

РОЗДІЛ 1**ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА**

УДК 621.57:621.175.4:621.186:536

О.В. Ольшевська

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В МІКРОКАНАЛЬНОМУ КОНДЕНСАТОРІ

В роботі розглянуто характеристики, що описують теплообмін і аеродинаміку повітряного потоку в мікроканальному конденсаторі. Виконано розрахунок наведених характеристик в широкому діапазоні значень швидкостей повітря для конкретної моделі теплообмінної поверхні конденсатора.

Ключові слова: повітря – коефіцієнт тепловіддачі – падіння тиску – коефіцієнт тертя – жалюзі.

О.В. Ольшевская

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, Одесса, 65039

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В МИКРОКАНАЛЬНОМ КОНДЕНСАТОРЕ

В работе рассмотрены характеристики, описывающие теплообмен и аэродинамику воздушного потока в микроканальном конденсаторе. Выполнены расчеты указанных характеристик в широком диапазоне значений скоростей воздуха для конкретной модели теплообменной поверхности конденсатора.

Ключевые слова: воздух – коэффициент теплоотдачи – падение давления – коэффициент трения – жалюзі.

O.V. Olshevskaya

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaja str., Odessa, 65039

AIR FLOW CHARACTERISTICS IN MICROCHANNEL CONDENSER

Heat transfer and air flow aerodynamic characteristics in the microchannel condenser are examined in the paper. These characteristics were calculated in a wide range of air velocities for a particular model of heat exchanger.

Key words: air – heat transfer coefficient – pressure drop – friction factor – louvers.

I. ВВЕДЕНИЕ

Современные холодильные машины в большинстве случаев комплектуют воздушными конденсаторами. Предпочтение в использовании воздушных конденсаторов обусловлено дефицитом воды во многих районах земного шара, созданием автономных моноблочных холодильных комплексов, отсутствием таких нежелательных явлений, как твердые осадки на теплообменной поверхности, коррозии и т.д. При указанных положительных показателях воздушных конденсаторов их техническое совершенство связано с габаритными размерами, массой, энергопотреблением, стоимостью и производительностью. Номенклатура воздушных конденсаторов холодильных машин и тепловых насосов уверенно пополняется новейшими конструкциями, технические характеристики которых определяют:

- малые диаметры каналов и труб, обеспечивающие низкие массогабаритные характеристики;
- малоемкость холодильных машин по рабочему веществу;
- интенсивное оребрение теплообменной поверхности со стороны воздуха, способствует

передаче больших тепловых потоков и, как следствие, уменьшает энергопотребление от работы вентиляторов.

Микроканальные теплообменники, являясь принадлежностью аэрокосмической и автомобильной техники, с конца 90-х годов стали внедрять в холодильную технику и преимущественно как воздушные конденсаторы [12]. Подобные теплообменные аппараты используют в компрессорно-конденсаторных агрегатах авторефрижераторов, бытовых охлаждающих сплит-системах, в крупных водоохлаждающих установках.

Для определения теплотехнических характеристик микроканальных конденсаторов при проектировании машин с их применением необходимы инженерные методики, которые в доступном виде отсутствуют, поэтому в настоящей работе предлагается свой подход к решению проблемы.

II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОТОКА

Как в любом теплообменнике рекуперативного типа в микроканальных воздушных конденсаторах существует два потока: внутренний - конденсирующееся рабочее вещество холодильных

машин и тепловых насосов и наружный - поток охлаждающего воздуха.

Первый шаг к расчету – это решение вопроса о классификационной группе конденсатора. Классификационные признаки компактных теплообменников, приведенные Веббом [6], полностью

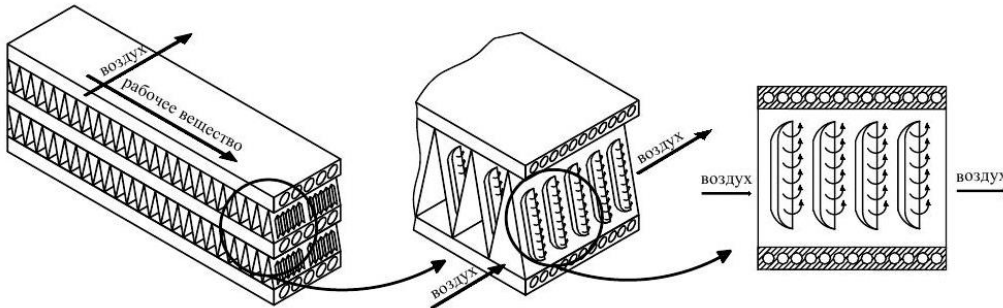


Рисунок 1 – Элемент теплообменной поверхности

К особенностям микроканальных конденсаторов, как индивидуальной модели, следует отнести:

- форму и профиль ребер. Они выполнены из ленты с прорезями (жалюзи), расположенными вдоль ленты и недоходящие до вершины образовавшегося ребра.

- соотношение длин каналов для движения воздуха и рабочего вещества при поперечном движении потоков достаточно велико и достигает значений ($l_{pv}/l_v = 1000/27 \approx 40$).

- малую длину участка движения воздуха.

Остановимся на анализе условий, определяющих в дальнейшем выбор корреляционных уравнений к расчету теплоотдачи и аэродинамики.

Воздух поступает из большого объема в канал, имеющий острую кромку на входе, поэтому вначале образуются вихри, способствующие развитию как ламинарного, так и турбулентного пограничных слоев. Поступая далее в пространство, ограниченное с двух сторон жалюзийными ребрами, а с третьей стороны профилем пластины, воздух распределяется по всему свободному объему, но учитывая малые габариты пространства, происходит процесс интенсивного разделения воздушного потока через жалюзи и смешение соседних потоков. Отличие движения воздуха сквозь жалюзи от принципа работы рассеченного оребрения определяется тем, что вместо единичного плоского ребра в потоке стоит криволинейное ребро, перекрывающее значительную часть живого сечения потока, тем самым добиваются двойного эффекта: резко увеличивается доля воздуха, вступающего во взаимодействие с ребром, а значит, подвергающаяся дополнительному турбулентному перемешиванию.

При наличии разности температур и плотностей при движении воздуха в канале происходит изменение скоростей у стенки и в центральной части канала, что приводит к интенсивности переноса тепла в канале. В связи со спецификой формирования пограничного слоя можно утверждать,

описывают микроканальные воздушные конденсаторы. Конкретные характерные показатели, представленные в работах [9-11], также подтверждают этот факт. Схема движения потока воздуха представлена на рисунке 1.

что при малой длине воздушного канала процесс теплоотдачи имеет характер, присущий начальному участку длинноходового теплообменника.

При таком формировании пограничного слоя встает вопрос о подборе корректных корреляционных уравнений, описывающих теплоотдачу со стороны воздуха, так как расчет теплоотдачи по общепринятым критериальным уравнениям не дает достоверных результатов. Воспользуемся уравнением для расчета теплоотдачи в условиях смешенной конвекции. Особенностью расчета является использование корреляционных уравнений на основе критериев Гретца и Рэлея [5-6], необходимых для определения критерия Нуссельта и коэффициента теплоотдачи.

$$Nu = (362 \cdot Gz^2 + 0.0277 \cdot Ra^{3/2})^{1/6} \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_3} \quad (2)$$

В качестве другого расчетного подхода можно использовать зависимость, полученную Кимом и Буллардом при экспериментальных исследованиях микроканальных теплообменников [7, 9-10].

$$\alpha = j \cdot c_p \cdot \rho \cdot w \cdot m_a \cdot Pr^{-2/3}, \quad (3)$$

где, так называемый, j -фактор устанавливает влияние на теплоотдачу геометрии ребра и состав влажного воздуха, охлаждающего поверхность, и равен:

$$j = Re^{-0.487} \left(\frac{\psi}{90} \right)^{0.257} \left(\frac{u_p}{u_{жс}} \right)^{-0.13} \times \left(\frac{h_p}{u_{жс}} \right)^{-0.29} \left(\frac{b_n + 4u_{жс}}{u_{жс}} \right)^{-0.235} \times \left(\frac{h_{жс}}{u_{жс}} \right)^{0.68} \left(\frac{b_n}{u_{жс}} \right)^{-0.279} \left(\frac{\delta_p}{u_{жс}} \right)^{-0.05} \quad (4)$$

Здесь и далее автор не расшифровывает условные обозначения; заинтересованные специа-

листы могут это сделать, используя первоисточники.

Следующее корреляционное уравнение получено при изучении воздушных конденсаторов в транспортных холодильных установках и представлено в работе Г.И. Воронина и Е.В. Дубровского [8].

$$Nu = 0.01565 \left(\frac{d_э}{\delta}\right)^{0.19} \left(\frac{d_э}{b_n}\right)^{0.17} Re^{0.77} \quad (5)$$

Одним из наиболее полных исследований, которые были посвящены изучению компактных пластинчато-ребристых теплообменников, является работа [4]. В ней В.М. Кейс приводит большое количество зависимостей для коэффициента теплоотдачи, утверждая, что для определения коэффициента теплоотдачи воздуха необходимо при расчете использовать критерий Стэнтона, который входит в уравнение теплоотдачи:

$$\alpha = St \cdot G \cdot c_p \quad (6)$$

Необходимо отметить, что определение критерия St связано с рядом вопросов, которые возникают в процессе расчета. Так, если определять критерий St по графикам зависимостей, как это предлагается в работе [4], необходимо учитывать, что графики были построены для расчета теплообменников, характеристики которых не являются на сегодня определяющими. В [13] предлагается расчет критерия St с учетом чисел Re и Pr , а в [14] - с учетом касательного напряжения трения на стенке и коэффициента трения, в [3] отмечается необходимость учета числа Re и геометрических параметров ребристой поверхности. Такие различные подходы к определению критерия St вряд ли могут упростить решаемую задачу, но проектировщик, располагая предоставленной информацией, может выбрать необходимое решение.

Таблица 1 – Уравнения для определения коэффициентов трения

	Для Re более 150:	Для Re менее 150:
f_1	$4.97 \cdot Re^{0.0049} \cdot \frac{1.064}{\psi^{0.2}} \left[\ln \left[\left(\frac{\delta_p}{u_p}\right)^{0.5} + 0.9 \right] \right]^{-0.527}$	$14.39 \cdot Re^{-0.805 \cdot \frac{u_p}{h_p}} \left[\ln \left[1.0 + \left(\frac{u_p}{u_{жс}}\right) \right] \right]^{3.04}$
f_2	$\left[\left(\frac{d_э}{u_{жс}}\right) \cdot (\ln(0.3 \cdot Re)) \right]^{-2.966} \times \left(\frac{u_p}{h_{жс}}\right)^{-0.7931} \cdot \left(\frac{u_n - d_э}{u_n}\right)$	$\left(\frac{d_э}{u_{жс}}\right)^{-3.01} (\ln(0.5 \cdot Re))^{-3.01} \times \left[\ln \left[\left(\frac{h_p}{u_p}\right)^{0.48} + 0.9 \right] \right]^{-1.435}$
f_3	$\left(\frac{u_n}{h_n}\right)^{-0.0446} \ln \left[1.2 + \left(\frac{u_{жс}}{u_p}\right)^{1.4} \right]^{-3.533} \psi^{-0.477}$	$\left(\frac{u_p}{h_{жс}}\right)^{-3.08} \left(\frac{b_n}{h_{жс}}\right)^{-0.308} e^{-0.1167 \cdot \frac{u_n}{h_n}} \psi^{0.35}$

Вопросы аэродинамики в микроканальных воздушных теплообменниках решены различными исследователями следующим образом. Для расчета аэродинамического сопротивления в работах [9, 10] предлагается уравнение.

$$\Delta p = f_m G^2 \frac{b_n}{2\rho u_{жс}} \quad (7)$$

где коэффициент трения f_m определен с учетом геометрии ребристой поверхности:

$$f_m = Re^{-0.798} \left(\frac{\psi}{90}\right)^{0.395} \left(\frac{u_p}{u_{жс}}\right)^{-2.635} \times \left(\frac{h_p}{u_{жс}}\right)^{-1.22} \left(\frac{b_n + 4u_{жс}}{u_{жс}}\right)^{0.823} \left(\frac{h_{жс}}{u_{жс}}\right)^{1.97} \quad (8)$$

Уточненное расчетное значение коэффициента трения в работе [15] представлено в виде произведения трех частных коэффициентов

$$f_T = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \quad (9)$$

которые являются функциями критерия Re и геометрии ребристой поверхности. Уравнения для определения коэффициентов трения f_1, f_2, f_3 приведены в таблице 1.

Методика расчета падения давления, основанная на коэффициенте сопротивления предложена в работе [4]:

$$\Delta p = 10.5 \cdot \frac{\rho \cdot w^2 \cdot b_n}{2g \cdot d_э} \cdot \left(\frac{d_э}{b_n}\right)^{1.26} \times \left(\frac{G \cdot d_э}{\mu}\right)^{-0.52} \cdot \left(\frac{d_э}{b_n}\right)^{0.29} \quad (10)$$

III. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК

На основании рассмотренных материалов, автор представляет расчеты коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха и падения давления в микроканальном конденсаторе, имеющем геомет-

рию ребристой поверхности модели MSHE-D180SC-S, входящей в комплекс водоохлаждающей машины фирмы Danfoss (геометрические параметры конденсатора: угол наклона жалюзи $\psi - 23^\circ$, шаг жалюзи $u_{жс} - 1.7$ мм, высота жалюзи $h_{жс} - 7$ мм, высота ребра $h_p - 8.6$ мм, шаг ребер $u_p - 1.4$ мм, толщина ребра $\delta_p - 0.12$ мм, длина участка $l - 1000$, шаг пластин $u_n - 10$ мм, высота пластины $h_n - 1.4$ мм) при разных скоростях воздуха и сравнивает их с экспериментальными данными, представленными в работах [2-3, 7, 9-11]. Результаты расчета по уравнениям (3) и (6) ограничивают поле значений α , внутри которого можно считать выбор корреляционных уравнений вполне корректным (рисунок 2).

Расчеты указанной выше модели микроканального конденсатора, проведенные автором по

уравнениям (7) и (10) в сопоставлении с экспериментальными данными, приведенными в работах [1, 9-11] (рисунок 3) имеет достаточную для инженерных расчетов сходимость при расчетных скоростях воздуха до 2 м/с, далее результаты расходятся.

Этот факт заставляет обратить больше внимания на расчеты аэродинамических характеристик воздушных микроканальных конденсаторов.

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Достоверность полученных результатов теоретического исследования характеристик потока воздуха в микроканальном конденсаторе подтверждена путем сравнения их с экспериментальными данными других авторов, поэтому материалы работы могут быть использованы при проектировании действительных моделей.

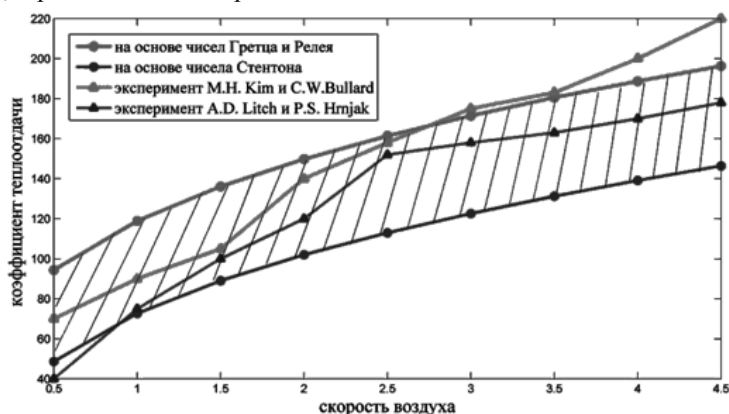


Рисунок 2 - Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости воздуха

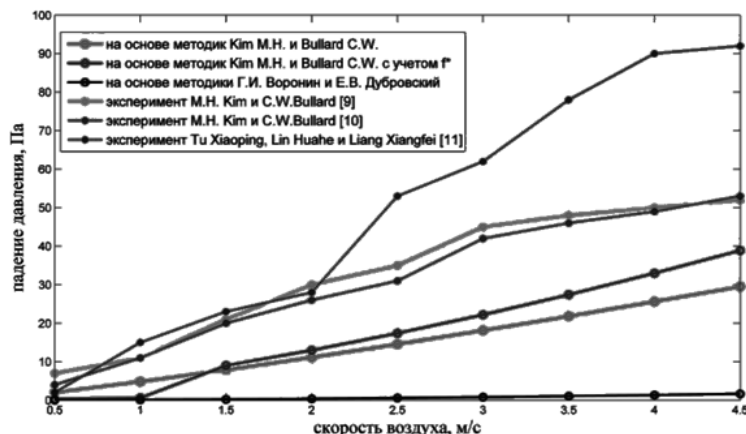


Рисунок 3 - Зависимость аэродинамического сопротивления от скорости воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. **А.В. Чичиндаев.** Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. НГТУ, Новосибирск, 2003 – 400 с.
2. **Akhil Agarwal.** Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerant in microchannels. Georgia Institute of Technology, 2006 – 348 p.
3. **A.D. Litch.** Condensation of ammonia in micro-channel heat exchangers/A.D. Litch, P.S. Hrnjak. Illinois, 1999 – 96 p.
4. **В.М. Кейс.** Компактные теплообменники /В.М. Кейс, А.М. Лондон. Государственное энергетическое издательство, Москва-Ленинград, 1962 – 160 с.
5. Справочник по теплообменникам. Москва: Энергоатомиздат, 1987. Т1-1987 – 549 с.

6. Справочник по теплообменникам. Москва: Энергоатомиздат, 1987. Т2-1987 352 с.
7. **Seyfettin Yuldiz.** Design and simulation of a vapor compression refrigeration cycle for a micro refrigerator. Middle east technical university, 2010. –108 p.
8. **Г.И. Воронин.** Эффективные теплообменники /Г.И. Воронин, Е.В. Дубровский - Москва: Машиностроение, 1973 – 101 с.
9. **М.Н. Kim.** Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers/ М.Н. Kim, C.W.Bullard. International journal of refrigeration, 2002, Vol.25. – P. 390-400
10. **М.Н. Kim.** Air-side thermal performance of micro-channel heat exchangers under dehumidifying conditions/ М.Н. Kim, C.W. Bullard. Purdue University, 2000 – P. 119-126.
11. **Tu Xiaoping.** CFD simulation and experimental study on air-side performance for MCHX/ Tu Xiaoping, Lin Huahe, Liang Xiangfei. Purdue University, 2010 – 8 p.
12. **Н.В. Барановский.** Пластинчатые и спиральные теплообменники/ Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребneckий. Москва: Машиностроение, 1973. –288 с.
13. **Тадеуш Хоблер.** Теплопередача и теплообменники. Ленинград, 1961. – 820 с.
14. **В.П. Исаченко.** Теплопередача /В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. Москва: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
15. **Yu-Juei Chang.** A generalized friction correlation for louver fin geometry/ Yu-Juei Chang, Kuei-Cang Hsu, Yur-Tsai Lin, Chi-Chuan Wang. International journal of heat and mass transfer, 2000, №43. – P. 2237-2243
3. **A.D. Litch.** Condensation of ammonia in micro-channel heat exchangers. /A.D. Litch, P.S. Hrnjak. Illinois, 1999. – 96 p.
4. **V.M. Kejs.** Kompaktnye teploobmenniki/ V.M. Kejs, A.M. London – Gosudarstvennoe jenergeticheskoe izdatel'stvo, Moskva-Leningrad, 1962 – 160 s.
5. Spravochnik po teploobmennikam. Moskva: Jenergoatomizdat, 1987. T1-1987. – 549 s.
6. Spravochnik po teploobmennikam. Moskva: Jenergoatomizdat, Moskva, 1987. T2-1987. – 352 s.
7. **Seyfettin Yuldiz.** Design and simulation of a vapor compression refrigeration cycle for a micro refrigerator. Middle east technical university, 2010. –108 p.
8. **G.I. Voronin.** Effektivnye teploobmenniki /G.I. Voronin, E.V. Dubrovskij. Moskva: Mashinostroenie, 1973. – 101 s.
9. **М.Н. Kim.** Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers/ М.Н. Kim, C.W.Bullard. International journal of refrigeration, 2002, Vol.25. – P. 390-400
10. **М.Н. Kim.** Air- side thermal performance of micro-channel heat exchangers under dehumidifying conditions /M.H. Kim, C.W. Bullard. Purdue University, 2000 – P. 119-126.
11. **Tu Xiaoping.** CFD simulation and experimental study on air-side performance for MCHX /Tu Xiaoping, Lin Huahe, Liang Xiangfei. Purdue University, 2010 – 8 p.
12. **N.V. Baranovskij.** Platinchatye i spiral'nye teploobmenniki /N.V. Baranovskij, L.M. Kovalenko, A.R. Jastrebnickij. Moskva: Mashinostroenie, 1973. – 288 s.
13. **Tadeush Hobler.** Teploperedacha i teploobmenniki. Leningrad, 1961 – 820 s.
14. **V.P. Isachenko.** Teploperedacha /V.P. Isachenko, V.A. Osipova, A.S. Sukomel. Moskva: Jenergoizdat, 1981/ – 416 s.
15. **Yu-Juei Chang.** A generalized friction correlation for louver fin geometry/ Yu-Juei Chang, Kuei-Cang Hsu, Yur-Tsai Lin, Chi-Chuan Wang. International journal of heat and mass transfer, 2000, №43. – S. 2237-2243

REFERENCES

AIR FLOW CHARACTERISTICS IN MICROCHANNEL CONDENSER

Constantly increasing electricity rates and requirements to reduce the harmful impacts on the atmosphere have made from the increasing energy efficiency of equipment in the heat pumps and refrigeration industry stable trend in recent years. Searches of new types of heat exchangers led to the use of microchannel heat exchangers as refrigeration machines condensers. The classification groups for these heat exchangers are compact plate-fin devices, which have air as one of the streams. Features of the motion at presence of the simultaneous formation of laminar and turbulent boundary layers are described. On this basis heat transfer and aerodynamic characteristics of air flow in the microchannel condenser are described. These characteristics were calculated in a wide range of air velocities for a particular model of heat exchanger. Results of theoretical calculations have been compared with experimental data of various authors. The convergence of the obtained results is traced, which confirms the accuracy of the theoretical study.

Keywords: air – heat transfer coefficient – pressure drop – friction factor – louvers.