

Авторефер.

№ 47
Журн.

Пайковскому В.Ф.
На правах рукописи

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

КОСИК Николай Андреевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗМЕЕВИКОВЫХ ГАЗОВЫХ И ЖИДКОСТНЫХ
ТЕПЛОБМЕННИКОВ ВОДОРОДНЫХ ОЖИЖИТЕЛЕЙ

Специальность № 05.04.03 – гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники

Автореферат

диссертации на соискание
ученой степени кандидата
технических наук

Одесса 1973

сш

Работа выполнена в Ордена Ленина Физико-техническом институте АН УССР.

Научные руководители: **БОРОВИК Е.С.**, член-корреспондент АН УССР, профессор, доктор физико-математических наук;

МИХАЙЛОВ И.Ф., кандидат технических наук.

Официальные оппоненты:

ДАНИЛОВ И.Б., доктор технических наук.

ТАРАН В.Н., кандидат технических наук.

Ведущая организация – Физико-технический институт низких температур АН УССР.

Автореферат разослан "18" _____ 1974 г.

Защита диссертации состоится "18" марта, 1974 г. в 1500 часов на заседании Ученого Совета факультетов холодильных машин, глубокого холода и криогенной техники Одесского технологического института холодильной промышленности.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью

направлять в Совет института по адресу:

_____ тикого, 1/3.

ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИЙ

На правах рукописи

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

КОСИК Николай Андреевич

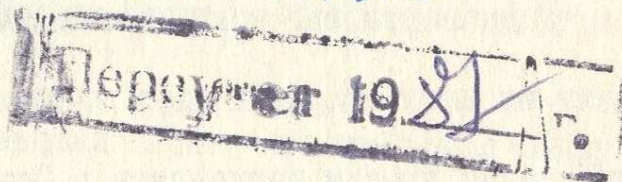
ИССЛЕДОВАНИЕ ЗМЕЕВИКОВЫХ ГАЗОВЫХ И ЖИДКОСТНЫХ
ТЕПЛООБМЕННИКОВ ВОДОРОДНЫХ ОЖИЖИТЕЛЕЙ

Специальность № 05.04.03 – гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники

Автореферат

диссертации на соискание
ученой степени кандидата
технических наук

V014423



Одесса 1973

Работа выполнена в Ордена Ленина Физико-техническом институте АН УССР.

Научные руководители: **БОРОВИК Е.С.**, член-корреспондент АН УССР, профессор, доктор физико-математических наук;
МИХАЙЛОВ И.Ф., кандидат технических наук.

Официальные оппоненты:
ДАНИЛОВ И.Б., доктор технических наук.
ТАРАН В.Н., кандидат технических наук.

Ведущая организация - Физико-технический институт низких температур АН УССР.

Автореферат разослан " _____ " _____ 1974 г.

Защита диссертации состоится " _____ " _____ 1974 г. в _____ часов на заседании Ученого Совета факультетов холодильных машин, глубокого холода и криогенной техники Одесского технологического института холодильной промышленности.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института. Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения просим направлять в Совет института по адресу: 270000, Одесса, ГСП, ул. П.Великого, 1/3.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА

ФАКУЛЬТЕТОВ **Одесский технологический институт пищевой промышленности** **В. ЛИХНИЦКИЙ**

БИБЛИОТЕКА

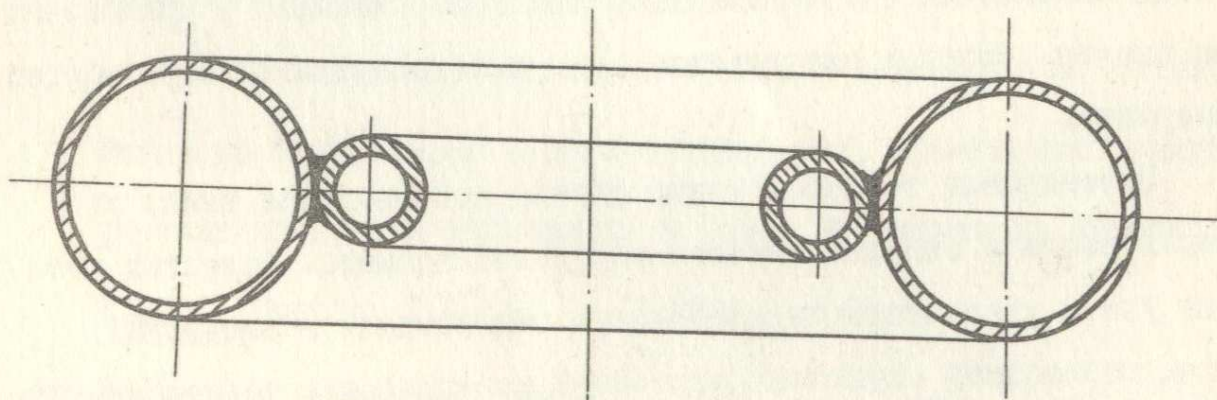
Непрерывно возрастающая потребность в жидком водороде как рабочем веществе и хладагенте требует разработки экономичных и надежных ожижителей различных производительностей. При конструировании ожижителей необходимо использовать все возможности уменьшения энергетических затрат, габаритов, веса и стоимости. Энергетические показатели, размеры, вес ожижителей определяются циклом ожижения и используемыми теплообменниками, которые в основном и определяют качество и стоимость самого ожижителя. Поэтому, разработка простых и надежных ожижителей неразрывно связана с поисками наиболее рациональной конструкции теплообменников и изучением их работы.

Настоящая диссертация посвящена исследованию условий работы конкретных змеевиковых газовых и жидкостных теплообменников и их применению в дроссельных водородных ожижителях.

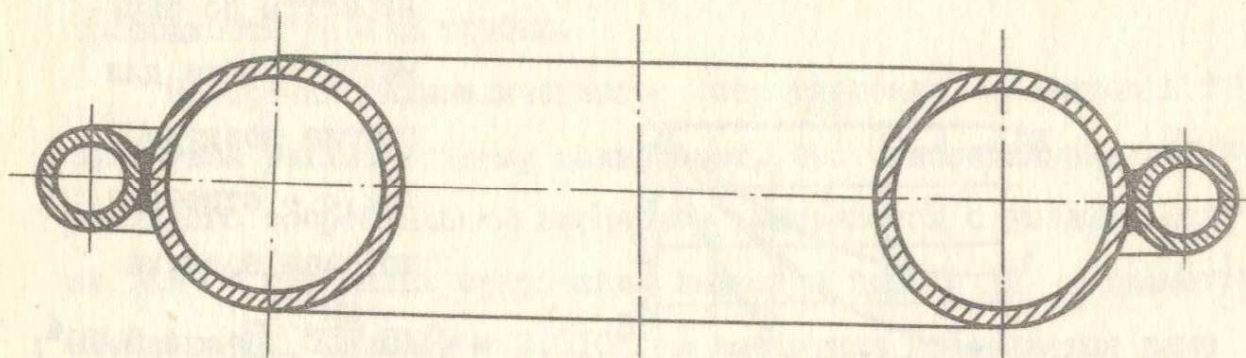
Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и приложения: в первой главе анализируются и экспериментально исследуются возможности интенсификации процесса теплопередачи в рекуперативных газовых теплообменниках; главы II-IV посвящены исследованию интенсивности теплообмена и возможностей его интенсификации при кипении азота в змеевиковых погружных и проточных теплообменниках; глава V посвящена разработке и исследованию водородных ожижителей с предложенными теплообменниками; в приложении дан анализ основных инструментальных и методических погрешностей измерений.

Змеевиковые теплообменники широко используются ввиду их компактности и большей интенсивности теплообмена. Известна методика учета увеличения интенсивности теплоотдачи в змеевиках, когда теплообмен осуществляется всей поверхностью теплообменника.

С точки зрения перспектив уменьшения металлоемкости и простоты изготовления значительный интерес представляют змеевиковые теплообменники типа соединенных между собой по всей длине трубок различных диаметров. В данных теплообменниках теплообмен между различными потоками газов осуществляется вдоль узкой полосы теплового контакта трубок. Рассматривая поверхность трубок на некотором расстоянии от спая как ребро радиатора следует учитывать изменение интенсивности теплопередачи вследствие градиента температуры по материалу трубок из-за ее конечной теплопроводности. В результате в потоках движущихся газов так же должен появиться градиент температуры, и, следовательно, плотности, на величину которой будут оказывать влияние центробежные силы движущегося по виткам змеевика потока. Поэтому, интенсивность теплообмена в теплообменнике может зависеть от взаимного расположения трубок для потоков холодного и теплого газов. Зависимость интенсивности теплообмена от взаимного расположения трубок в теплообменнике должна существенно различаться в двух случаях: а — трубка с охлаждаемым газом высокого давления расположена внутри змеевика трубки для потока холодного газа низкого давления;



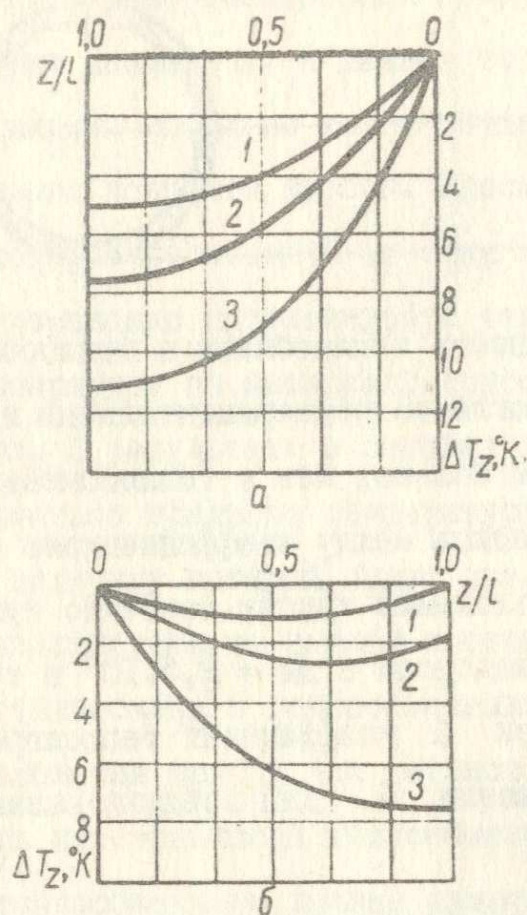
б - трубка с охлаждаемым газом расположена снаружи витков змеевика трубки для потока холодного газа низкого давления



Действительно, интенсивность теплообмена в теплообменнике с расположением трубок б согласно экспериментальным исследованиям с воздухом и водородом больше, чем в теплообменнике с расположением трубок а. Разница между коэффициентами теплопередачи для различного расположения трубок особенно существенна для водорода. Для потока водорода с $Re = 2,5 \cdot 10^4$ в теплообменнике с расположением трубок б коэффициент теплопередачи на 50% больше, чем в расположении а. Для воздуха разница несколько меньше - 20-30%.

Изменение интенсивности теплообмена в зависимости от расположения трубок объясняется возникновением дополнительной интенсивной поперечной циркуляции, вызванной центробежными силами и градиентом температуры в газе. В турбулентном режиме при $Re = 2-5 \cdot 10^4$ в теплообменнике с расположением трубок б как видно из рис. I получается резко отличный от расчетного характер распределения температуры по периметру трубки газа низкого давления: значения температуры в месте теплового контакта трубок и в противоположной стороне трубки совпадают. В теплообменнике с расположением трубок а дополнительная поперечная циркуляция практически отсутствует (подавляется центробежными силами). Распределение температуры по периметру трубки газа

Рис. I. Распределение температуры по периметру трубки для потока воздуха.



периметру трубки для потока воздуха.

I, 2, 3 - отвечают потокам воздуха

$45 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}, Re \approx 4,5 \cdot 10^4;$

$80 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}, Re \approx 7,8 \cdot 10^4;$

$443 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}, Re \approx 4,4 \cdot 10^5;$

соответственно.

(l - полупериметр;

Z - расстояние от теплового контакта до измеряемой точки;

ΔT_z - разность температур между тепловым контактом трубок и измеряемой точкой).

низкого давления практически совпадает с рассчитанным с учетом конечной теплопроводности материала стенки трубки. По мере увеличения числа Рейнольдса роль этой циркуляции по сравнению с турбулентным перемешиванием уменьшается. Кривые распределения температур для различных расположений трубок при $Re \geq 10^5$ отличаются меньше. Важным является то, что при расположении трубок б можно вплоть до больших нагрузок не учитывать влияния конечной теплопроводности материала трубок теплообменника. Значения коэффициен-

тов теплопередачи в этом случае даже при самых больших Re мало отличаются от рассчитанных в предположении бесконечной теплопроводности стенки трубки.

Измерения гидравлического сопротивления змеевиков в турбулентном режиме течения показывают, что относительная величина удельного сопротивления змеевиков уменьшается с увеличением числа Re и при малых отношениях диаметра трубки d к диаметру змеевика D для $Re \geq 2,5 \cdot 10^5$ в змеевиках наблюдается даже уменьшение сопротивления по сравнению с сопротивлением прямой трубки. В реально используемых теплообменниках при отношении $\frac{d}{D} = 0,04 \div 0,06$ относительное увеличение сопротивления при числах $Re \leq 5 \cdot 10^4$ составляет около 25%, а при $Re \geq 10^5$ - не более 10%.

Учет экспериментальных результатов и использование известного соотношения между теплопроводностью и вязкостью газа

$$\frac{\lambda}{\mu} = \frac{C_v + \frac{9}{4}R}{M}$$

позволяет значительно упростить методику расчета теплообменников рассматриваемого типа. Расчет сводится к подстановке заданных величин ($\Delta p, \dot{x}, \Delta J$) в две формулы:

$$\Delta p = B \frac{\Delta J}{(C_v + \frac{9}{4}R) \Delta T} \cdot \frac{p_0 \bar{T}}{\bar{p} T_0} \cdot \frac{M \dot{x}^2}{d^4} \left(1 + \frac{d_0}{d}\right)$$

$$L = C \frac{\Delta J}{(C_v + \frac{9}{4}R) \Delta T} d^{0,8} \left(\frac{M \dot{x}}{\mu}\right)^{0,2} \left(1 + \frac{d_0}{d}\right)$$

где C_v - молярная теплоемкость при постоянном объеме;

R - газовая постоянная; p_0, T_0 - нормальные давление и температура газа; \bar{p}, \bar{T} - средние давление и температура газа в трубке низкого давления; M - молекулярный вес; μ - вязкость газа;

Δp - сопротивление потоку; ΔJ - удельное теплосодержание;

\dot{x} - расход газа, d_0, d - внутренние диаметры трубок газа высокого и низкого давлений; численные коэффициенты B и C

соответственно, равны 38,25 и 13,9 для двухатомных и 42,2 и 15,5 для одноатомных газов в системе единиц СИ. Данные формулы существенно сокращают время расчета теплообменников.

Сравнение исследуемого теплообменника с наиболее распространенными в криогенной технике теплообменниками из пучка параллельных трубок одинакового диаметра; кожухотрубными; типа "труба в трубе" с оребренной трубкой внутри показывает, что предложенные теплообменники в 2+3 раза легче при равных прочих характеристиках: тепловые нагрузки, недорекуперация, гидравлическое сопротивление и др. Таким же важным их преимуществом является простота изготовления, резко снижающая стоимость ожижителей.

Предварительное охлаждение поступающего потока в ожижителях осуществляется жидким азотом, наиболее доступным и относительно недорогим и безопасным хладагентом.

Большинство известных литературных данных по теплоотдаче от кипящего азота относится к кипению в большом объеме, когда вся теплопередающая поверхность имеет одну и ту же температуру и расположена в кипящей жидкости так, чтобы исключить любые побочные эффекты. Причем, различие экспериментальных данных между собой и отклонение их от уже имеющихся полуэмпирических зависимостей, справедливых лишь для определенных условий, превышает 100% и более.

В ожижителях с предварительным охлаждением поступающего потока газа жидкостные теплообменники имеют изменяющийся по длине перепад температур между газом и жидкостью. В соответствии с градиентом температуры вдоль теплообменника изменяются и режимы кипения охлаждающей жидкости: от развитого пленочного кипения на теплом его конце к пузырьковому и конвектив-

ному на холодном. В данных условиях кипения имеется возможность влияния на процесс теплопередачи многих конструктивных и технологических факторов.

В змеевиковых погружных жидкостных теплообменниках интенсивность теплообмена при кипении азота в условиях их работы будет определяться зазором между соседними витками теплообменника; расположением теплообменника (вертикальное, горизонтальное); изменением (уменьшением или повышением) температурного напора; скоростью и направлением установления тепловой нагрузки. Степень влияния перечисленных факторов видна из рис. 2, отображающего экспериментальные результаты исследования интенсивности теплообмена в условиях работы трех конструктивных разновидностей погружных змеевиковых жидкостных теплообменников. Наиболее интенсивный теплоотвод (кривые I) осуществляется на вертикально расположенных теплообменниках а, б с зазором между соседними витками 6-10 мм при плавном медленном увеличении тепловой нагрузки от нуля, когда более теплые витки находятся сверху теплообменника. Увеличение или уменьшение приведенных значений зазора между соседними витками ухудшает теплообмен в теплообменнике.

При установлении измеряемой тепловой нагрузки уменьшением ее от значений, значительно превышающих критические (развитое пленочное кипение) интенсивность теплоотдачи уменьшается:

$\alpha = f(\Delta T)$ принимает существенно меньшие значения. То есть, наблюдается гистерезис кипения, проявляющийся в том, что величина интенсивности теплоотдачи изменяется в зависимости от способа приложения тепловой нагрузки. Наиболее интенсивный теплообмен осуществляется при плавном увеличении тепловой нагрузки до рабочей величины. Поэтому, для осуществления более интенсивной

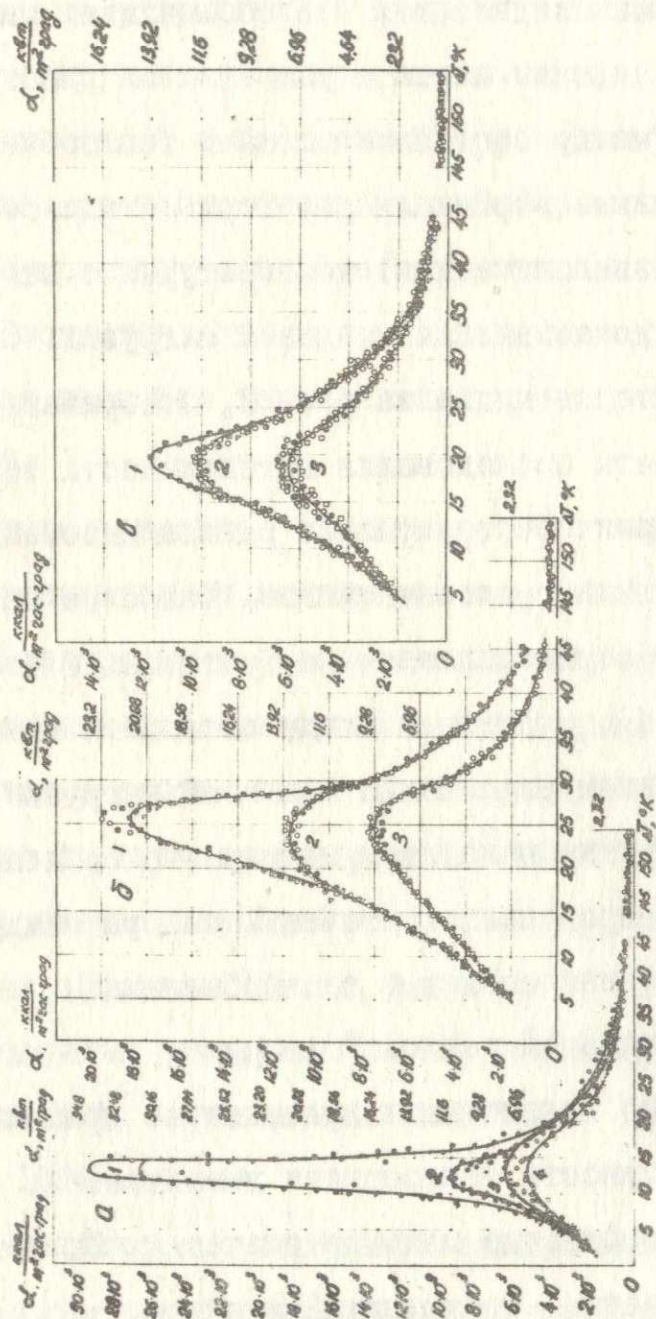


Рис. 2. Значения коэффициентов теплоотдачи α для различных температурных напоров при кипении жидкого азота на цилиндрическом змеевике - а; змеевике с переменным радиусом навивки - б; "плоской спирали" - в. 1 - шланное медленное увеличение тепловой нагрузки; 2 - увеличение (быстрое, ступенчатое) тепловой нагрузки; 3 - уменьшение тепловой нагрузки от значений, значительно превышающих критическое.

теплоотдачи от жидкого азота следует подходить к рабочим режимам в области пузырькового кипения со стороны меньших тепловых нагрузок. Экспериментальные зависимости $\alpha = f(\Delta T)$ при кипении азота на различных конструкциях погружных теплообменников отличаются значением критического температурного напора. Критическая разность температур $\Delta T_{кр} = 13-14^{\circ}$; $22-25^{\circ}$; $18-20^{\circ}$ при кипении на теплообменниках а, б, в соответственно. Различие при кипении на исследованных теплообменниках указывает на существенную зависимость эффективности теплообменников, изготовленных из одинаковых по длине и диаметру трубок от конструкции. Критические тепловые нагрузки $q_{кр1} \approx 150$; 350 ; $230 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$ и $q_{кр2} \approx 90-100$; 230 ; $140 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$ соответственно для теплообменников а, б, в. При плавном медленном увеличении тепловой нагрузки $q_{кр1}^* \approx 450$; 580 ; $280 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$.

Экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи описываются эмпирическими зависимостями $\alpha = Aq^n$:

1.	$\alpha = 6,75 q^{0,64}$ $q \approx 2 \cdot 10^3 \rightarrow q_{кр1}; q_{кр1}^*$	<p>увеличение интенсивности теплоотдачи процесса пузырькового кипения при нарастании тепловой нагрузки</p>
2.	$\alpha = 4,45 \cdot 10^{-2} q^{1,04}$ $q \approx q_{кр1}^* \rightarrow 10^5 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час}}$	<p>уменьшение интенсивности процесса теплообмена при переходе от пузырькового кипения к пленочному при плавном медленном нарастании тепловой нагрузки.</p>

<p>3.</p> $\alpha = 2,15 \cdot 10^{-5} q^{1,7}$ $q \approx q_{кр1} \rightarrow 2 \cdot 10^4 \frac{\text{kкал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час}}$ $\alpha = 4,45 \cdot 10^{-4} q^{1,37}$ $q \approx 2 \cdot 10^4 \rightarrow q_{кр2}$	<p>изменение интенсивности теплоотдачи при переходе от пузырькового кипения к пленочному и наоборот при увеличении и уменьшении тепловой нагрузки.</p>
<p>4.</p> $\alpha = 23,9 q^{0,51}$ $q \approx q_{кр2} \rightarrow 6 \cdot 10^3 \frac{\text{kкал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час}}$ $\alpha = 6,75 q^{0,64}$ $q \approx 6 \cdot 10^3 \rightarrow 2 \cdot 10^3 \frac{\text{kкал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час}}$	<p>уменьшение интенсивности теплоотдачи процесса пузырькового кипения при убывании тепловой нагрузки от значений, значительно превышающих критическое.</p>

Экспериментальные зависимости $\alpha = f(\Delta T)$ при кипении в большом объеме указывают на плавный переход пузырькового режима кипения к пленочному и пленочного к пузырьковому. В режиме развитого пленочного кипения толщина паровой пленки неравномерна: наблюдаются непрерывно перемещающиеся участки повышенной толщины, ответственные за появление блуждающих по поверхности теплообмена высокотемпературных областей.

В жидкостных теплообменниках ожижителей значительная часть (20+30%) площади теплообмена приходится на область развитого пленочного режима кипения, где интенсивность теплоотдачи мала. Увеличение интенсивности теплоотдачи при пленочном кипении уменьшит размеры теплообменников. Интенсифицировать процесс теплооб-

мена в данной области возможно применением направленного сильно распыленного потока кипящей жидкости.

Исследования подтверждают, что усредненный коэффициент теплопередачи в случае охлаждения потоком распыленного на мелкие капли жидкого азота в 2-3 раза $\left(\frac{0,4+0,5}{0,15} \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2\text{град}} / \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2\text{град}} \right)$ превышает значения коэффициента теплопередачи при простом погружении теплообменной поверхности в кипящую жидкость. В местах непосредственного контакта каждой струи с поверхностью теплообмена наблюдается увеличение интенсивности теплоотдачи более чем на порядок $\left(\alpha \approx 15 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2\text{град}} \right)$. Увеличение теплоотдачи непосредственно в контактирующих со струями местах объясняется наличием в потоке распыленной жидкости капель, способных испаряться при соприкосновении со стенкой трубки без образования паровой пленки. Этот способ повышения интенсивности теплоотдачи осуществим в теплообменнике, в котором поверхность теплообмена с высоким ΔT орошается направленным потоком сильно распыленного жидкого азота, а не орошаемая часть погружена в кипящий жидкий азот. Повышение теплоотдачи испарением на теплопередающей поверхности капель оптимального для данного ΔT размера осуществляется и в проточном жидкостном теплообменнике.

Известно, что в потоке движущейся жидкости интенсивность теплообмена повышается. Представляется перспективным применение в качестве проточного жидкостного теплообменника предложенного змеевикового теплообменника из соединенных между собой по всей длине трубок различного диаметра. Такое его применение заметно упростит конструкцию самого охладителя и уменьшит его размеры.

Согласно результатам экспериментального исследования усло-

вий работы проточного теплообменника наиболее интенсивный теплообмен ($\alpha \approx 83 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2\text{град}}$ при $\Delta T_{кр} \approx 13+14^\circ$) осуществляется в прямоточном теплообменнике, когда по трубке большого диаметра движется парожидкостная смесь азота. Трубка с охлаждаемым газом припаяна к ней снаружи змеевика. Подача жидкого азота в канал теплообменника осуществляется повышением давления в сосуде с жидкостью. Интенсивность теплоотдачи в таком теплообменнике в 2-3 раза превышает интенсивность теплоотдачи при кипении азота на погружном цилиндрическом змеевиковом теплообменнике. Для противоточного жидкостного теплообменника значения $\alpha = f(\Delta T)$ значительно уступают значениям $\alpha = f(\Delta T)$ для прямоточного теплообменника. Кроме того, процесс теплопередачи в противоточном жидкостном теплообменнике нестабилен: наблюдаются резкие переходы от пузырькового кипения к пленочному.

Различие интенсивности теплоотдачи в жидкостном теплообменнике в зависимости от направления движения потоков охлаждаемого газа и парожидкостного азота объясняется изменением вида движения парожидкостного потока и соотношением количества жидкости и газа в нем. Более интенсивный теплообмен в прямоточном жидкостном теплообменнике, по-видимому, обуславливается сильной распыленностью и развитой турбулентностью парожидкостного потока. Дальнейшее повышение интенсивности теплоотдачи в проточном жидкостном теплообменнике возможно за счет увеличения скорости парожидкостного потока.

Змеевиковые теплообменники из соединенных между собой по всей длине трубок различных диаметров успешно используются в ожижительных устройствах, в частности, и в разработанных дроссельных водородных ожижителях В0-10 и В0-50 с рабочими характеристиками:

тип о ж и ж и т е л я	производительность компрессоров; $\frac{\text{нм}^3}{\text{час}}$	количество охлаждаемого водорода, л/час	коэффициент, охлаждения, %	давление расширяемого газа, атм	давление в сборнике жидкого водорода, атм	разрежение в откачиваемой азотной ванне, тор	время запуска о ж и ж и т е л я, мин.
ВО-10	36	10	23,5	130	0,17	100	12-20
	65	18	23	130	0,35	100-115	12-20
ВО-50	143	45,5	27	130	0,2	110	12-20
	200	63,6	27	145	0,35	110	12-20
	325	96	25	140	1,0	120	12-20

Ожижители ВО-10 и ВО-50 предназначены для работы со стандартными компрессорами производительностью 45 и 180 $\frac{\text{нм}^3}{\text{час}}$ при работе с которыми производительность (в пересчете) ожижителей ВО-10 и ВО-50 равна 12,5 л/час и 57 л/час соответственно.

Ожижитель ВО-10: высота корпуса $H = 0,8$ м, диаметр $\varnothing 0,25$ м, вес теплообменников 11 кг; ожижитель ВО-50: высота корпуса $H = 1,4$ м; диаметр $\varnothing 0,35$ м, вес теплообменников - 37 кг. Ожижители отличаются высоким коэффициентом охлаждения, простотой изготовления, малыми габаритами и весом. Эти их достоинства позволили создать автономные водородные конденсационные насосы больших производительностей.

Дальнейшее уменьшение габаритов и веса ожижителей возможно за счет применения цикла ожижения с двумя давлениями. Использование такого цикла представляется целесообразным не столько с точки зрения уменьшения энергетических затрат, сколько с точки зрения существенного уменьшения размеров ожижителей. Экономия по капитальным затратам получается за счет уменьшения габаритов и веса компрессоров и ожижителей, особенно, при использовании предложенных и исследованных теплообменников из соединенных между собой по всей длине трубок различных диаметров (по одной для каждого потока). Кроме того, использование эжектора непосредственно в схеме ожижения упрощает конструкцию ожижителя и позволяет дополнительно уменьшить габариты и вес теплообменников: отпадает необходимость в ветви обратного потока водорода при атмосферном давлении.

Для ожижителей больших производительностей целесообразно использовать автономный азотный рефрижераторный цикл с эжектором, позволяющий свести удельный расход жидкого азота до расчетных значений и исключить энергетические затраты на откачку паров азота, кипящего под пониженным давлением в ванне предварительного охлаждения. На основе работы экспериментальной модели водородного ожижителя с двумя давлениями предложены практические схемы ожижения, для которых приведены расчетные параметры основных теплообменников ожижителей нескольких производительностей.

В ы в о д ы.

В технике ожижения газов нет идеального теплообменника, сочетающего в себе высокую эффективность теплообмена, малую металлоемкость, простоту и технологичность. То есть, тех параметров, которые определяют основные характеристики ожижителей.

I. В работе предложены змеевиковые теплообменники из сое-

диненных между собой по всей длине трубок различных диаметров (по одной для каждого потока), отличающиеся простотой изготовления и меньшей металлоемкостью по сравнению с наиболее распространенными в криогенной технике теплообменниками. Экспериментально изучена теплопередача и гидравлическое сопротивление. Показана возможность интенсификации процесса теплопередачи за счет использования дополнительной поперечной циркуляции, возникающей при рациональном расположении трубок для холодного и теплого потоков.

2. Упрощена методика расчета теплообменников криогенных установок. Получены формулы, существенно сокращающие трудоемкость проектного расчета.

3. Экспериментально исследованы условия работы погружных и проточных змеевиковых жидкостных теплообменников ожижителей. Впервые получены значения коэффициентов теплоотдачи от кипящего азота в условиях их работы. Установлено, что

а) интенсивность кипения азота на погружных змеевиковых теплообменниках зависит от их геометрии. Наибольший температурный диапазон интенсивного теплообмена наблюдается у змеевика с переменным радиусом навивки. Для осуществления более высокой теплоотдачи от кипящего на погружном теплообменнике азота из-за проявления гистерезиса процесса кипения к рабочим режимам необходимо подходить со стороны меньших тепловых нагрузок;

б) в теплообменниках из спаянных трубок стабильный парожидкостной поток азота и интенсивный теплообмен при прямотоке существенно больше; чем при противотоке;

в) переход от пузырькового режима кипения к пленочному и обратный осуществляется плавно, а не скачком.

4. В режиме развитого пленочного кипения обнаружены блуждающие по поверхности теплообмена высокотемпературные области.

Показана возможность повышения теплоотдачи направленным орошением поверхности теплообмена распыленным потоком жидкого азота.

5. Разработанные змеевиковые теплообменники применены и проверены в процессе многолетней эксплуатации в водородных ожижителях ВО-10 и ВО-50, обладающих высоким коэффициентом ожижения, простотой, надежностью, малыми габаритами и весом. Показана возможность существенного уменьшения капитальных затрат применением дроссельного цикла с двумя давлениями.

Материалы, изложенные в диссертации, докладывались на IX-XI - Всесоюзных совещаниях по физике низких температур (Ленинград - 1962 г.; Москва - 1963; Минск - 1964), на IV Всесоюзной научно-технической конференции по вакуумной технике (Казань - 1970) и на II-UI конференциях по физике плазмы ФТИ АН УССР и опубликованы:

1. Боровик Е.С., Михайлов И.Ф., Косик Н.А., ПТЭ, № 3, 165 (1963).
2. Боровик Е.С., Михайлов И.Ф., Косик Н.А., ИФЖ, т. 7, № 7, 3 (1964).
3. Боровик Е.С., Михайлов И.Ф., Косик Н.А., УФЖ, т.9, № 7, 749 (1964).
4. Боровик Е.С., Михайлов И.Ф., Косик Н.А., УФЖ, т.9, № 7, 759 (1964).
5. Боровик Е.С., Михайлов И.Ф., Косик Н.А., "Известия вузов СССР - энергетика", т.7, № 5, 118 (1964).
6. *Borovik E.S., Mikhailov I.F., Kosik N.A., "Cryogenics", т. 4, № 6, 358 (1964).*
7. Михайлов И.Ф., Косик Н.А., Глазунов Г.П., ИФЖ, т.23, № 2, 207 (1972).

8. Боровик Е.С., Глазунов Г.П., Косик Н.А., Михайлов И.Ф.,
ИФЖ, т.24, № 4, 643 (1973).

Ответственный за выпуск Михайлов И.Ф.

БЦ 30154 от 12/ХП-1973 г., объем I п.л., тир.160, зак.648.
Харьков - 108, ротапринт ФТИ АН УССР.