

УДК 658.261:621.56

DOI 10.62595/1819-5245-2026-1-78-89

ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ОЗОНОБЕЗОПАСНОГО ХЛАДАГЕНТА R407C ПРИ НАЛИЧИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО ГЛАЙДА НА РАЗВИТЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ

А. В. ОВСЯННИК

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Проведено экспериментальное исследование теплообмена при конденсации озонобезопасного зеотропного хладагента R407C на гладких и продольно-ребренных поверхностях. Изучено влияние температурного глайда на интенсивность теплоотдачи при конденсации при различных режимных параметрах: давлении насыщения 0,95–1,5 МПа, температуре насыщения +14,5...+22,5 °С и плотности теплового потока относительно всей ребренной поверхности $q = 960–13361,57 \text{ Вт/м}^2$. Определены локальные и средние коэффициенты теплоотдачи для ребер, межреберной и общей ребренной поверхности, а также толщина пленки конденсата. Результаты сравнивались с расчетными данными по формуле Нуссельта. Установлено, что температурный глайд существенно влияет на эффективность теплообмена и должен учитываться при расчете и проектировании конденсаторов для зеотропных смесей. Отмечено, что полученные зависимости позволяют оптимизировать конструкции теплообменных аппаратов, использующих R407C, в условиях ретрофита и разработки нового оборудования.

Ключевые слова: R407C, зеотропная смесь, конденсация, температурный глайд, ребренные поверхности, коэффициент теплоотдачи, пленка конденсата, экспериментальное исследование, теплообмен, хладагент.

Для цитирования. Овсянник, А. В. Теплообмен при конденсации озонобезопасного хладагента R407C при наличии температурного глайда на развитых поверхностях / А. В. Овсянник // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2026. – № 1 (104). – С. 78–89. – DOI 10.62595/1819-5245-2026-1-78-89

HEAT TRANSFER DURING CONDENSATION OF OZONE-SAFE REFRIGERANT R407C IN THE PRESENCE OF TEMPERATURE GLIDE ON DEVELOPED SURFACES

A. V. OVSYANNIK

*Sukhoi State Technical University of Gomel,
the Republic of Belarus*

An experimental study of heat transfer during condensation of ozone-safe zeotropic refrigerant R407C on smooth and longitudinally finned surfaces was conducted. The effect of temperature glide on the intensity of heat transfer during condensation was studied at various operating parameters: saturation pressure of 0.95–1.5 MPa, saturation temperature of +14.5...+22.5 °C and heat flux density relative to the entire finned surface of $q = 960–13361.57 \text{ W/m}^2$. Local and average heat transfer coefficients for the fins, interfin and total finned surface, as well as the condensate film thickness were determined. The results were compared with the calculated data using the Nusselt formula. It was established that temperature glide significantly affects the efficiency of heat transfer and should be taken into account when calculating and designing condensers for zeotropic mixtures. It is noted that the obtained dependencies allow for the optimization of the designs of heat exchangers using R407C in the context of retrofitting and the development of new equipment.

Keywords: R407C, zeotropic mixture, condensation, temperature glide, finned surfaces, heat transfer coefficient, condensate film, experimental study, heat exchange, refrigerant.

For citation. Ovsyannik A. V. Heat transfer during condensation of ozone-safe refrigerant R407C in the presence of temperature glide on developed surfaces. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2026, no. 1 (104), pp. 78–89 (in Russian). DOI 10.62595/1819-5245-2026-1-78-89

Введение

Смесевой хладагент R407C (зеотропная смесь R32/R125/R134A с массовыми долями компонентов 32/25/52) применяется в качестве альтернативы R22 для систем кондиционирования. Значения давлений кипения и конденсации близки к значениям для R22, что являлось одним из мотивов выбора R407C для замены R22.

Кроме того, одним из основных преимуществ является то, что при переходе с R22 на R407C не требуется применения холодильной системы и эти хладагенты близки по холодопроизводительности и давлению насыщения. Поэтому его используют в том случае, когда необходимо либо заменить R22 в действующем оборудовании, либо использовать его для нового оборудования [1].

Однако многие потребители воспринимают его с большой осторожностью в связи с большим температурным глайдом $\Delta t_{gl} = 5-7$ °C, что затрудняет обслуживание холодильных систем. Это связано с возможным нарушением исходной концентрации хладагента, заправленного в систему при работе с несколькими испарителями или при работе с затопленным испарителем [1].

При ретрофите оборудования с R22 на R407C и при заправке нового оборудования необходимо использовать полиэфирные масла, а конструктивные изменения вносить не нужно.

Для R407C коэффициент теплопередачи в теплообменных аппаратах (испарителях и конденсаторах) гораздо ниже, чем у R22 (на 25–30 %), что требует новых зависимостей для их расчета при определении их теплопередающих поверхностей, а это, в свою очередь, требует проведения экспериментальных исследований по определению интенсивности теплоотдачи при кипении и конденсации.

Целью настоящей работы является проведение экспериментальных исследований по определению коэффициентов теплоотдачи при конденсации паров R407C при различных значениях режимных параметров на гладких и оребренных поверхностях.

Основная часть. Эксперимент

Экспериментальные исследования проводились на комплексном стенде, описанном в [2]. Рабочий камерой являлась конденсационная камера, представленная в [2, рис. 1].

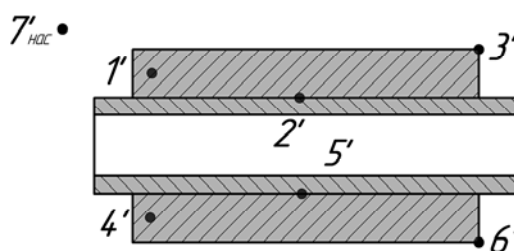


Рис. 1. Иллюстрация исследуемой поверхности теплообмена и схематичное расположение термопар в конденсационной камере установки

Измерение температур осуществлялось хромель-копелевыми термопарами, расположенными в точках, приведенных на рис. 1. Исследуемый образец – продольно оребренная трубка длиной 110 мм; количество ребер – 10; высота ребра – 12,5 мм; ребра – трапецевидные.

Температура оребренной поверхности измерялась между ребрами (температура основной поверхности), у основания ребра, в среднем сечении ребра и на вершине ребра, температура сухого насыщенного пара определялась термопарой в паровом пространстве конденсирующегося пара.

Известно, что для смесевых хладагентов (зеотропных смесей) температура насыщения определяется не температурой сухого насыщенного пара, а некоторым средним значением между температурой сухого насыщенного пара t_{01} и температурой конденсата t_{02} , образующегося на теплоотводящей поверхности при данном давлении (рис. 2):

$$t_n = \frac{t_{01} + t_{02}}{2}. \quad (1)$$

Температурный глайд необходимо учитывать при определении площади теплообмена испарителей и конденсаторов, так как он оказывает значительное влияние на параметры теплообменных аппаратов, а следовательно, и на их стоимость.

Для оребренных поверхностей температурный глайд будет различным по высоте ребра и на основной поверхности ввиду различия их температур, поэтому при определении его необходимо это учитывать, и следует говорить о его среднем значении для всей поверхности теплообмена при конденсации.

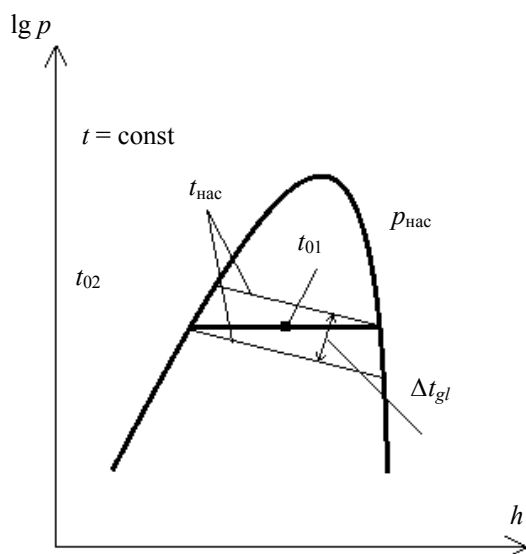


Рис. 2. Температурный глайд зеотропных смесей

Как отмечалось в [3–5], знание закономерностей гидродинамики и теплообмена при течении пленок конденсата по поверхности различной формы и геометрической ориентации в пространстве необходимо для расчета интенсивности теплообмена при конденсации фреонов на оребренных поверхностях с целью создания высокоэффективных теплоотводящих поверхностей конденсации с наилучшими массогабаритными показателями.

Так как при конденсации пара на поверхности теплота конденсации отводится через стекающую пленку конденсата теплопроводностью, то знание гидродинамики и теплообмена стекающей пленки и ее толщины является главным фактором, определяющим интенсивность теплоотдачи при конденсации.

Гидродинамика гравитационно стекающей пленки конденсата по вертикальным и наклонным поверхностям характеризуется числом Рейнольдса волнообразования $Re_{пл.в} \leq 0,61 (Ka)^{1/11}$, следовательно, если будет соблюдаться условие $Re < Re_{пл.в}$, то режим гравитационного течения пленки будет ламинарным или ламинарно-волновым, близким к ламинарному [3–5].

Характерные особенности течения пленки конденсата на ребрах отмечены в [3–5].

Чертеж и общий вид образца изображены на рис. 3.

Экспериментальные исследования проводились при следующих режимных параметрах:

- давление насыщения $p_n = 0,95–1,5$ МПа;
- температура насыщения $t_n = +14,5\dots+22,5$ °С;
- плотность теплового потока относительно несущей поверхности $q = 3474–92646$ Вт/м² и относительно всей оребренной поверхности – $960–13361,57$ Вт/м²;
- общая отводимая от образца мощность теплового потока $Q = 30–500$ Вт.

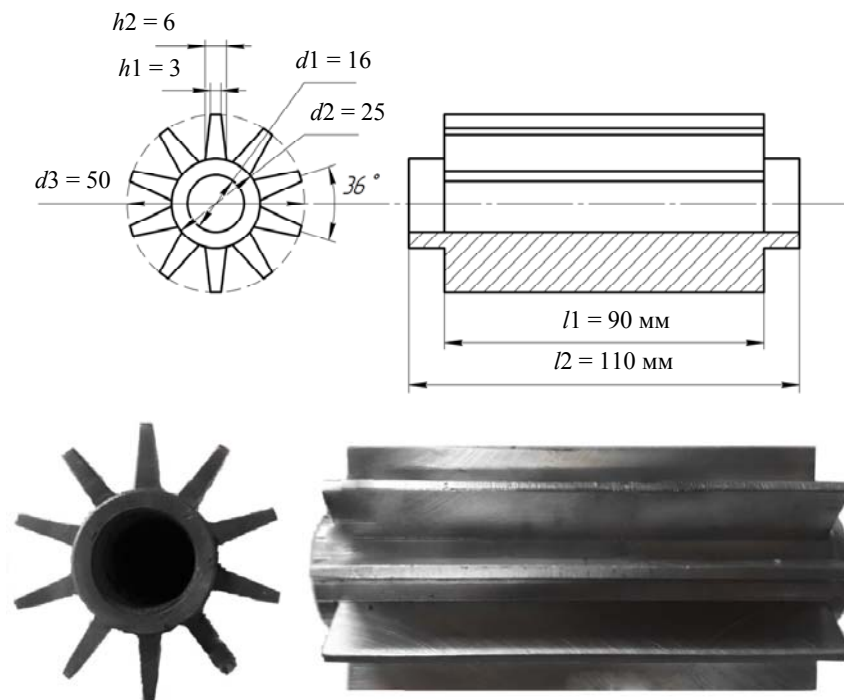


Рис. 3. Продольнооребренная поверхность теплообмена

Тепловые потоки, отводимые в охлаждающую среду через основание ребра $Q_{осн}$, Вт и через межреберную поверхность $Q_{мп}$, Вт:

$$Q_{осн} = \frac{Q_{общ} F_{осн}}{F_{осн} + F_{мп}}; \quad Q_{мп} = \frac{Q_{общ} F_{мп}}{F_{осн} + F_{мп}}. \quad (2)$$

Плотность теплового потока относительно площади ребер q_p , Вт/м², относительно межреберной q_{mp} поверхности и несущей (основной) $q_{нес}$:

$$q_p = \frac{Q_{осн}}{F_p}; \quad q_{mp} = q_{нес} = \frac{Q_{mp}}{F_{mp}} = \frac{Q}{F_o}. \quad (3)$$

Плотность теплового потока относительно всей оребренной поверхности:

$$q_o = \frac{Q}{F_p + F_{mp}}. \quad (4)$$

Методика определения экспериментальных коэффициентов теплоотдачи по элементам оребренной поверхности рассмотрена в [3–5].

При определении коэффициентов теплоотдачи необходимо иметь в виду, что температура в основании ребра t_1 равна температуре межреберной поверхности t_{mp} и равна температуре несущей поверхности $t_{нес}$: $t_1 = t_{mp} = t_{нес}$.

Результаты расчетов плотностей тепловых потоков, коэффициентов теплоотдачи и температурных напоров при различных значениях мощности теплового потока представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчетов плотностей тепловых потоков, коэффициентов теплоотдачи и температурных напоров

Q , Вт	q_p , Вт/м ²	α_p , Вт/м ² ·К	Δt_p , °С	q_{mp} , Вт/м ²	α_{mp} , Вт/м ² ·К	Δt_{mp} , °С	q_o , Вт/м ²	α_o , Вт/м ² ·К	Δt_o , °С	Δt_{gl} , °С
$Q = 30$ Вт	728,3	1213	0,60	3474,2	8685	0,40	960,0	1920	0,50	1,0
$Q = 120$ Вт	2913,1	3884	0,75	13896,9	11117	1,25	3602,7	3603	1,00	2,0
$Q = 285$ Вт	6918,6	6918	1,0	33005,2	16502	2,0	8058,9	4605	1,75	3,5
$Q = 500$ Вт	12138,0	5517	2,2	57903,9	14476	4,0	13361,6	4310	3,10	6,2

Определение общего (приведенного) коэффициента теплоотдачи при конденсации на оребренной поверхности:

– коэффициент теплоотдачи ребра

$$\alpha_p = \frac{q_p}{t_n - t_p^{cp}};$$

– коэффициент теплоотдачи межреберной поверхности

$$\alpha_{mp} = \frac{q_{mp}}{t_n - t_{осн.p}^{cp}};$$

– коэффициент теплоотдачи общей (приведенной) оребренной поверхности:

$$\alpha_o = E\alpha_p \frac{F_p}{F_p + F_{mp}} + \alpha_{mp} \frac{F_{mp}}{F_p + F_{mp}};$$

$$E = \frac{t_n - t_p^{бер}}{t_n - t_{осн}}; \alpha_{mp} \frac{F_{mp}}{F_p + F_{mp}}.$$

Толщина гравитационно стекающей пленки конденсата $\delta_{пл}^3$ определялась по экспериментальным значениям коэффициентов теплоотдачи по всей оребренной поверхности по формуле

$$\delta_{пл}^3 = \frac{\lambda}{\alpha_o}$$

и сравнивалась с расчетной толщиной пленки, определяемой по формуле Нуссельта [3–5]. Результаты экспериментальных и расчетных данных приведены в табл. 2. Толщина пленки $\delta_{пл}^3$ и δ_o определялась на ребрах и на оребренной поверхности по коэффициенту теплоотдачи ребра α_p и общей оребренной поверхности.

Таблица 2

Результаты экспериментальных и расчетных данных толщины пленки конденсата и коэффициентов теплоотдачи

R407C	По формуле Нуссельта				Эксперимент			
	Q , Вт	α_p , Вт/м ² ·К	α_o , Вт/м ² ·К	$\delta_{пл}$, м по ребру	δ_o , м	α_p , Вт/м ² ·К	α_o , Вт/м ² ·К	$\delta_{пл}^p$, м
30	4843	4890	0,000019	0,000019	1213	1920	0,000077	0,000048
120	4345	3922	0,000021	0,000024	3884	3602	0,000024	0,000026
285	3714	3370	0,000024	0,000027	6918	4605	0,000013	0,000020
500	3307	2980	0,000027	0,000030	5517	4310	0,000016	0,000021

Так как действительную температуру насыщения для R407C экспериментально определить невозможно, то она определялась расчетным путем на основании измерения температуры жидкости на поверхности конденсации (на ребрах и несущей поверхности) и сухого насыщенного пара t_n в паровом пространстве камеры конденсации. Действительные температуры насыщения по элементам поверхности по точкам измерения будут:

$$t_{н.д}^I = \frac{\left[\frac{t_{1'} + t_{4'}}{2} + t_n \right]}{2}; \quad t_{н.д}^{II} = \frac{\left[\frac{t_{2'} + t_{5'}}{2} + t_n \right]}{2};$$

$$t_{н.д}^{III} = \frac{\left[\frac{t_{3'} + t_{6'}}{2} + t_n \right]}{2}; \quad t_{н.д}^{ср} = \frac{t_{н.д}^I + t_{н.д}^{II} + t_{н.д}^{III}}{3}. \quad (5)$$

Результаты экспериментального определения температур и расчеты действительных температур насыщения в зависимости от величины тепловых потоков представлены в табл. 3.

Температурные глайды по элементам оребренной поверхности определялись как:

$$\Delta t_{gl}^I = \left[\frac{t_{1'} + t_{4'}}{2} - t_n \right]; \quad \Delta t_{gl}^{II} = \left[\frac{t_{2'} + t_{5'}}{2} - t_n \right];$$

$$\Delta t_{gl}^{III} = \left[\frac{t_{3'} + t_{6'}}{2} - t_n \right]; \quad \Delta t_{gl}^{cp} = \frac{t_{gl}^I + t_{gl}^{II} + t_{gl}^{III}}{3}. \quad (6)$$

На несущей поверхности: $\Delta t_{gl}^H = \frac{t_{2'} + t_{5'}}{2} - t_n = \Delta t_{gl}^{II}$.

Результаты расчетов температурных глайдов в зависимости от величины тепловых потоков даны в табл. 3.

Таблица 3

Результаты экспериментального определения температур и расчеты действительных температур насыщения

Тепловой поток Q , Вт	Действительные температуры насыщения			
	$t_{н.д}^I$, °С	$t_{н.д}^{II}$, °С	$t_{н.д}^{III}$, °С	$t_{н.д}^{cp}$, °С
30	14,4	14,4	14,4	14,4
120	15,25	15,00	15,5	15,25
285	18,00	18,00	18,00	18,00
500	22,00	21,50	22,50	22,00

Анализ полученных результатов

Результаты экспериментальных исследований представлены в виде графических зависимостей, позволяющих проводить анализ полученных результатов и протекающих процессов гидродинамики и теплообмена.

Гидродинамические и термические зависимости приведены для ребра и оребренной поверхности.

Для ребра определены:

– зависимость коэффициента теплоотдачи ребра от плотности теплового потока по ребру (рис. 4);

– зависимость коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности от плотности теплового потока оребренной поверхности (рис. 5);

– зависимость коэффициента теплоотдачи ребра от температурного напора по ребру («действительная температура насыщения – средняя температура ребра») (рис. 6);

– зависимость коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности от температурного напора по оребренной поверхности («действительная температура насыщения – средняя температура оребренной поверхности») (рис. 7);

– зависимость толщины пленки ребра и оребренной поверхности от плотности теплового потока по ребру и оребренной поверхности (рис. 8).

Также представлена графическая зависимость коэффициентов теплоотдачи ребра и всей оребренной поверхности от температурных глайдов при различных значениях тепловых потоков, что позволяет оценивать влияние температурного глайда на интенсивность теплоотдачи оребренной поверхности при конденсации на ней зеотропных смесей.

Анализ графических зависимостей (рис. 4–9) дает возможность оценить тенденцию изменения зависимых параметров от различных факторов, характеризующих протекаемый процесс, и качественно оценить вклад каждого вида теплообмена (конденсации и конвекции) в общее количество теплоты, передаваемое теплообменной поверхностью. На теплообменной поверхности конденсации могут протекать процессы охлаждения пара до температуры насыщения, конденсации пара и переохлаждения конденсата.

Кроме того, основным результатом анализа графических зависимостей является определение оптимальных значений коэффициентов теплоотдачи при оптимальных значениях плотностей тепловых потоков и температурных напоров.

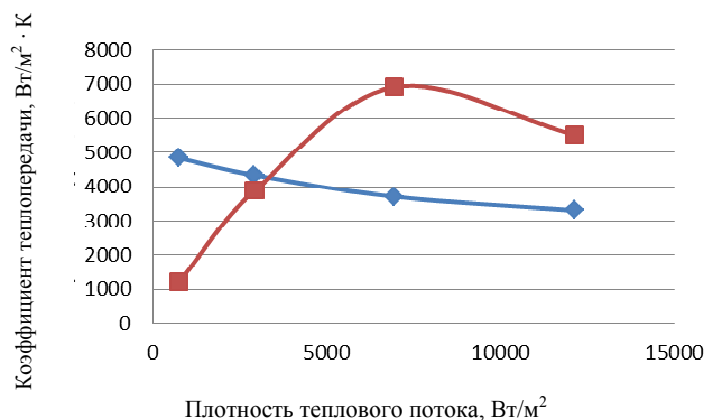


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи ребра от плотности теплового потока по ребру:

— α_p^{Nu} ; — α_p^3

Для коэффициентов теплоотдачи ребра относительно всей оребренной поверхности (этот коэффициент используется для расчета теплоотдачи всей оребренной поверхности) диапазон изменения плотностей тепловых потоков, при котором допускается использование формулы Нуссельта для определения коэффициента теплоотдачи ребер, лежит в пределах 4000–13362 Вт/м². При этом величина неопределенности составляет 25 %. Температурный напор при этом определяется величиной (0,75–0,85) К (рис. 6).

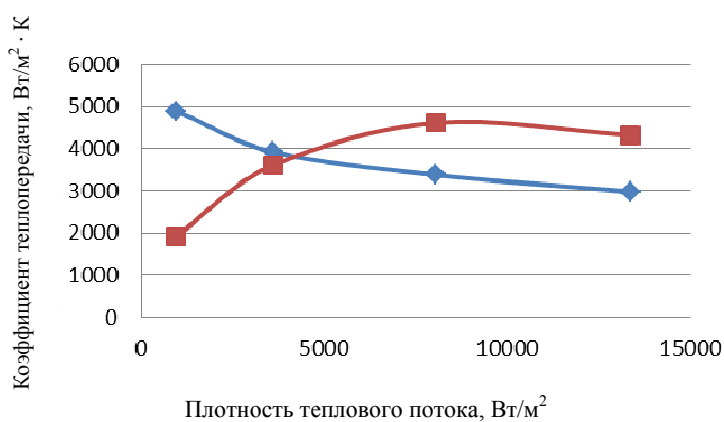


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности от плотности теплового потока оребренной поверхности:

— α_o^{Nu} ; — α_o^3

Для определения поверхности теплообмена всей оребренной поверхности используется коэффициент теплоотдачи этой поверхности, который может быть определен по формуле Нуссельта в диапазоне плотностей теплового потока $2500\text{--}13362\text{ Вт/м}^2$ (рис. 5) при температурном напоре (1–4) К (рис. 7).

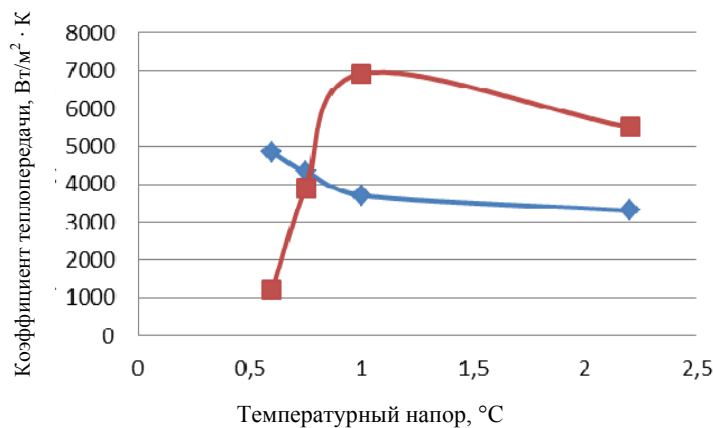


Рис. 6. Зависимость коэффициента теплоотдачи ребра от температурного напора по ребру:

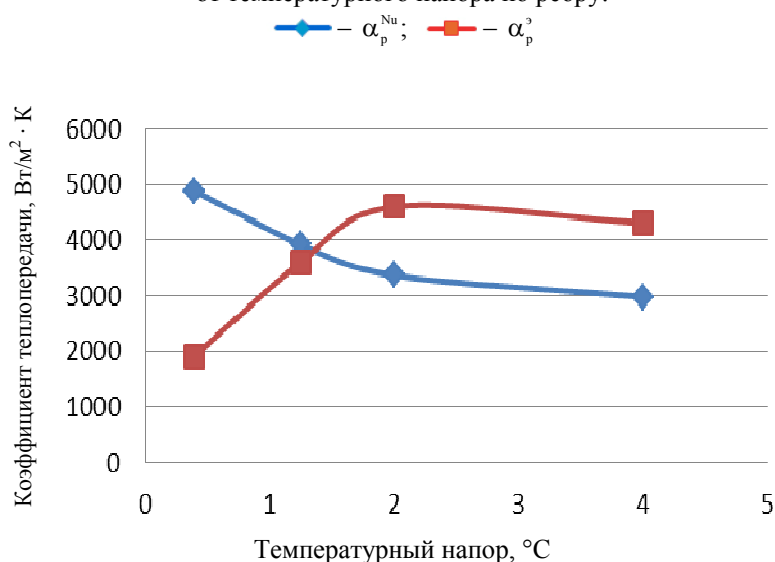


Рис. 7. Зависимость коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности от температурного напора по оребренной поверхности:

Основным фактором, определяющим интенсивность теплообмена при конденсации на поверхности, является пленка стекающего конденсата и ее толщина, которая определяется расчетным путем. Анализ данных, полученных экспериментально и расчетным путем, показывает (рис. 8), что толщина пленки конденсата может быть определена по формуле Нуссельта для пленки в диапазоне плотностей теплового потока относительно всей оребренной поверхности $q = 2500\text{--}13362\text{ Вт/м}^2$ с неопределенностью не более 20 %.

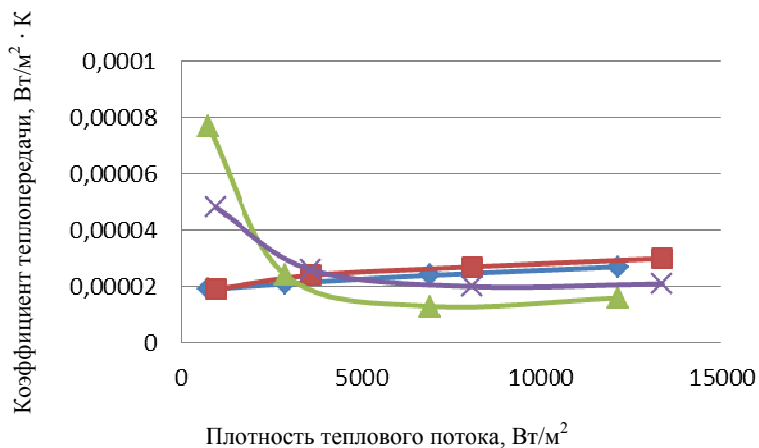


Рис. 8. Зависимость толщины пленки конденсата на ребре и оребренной поверхности от плотности теплового потока по ребру и оребренной поверхности:

— α_o^{Nu} ; — α_o^3 ; — $\delta_{пл}^3$; — δ_o^3

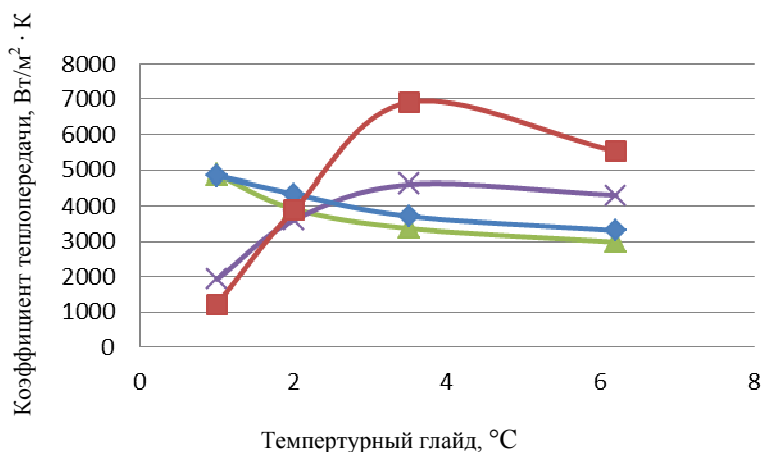


Рис. 9. Зависимость коэффициентов теплоотдачи ребра и всей оребренной поверхности от температурных глайдов при различных значениях тепловых потоков:

— α_o^{Nu} ; — α_o^3 ; — α_p^{Nu} ; — α_p^3

Представленная графическая зависимость коэффициентов теплоотдачи ребра и всей оребренной поверхности от температурных глайдов (рис. 9) при различных значениях тепловых потоков позволяет оценить влияние температурного глайда на интенсивность теплоотдачи оребренной поверхности при конденсации на ней зео-тропных смесей.

При плотностях тепловых потоков, меньших 2500 Вт/м^2 , использование формул Нуссельта для определения толщины пленки конденсата и коэффициента теплоотдачи недопустимо, так как при таких значениях q на поверхности конденсации будет наблюдаться помимо процесса конденсации и процесс конвективного теплообмена, что требует иных расчетных зависимостей.

Заключение

Впервые проведенные экспериментальные исследования по гидродинамике и теплообмену при конденсации паров озонобезопасного хладагента R407C, обладающего температурным глайдом, на гладких и оребренных поверхностях позволили:

- определить распределение температур по поверхности теплообмена;
- рассчитать на основании экспериментальных данных коэффициенты теплоотдачи и толщину пленки конденсата, стекающего по поверхности конденсации;
- установить связь между температурным глайдом, коэффициентом теплоотдачи и плотностью теплового потока;
- определить диапазоны плотностей тепловых потоков, в которых можно применять формулы Нуссельта для расчета коэффициентов теплоотдачи и толщины стекающей пленки конденсата ($q = 2500\text{--}13362 \text{ Вт/м}^2$) и диапазоны плотностей тепловых потоков, в которых протекают как процессы конденсации, так и процессы конвективного теплообмена ($q \leq 2500 \text{ Вт/м}^2$). Средний температурный напор по всей оребренной поверхности составлял (0,5–3,1) К, а температурный глайд – (1,0–6,2) К.

Литература

1. Овсянник, А. В. Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации смесевых хладагентов и их маслофреоновых смесей на горизонтальных теплообменных поверхностях / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский, В. П. Никитенко // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2023. – № 3 (94). – С. 58–66.
2. Овсянник, А. В. Комплексный экспериментальный стенд для исследования процессов теплообмена при кипении и конденсации / А. В. Овсянник // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2016. – № 4 (67) – С. 79–83.
3. Овсянник, А. В. Гидродинамика и теплообмен при конденсации паров на вертикальной стенке с учетом конвекции ламинарно стекающей пленки / А. В. Овсянник // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2025. – № 1 (100). – С. 93–98.
4. Овсянник, А. В. Гидродинамика и теплообмен при течении пленки конденсата по вертикальной поверхности / А. В. Овсянник // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2024. – № 4 (99). – С. 50–57.
5. Овсянник, А. В. Теплообмен при конденсации чистого озонобезопасного хладагента R404A на продольно-оребранных горизонтальных трубах / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2024. – № 4 (99). – С. 58–69.
6. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск : Наука, Сиб. отд-ние, 1970. – 660 с.

References

1. Ovsyannik A. V., Klyuchinskii V. P., Nikitenko V. P. Experimental study of heat transfer during condensation of mixed refrigerants and their oil-freon mixtures on horizontal heat exchange surfaces. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2023, no. 3 (94), pp. 58–66 (in Russian).
2. Ovsyannik A. V. Complex experimental setup for studying heat transfer processes during boiling and condensation. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2016, no. 4 (67), pp. 79–83 (in Russian).
3. Ovsyannik A. V. Hydrodynamics and heat transfer during vapor condensation on a vertical wall taking into account the convection of a laminaarly flowing film. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2025, no. 1 (100), pp. 93–98 (in Russian).
4. Ovsyannik A. V. Hydrodynamics and heat transfer during condensate film flow over a vertical surface. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2024, no. 4 (99), pp. 50–57 (in Russian).

5. Ovsyannik A. V., Klyuchinskii V. P. Heat transfer during condensation of pure ozone-safe refrigerant R404A on longitudinally finned horizontal tubes. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2024, no. 4 (99), pp. 58–69 (in Russian).
6. Kutateladze S. S. *Fundamentals of the theory of heat transfer*, Novosibirsk, Nauka, Sibirskoe otdelenie Publ., 1970. 660 p. (in Russian).

Поступила 24.02.2026 г.