**Лоскутов А.С.** loskut99@mail.ru

*Университет ИТМО*

*191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9*

*В статье по доступным литературным источникам выполнен анализ закономерностей теплообмена при конденсации различных хладагентов в миниканалах. Представлены зависимости коэффициента теплоотдачи от степени сухости пара рабочего вещества и от длины канала, при различных разностях температур теплопередающая поверхность – пар и различных массовых потоках, для двух различных форм каналов (квадратной и треугольной). Рассмотрены рабочие вещества-R134a, R152, R22, R410A, пропан, аммиак и CO<sub>2</sub>.*

*Показано влияние размеров канала и его формы на теплообмен. Важным механизмом улучшения теплоотдачи во время конденсации в каналах некруглой формы является поверхностное натяжение, создающее поперечный градиент давления в пленке конденсата. Это приводит к потоку конденсата в направлении углов и делает слой пленки более тонким вдоль сторон канала, приводя к росту интенсивности теплоотдачи.*

*Имеющиеся численные методы оценки интенсивности теплообмена при конденсации в миниканалах применимы преимущественно для хладонов. Их использование для расчетов коэффициентов теплоотдачи при конденсации аммиака может привести к существенной погрешности.*

*Ключевые слова:* микроканалы, миниканалы, конденсация, теплообмен, хладагенты, коэффициент теплоотдачи, поверхностное натяжение.

---

## Heat exchange of refrigerants during condensation in minichannels

*D.Sc.* **Baranenko A.V.**

**Satin N.I.** nikoly.satin@gmail.com

**Loskytov A.S.** loskut99@mail.ru

*University ITMO,*

*197101, Russia, St. Petersburg, Kronverksky pr. 49*

*This paper gives an analysis of the laws of heat transfer during condensation of different refrigerants in minichannels taken from available literature. Dependences of heat transfer coefficient on vapor quality of working substance and on channel length are presented at different vapor-to-surface temperature differences and different vapor mass fluxes, for two various shapes of channels (square and triangular). Working substances-R134a, R152, R22, R410A, propane, ammonia and CO<sub>2</sub> are reviewed.*

*Influence of the sizes and shapes of the channel on heat exchange is shown. The important mechanism of improvement of heat transfer during condensation in non-circular shape channels is the surface tension creating the transverse pressure gradient in a condensate film. It leads to a condensate flow in the direction of corners and does a film layer more thinner along sides of the channel, leading to growth of intensity of heat transfer.*

*The available numerical methods of an assessment of intensity of heat exchange at condensation in minichannels are applicable mainly for Freons. Their use for calculations of coefficients of heat transfer at condensation of ammonia can lead to an essential error.*

**Keywords:** micro-channels, mini-channels, condensation, heat exchange, heat transfer coefficient, refrigerants, surface tension.

Теплообменники с малыми каналами получают все большее распространение. Они находят применение в теплопроводах для электронного оборудования, терморегулировании космических летательных аппаратов, в автомобильных кондиционерах. Миниканальные конденсаторы используются также в холодильных агрегатах и кондиционерах, что позволяет уменьшить габариты и массу устройств, сократить объем заправки хладагента в систему [1].

Одними из первых работ о конденсации внутри миниканалов были работы, предоставленные Каваллини [2,3]. В них рассмотрены режимы течения двухфазного потока в миниканалах при конденсации, методы вычисления перепада давления и модели теплообмена. Механизмы конденсации в миниканалах также были изучены Гаримеллой [4].

Большинство имеющихся экспериментальных данных относятся к одному хладагенту, а именно R134a. Некоторые тесты были выполнены с R11, R12, R22, R123, R410A, R236ea; Несколько опытных данных доступны для R407C.

Большинство результатов были получены в мультипортовых каналах по методу "Участка Уилсона". Этот метод дает достаточно высокие значения неопределенности для коэффициентов теплоотдачи. В некоторых из работ представлены оригинальные методики измерения. Янг и Уэбб [5], Чжан и Уэбб [6], и Уэбб и Эрмис [7], Ян и Лин [8] и Вардхан и Данн [9] измерили коэффициент теплоотдачи при конденсации хладагентов внутри труб малого диаметра. Ванг и др. [10], Garimella [11], Ким и др. [12], Кояма др. [13] и д-р Бэрд. [14] собрали экспериментальные данные о коэффициентах теплоотдачи при конденсации в микроканалах. Все эксперименты были проведены при массовых расходах выше  $70 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ с})$ . Каваллини и др. [15] выполнили эксперименты для хладагентов R236ea, R410A, R134a, при температуре конденсации  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  в многопортовом миниканале.

Ванг и др. [10], измерили коэффициенты теплоотдачи при конденсации хладагента R134a внутри горизонтального мультипортового алюминиевого конденсатора с воздушным охлаждением с каналами с гидравлическим диаметром 1,46 мм.

Кояма и др. [13] протестировали четыре многоходовые экструдированные трубки с микрооребрием и без него при конденсации хладагента R134a при температуре насыщения  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Бэрд и др. [14], измерили коэффициенты теплоотдачи при конденсации R11 и R123 в каналах с внутренним диаметром 0,92 и 1,95 мм. Термопара была подключена к медному корпусу, и температура стенки принималась равной измеренной температуре корпуса.

Ким и др. [16] представили экспериментальные коэффициенты теплоотдачи, измеренные при конденсации R134a в горизонтальном круглом канале с внутренним диаметром 0,691 мм. Они разработали оригинальные экспериментальные методики. Шесть термпар Т-типа были припаяны к наружной поверхности пробирки для измерения температуры поверхности трубы.

Бандхауер и др. [17] выполнили исследования конденсации внутри каналов с гидравлическим диаметром от 0,5 до 1,5 мм. В своей установке они использовали так называемый метод термической амплификации: испытательный участок охлаждают водой с высокой скоростью потока.

Средние коэффициенты теплоотдачи были измерены Бауммером и др. [18] для R134a и R245fa при конденсации в единичном прямоугольном миниканале. Они также измерили средний коэффициент теплоотдачи R245fa и HFE7100 в микроканальном конденсаторе, при массовом потоке до  $25 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ с})$ .

Следует отметить, что было проведено ограниченное число исследований на предмет влияния гидравлического диаметра канала и его формы на режимы течения, потери давления и коэффициенты теплоотдачи во время процесса конденсации. Эти опыты были проведены при различных условиях протекания процесса, что затрудняет сопоставлять данные исследователей для различных рабочих

веществ. Кроме того, некоторые исследования были выполнены только для конкретных режимов течения, что не позволяет увидеть полную картину протекания процесса конденсации.

Так же, на сегодняшний момент отсутствует единая модель прогнозирования условий конденсации внутри миниканалов для широкого спектра хладагентов.

Ввиду разрозненности и неполноты данных о процессе конденсации в каналах малого размера в этой статье предпринята попытка сбора массива сведений о теплоотдаче внутри каналов различных форм, длины, размеров при одинаковых условиях. Это позволит в дальнейшем разработать единую методику расчета теплообмена при конденсации в миниканалах для различных хладагентов, на основе уже имеющихся и в будущем полученных результатов.

### Номенклатура

$b$  - длина стороны канала, мм

$G$  - массовый поток пара,  $кг/(м^2 \cdot с)$

$g$  - сила гравитации,  $кг \cdot м/с^2$

$T$  - температура,  $°C$

$T_s$  - температура насыщения,  $°C$

$\Delta T$  - разница температур пар-поверхность,  $K$

$z$  - координата вдоль канала, мм

*Греческие символы*

$\alpha_z$  - средний коэффициент теплоотдачи по периметру канала при положении  $z$ ,  $кВт/(м^2 \cdot K)$

$\alpha_\sigma$  - установленный коэффициент теплоотдачи для зоны, управляемой поверхностным натяжением,  $кВт/(м^2 \cdot K)$

$\beta$  - наклон канала к вертикали,  $°$

$\sigma$  - поверхностное натяжение, Н/м

$\chi$  - степень сухости пара

$\tau$  - касательное напряжение пара у границы раздела пар-жидкость, Па

### Конденсация в миниканалах

Миниканалы – это одиночные трубки или многопортовые экструдированные алюминиевые каналы, имеющие внутренний гидравлический диаметр в диапазоне 0.2-3 мм [19]. Пример таких каналов приведен на рисунке 1.

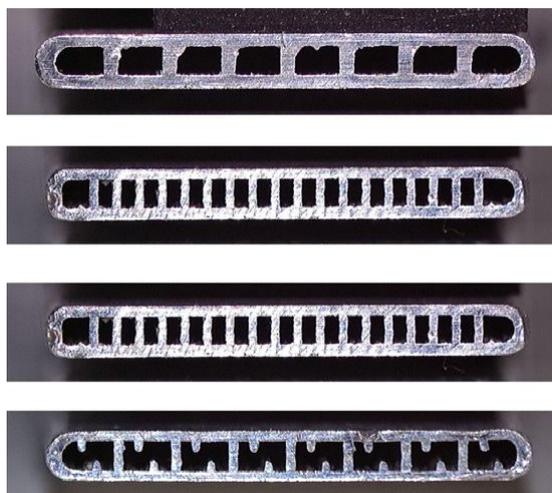
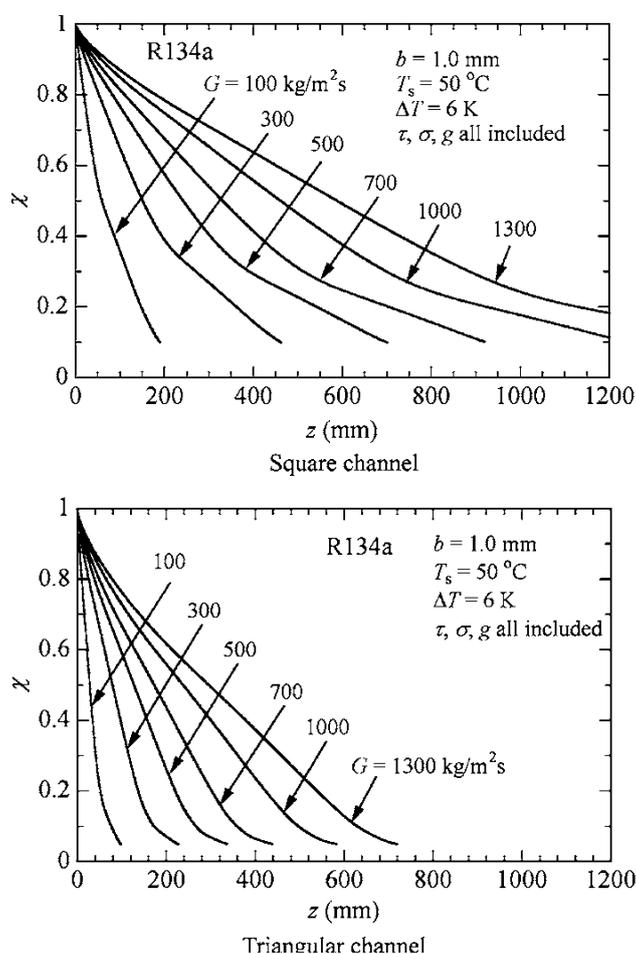


Рис. 1. Многопортовые экструдированные трубки Кояма и др., размерность около 1мм [20]

Величины коэффициентов теплоотдачи и падения давления для процесса конденсации внутри каналов зависят от структур течения, которые устанавливаются в различных частях конденсатора по мере того, как рабочее вещество переходит из парообразного состояния в жидкое. Точное прогнозирование коэффициентов теплоотдачи и падений давления требуют подхода, который учитывал бы изменение структур течения по мере изменения степени сухости пара [21].

На рисунке 2 представлено изменение степени сухости пара  $\chi$  с расстоянием вдоль канала для различных массовых потоков для двух различных поперечных сечений (квадратного и треугольного) для рабочего агента R134a [22]. Очевидно, что чем выше массовый расход хладагента, тем в меньшей степени уменьшается степень сухости пара по длине канала при одинаковых условиях.

Здесь и в дальнейшем, если это не оговаривается, треугольное сечение представлено равносторонним треугольником со стороной  $b = 1\text{ мм}$ , квадратное сечение представлено со стороной  $b = 1\text{ мм}$ .



**Рис. 2. Изменение степени сухости пара с расстоянием вдоль канала для различных массовых потоков для двух различных поперечных сечений для рабочего агента R134a**

Круглые и некруглые микроканальные трубки используются в различных применениях из-за высоких коэффициентов теплоотдачи при конденсации внутри каналов. Колманн и Гаримелла [23] продемонстрировали, что переходы режимов течения в таких трубках отличаются от переходов в круглых трубках большого диаметра. Это связано со значительными различиями в относительных величинах силы гравитации, касательного напряжения и поверхностного натяжения, которые и определяют установленный режим течения при данной комбинации скоростей паровой и жидкой фаз в каналах различных гидравлических диаметров. Таким образом, экстраполяция корреляций круглых трубок большого диаметра к трубкам малого диаметра и каналам некруглого сечения может привести к ошибкам при прогнозировании теплоотдачи и падения давления [21].

У капиллярной гидродинамики есть три значительных отличия от макросистем: во-первых, увеличено отношение площади поверхности фаз к объему, который они занимают; во-вторых, поток характеризуется малыми числами Рейнольдса, при которых силы вязкости преобладают над силами инерции; и в-третьих, микрошероховатость и смачиваемость стенки канала оказывают значительное влияние на структуру потока. Ввиду этих отличий уравнения, используемые для труб с большим диаметром, не могут применяться для расчета теплообмена и границ переходов между различными режимами течения в микроканалах [24].

### Теплоотдача при конденсации в микроканалах

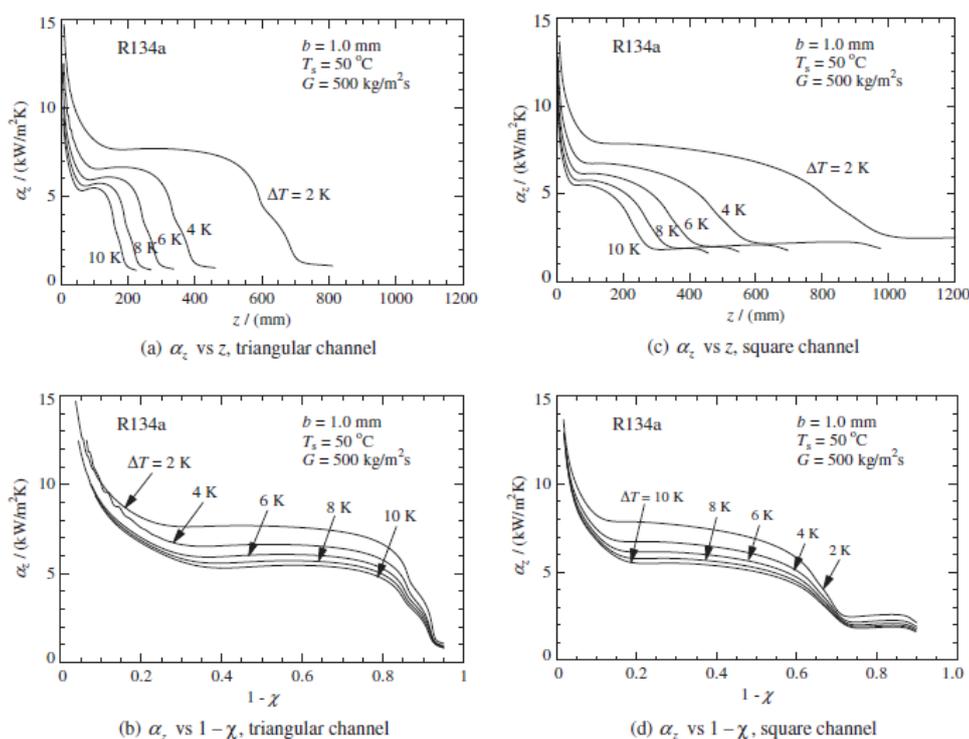
На основании данных, приведенных в работах ряда исследователей, можно сделать выводы о факторах, влияющих на теплообмен при конденсации в каналах малого размера.

На рисунке 3 представлены графики изменения средних значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_z$  для R134a по длине канала (сверху) и в зависимости от степени сухости пара (снизу), при различных разностях температур теплопередающая поверхность – пар (взятых однородными по длине канала), для каналов треугольного и квадратного поперечного сечения [26,27].

Пар входит в канал в насыщенном состоянии.

При входе в канал (Рис. 3 (а, с)) коэффициент теплоотдачи очень высок. Далее по длине канала коэффициент теплоотдачи уменьшается, по мере того как канал становится все более и более затопленным жидким хладагентом. Значения коэффициентов теплоотдачи по длине канала значительно выше при минимальной разнице температур поверхность – пар. При увеличении разницы температур уменьшение значений коэффициента теплоотдачи по длине канала становится более заметным. На графиках почти горизонтальный участок или перегиб имеют место для всего диапазона перепадов температур.

Зависимости коэффициентов теплоотдачи от степени сухости пара имеют аналогичный характер (рис. 3(б,д)).

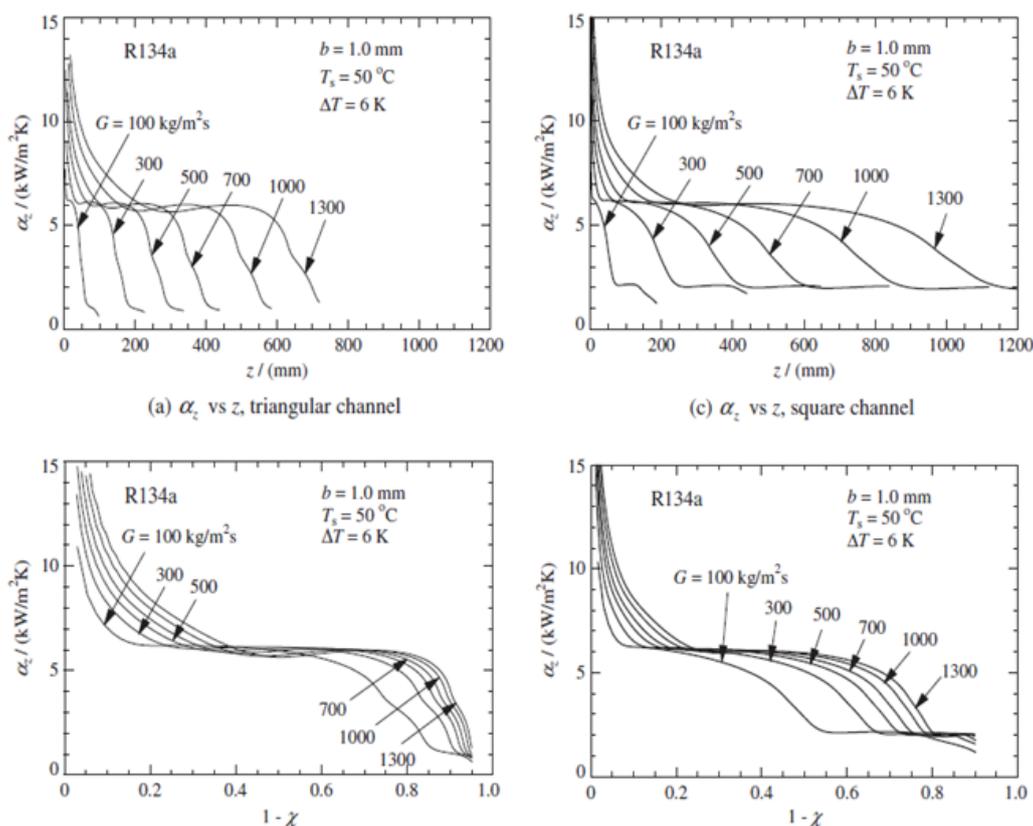


**Рис. 3. Зависимость средних коэффициентов теплоотдачи для R134a по длине канала (сверху) и от степени сухости пара (снизу), при различных разностях температур теплопередающая поверхность - пар, для каналов треугольного и квадратного поперечного сечения.**

Треугольный:  $\alpha_\sigma = 7.9 (2K), 6.9 (4K), 6.1 (6K), 5.7 (8K), 5.4 (10K)$ ,  
 Квадратный  $\alpha_\sigma = 7.9 (2K), 6.8 (4K), 6.2 (6K), 5.8 (8K), 5.4 (10K) \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

На рисунке 4 представлены графики изменения средних значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_z$  для R134a по длине канала (сверху) и в зависимости от степени сухости пара (снизу), при различных массовых потоках хладагента, для каналов треугольного и квадратного поперечного сечения. Здесь, как и в предыдущем случае разница температур предполагается однородной и имеет одинаковое значение для всех массовых расходов. На графиках видны практически горизонтальные области, где коэффициент теплоотдачи практически не зависит от массового расхода рабочего вещества. Область горизонтальной части кривых до уменьшения коэффициента теплоотдачи увеличивается с возрастанием массового потока рабочего вещества.

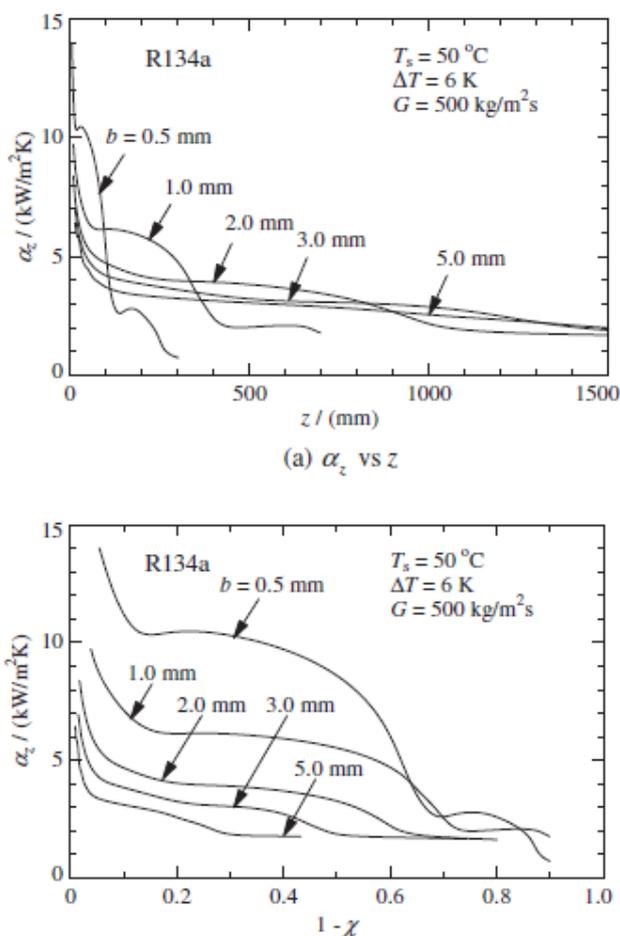
Интересно отметить, что значения коэффициентов теплоотдачи на горизонтальной части кривых практически одинаковы для всех массовых потоков. Эффект поверхностного натяжения является доминирующим на этой части канала. Можно также отметить, что коэффициент теплоотдачи практически одинаков для квадратного и треугольного каналов в этой области [26,27].



**Рис. 4. Зависимость средних коэффициентов теплоотдачи для R134a по длине канала (сверху) и от степени сухости пара (снизу), при различных массовых потоках хладагента, для каналов треугольного и квадратного поперечного сечения.  $\alpha_\sigma = 6.0 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$**

По графикам видно, что для канала с квадратным поперечным сечением максимальный коэффициент теплоотдачи несколько больше, чем для канала с треугольным сечением.

На рисунке 5 представлены графики изменения средних значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_z$  для R134a по длине канала (сверху) и в зависимости от степени сухости пара (снизу), при различных размерах канала, для каналов квадратного поперечного сечения со стороной b.



**Рис. 5. Зависимость средних коэффициентов теплоотдачи для R134a по длине канала (сверху) и от степени сухости пара (снизу), при различных размерах канала, для каналов квадратного поперечного сечения со стороной  $b$**   
 $\alpha_\sigma = 10.4$  (0.5мм), 6.2 (1мм), 4.0 (2мм)(а)

В канале со стороной 0.5мм(рис. 5а)коэффициент теплоотдачи очень высок на входе, но после короткой горизонтальной части начинает резко уменьшаться по мере заполнения канала жидкостью. У зависимостей для каналов с поперечным сечением более 3мм отсутствуют перегибы.

По графикам видно, что по мере увеличения размера канала, значения коэффициента теплоотдачи уменьшаются (при увеличении от  $b=0.5$  до  $b=2$ мм).

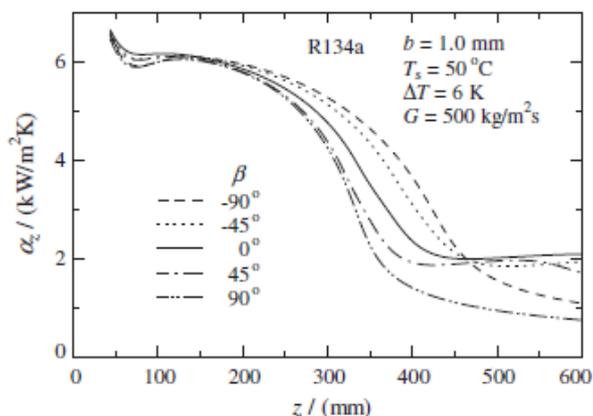
На интенсивность теплоотдачи наряду с формой и размером канала влияет также и его длина [26,27].

Можно сделать вывод, что в конденсаторах каналы с малыми гидравлическими диаметрами необходимо использовать очень небольшой длины и двухходовыми с разделением парожидкостной смеси, ввиду быстрого их заполнения жидкой фазой.

На рисунке 6 представлен график изменения средних значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_z$  для R134a по длине канала в зависимости от величины угла наклона канала, для канала квадратного поперечного сечения со стороной  $b=1$ мм. Отрицательные углы соответствуют нисходящему потоку.

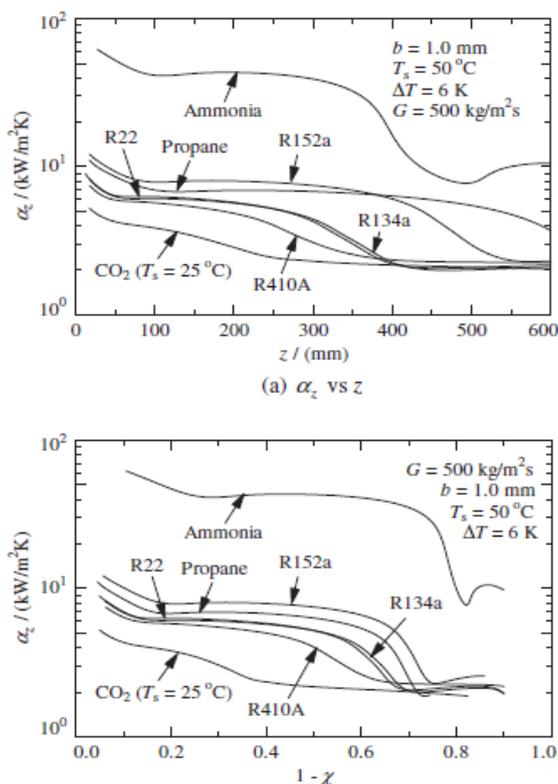
По графику видно, что для рассмотренных условий влияние наклона канала на теплообмен начинает проявляться после начальной длины канала, составляющей  $\approx 200$  мм. После определенной длины канала ( $z \approx 480$  мм) коэффициенты теплоотдачи для нисходящего потока ( $-45^\circ$ ) и восходящего потока ( $45^\circ$ ) практически равны коэффициенту теплоотдачи для горизонтального потока, при вертикальном расположении канала ( $90^\circ$ ) они значительно ниже. Для восходящего потока ( $90^\circ$ ) коэффициент теплоотдачи ниже, чем для горизонтального после начального участка канала 200мм, при

наклоне канала  $45^\circ$ - на участке 200-480 мм. На участке ( $200 < z < 480$  мм) коэффициент теплоотдачи для нисходящего потока ( $-45^\circ$  и  $-90^\circ$ ) выше чем для горизонтального. [25, 27].



**Рис. 6. Зависимость средних коэффициентов теплоотдачи для R134a по длине канала при различных углах наклона канала, для канала квадратного поперечного сечения со стороной  $b=1$ мм. Отрицательные углы соответствуют нисходящему потоку  $\alpha_\sigma = 6.1$  кВт/( $m^2 K$ )**

На рисунке 7 представлен график изменения средних величин коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_z$  для различных рабочих веществ (R134a, R152, R22, R410A, пропан, аммиак и CO2) по длине канала и в зависимости от степени сухости пара, для канала квадратного поперечного сечения со стороной  $b=1$ мм. [26,27].



**Рис. 7. Зависимость средних значений коэффициентов теплоотдачи для различных рабочих веществ (R134a, R152, R22, R410A, пропан, аммиак и CO2) по длине канала и от степени сухости пара, для канала квадратного поперечного сечения со стороной  $b=1$ мм  $\alpha_\sigma = 43.3$  (аммиак),  $8.0$  (R152a),  $7.1$  (пропан),  $6.5$  (R22),  $6.2$  (R134a),  $5.9$  (R410a) и  $4.0$  (CO2) кВт/( $m^2 K$ )**

Характер кривых одинаков практически для всех рассматриваемых хладагентов. Аммиак демонстрирует наивысшие коэффициенты теплоотдачи при конденсации. На всех кривых, за исключением зависимости для диоксида углерода, присутствуют точки перегиба.

На рисунке 8 показано сравнение корреляций разных авторов для ламинарного кольцевого потока при конденсации R134a при различных массовых потоках. Корреляции согласуются достаточно хорошо, отсутствуют сильные расхождения [26,28].

Однако, когда те же самые корреляции используются для аммиака, как показано на рисунке 9, видны большие расхождения расчетных величин коэффициентов теплоотдачи. Это указывает на то, что применение названных методов для расчета интенсивности теплообмена при конденсации аммиака может привести к значительным ошибкам.

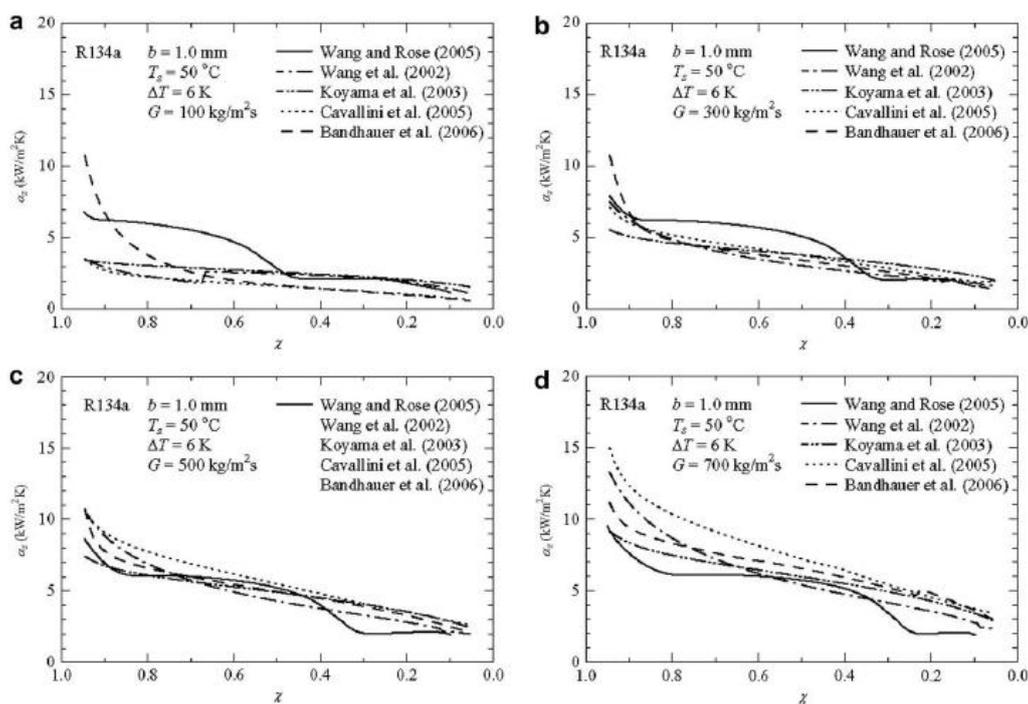


Рис. 8. Корреляции для R134a при различных массовых потоках рабочего вещества

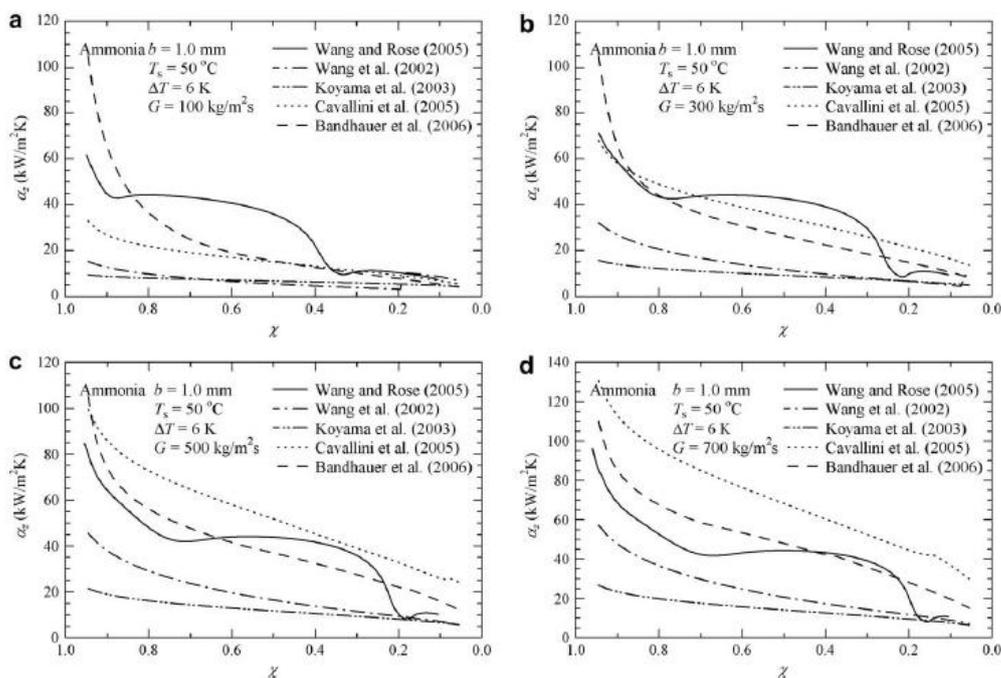
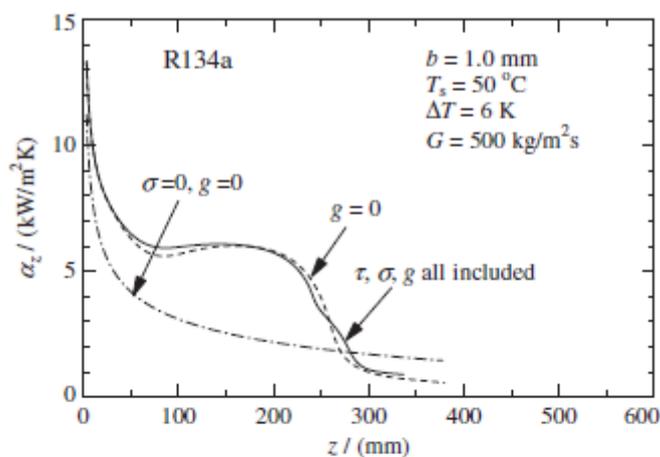


Рис. 9. Корреляции для аммиака при различных массовых потоках рабочего вещества

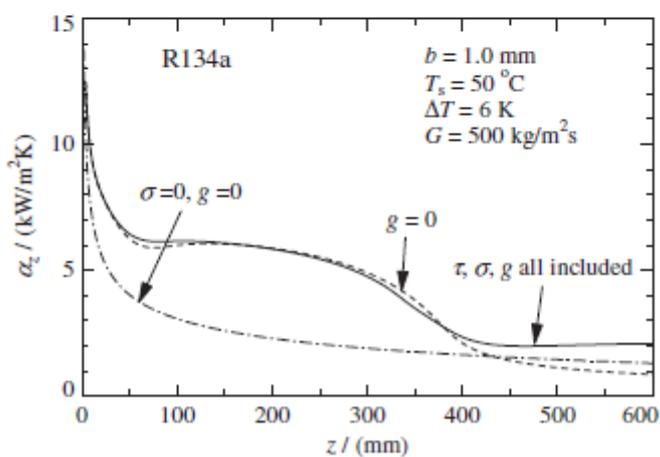
Вычисления по модели Wang and Rose [22,27] для условий на рис. 8 для каналов различных форм, но имеющих площадь поперечного сечения  $1\text{ мм}^2$ , по диапазону степени сухости пара от 0.1 до 1 показывают, что для квадратных и треугольных каналов средние значения коэффициентов теплоотдачи близки между собой. Для круглых каналов расчетные величины ниже более чем на 20%. Это связано с большим вкладом поверхностного натяжения в интенсивность теплообмена при конденсации в каналах некруглой формы [26].

На рис.10 показана зависимость среднего значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_z$  от длины квадратных и треугольного каналов, когда учтены все три механизма управления процессом конденсации ( $\sigma, g, \tau$ ) (сплошная линия), когда отсутствует гравитация (пунктирная линия), когда отсутствуют и гравитация и поверхностное натяжение (штрихпунктирная линия). Влияние поверхностного натяжения на интенсивность теплообмена проявляется на первых 250-350 мм канала. На этих участках коэффициент теплоотдачи практически в два раза выше как для квадратного так и для треугольного поперечных сечений. Эффект гравитации незначителен в этой области.

Высокий коэффициент теплоотдачи на входе является результатом внушительной разницы температур между теплопередающей стенкой и паром в начале процесса конденсации. Коэффициент теплоотдачи остается практически постоянным, когда конденсат в углах занимает существенную часть сечения канала. Воздействие гравитации на дальнейших расстояниях более значительное для канала с квадратным поперечным сечением.



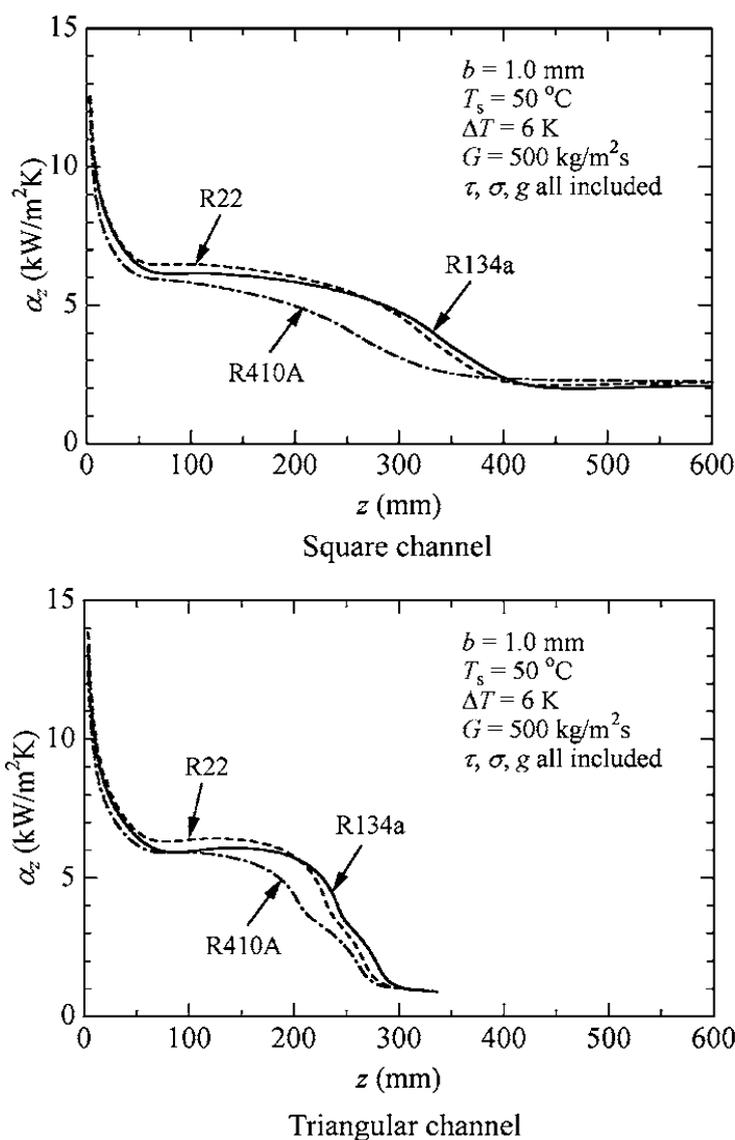
(a) triangular channel



(b) square channel

Рис. 10. Зоны влияния сил в каналах квадратного и треугольного поперечного сечения  
 $\sigma$  – поверхностное натяжение,  $g$  – сила гравитации,  $\tau$  – касательное напряжение

Термодинамические и теплофизические свойства хладагентов оказывают существенное влияние на интенсивность теплообмена при конденсации в замкнутом объеме. На рис. 11 приведены зависимости коэффициентов теплоотдачи от длины канала при конденсации различных хладагентов в квадратном и треугольном горизонтальных миниканалах. Коэффициенты теплоотдачи для R134a и R22 близки по величине, а для R410a эти значения значительно ниже. Более высокая плотность пара и более низкое поверхностное натяжение R410a уменьшают граничное касательное напряжение и силу поверхностного натяжения, соответственно [22], что обуславливает меньшую интенсивность теплообмена для R410a в сравнении с другими представленными хладагентами.



**Рис. 11. Влияние свойств рабочего вещества на коэффициент теплоотдачи**

Выполненный анализ доступных литературных источников по экспериментальным и численным исследованиям теплообмена при конденсации различных хладагентов в миниканалах свидетельствует о следующем.

Теплообмен при конденсации в миниканалах протекает более интенсивно, чем в трубах больших размеров.

На интенсивность теплообмена влияют свойства хладагента, гидравлический диаметр, форма и длина миниканала, его расположение в пространстве, а также условия осуществления процесса.

При конденсации в миниканалах на определенных участках длины канала и в определенных диапазонах степени сухости пара, величины коэффициентов теплоотдачи изменяются незначительно, рис.5,7. Это свидетельствует о том, что в названных областях осуществления процесса конденсации имеют место близкие режимы течения двухфазного потока. Характерным режимом течения в данном случае по всей видимости является кольцевой режим.

Существенный вклад в интенсификацию теплообмена при конденсации в миниканалах вносит поверхностное натяжение жидкой фазы (рис. 10), создающее поперечный градиент давления в пленке конденсата. Это проявляется в большей степени в каналах квадратной и треугольной формы, где интенсивность теплообмена при конденсации более чем на 20% выше, чем в круглых каналах [26]. Действие поверхностного натяжения приводит к потоку конденсата в направлении углов и делает слой пленки более тонким вдоль сторон канала, приводя к росту интенсивности теплоотдачи. Поперечный градиент давления возникает от изменения кривизны поверхности конденсата вдоль стороны канала. Когда размерность канала мала (микрочанал), ультратонкий слой пленки может занимать значительную часть поверхности канала, что создает зоны с очень высокой интенсивностью теплоотдачи [22]. Доминирующее влияние поверхностного натяжения на интенсивность теплообмена в миниканалах хорошо видно на рис.4, где представлены зависимости коэффициентов теплоотдачи от длины канала и степени сухости пара при конденсации R134a в миниканалах квадратной и треугольной формы при различных массовых потоках хладагента. В определенных диапазонах длины канала и степени сухости пара, значения коэффициентов теплоотдачи одинаковы независимо от массового расхода хладагента.

Разработанные к сегодняшнему дню численные методы определения коэффициентов теплоотдачи при конденсации в миниканалах в большей степени приемлемы для хладагентов. Их применение для оценки интенсивности теплообмена при конденсации аммиака в миниканалах может привести к существенной погрешности (рис.8,9).

### Заключение

Миниканальные конденсаторы весьма перспективны для более широкого применения в технике низких температур.

В силу разобщенности опубликованных данных по параметрам конденсации различных хладагентов в миниканалах, их не сходимости, отсутствия общей методики расчета миниканальных конденсаторов исследование процессов конденсации в миниканалах следует продолжать. Необходимо, в первую очередь, сосредоточиться на разработке общей методики расчета теплообмена для представляющих интерес холодильных агентов, включающей определенные поправки на условия протекания процесса. Так же следует внимательно остановиться на изучении возможных режимов течения хладагентов, возникающих в определенных зонах миниканального конденсатора. В конечном итоге следует стремиться к созданию единой базы данных, которая позволит свести к минимуму ошибки и неточности в расчетах и конструировании миниканальных теплообменных аппаратов.

### References

1. Marko Matkovic, Alberto Cavallini, Davide Del Col, Luisa Rossetto, Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular Minichannel, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 2311–2323.
2. A.Cavallini, G. Censi, D. Del Col, L. Doretti, G.A. Longo, L. Rossetto, Condensation of Halogenated Refrigerants inside Smooth Tubes, *HVAC&R Research* 8 (4) (2002) 429–451.

3. A.Cavallini, L.Doretto, M.Matkovic, L.Rossetto, Update on condensation heat transfer and pressure drop in minichannels, *Heat Transfer Eng.* 27 (4) (2006) 74–87.
4. S.Garimella, Condensation in minichannels and microchannels, in: S.G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, M.R. King (Eds.), *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier Ltd., 2006.
5. C.-Y. Yang, R.L. Webb, Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins, *Int. J. Heat Mass Transfer* 39 (1996) 791–800.
6. M. Zhang, R.L. Webb, Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 25 (2001) 131–139.
7. R.L. Webb, K. Ermis, Effect of hydraulic diameter on condensation of R-134a in flat, extruded aluminum tubes, *Enhanced Heat Transfer* 8 (2001) 77–90.
8. Y.-Y. Yan, T.-F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a small pipe, *Int. J. Heat Mass Transfer* 42 (1999) 697–708.
9. A.Vardhan, E.E. Dunn, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22, R-134a and R-407C in Microchannel Tubes, ACRC TR-133, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1997.
10. W. Wang Wei-Wen, T.D. Radcliff, R.N. Christensen, A condensation heat transfer correlation for millimetre-scale tubing with flow regime transition, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 26 (2002) 473–485.
11. S. Garimella, Condensation flow mechanisms in microchannels: basis for pressure drop and heat transfer models, *Heat Transfer Eng.* 25/3 (2004) 104–116.
12. N.-H. Kim, J.-P. Cho, J.-O. Kim, B. Youn, Condensation heat transfer of R-22 and R-410A in flat aluminum multi-channel tubes with or without micro-fins, *Int. J. Refrig.* 26 (2003) 830–839.
13. S. Koyama, K. Kuwara, K. Nakashita, Condensation of refrigerant in a multiport channel, in: *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, NY, 2003, pp. 193–205.
14. J.R. Baird, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, Local condensation heat transfer rates in fine passages, *Int. J. Heat Mass Transfer* 46 (2003) 4453–4466.
15. A.Cavallini, D. Del Col, L. Doretto, M. Matkovic, L. Rossetto, C. Zilio, Condensation heat transfer and pressure gradient inside multiport minichannels, *Heat Transfer Eng.* 26 (3) (2005) 45–55.
16. M.H. Kim, J.S. Shin, C. Huh, T.J. Kim, K.W. Seo, A study of condensation heat transfer in a single mini-tube and review of Korean micro- and mini-channel studies, in: *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, NY, 2003, pp. 47–58.
17. T.M. Bandhauer, A. Agarwal, S. Garimella, Measurement and modeling of condensation heat transfer coefficients in circular microchannels, in: *Proceedings of ICMM2005, The 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels*, Toronto, ON, Canada, 2005, ICMM2005-75248.
18. T. Baummer, E. Cetegan, M. Ohadi, S. Dessiatoun, Force-fed evaporation and condensation utilizing advanced micro-structured surfaces and microchannels, *Microelectron. J.* 39 (7) (2008) 975–980.
19. Alberto Cavallini, Luca Doretto, Marko Matkovic, and Luisa Rossetto, Update on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop inside Minichannels, *Heat Transfer Engineering*, 27(4):74–87, 2006
20. Shigeru Koyama, Ken Kuwahara, Kouichi Nakashita, Ken Yamamoto, An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube, *International Journal of Refrigeration* 24 (2003) 425–432
21. Srinivas Garimella, Condensation Flow Mechanisms in Microchannels: Basis for Pressure Drop and Heat Transfer Models, *Heat Transfer Engineering*, 25(3):104–116, 2004
22. H.S. Wang, J.W. Rose, A theory of film condensation in horizontal noncircular section microchannels, *ASME J. Heat Transfer* 127 (2005) 1096–1105.
23. Coleman, J. W., and Garimella, S., Characterization of Two-Phase Flow Patterns in Small Diameter Round and Rectangular Tubes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 42, no. 15, pp. 2869–2881, 1999.

24. E. V. Rebrov. Two\_Phase Flow Regimes in Microchannels.//TeoreticheskieOsnovyKhimicheskoiTekhnologii, 2010, Vol. 44, No. 4, pp. 371–383.

25. H.S. Wang, J.W. Rose, Film condensation in microchannels: effect of tube inclination, in: Proc. Fourth ASME Int. Conf. on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, June 19–21, Limerick, Ireland, Paper ICNMM2006-96049 2006.

26. H.S. Wang and J. W. Rose, HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP DURING LAMINAR ANNULAR FLOW CONDENSATION IN MICRO-CHANNELS, Experimental Heat Transfer, 26:247–265, 2013

27. H.S. Wang, John W Rose, Theory of heat transfer during condensation in microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer 54 (2011) 2525–2534

28. Qian Su, GuangXu Yu, Hua Sheng Wang, John W. Rose, Microchannel condensation : Correlations and theory, international journalof refrigeration 32 (2009) 1149 – 1152

29. Coleman, J. W. and Garimella, S. (2000), "Two-Phase Flow Regime Transitions in Microchannel Tubes: The Effect of Hydraulic Diameter," ASME Heat Transfer Division - 2000, Orlando, FL, American Society of Mechanical Engineers, pp. 71-83.

30. Coleman, J. W. and Garimella, S. (2003), "Two-Phase Flow Regimes in Round, Square and Rectangular Tubes During Condensation of Refrigerant R134a," International Journal of Refrigeration Vol. 26(1) pp. 117-128.

*Статья поступила в редакцию 05.08.2015 г.*