

3. По тепловой характеристике ТМР (см. рис. 3) найти параметр A .

4. Используя найденные значения теплоотдачи Q и параметра A , по известному значению температуры топлива на входе в ТМР $t_{Т.ВХ}^{ТМР}$ определить температуру масла на выходе из двигателя, т. е. на входе в ТМР, по формуле (3).

5. Из соотношения $t_{М.ВХ}^{ДВ} = t_{М.ВЫХ}^{ДВ} - \frac{Q}{G_M C_{PM}}$, определить температуру масла на входе в двигатель.

ВЫВОДЫ

1. Данные экспериментального определения теплоотдачи в масло ДТРД в условиях полета удовлетворительно обобщаются зависимостью типа $Q = nG_T^m$.

2. Предложенный полуэмпирический метод расчета дает возможность сравнительно просто и с достаточной для практики точностью определить теплоотдачу в масло и температуру масла на входе в двигатель при различных режимах работы двигателя в полетных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. М., «Машиностроение», 1969.

2. Демидович В. М. Тепловой режим газотурбинных роликотподшипников при внешнем подогреве. В сб. «Труды КАИ», Вып. 86, Казань, КАИ, 1964.

Г. М. Горелов

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПРИ ТЕЧЕНИИ ДВУХФАЗНОЙ ЖИДКОСТИ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- P — давление потока;
 u — скорость потока;
 G — расход;
 $P_{кр}$ — критическое давление;
 ΔP — потери давления;
 l — длина канала;
 d_G — гидравлический диаметр канала;
 F — площадь поперечного сечения канала радиусом r ;
 γ — плотность потока;
 μ — вязкость потока;
 $x = \frac{G_{II}}{G}$ — относительное паросодержание;
 $\varphi = \frac{F_{II}}{F}$ — относительная площадь пара;

Δi — изменение энтальпии;
 ξ — коэффициент сопротивления;
 x — координата по длине трубы.

ИНДЕКСЫ

ж — жидкость;
п — пар;
см — смесь;
вх — вход в канал;
вых — выход из канала;

нед — недогрев;
исп — испарение;
пер — перегрев;
о — однофазная жидкость.

При проектировании циркуляционных контуров паровых котлов, атомных реакторов и т. п. необходимо знать тепловые и гидравлические характеристики отдельных узлов и агрегатов, входящих в циркуляционный контур. Это позволяет правильно выбрать параметры рабочей точки установки в целом, а также определить условия работы установки на режимах запуска и промежуточных режимах.

Найденные аналитические выражения тепловых характеристик теплообменников [1], [2] позволяют найти зависимость между расходом теплоносителя и его подогревом.

В работах [3], [4], [5] приведены аналитические выражения гидравлических характеристик теплообменников с учетом действия трения и подвода тепла при течении однофазной жидкости.

В данной работе получены аналитические выражения гидравлических характеристик теплообменника при течении двухфазной жидкости и различных законах подвода тепла.

Рассмотрим прямолинейную цилиндрическую трубу, по которой течет жидкость с испарением. Сделаем некоторые предположения.

Будем считать, что основными формами течения двухфазной жидкости являются гомогенные течения пузырьков пара в жидкости и капелек жидкости в потоке пара и между ними, с гидродинамической точки зрения, нет существенного различия. Тогда полученные ниже формулы можно считать справедливыми для большого диапазона изменения паросодержания.

Поскольку рассматривается установившееся одномерное движение, предполагается, что концентрация пара и жидкости не меняется по времени и постоянна по радиусу канала. Последнее предположение приводит к тому, что гидравлические диаметры потока жидкости и потока пара одинаковы и равны диаметру трубы. Предположим также, что статическое давление постоянно по радиусу трубы и одинаково для обеих фаз.

Для того чтобы получить аналитическую зависимость между расходом теплоносителя и потерями давления, необходимо найти связь между скоростями движения жидкости и пара. Из результатов экспериментального исследования [6] по определению

скольжения пара видно, что отношение скоростей пара и жидкости в исследованном диапазоне почти не зависит от диаметра канала. Это отношение зависит от процентного содержания пара в смеси. Однако при повышенных скоростях течения, (больше $2 \div 3$ м/сек) отношение скоростей перестает зависеть и от величины паросодержания. Отношение скоростей пара и жидкости, как видно из экспериментов, существенно зависит только от давления смеси.

Таким образом, можно принять, так же как это сделано в работе [7], что отношение скоростей пара и жидкости является функцией только давления, под которым находится парожидкостная смесь.

Значение коэффициента скольжения C , определяемого по формуле

$$C = \frac{u_{ж}}{u_n} \cdot \frac{\gamma_{ж}}{\gamma_n} - 1, \quad (1)$$

найденно по имеющимся экспериментальным данным и приведено в табл. 1. Связь между коэффициентом скольжения и давлением удобнее представить в виде зависимости $C = f(p/p_{кр})$. В

Таблица 1

$P/P_{кр}$	0,005	0,02	0,04	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9	1,0
C	150	67	43	21,5	7,17	3,55	1,75	0,77	0

этом случае значения коэффициента скольжения, определенные для воды, могут быть использованы и для других однородных жидкостей.

Уравнение (1) позволяет найти соотношение между относительным паросодержанием и относительной площадью пара

$$\frac{1-x}{1-\varphi} = 1 + Cx. \quad (2)$$

Потери давления от трения для двухфазной жидкости можно определить из выражения

$$dP = dP_{ж} = \frac{const}{Re_{ж}^m} \cdot \gamma_{ж} \cdot \frac{u_{ж}^2}{2g} \cdot dx \quad (3)$$

или по Блазиусу

$$dP = \left(\frac{G d_{\Gamma}}{\mu \cdot g \cdot F} \right)_{ж}^{-0,25} \cdot \frac{0,3164}{\gamma_{ж} \cdot 2g \cdot d_{\Gamma}} \left(\frac{G}{F} \right)_{ж}^2 \cdot dx. \quad (4)$$

Потери давления однофазной жидкости ΔP_0 с суммарным расходом $G = G_{\text{ж}} + G_{\text{п}}$ определяются формулой

$$\Delta P_0 = \left(\frac{G \cdot d_{\Gamma}}{\nu_{\text{ж}} g F} \right)^{-0,250} \frac{3164}{\gamma_{\text{ж}} 2g} \left(\frac{G}{F} \right)^2 \frac{l}{d_{\Gamma}}. \quad (5)$$

Относительные потери давления двухфазной смеси можно получить, деля уравнение (4) на (5) и интегрируя:

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \int_0^{x/l} \left(\frac{1-x}{1-\varphi} \right)^{1,75} \cdot d \left(\frac{x}{l} \right). \quad (6)$$

Подставляя уравнение (2) в (6), получим

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \int_0^{x/l} (1 + Cx)^{1,75} d \left(\frac{x}{l} \right). \quad (7)$$

Уравнение баланса тепла для участка испарения можно записать:

$$d \left(q 2\pi r l \frac{x}{l} \right) = d(G_{\text{п}} h) = d(G x h), \quad (8)$$

где h — теплота испарения, которую можно принять постоянной на всем участке парообразования;

q — поток тепла через единицу площади теплопередающего канала.

Для теплового потока, постоянного по длине трубы,

$$d \left(\frac{x}{l} \right) = \frac{Gh}{q \cdot 2\pi r l} \cdot dx. \quad (9)$$

Для всего участка испарения длиной l

$$x_{\text{ВЫК}} - x_{\text{ВХ}} = \frac{q \cdot 2\pi r \cdot l}{Gh}.$$

Подставляя выражения (9) в равенство (7) и заменяя пределы интегрирования, получим

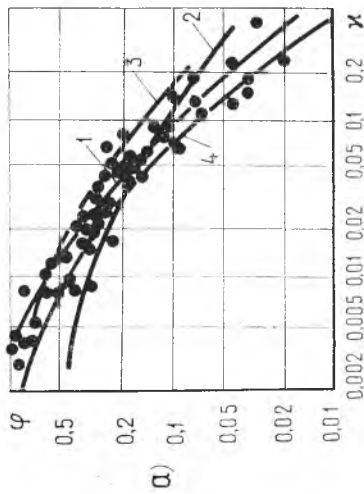
$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \frac{Gh}{q \cdot 2\pi r \cdot l} \cdot \frac{1}{2,75C} \left[(1 + Cx_{\text{ВЫК}})^{2,75} - (1 + Cx_{\text{ВХ}})^{2,75} \right]. \quad (10)$$

Таким образом, выражение для потерь давления от трения при течении жидкости с испарением может быть записано в виде:

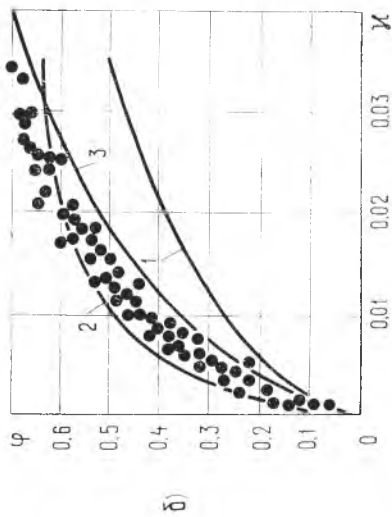
$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \frac{(1 + Cx_{\text{ВЫК}})^{2,75} - (1 + Cx_{\text{ВХ}})^{2,75}}{2,75C (x_{\text{ВЫК}} - x_{\text{ВХ}})}. \quad (11)$$

При адиабатическом течении, когда $x_{\text{ВЫК}} = x_{\text{ВХ}}$,

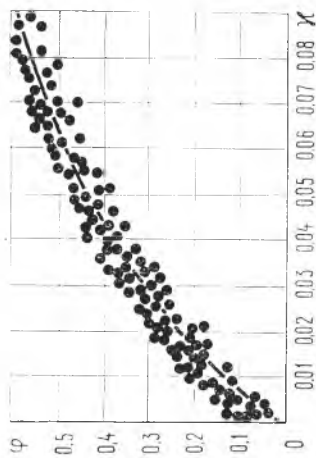
$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = (1 + Cx)^{1,75}. \quad (12)$$



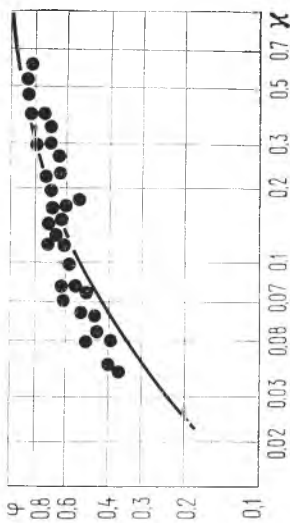
а)



б)



б)



2)

Рис. 1. Сравнение расчетных данных, вычисленных по формуле (2), с результатами, полученными различными авторами:

а — $P=0,12 \text{ Мн/м}^2$; ● — экспериментальные данные Даггера; 1 — экспериментальная кривая Даггера; 2 — по данным Мартинелли, Нельсона [9]; 3 — по данным Леви [8]; 4 — по формуле (2);

б — $P=0,78 \text{ Мн/м}^2$; ● — экспериментальные данные Маркуатера [6]; 1 — по формуле (2); 2 — по формуле (2); 3 — по формуле (2); 4 — по формуле (2);

● — экспериментальные результаты Кука; — — — по формуле (2); — — — по формуле (2)

данным Леви [8]; 2 — по данным Балкова [10]; 3 — по формуле (2); 4 — по формуле (2); ● — экспериментальные данные Ларсона; — — — по формуле (2)

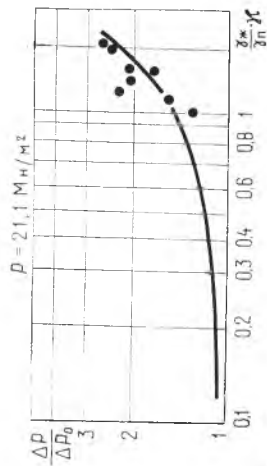
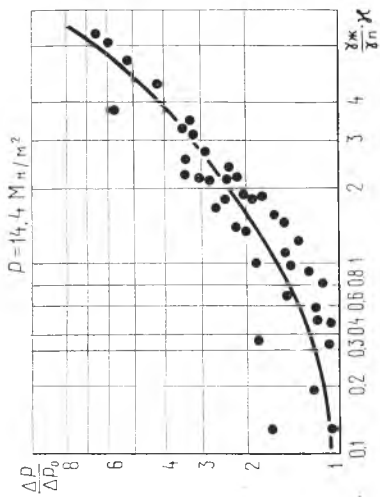
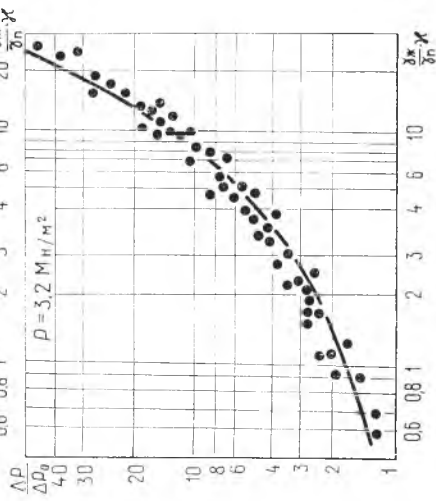
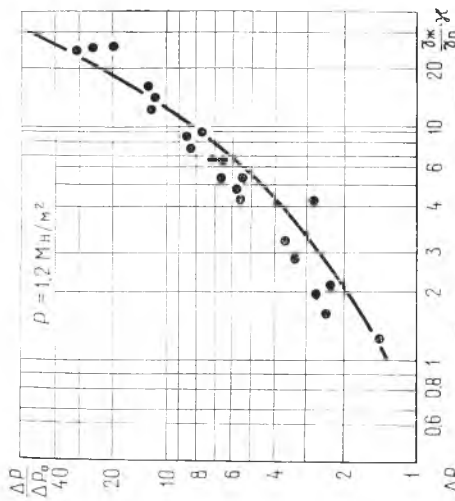


Рис. 2. Сравнение расчетных значений потерь давления при течении двухфазной жидкости в гладком канале, полученных по формуле (12), с экспериментальными данными [11]

Полученные формулы можно сравнить с экспериментальными данными, приведенными в работе [8]. На рис. 1а приведены данные, вычисленные по формуле (2), и экспериментальные результаты Данглера, полученные для вертикальных труб при постоянном по длине подводе тепла и давлении $P=0,12 \text{ Мн/м}^2$. Совпадение кривой, рассчитанной по формуле (2), с экспериментальной, рекомендуемой Данглером, удовлетворительное. Экспериментальные данные для воды Мархатерра при давлении $0,78 \text{ Мн/м}^2$ и разных тепловых потоках лежат несколько выше кривой, полученной по формуле (2) (рис. 1б). Хорошее совпадение расчетной кривой с экспериментами Кука, которые проведены при давлении $4,1 \text{ Мн/м}^2$ при разных тепловых потоках и различных скоростях течения воды на входе в канал, показано на рис. 1в. На рис. 1г нанесены экспериментальные результаты, полученные Ларсеном для горизонтальной трубы при давлении $6,8 \text{ Мн/м}^2$ без подвода тепла. В большом диапазоне изменения χ от 0,1 до 1,0 совпадение расчетной кривой с экспериментальными данными удовлетворительное. Для сравнения приведены также данные, полученные в теоретических работах других авторов [8], [9], [10].

На рис. 2 дано сравнение экспериментальных данных Батдиной и Петерсона [11] с расчетами по формуле (12) в широком диапазоне давлений от 1 до 21 Мн/м^2 . Расчетные и экспериментальные значения потерь давления хорошо согласуются.

Выше были получены выражения для потерь давления на трение при постоянном по длине подводе тепла. Аналогично для области автомодельного течения, когда в формуле (3) $m=0$, могут быть получены аналитические выражения для потерь давления при других законах подвода тепла.

Для закона $q=q_0 x/l$ на участке испарения потери давления

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = (1 + C z_{\text{вх}})^2 + \frac{2}{3} C (1 + C z_{\text{вх}})(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}) + \frac{C^2}{5} (z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}})^2;$$

для закона $q = q_0 \left(1 - \frac{x}{l}\right)$:

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = (1 + C z_{\text{вх}})^2 + \frac{4}{3} C (1 + C z_{\text{вх}})(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}) + \frac{8}{15} C^2 (z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}})^2;$$

для закона $q = q_0 \sin\left(\pi \frac{x}{l}\right)$:

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = (1 + C z_{\text{вх}})^2 + C (1 + C z_{\text{вх}})(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}) + \frac{3}{8} C^2 (z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}})^2.$$

Применяя соотношение между χ и φ , можно получить и другие формулы, необходимые для расчета гидравлической характеристики теплообменника.

Потери давления, возникающие при ускорении потока, могут быть выражены следующей формулой:

$$\Delta P_{\text{уск}} = \frac{G^2}{gF^2 \gamma_{\text{ж}}} \left[\frac{(1-z)^2}{1-\varphi} + \frac{z^2}{\varphi} \cdot \frac{\gamma_{\text{ж}}}{\gamma_{\text{п}}} - 1 \right],$$

или, используя уравнение (2), при $z_{\text{вх}} = 0$ можно получить

$$\Delta P_{\text{уск}} = \frac{G^2}{gF^2 \gamma_{\text{ж}}} \left[Cz_{\text{вых}} + z_{\text{вых}}(1 - Cz_{\text{вых}}) \left(\frac{\gamma_{\text{ж}}/\gamma_{\text{п}}}{1+C} - 1 \right) \right].$$

Потери давления в местном сопротивлении, через которое течет двухфазная смесь, могут быть записаны в виде:

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi \gamma_{\text{см}} \frac{u_{\text{см}}^2}{2g} = \xi \left(\frac{G}{F_{\text{вх}}} \right)^2 \frac{1}{2g \gamma_{\text{ж}}} \frac{\gamma_{\text{ж}}}{\gamma_{\text{см}}}$$

Если считать, что плотность смеси равна

$$\gamma_{\text{см}} = (1-\varphi) \gamma_{\text{ж}} + \varphi \gamma_{\text{п}},$$

то используя зависимость между относительным расходом и относительной площадью пара (2), отношение плотностей можно записать следующим образом:

$$\frac{\gamma_{\text{см}}}{\gamma_{\text{ж}}} = 1 - \left(1 - \frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{ж}}} \right) \frac{z(1+C)}{1+Cz}$$

Тогда потери давления в местном сопротивлении при течении двухфазной жидкости могут быть выражены через потери давления при течении однофазной жидкости

$$\Delta P_{\text{м}} = \Delta P_{\text{м0}} \frac{1+Cz}{(1-z) + z(1+C) \frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{ж}}}} \frac{\Delta P_{\text{м}}}{\Delta P_{\text{0}}} \quad (13)$$

На рис. 3 приведено сравнение экспериментальных значений потерь давления при внезапном сужении и расширении двухфазного потока, полученных в работе [12], с расчетными, полученными по формуле (13).

Потери давления на участках недогрева жидкости и перегрева пара могут быть определены по обычным формулам для однофазной жидкости.

Суммарные потери давления для канала с местным сопротивлением на входе и выходе канала, в котором имеются в общем

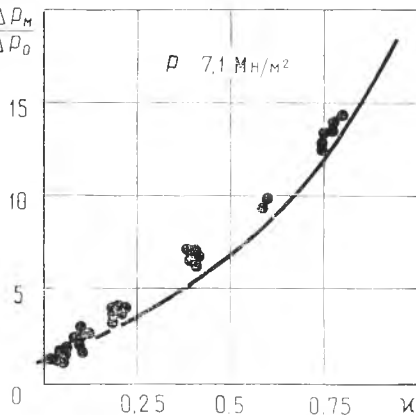


Рис. 3. Сравнение значений потерь давления при внезапном сужении и расширении двухфазной жидкости, рассчитанных по формуле (13), с экспериментальными данными работы [12]

случае участка недогрева жидкости, испарения и перегрева пара, выражены формулой

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{\text{вх}} + \Delta P_{\text{нед}} + \Delta P_{\text{исп}} + \Delta P_{\text{уск}} + \Delta P_{\text{пер}} + \Delta P_{\text{вых}}$$

Для того, чтобы рассчитать гидравлическую характеристику канала, необходимо знать длину участков недогрева, испарения и перегрева. Эти длины могут быть определены, если известно общее изменение энтальпии жидкости и изменение энтальпии по участкам.

Для рассмотренных законов подвода тепла длины участков можно определить из соответствующих формул:

$$q = q_0 = \text{const}; \frac{x}{l} = \frac{\Delta i}{\Delta i_{\Sigma}};$$

$$q = q_0 \frac{x}{l}; \quad \frac{x}{l} = \sqrt{\frac{\Delta i}{\Delta i_{\Sigma}}};$$

$$q = q_0 \left(1 - \frac{x}{l}\right); \quad \frac{x}{l} = 1 - \sqrt{1 - \frac{\Delta i}{\Delta i_{\Sigma}}};$$

$$q = q_0 \sin\left(\pi \frac{x}{l}\right); \quad \frac{x}{l} =$$

$$= \frac{1}{\pi} \arccos\left(1 - 2 \frac{\Delta i}{\Delta i_{\Sigma}}\right).$$

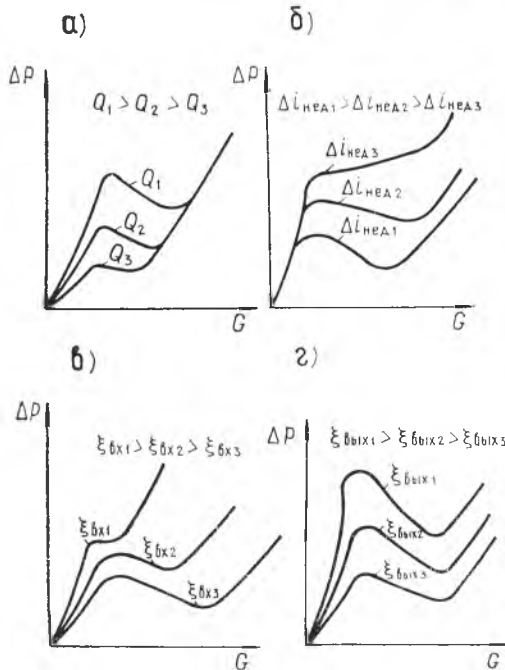


Рис. 4. Влияние различных факторов на вид дроссельной характеристики теплообменника с испарением потока

Протекание гидравлических характеристик теплообменника, рассчитанных по приведенным формулам, показано на рис. 4. На рис. 4а приведены характеристики для разных количеств подведенного тепла Q . Как видно из графика, кривые имеют форму, обычную для дроссельных характеристик каналов с испарением.

Кроме участков, на которых потери давления увеличиваются с ростом расхода потока, имеется участок, на котором потери давления уменьшаются с увеличением расхода. С увеличением количества переданного тепла величина этого ниспадающего участка

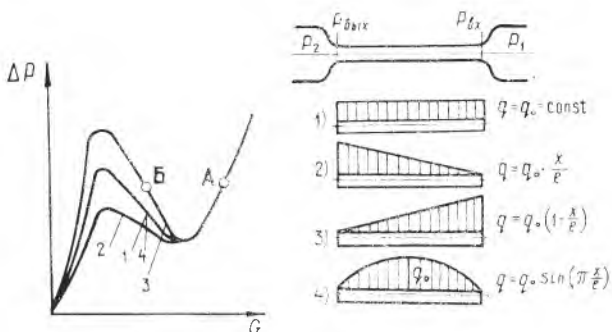


Рис. 5. Влияние различных законов подвода тепла по длине канала на вид дроссельной характеристики теплообменника с испарением потока

растет. Из рис. 4б видно, что при уменьшении степени недогрева величина ниспадающего участка уменьшается.

Увеличение сопротивления во входном дросселе при прочих равных условиях приводит к уменьшению ниспадающего участка (рис. 4в), в то время как увеличение сопротивления в выходном дросселе приводит к тому, что этот участок растет (рис. 4г).

Сравнение дроссельных характеристик канала при различных законах подвода тепла приведено на рис. 5. Наибольшая длина ниспадающего участка характеристики получена в том случае, когда основная доля тепла подводится в начале канала, а наименьшая длина этого участка в том случае, когда тепло подводится постепенно по длине канала. Характеристики при постоянном по длине количестве подводимого тепла и при синусоидальном законе подвода тепла при выбранных условиях практически совпадают и занимают промежуточное положение.

Вид дроссельной характеристики теплообменника связан с неустойчивой работой циркуляционного контура. Причины, приводящие к колебаниям теплоносителя в каналах с испарением, во многом аналогичны причинам возникновения колебаний в компрессорах. Как неустойчива работа на восходящей ветви характеристики компрессора, так и неустойчива работа на нисходящей ветви дроссельной характеристики теплообменника.

Рассмотрим причины, которые приводят к возникновению неустойчивости течения при движении испаряемого теплоносителя по каналу, на входе и выходе которого включены объемы большой акустической емкости с давлениями в них P_1 и P_2 . Этот канал имеет гидравлическую характеристику, приведенную на рис. 5. При работе на восходящем участке характеристики (в точке А) течение устойчиво; при работе на ниспадающем участке (в точке Б) течение неустойчиво. В точке Б случайное увеличение рас-

хода приводит к уменьшению потерь давления, т. е. при постоянном давлении P_1 и $P_{вх}$ давление $P_{вых}$ начинает возрастать.

Образующийся в связи с этим дополнительный перепад давления между $P_{вых}$ и P_2 приводит к дальнейшему увеличению расхода теплоносителя. Случайное уменьшение расхода от точки Б приведет к росту потерь давления, т. е. к уменьшению давления $P_{вых}$, и направленный против течения перепад давления между P_2 и $P_{вых}$ способствует дальнейшему уменьшению расхода теплоносителя. При работе на правой ветви увеличение или уменьшение расхода теплоносителя возникающей разностью давлений $P_{вых} - P_2$ возвращается к исходной рабочей точке.

Таким образом, при работе на ниспадающем участке кривой случайные отклонения усиливаются; при работе на восходящем участке случайные отклонения расхода гасятся свойствами системы.

Можно показать, что любое пересечение ниспадающей ветви характеристики теплообменника с характеристикой компрессора приводит к рабочим режимам, работа в которых либо статическая, либо динамически неустойчива.

Если теплообменник состоит из ряда параллельных каналов, то при выборе рабочей точки на правой восходящей ветви характеристики часть каналов может все же работать неустойчиво на ниспадающем участке характеристики. (Это явление похоже на явление вращающегося срыва, возникающего в компрессорах, при котором часть лопаток ступени работает на устойчивой правой ветви характеристики, а часть лопаток работает на срывных неустойчивых режимах левой ветви.)

При проектировании системы, дроссель которой содержит теплообменник с ниспадающей ветвью гидравлической характеристики, рабочий режим должен выбираться с определенным запасом относительно точки минимума характеристики. Самовозбуждение системы в этом случае будет жестким, и возможное в самых неблагоприятных случаях отклонение параметров от рабочей точки будет меньше, чем выбранный запас.

При проектировании авиационных компрессоров запас устойчивости ΔK_y выбирается по имеющимся статистическим данным и не должен быть меньше $0,12 \div 0,15$.

В связи с тем, что подобные статистические материалы по теплообменникам отсутствуют, рабочая точка на гидравлической характеристике теплообменника должна выбираться как можно дальше от участка неустойчивой работы, и не ближе, чем

$$\Delta K_y = 1 - \frac{G}{G_{\min}} \cdot \frac{(P_{вх}/P_{вых})_{\min}}{P_{вх}/P_{вых}} = 0,12 \div 0,15.$$

В том случае, если параметры теплообменника заданы, можно принять специальные меры по изменению вида характеристики.

Постепенный подвод тепла по длине канала, уменьшение степени недогрева и установка дросселирующей шайбы на входе уменьшает величину ниспадающего участка.

Величина ниспадающего участка дроссельной характеристики существенно влияет на выбор параметров устойчивого рабочего режима системы компрессор-теплообменник. Чем больше величина этого участка как по расходу, так и по перепаду давления, тем большие ограничения накладываются на выбор параметров.

Таким образом, полученные зависимости позволяют при проектировании рассчитать дроссельную характеристику теплообменника при различных законах подвода тепла по длине канала и выбрать режим, обеспечивающий его устойчивую работу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов Е. Я. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов. «Теплоэнергетика», 1958, № 5.
2. Горелов Г. М., Орлов В. Н., Резник В. Е., Фрейдли А. С. К расчету тепловых характеристик теплообменных аппаратов. В сб. «Труды Куйбышевского авиационного института». Куйбышев, 1963, выпуск XV.
3. Христианович С. А. и др. Прикладная газовая динамика. М., Оборонгиз, 1948.
4. Дворниченко П. В. К вопросу практического расчета гидравлического сопротивления быстродвижущихся газовых потоков при наличии теплообмена. ЖТФ, 1952, № 5.
5. Данилов Ю. И., Галицейский Б. М. Решение уравнения движения газа в прямолинейном канале с трением и теплообменом. Инженерно-физический журнал, 1962, № 11.
6. Marchaterre I. E., Petrick M. The Prediction of Steam Volume Fractions in Boiling Systems. Nuclear Science and Engineering, 1960, v. 7, N 6 p. 20.
7. Thom I. R. S. Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water International Journal Heat and Mass Transfer 1964 v. 7, pp. 709—724.
8. Lavy S., Steam Slip - Theoretical Prediction from Momentum Model. Transactions of the ASME. ser. C., 1960, pp. 113 -124.
9. Martinelli R. C., Nelson D. B. The Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water. Transactions of ASME, 1948, v. 70. p. 695.
10. Bankoff S. G. A Variable Density Single—Flow Model for Two—Phase with Particular Reference to Steam—Water Flow. Transaction of the ASME ser C 1960, pp. 265—272.
11. Балдина О. М., Петерсон Д. Ф. Исследование полезных палоров в котельных трубах. В сб. «Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред», М.-Л., Госэнергоиздат, 1961.
12. Янссен Э. Потери давления в двухфазном пароводяном потоке при течиции через резкие сужения и расширения в области давлений 42—98 ата. В сб. «Достижения в области теплообмена», М., «Мир», 1970.