

ПЕРЕНОС ТЕПЛА ПРИ КАПЕЛЬНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

В. В. ИВАНОВ

(Представлено профессором доктором Г. И. Фуксом)

Одним из способов интенсификации теплопередачи в теплообменных аппаратах может служить искусственное получение капельной конденсации. Эта форма конденсации сопровождается очень высокими (до $200000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$) коэффициентами теплоотдачи и, следовательно, дает возможность, не изменяя тепловой нагрузки, уменьшать поверхности охлаждения. Применение термостойких, не растворимых в конденсате полимерных гидрофобизаторов открывает широкие возможности для практического использования капельной конденсации. Так, Калберг и Кендалл [1], применяя в качестве гидрофобизатора силиконовый лак, получили покрытие, сохраняющее после 1500 часов работы свои первоначальные свойства.

Важной проблемой является создание теории переноса тепла при капельной конденсации, которая позволила бы анализировать процессы, происходящие в теплообменниках с несмачиваемой поверхностью, конструировать подобные аппараты и ускорить их внедрение в промышленность. Кроме того, изучение переноса тепла при капельной конденсации необходимо для проектирования теплообменников ртутно-силовых установок, где этот процесс имеет место [8]. Хотя механизм капельной конденсации в настоящее время достаточно хорошо изучен [2, 3, 4], попытки теоретически рассчитать теплоотдачу [5, 6] не привели к удовлетворительным результатам. Полученные уравнения не позволяют объяснить всю совокупность достоверных опытных данных и не могут служить надежной основой для практических расчетов.

В данной работе излагаются результаты теоретических и экспериментальных исследований теплообмена при капельной конденсации.

Вывод уравнения для коэффициента теплоотдачи при капельной конденсации

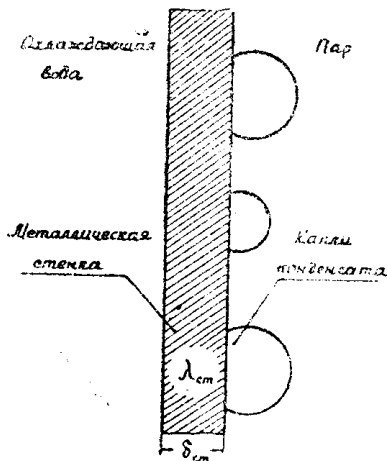
Будем исходить из следующих положений:

1. Перенос тепла при капельной конденсации рассматривается как процесс теплопроводности через капли и охлаждаемую стенку. При этом термическое сопротивление на границе пар—поверхность капель отсутствует, а сама поверхность капель имеет температуру насыщения.

II. Процесс стационарен, точнее, усреднен за рассматриваемое время: а) температурное поле считается установившимся и неизменным во времени; б) влияние пульсаций, связанных с периодичностью процесса образования и отрыва капель, не учитывается, поскольку пульсирующий режим заменяется стационарной моделью.

Тогда средний за время τ коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации определится уравнением

$$\alpha = \frac{Q}{(t_n - t_{cm}) F \tau}, \quad (1)$$



где $\frac{Q}{\tau}$ — тепловой поток от пара к охлаждающей воде через поверхность конденсации F ; $(t_n - t_{cm})$ — средний за время τ температурный перепад от насыщенного пара к стенке.

Если площадь поверхности, покрытая каплями, F_K , то, в соответствии с рис. 1,

Рис. 1. Капельная конденсация на охлаждаемой стенке.

величину $\frac{Q}{\tau}$ можно выразить как

$$\frac{Q}{\tau} = K_{нк}(t_n - t_n)F_K + K_0(t_n - t_n)(F - F_K) \quad (2)$$

Здесь $K_{нк}$ — коэффициент теплопередачи через капли и стенку под ними к охлаждающей воде; K_0 — коэффициент теплопередачи от пара к „обнаженной“ стенке и через стенку к охлаждающей воде; $(t_n - t_n)$ — средняя разница температур между паром и охлаждающей водой.

Исходя из соотношения термических сопротивлений, имеем

$$\frac{1}{K_{нк}} = \frac{1}{K_K} + \frac{1}{K}; \quad (3)$$

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{K}. \quad (4)$$

В этих формулах K_K — коэффициент теплопередачи через капли; α_n — коэффициент теплоотдачи от пара к „обнаженной“ поверхности; K — коэффициент теплопередачи через стенку к охлаждающей воде, причем $\frac{1}{K} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_s}$, где α_s — коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде.

Объединяя (1), (2), (3) и (4), получим

$$\alpha(t_n - t_{cm})F = \left[K(t_n - t_{cm}) + K(t_{cm} - t_n) \right] \left[\frac{K_K F_K}{K + K_K} + \frac{\alpha_n (F - F_K)}{K + \alpha_n} \right].$$

Заменяя $K(t_{cm}-t_n) = \bar{\alpha}(t_n-t_{cm})$, решаем последнее уравнение относительно $\bar{\alpha}$

$$\bar{\alpha} = \frac{\frac{K_\kappa F_\kappa}{K+K_\kappa} - \frac{F-F_\kappa}{1+\frac{K}{\alpha_n}}}{\frac{F_\kappa}{K+K_\kappa} + \frac{F-F_\kappa}{K+\alpha_n}} \quad (5)$$

Рассмотрим теперь 2 частных случая формулы (5).

I. $F_\kappa=0$, а $\bar{\alpha}=\alpha_n$. Физически это означает, что происходит не конденсация, а только охлаждение перегретого пара, причем коэффициент теплоотдачи α_n может быть рассчитан по уравнениям конвективного теплообмена.

II. $F_\kappa=F$, и $\bar{\alpha}=K_\kappa$. В этом случае отдельные капли, сливаясь вместе, образуют „единую каплю“—пленку, которая полностью покрывает поверхность охлаждения, и капельная конденсация переходит в пленочную.

С практической точки зрения большой интерес представляет исследование теплоотдачи при капельной конденсации чистого пара, как это может иметь место в теплообменниках, работающих не под вакуумом, а при избыточном давлении. В этих условиях присосы воздуха исключаются, и тепловое сопротивление парогазового слоя у поверхности охлаждения перестает быть существенным фактором:

$\frac{1}{\alpha_n} \approx 0$ и $\alpha_n \rightarrow \infty$. Коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации чистого пара найдем из (5)

$$\bar{\alpha}_{\alpha_n \rightarrow \infty} = \frac{F}{F_\kappa} (K_\kappa + K) - K. \quad (6)$$

Величина K_κ может быть определена из соотношения

$$K_\kappa = \frac{Q_\kappa}{F_\kappa(t_n-t_\kappa)}, \quad (7)$$

где Q_κ —тепловой поток, проходящий через капли, а (t_n-t_κ) —средняя разность температур между поверхностью капель и их основанием.

Можно показать, что температурное поле внутри единичной капли, имеющей форму шарового сегмента радиуса R (рис. 2), дается следующим выражением:

$$\frac{t(r, \theta) - t_\kappa}{t_n - t_\kappa} = \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}(\cos \beta) - P_{n+1}(\cos \beta) \right] \left[\left(\frac{r}{R} \right)^n P_n(\cos \theta) - (\cos \beta)^n (-1)^n \right]}{1 + \cos \beta - \sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}(\cos \beta) - P_{n+1}(\cos \beta) \right] (\cos \beta)^n (-1)^n} \quad (8)$$

Здесь t_n —температура сферической поверхности, t_k —температура основания капли, β —угол смачивания, $P_n(x)$ —полиномы Лежандра n -го порядка, а r и θ —текущие координаты. Для частного случая полушара $\left(\beta = \frac{\pi}{2}\right)$ уравнение (8) принимает вид

$$\frac{t(r, \theta) - t_k}{t_n - t_k} = \sum_{n=0}^{\infty} \left(-\frac{1}{2}\right)^n \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \cdots (2n-1)(4n+3)}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdots (2n+2)} \left(\frac{r}{R}\right)^{2n+1} P_{2n+1}(\cos \theta),$$

что соответствует решению, приведенному в [9].

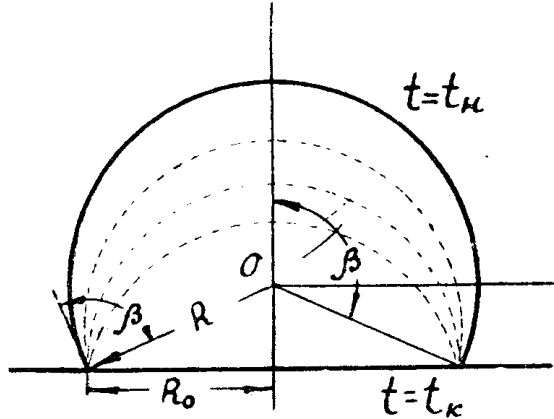


Рис. 2. Изотермы внутри сферической капли.

Тепло через рассматриваемый шаровой сегмент может быть подсчитано с помощью температурного градиента у поверхности

$$Q = \lambda \int_0^{\beta} \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R} 2\pi R^2 \sin \theta d\theta,$$

где λ —коэффициент теплопроводности конденсата.

Находя градиент температуры по уравнению (8), будем иметь

$$Q = 2\pi\lambda(t_n - t_k)R \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}(\cos \beta) - P_{n+1}(\cos \beta) \right] n}{1 + \cos \beta - \sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}(\cos \beta) - P_{n+1}(\cos \beta) \right] (\cos \beta)^n (-1)^n} \cdot \int_0^{\beta} P_n(\cos \theta) d(\cos \theta)$$

Интеграл в последнем равенстве равен [9]

$$\int_0^{\beta} P_n(\cos \theta) d(\cos \theta) = \frac{1}{2n+1} \left[P_{n-1}(\cos \beta) - P_{n+1}(\cos \beta) \right].$$

Поэтому

$$Q = 2\pi\lambda(t_n - t_k)R \cdot \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{2n+1} \left[P_{n-1}(\cos\beta) - P_{n+1}(\cos\beta) \right]^2}{1 + \cos\beta - \sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}(\cos\beta) - P_{n+1}(\cos\beta) \right] (\cos\beta)^n (-1)^n} \quad (9)$$

Подставляя в (9) различные значения угла β , получим

$$Q = \pi\lambda(t_n - t_k)R\psi(\beta), \quad (10)$$

где $\psi(\beta)$ — безразмерная функция угла смачивания, которая находится по кривой (рис. 3).

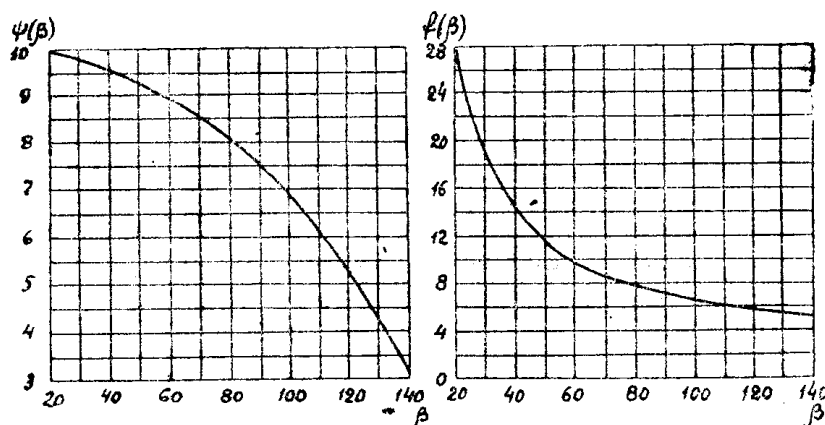


Рис. 3. Графики функций $\psi(\beta)$ и $f(\beta)$.

Коэффициент теплопередачи через единичную каплю определим как

$$K_{ед} = \frac{Q}{F_0(t_n - t_k)}. \quad (11)$$

Здесь $F_0 = \pi R_0^2$ — площадь основания капли, причем $R_0 = R \sin \beta$ (рис. 2). Объединяя (10) и (11), получим

$$K_{ед} = \frac{\lambda \psi(\beta)}{R_0 \sin \beta} = \frac{\lambda f(\beta)}{R_n}. \quad (12)$$

Функция $f(\beta) = \frac{\psi(\beta)}{\sin \beta}$ представлена на рис. 3.

Если на несмачиваемой охлаждаемой стенке сконденсировано N различных по размерам капель, то тепловой поток через них равен

$$Q_K = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_N,$$

где Q_1 — тепловой поток через каплю радиуса R_1 , Q_2 — тепловой поток через каплю радиуса R_2 и т. д. Как показывает непосредственная обработка фотоснимков процесса капельной конденсации, поверх-

ность стенки покрыта каплями различных размеров, но примерно одинаковых по форме ($\beta = idem$).

Поэтому

$$Q_k = \pi \lambda (t_n - t_k) \psi(\beta) \left(\frac{R_1 + R_2 + \dots + R_N}{N} \right) N = \pi \lambda (t_n - t_k) \psi(\beta) R_{cp} N \quad (13)$$

Сопоставляя теперь (6), (7) и (13), получим

$$\alpha = \frac{F}{F_k} \left[\frac{\pi \lambda \psi(\beta) R_{cp} N}{F_k} + K \right] - K.$$

Последнее соотношение может быть значительно упрощено, если положить $F_k = N \pi R_{cp}^2$. Физическое содержание такого допущения заключается в замене различных капель, находящихся на поверхности, одинаковыми, среднего размера. При этом расчетное и действительное значения F_k будут тем ближе, чем меньше разнятся между собой размеры отдельных капель и чем больше их число. Учитывая это, получим следующее выражение для α .

$$\alpha = \frac{F}{F_k} \left[\frac{\lambda f(\beta)}{R_{cp}} + K \right] - K. \quad (14)$$

Уравнение (14) позволяет выявить некоторые существенные черты механизма переноса тепла при капельной конденсации. Оно позволяет также оценить значения коэффициента теплоотдачи α через величины, допускающие непосредственное измерение: F_k , β и R_{cp} . С этой целью была проделана обработка большого числа фотоснимков процесса капельной конденсации. Подсчет F_k и R_{cp} проводился на плоской охлаждаемой стенке, покрытой определенным гидрофобизатором. На стенке был нанесен линейный масштаб (видимое на снимках 1 деление соответствует 5 мм).

Как оказалось, площадь, занятая каплями, и средний размер капель в широких пределах не зависят от тепловой нагрузки поверхности охлаждения $-q_k \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час}} \right]$.

Проделанные опыты показали приближенное постоянство α в широком интервале изменения q_k , что подтверждает ранее полученные результаты некоторых исследователей [7]. Качественно этот эффект хорошо согласуется с уравнением (14). Действительно, если F_k , R_{cp} и β не зависят от тепловой нагрузки, то влияние q_k на α сказывается лишь через величину K . Сопоставление экспериментальных данных показывает, что с ростом q_k коэффициент K возрастает примерно от 2800 до 5500 $\text{ккал}/\text{м}^2 \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$, тогда как α в изучаемой области колеблется в пределах от 20000 до 200000 $\text{ккал}/\text{м}^2 \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$. Вследствие этого, величина K дает несущественную поправку к уравнению (14), и коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации, согласно (14), практически не зависит от q_k .

Для расчета теплоотдачи необходимо знать связь площади, занятой каплями, и среднего размера капель с температурным напором между паром и охлаждаемой стенкой. Решение этого вопроса осложняется тем, что для каждой величины F_k и R_{cp} имеет место своя температурная зависимость, не поддающаяся теоретическому расчету. В этих условиях единственно надежным методом определения F_k , R_{cp} и β является эксперимент. Анализ фотокадров процесса капель-

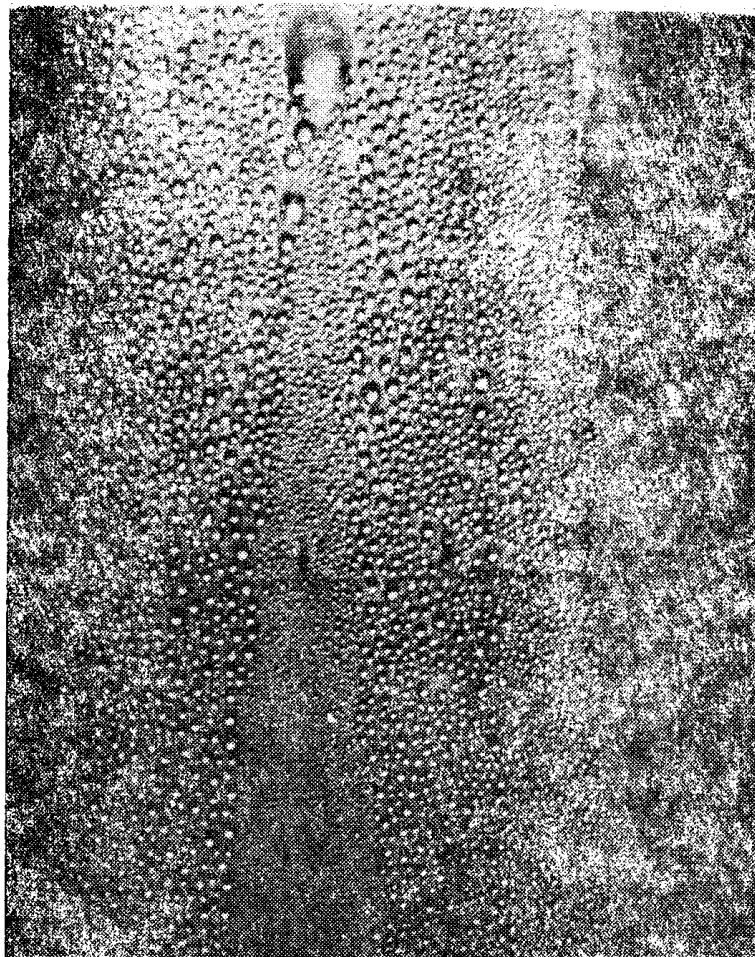
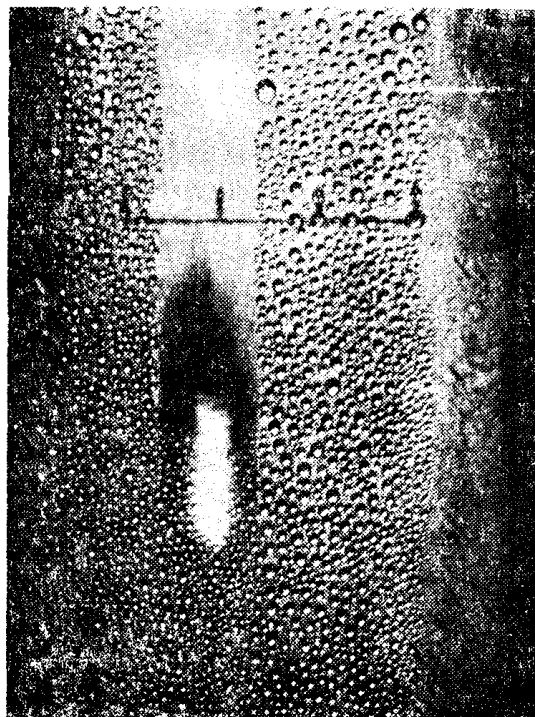


Рис. 4. Фотоснимки процесса капельной конденсации на вертикальной охлаждаемой стенке, покрытой керосином.

ной конденсации позволил установить некоторое влияние температурного напора на F_k и $R_{оср}$. Опыты проводились в широком интервале изменения $(t_k - t_{см})$: от 0,8 до 20°C.

Количественная обработка сильно увеличенных фотографий процесса капельной конденсации показала, что F_k в изучаемой области составляет $\approx (35 \div 55)\%$ от всей поверхности охлаждения, $R_{оср}$ (0,1÷0,5) мм, а угол β для олеиновой и стеариновой кислот, керосина, машинного масла СУ колеблется в пределах примерно от 90 до 100°. Приблизленно для расчетов можно положить $\beta \approx 95^\circ$, тем более, что входящая в (14) функция $f(\beta)$ вблизи точки $\beta = 95^\circ$ меняется очень слабо (рис. 3).

Подстановка этих значений F_k , $R_{оср}$ и β в уравнение (14) дает пределы изменения α с ростом $(t_k - t_{см})$ от 135000 до 20000 ккал/м² час °С.

Полученные значения α в общем удовлетворительно согласуются с опытными данными. Поэтому соотношение (14) в первом приближении может быть применимо для оценки коэффициента теплоотдачи при капельной конденсации, если из опыта известны F_k , $R_{оср}$ и β .

ЛИТЕРАТУРА

1. Kullberg G, Kendall H., Chem. Eng. Prog., 56, № 1, 1960.
2. Emmons H., Trans. Am. Inst. Chem. Eng., 35, 1939.
3. Hampson H., Engineering, 172, № 4464, 1951.
4. Hampson H., Engineering, 179, № 4655, 1955.
5. Fatica N., Katz D., Chem. Eng. Prog., 45, № 11, 1949.
6. Sugawara S., Michiyoshi J., Mem. Fac. Eng. 18, № 11, 1956.
7. Гребер Г., Эрк С. и Григуль У. Основы учения о теплообмене. ГИИЛ. 1958.
8. Ложкин А. Н., Канаев А. А. Бинарные установки, Машгиз. 1946.
9. Кошляков Н. С.. Основные дифференциальные уравнения математической физики. ОНТИ, 1936.