

u/6

Buglaev, V.T., Ing.: Kondensation von reinem Dampf und von Dampf aus einem Dampf-Luft-Gemisch bei Bewegung innerhalb der Rohre eines vertikalen Bündels

Brjanskij institut transportnogo masinostroenija

Mit dem Problem der Kondensation von Dampf aus einem Dampf-Luft-Gemisch an der Oberfläche eines horizontalen Rohrbündels befassen sich viele Arbeiten des Wärmetechnischen Instituts der Union [1, 2 u. a.], des Zentralen Instituts für Kesselturbinen [3 u. a.], sowie einer Reihe anderer Organisationen. Versuche zum Wärmeaustausch bei der Kondensation von Dampf, der sich in einem vertikalen Einzelrohr bei einem Druck von $p = 1,2$ ata bewegt, wurden von M. Jakob [4] und später von S.S. Kutateladze [5] durchgeführt.

Im Wärmeaustauschlaboratorium des Instituts für Transportmaschinenbau in Brjansk wurden Versuche zur Untersuchung des Kondensationsprozesses sowohl von reinem Dampf als auch von Dampf aus einem Dampf-Luft-Gemisch an der inneren Oberfläche eines vertikalen Rohrbündels gemacht.

Ziel dieser Versuche war es, den Einfluß von Stromgeschwindigkeit, Zusammensetzung des Gemisches und Druck auf den Wärmeaustausch zu klären. Die genannten Versuche wurden bei einem Druck des Dampfes bzw. Gemisches im Bereich von 0,15 - 1,05 ata bei einer mittleren Stromgeschwindigkeit von 5 - 270 m/sec und bei einem relativen Luftvolumengehalt im Dampf von $\varepsilon' = 0 - 50\%$ durchgeführt.

Die Versuchsanlage stellt ein Zweistufensauger dar, an dem als Kühler die zu untersuchenden vertikalen Rohrbündel angebracht sind.

Auf Zeichnung 1 ist einer der untersuchten Wärmeaustauscher (Kühler des Saugers) dargestellt; es ist ein vertikales Rohrbündel, bei dem der sich kondensierende Dampf innerhalb der Rohre von oben nach unten strömt. Von außen wurde das Bündel in einem Metallmantel festgeklemmt, wo zwischen den Rohren

das Kühlwasser zirkulierte.

Der Dampf strömte in eine Düse mit einer Überhitzung von $3 - 5^{\circ} \text{C}$ und wurde dann über einen Diffusor dem Rohrbündel zugeführt. Der Dampfdurchfluß durch das Rohrbündel (und folglich auch seine Geschwindigkeit) wurde sowohl durch den Druck (mit Hilfe eines Ventils vor der Düse) als auch durch die Wahl von Düsen mit verschiedenen Durchmessern reguliert. Die Menge des dem Bündel zugeführten Dampfes wurde nach dem Druckgefälle an einer Meßplatte berechnet und außerdem nach dem kritischen Fluß durch einen vorgegebenen Düsenschnitt geprüft. Hinter der Düse entstand eine Verdünnung, die es ermöglichte, die notwendige Luftmenge aus dem Raum heraussaugen, deren Durchfluß mit Hilfe der Platte gemessen und deren Menge mit dem Ventil reguliert wurde. Der Zweistufensauger gewährleistete im Wärmeaustauscher (Kühler) der 2. Stufe einen Druck des Gemisches von ungefähr 1 ata und im Wärmeaustauscher der 1. Stufe einen Druck von $0,15 - 0,5$ ata.

Beim Eintritt in das Rohrbündel wurde der Druck p_1 und die Temperatur t des Dampf-Luft-Stroms gemessen. Das das Rohrbündel kühlende Wasser zirkulierte in Gegenströmung im Rohrzwischenraum.

Das Rohrbündel war durch Segmentwände in mehrere Kammern aufgeteilt, was relativ hohe Wassergeschwindigkeiten (daher $\alpha_2 = 9000 - 12000 \text{ kkal/m}^2 \cdot \text{Zeit} \cdot ^{\circ}\text{C}$) bei geringem Wasserdurchfluß und einer Erwärmung in jeder Kammer um $2 - 8^{\circ}\text{C}$ ermöglichte. Die Temperaturmessungen des Kühlwassers der Kammern erfolgten durch geeichte Thermometer mit einer Skalenteilung von $0,5^{\circ}\text{C}$, was eine Ableseprecision bis zu $0,1^{\circ}\text{C}$ erlaubte.

Entsprechend der Temperaturveränderung und dem Wasserdurchfluß wurde die Wärmemenge berechnet, die in jedem Bereich des Rohrbündels abgeführt wurde, und dementsprechend auch die Veränderung der Parameter des Gemisches.

Nach der bekannten Wärmeabgabeszah seitens des Wassers α_2 und dem Wärmedurchgangswiderstand der Rohrwandung wurde die Wärmeabgabeszah seitens des Dampfes α_1 bestimmt.

Beim Austritt des Stroms aus dem Rohrbündel wurde sein Druck p_2 und seine Temperatur t_{cm} gemessen. Das Kondensat, das

von den Röhren abfloß, gelangte in ein Kondensatgefäß, wo seine Temperatur t_k gemessen wurde, worauf es in ein Meßgefäß kam.

Es wurden Rohrbündel mit einer aktiven Länge von $H = 0,76m$ untersucht, die aus 54, 34, 27 und 19 in konzentrischen Kreisen angeordneten Messingrohren bestanden. Die Rohrdurchmesser waren $\frac{d_1}{d_2} = 14/12 mm$, das Teilungsverhältnis der Rohre im Bündel war $\psi = 1,18$.

Die Versuche zur Kondensation wurden bei Vorhandensein geringer Dampfschwaden ($\Delta G_n = 5 - 20 \%$) durchgeführt, die den Vorgang an der ganzen Oberfläche des Wärmeaustauschers charakterisierten.

Die Wärmewucht der Anlage lag nicht über 5% .

K o n d e n s a t i o n v o n r e i n e m D a m p f .

Der Dampf gelangt aus einem Diffusor in ein durch Wasser gekühltes Rohrbündel (Zeichnung 1) und kondensiert sich bei Bewegung innerhalb der Rohre von oben nach unten.

Die Versuche zur Kondensation wurden mit Metallplatten durchgeführt, die am unteren Teil des Rohrbündels befestigt waren und um eine Spirale in mehreren Windegängen gewunden waren. Sie dienten dazu, den Strom zu verwirbeln und die Kondensatschicht abzulösen.

Von vielen Forschern wurde festgestellt, daß die Veränderung der Stromgeschwindigkeit den Vorgang des Wärmeaustausches von Seiten des Dampfes wesentlich beeinflusst. Der Einfluß eines bewegten Dampfstroms oder eines Gemisches auf einen flüssigen oder einen Dampf-Gas-Film an der Kondensationsfläche wird durch die kinetische Energie des Stroms $\frac{\omega^2 r}{2g}$ bestimmt. Deshalb wurde von uns die Abhängigkeit des Geschwindigkeitskoeffizienten $\beta = \frac{a_1}{a_0}$ von der Größe der kinetischen Energie des Stroms oder einfach von der Veränderung des Parameters $\omega^2 r$ untersucht.

Auf Zeichnung 2 werden die Abhängigkeiten des mittleren Geschwindigkeitskoeffizienten β vom Parameter $\omega_n t_n$ bei atmosphärischem Dampfdruck und bei $p_n = 0,16 ata$ in Form einer Funktion dargestellt.

Der Einfluß der Dampfgeschwindigkeit auf die Wärmeabgabe-

zahl wurde bei atmosphärischem Druck für die mittleren Dampfgeschwindigkeiten von $w_n = 5-90$ m/sec und bei einem Dampfdruck von $p_n = 0,16$ ata für $w_n = 10-270$ m/sec untersucht.

Der Versuch von S.S. Kutateladze, die Versuchswerte in einer Berechnungsformel für den Geschwindigkeitskoeffizienten auszuwerten

(1)

die von ihm für den Wärmeaustausch bei der Kondensation von reinem Dampf an einem vertikalen Einzelrohr bei etwas höherem Druck abgeleitet wurde, führte zu Ergebnissen für β , die im Vergleich zu den auf Zeichnung 2 angegebenen um 5-15% höher lagen.

Auf Grund einer Analyse der gewonnenen Ergebnisse wurde eine empirische Abhängigkeit für β als Funktion des Parameters und des Dampfdrucks p_n aufgestellt:

(2)

(3)

Abhängigkeit (2) wird für $5000 > > 300$ und Abhängigkeit (3) für $300 > > 10$ angewendet.

Bei den genannten Formeln bezeichnet:

- α_0 - die Wärmeabgabemahl für langsam bewegten Dampf, die mit Hilfe von Formeln in Abhängigkeit von den Ablaufverhältnissen des Kondensatfilms berechnet wird [6];
- p_n - den Dampfdruck, ata;
- w_n - die mittlere quadratische Dampfgeschwindigkeit, m/sec;
- γ_n - das spez. Dampfgewicht, kg/m³.

Die auf Zeichnung 2 dargestellten Kurven entsprechen gemäß den Formeln (2) und (3) genau den Versuchswerten.

Neben der vorliegenden empirischen Abhängigkeit (2) und (3) erhielten wir für die mittlere Geschwindigkeitszahl bei der Kondensation von bewegtem Dampf innerhalb eines vertikalen Rohrbündels auf Grund einer Analyse unserer Versuchswerte im oben genannten Veränderungsbereich für Dampfgeschwindigkeit und Dampfdruck eine zusammenfassende Kriterienformel.

Diese Kriterienabhängigkeit erhielten wir auch für die Geschwindigkeitszahl, aber als Funktion der Hauptkriterien [dem]

des bewegten Dampfstroms:

(4)

wobei Re_n = das Reynoldskriterium für die mittlere quadratische Geschwindigkeit des Dampfes,
 Nu_0 = das Nusselt-Kriterium für "nichtbewegten" Dampf,
= das den Einfluß der mechanischen Wechselwirkung zwischen Dampfstrom und Kondensatfilm berücksichtigende Kriterium ist.

In der Kriteriengleichung (4) wird α_0 für vertikale Rohre bei beim Versuch erzeugten Temperaturgefällen zwischen Dampf und Wandung von Δt_1 nach [6] bestimmt.

K o n d e n s a t i o n v o n D a m p f a u s
e i n e m D a m p f - L u f t - G e m i s c h .

Bei der Kondensation von Wasserdampf aus einem bewegten Dampf-Luft-Gemisch innerhalb vertikaler Rohre findet mit der Fortbewegung des Stroms eine ständige Geschwindigkeitsverringernng und ein Steigen des partialen Luftdrucks statt, da sich die Menge des Dampfes im Gemisch verringert, während die Gewichtsmenge der Luft unverändert bleibt. Infolgedessen verändert sich auch ständig die Wärmeabgabezahl des Gemisches, was zu einer Verringerung des Wärmestroms führt. Der Wärmestrom verändert sich auch infolge des Einflusses des vom oberen Rohrbereich abfließenden Kondensats.

Aus den von uns gewonnenen Versuchswerten ist ersichtlich, daß die verschiedenen Luftkonzentrationen im bewegten Dampf auf den Kondensationsprozess an der inneren Oberfläche eines vertikalen Rohrbündels wesentlichen Einfluß haben. Jedoch ist dieser Einfluß um ein Vielfaches geringer als bei der Kondensation von unbewegtem Dampf bei Vorhandensein von Luft. Die Bewegung des Stroms löst mit relativ großer Geschwindigkeit die Stillstandszonen an den Rohrwandungen ab, verringert damit den Diffusionswiderstand des Dampf-Gas-Films und erhöht die Wärmeabgabezahl des Dampfes.

Den Einfluß des Vorhandenseins von Luft auf den Geschwindigkeitskoeffizienten im bewegten Dampf-Luft-Strom kann man durch eine proportionale Abhängigkeit berechnen, wobei

ϵ' = die mittlere Größe in Bezug auf den Volumengehalt der Luft im Dampf ist, die man bei mittlerer quadratischer Bewegungsgeschwindigkeit des Stroms durch das Rohrbündel $-w_{cm}$ - erhält.

Die mittlere Geschwindigkeitszahl bei der Kondensation von Dampf aus einem Dampf-Luft-Gemisch hat die Werte:

$$\beta_{cm} = \text{für } 5000 > \quad > 300; \tag{5}$$

$$\beta_{cm} = \text{für } 300 > \quad >> 10. \tag{6}$$

In den Formeln (5), (6) werden w_{cm} und v_{cm} als mittlere quadratische Größen am Eingang und Ausgang des Rohrbündels genommen; der Partialdampfdruck p_n ist ebenfalls für die mittlere Stromgeschwindigkeit genommen. Der Mittelwert von ϵ' kam bei den Versuchen auf 50 %, und die aufgeführten Abhängigkeiten für die Geschwindigkeitszahl entsprechen einem Veränderungsbereich von $\epsilon' = 1-50 \%$.

Zur Bestätigung der Richtigkeit der gewählten Abhängigkeit für den Geschwindigkeitskoeffizienten β_{cm} sind auf Zeichnung 3 Kurven für die Veränderung von β_{cm} in Abhängigkeit von ϵ' dargestellt. Das Veränderungsgesetz der Kurven wird für β_{cm} den Abhängigkeiten (5) und (6) entnommen, und die Punkte, die im Kurvenfeld liegen und neben sich Zahlengrößen haben, bezeichnen die Größe des Komplexes $0,30 p_n$, die als Bestandteil zur Formel für β_{cm} gehört. So gilt die obere Kurve auf Zeichnung 3 für den Komplex $0,30 p_n = 2,25$ und die untere Kurve entsprechend für 1,25, was in den Anfangspunkten der Kurven ($\epsilon' = 0$) bei einem Dampfdruck von $p_n = 1$ ata den Größen $= 3000$ und 300 entspricht.

Alle Punkte, die im Feld der oberen Kurve auf Zeichnung 3 liegen, beziehen sich auf das bewegte Dampf-Luft-Gemisch mit fast gleicher mittlerer Strömungsenergie, obgleich sich diese Ströme nach dem Luftgehalt im Dampf ($\epsilon' \approx 0-48 \%$) und nach dem Partialdampfdruck, der sich im Bereich $p_n = 0,13-45$ ata veränderte, wesentlich unterscheiden.

An der unteren Kurve von Zeichnung 3 ist die Veränderung von β_{cm} für ein Dampf-Luft-Gemisch unterschiedlicher Konzentration ($\varepsilon' = 0-40\%$) mit einem Partialdampfdruck im Veränderungsbereich von $p_n = 0,28-1$ ata dargestellt.

Die Abweichungen der Zahlenwerte der eingetragenen Punkte liegen nicht über $\pm 10\%$.

Ihre in Bezug auf die berechneten Kurven befriedigende Lage beweist, daß die Abhängigkeit der Veränderung des Geschwindigkeitskoeffizienten in der Funktion des relativen Luftvolumenanteiles im Dampf, also

β_{cm}

gut gewählt war.

Auf Zeichnung 4 ist die Veränderung der Geschwindigkeitszahl des Dampfes mit Atmosphärendruck bei Vorhandensein eines geringen Luftvolumenanteiles im Dampf dargestellt. Die Kurve der Veränderung der Geschwindigkeitszahl β_{cm} ist in Abhängigkeit von der Größe des Parameters β für reinen Dampf nach den Formeln (2) und (3) berechnet, und die im Bereich der Kurve liegenden Punkte bezeichnen die tatsächlichen Geschwindigkeitskoeffizienten bei Vorhandensein von Luft im Dampf (die Zahlenwerte bei den Punkten geben die mittlere Luftmenge im Dampf $= 0,2-1,4$ in % an). Aus der Zeichnung geht hervor, daß die Punkte äußerst nahe an der Kurve liegen, die die Veränderung von $\beta = f(\dots)$ für reinen Dampf bezeichnet. Das besagt, daß das Vorhandensein von Luft im Dampf bis zu 1% bei bestimmter Bewegungsgeschwindigkeit des Stroms ($\dots > 10$) auf den Dampfkondensationsvorgang keinen wesentlichen Einfluß hat. Die Abweichung der Punkte von der Kurve liegt nicht über $\pm 5\%$. Deshalb kann man bei $\beta < 1$ die Abhängigkeiten (2) und (3) für den Geschwindigkeitskoeffizienten bei der Kondensation von reinem Dampf benutzen.

Abgesehen von den gewonnenen empirischen Abhängigkeiten für den Geschwindigkeitskoeffizienten bei der Kondensation von Dampf aus einem Dampf-Luft-Gemisch an der Oberfläche eines vertikalen Rohrbündels wurden die Versuchsunterlagen in Form einer Kriterienabhängigkeit ausgewertet.

Die vorliegende Kriteriengleichung stellt eine Beziehung her zwischen den beiden sich bei der Kondensation von Dampf

aus einem Dampf-Luft-Gemisch vollziehenden Vorgängen, und zwar zwischen Wärme- und Stoffaustausch, die an der Grenze zweier Medien stattfinden.

Diese Kriterienabhängigkeit, die die Versuchswerte der Kondensation von Dampf aus einem Dampf-Luft-Gemisch an der Oberfläche vertikaler Rohre zusammenfaßt, erfüllt die abgeleitete Gleichung für den Stoffaustausch

(7)

In der Formel (7) bezeichnet:

$Nu_D =$ das Diffusionskriterium von Nusselt,

$Re_{cm} =$ das Reynoldskriterium für die mittlere quadratische Geschwindigkeit des Gemisches,

wobei Δp_n die Differenz der partialen Dampfdrucke von Kern und Fläche des Films ist.

Bei der Durchführung der Versuche mit dem Dampf-Luft-Gemisch veränderten sich seine Hauptparameter in folgenden Bereichen:

$$p_{cm} = 0,15 - 1,05 \text{ ata}; t_n = 51 - 100^\circ \text{ C};$$

$$Re_{cm} \approx 1850 - 45000; \eta_D = 0,03 - 0,47; \varepsilon' = 0,01 - 0,48.$$

Schl u ß f o l g e r u n g e n

1. Die Ergebnisse der Untersuchung des Kondensationsvorgangs von reinem Dampf und von Dampf aus einem Dampf-Luft-Gemisch an der Oberfläche der Rohre eines vertikalen Bündels zeigen:

a) daß die Geschwindigkeit des Dampfes und des Dampf-Luft-Gemisches den Wärmeaustauschvorgang wesentlich intensiviert, was in den Abhängigkeiten

$$\alpha_1 \sim \alpha_2$$

zum Ausdruck kommt;

b) daß der Einfluß der Luft im bewegten Dampf auf den Wärmeaustausch durch die Abhängigkeit

$$\alpha_1 \sim$$

beschrieben wird, wobei $\varepsilon' > 1$ in %.

Bei den Versuchen zeigte sich bis zu $\varepsilon' < 1\%$ kein Einfluß der Luft im bewegten Dampf auf den Wärmeaustausch.

c) daß sich der Wärmeaustauschprozess mit wachsendem absolutem Dampfdruck ein wenig verbesserte

(p_n in ata).

2. Auf Grund der durchgeführten Versuche zur Kondensation von reinem Dampf wurde eine allgemeine Abhängigkeit für den Geschwindigkeitskoeffizienten (4) gewonnen, die es ermöglichte, eine Beziehung zwischen den Hauptkriterien des bewegten Dampfstroms herzustellen.

3. Die Kriteriengleichung (7) ermöglicht es, für verschiedene Voraussetzungen der beiden miteinander verbundenen Vorgänge (Wärme- und Stoffaustausch) im Vergleich zu den empirischen Formeln für die allgemeine Wärmeabgabesahl des Gemisches eine zuverlässigere Bewertung des allgemeinen Koeffizienten der Wärmeabgabe vom Dampf-Luft-Gemisch an die Rohrwandung vorzunehmen.

Z e i c h n u n g 1. Vertikales Rohrbündel.

Z e i c h n u n g 2. Veränderung des Geschwindigkeitskoeffizienten β in Abhängigkeit vom Parameter bei atmosphärischem Dampfdruck (-x-) und bei $p_n = 0,16$ ata (-o-).

Z e i c h n u n g 3. Veränderung des Geschwindigkeitskoeffizienten β_{cm} in Abhängigkeit von ε' . Die Veränderung von β_{cm} wird an der oberen Kurve bei konstantem Komplex 0,30 = 2,25 und an der unteren Kurve bei 0,30 = 1,25 dargestellt.

Z e i c h n u n g 4. Veränderung des Geschwindigkeitskoeffizienten β_{cm} in Abhängigkeit vom Parameter des Stroms bei einem Luftgehalt im Dampf von $\varepsilon' = 0,2-1,4\%$.

L i t e r a t u r

1. B e r m a n , L.D.: Eksperimental'noe issledovanie kondensacii para v prisutstvii nekondensirujuscichsja gasov. Teploenergetika (1957) Nr 6
2. B e r m a n , L.D., S.N. Fuks: Massoobmen v kondensatorach s gorizontal'nymi trubkami pri sodержanii v pare vozducha. Teploenergetika (1958) Nr 8
3. R a c k o , V.A.: Eksperimental'noe issledovanie vlijanija skorosti i sostava parovozdusnoj smesi i glubiny vakuuma na process teploobmena pri kondensacii vodjanogo para. ŽTF, 16 (1956) Nr 3
4. J a c o b , M. Erk, S. Eck: H. Phys. Zeitschrift (1935) Nr 3
5. K u t a t e l a d z e , S.S.: Teploperedaca pri kondensacii i kipenii. Mašgin, 1952
6. K u t a t e l a d z e , S.S., V.M. Borisanskij: Spravočnik po teploperedace. Gosenergoizdat, 1959

Vorgelegt vom Lehrstuhl für Wärmetechnik

[15.III.1962]

Jeniberg-Wieske

КОНДЕНСАЦИЯ ЧИСТОГО ПАРА И ПАРА В СМЕСИ С ВОЗДУХОМ, ДВИЖУЩЕГОСЯ ВНУТРИ ТРУБОК ВЕРТИКАЛЬНОГО ПУЧКА

Инженер В. Т. БУГЛАЕВ

Брянский институт транспортного машиностроения

Вопросу конденсации пара из паровоздушной смеси на поверхности горизонтального трубного пучка посвящены многие работы Всесоюзного теплотехнического института [1, 2 и др.], Центрального котлотурбинного института [3 и др.], а также ряда других организаций. Опыты по теплообмену при конденсации пара, движущегося в единичной вертикальной трубке при давлении $p = 1,2 \text{ ата}$, были проведены М. Якобом [4], а позднее — С. С. Кутателадзе [5].

В лаборатории теплообмена Брянского института транспортного машиностроения были поставлены опыты по изучению процесса конденсации как чистого пара, так и пара в смеси с воздухом на внутренней поверхности вертикального трубного пучка.

Цель этих опытов сводилась к выяснению влияния на теплообмен скорости потока, состава смеси, а также давления. Указанные опыты проводились при давлениях пара или смеси в пределах $0,15 \div 1,05 \text{ ата}$, средних скоростях потока порядка $5 \div 270 \text{ м/сек}$ и относительных объемных содержаниях воздуха в паре $\varepsilon' = 0 \div 50\%$.

Опытная установка. Представляет собой двухступенчатый эжектор, где в качестве холодильников установлены исследуемые вертикальные трубные пучки.

На рис. 1 показан один из исследованных теплообменников (холодильник эжектора), представляющий из себя вертикальный трубный пучок с движением конденсирующегося пара сверху вниз внутри трубок. Снаружи пучок зажимался в металлическом кожухе, где в межтрубном пространстве циркулировала охлаждающая вода.

Пар, поступающий в сопло с перегревом на $3\text{--}5^\circ\text{C}$, через диффузор подводился к трубному пучку. Расход пара через трубный пучок (следовательно, и его скорость) регулировался как давлением (с помощью вен-

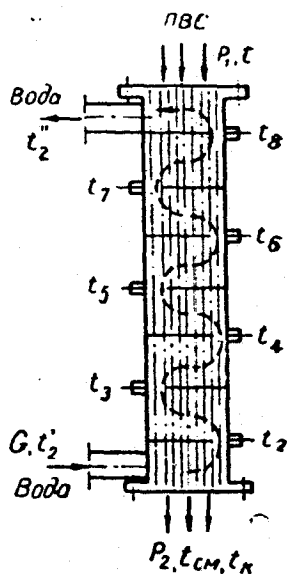


Рис. 1. Вертикальный трубный пучок

тия перед соплом), так и путем подбора сопел различного диаметра. Количество подводимого пара к пучку подсчитывалось по перепаду давления на мерной шайбе и дополнительно проверялось по критическому истечению через данное сечение сопла. За соплом создавалось разрежение, позволявшее эжектировать необходимое количество воздуха из помещения, расход которого измерялся с помощью шайбы, а количество регулировалось вентилем. Двухступенчатый эжектор обеспечивал давление смеси в теплообменнике (холодильнике) II ступени около 1 ата , а в теплообменнике I ступени — $0,15 \div 0,5 \text{ ата}$.

На входе в трубный пучок производился замер давления p_1 и температуры t паровоздушного потока. Охлаждающая трубный пучок вода циркулировала противотоком в межтрубном пространстве.

Трубный пучок по воде разделен сегментными перегородками на несколько секций, что обеспечило сравнительно большие скорости воды (отсюда $\alpha_2 = 9000 \div 12000 \text{ ккал} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$) при небольшом расходе ее и нагреве в каждой секции на $2 \div 8^\circ\text{C}$. Замеры температур охлаждающей воды по секциям производились тарированными термометрами с ценой деления $0,5^\circ\text{C}$, что позволяло произвести отчет с точностью до $0,1^\circ\text{C}$.

По изменению температуры и расходу воды подсчитывалось количество тепла, отведенного на каждом участке трубного пучка, и соответственно изменение параметров смеси. По известному коэффициенту теплоотдачи с водяной стороны α_2 и термическому сопротивлению стенки трубки определялся коэффициент теплоотдачи с паровой стороны α_1 .

При выходе потока из трубного пучка замерялось его давление p_2 и температура $t_{\text{см}}$. Конденсат, стекающий с трубок, попадал в конденсатосборник, где измерялась его температура $t_{\text{к}}$, а затем сбрасывался в мерный бак.

Были исследованы трубные пучки активной длины $H = 0,76 \text{ м}$, состоящие из 58, 34, 27 и 19 латунных трубок, расположенных по концентрическим окружностям. Диаметры трубок $\frac{d_1}{d_2} = 14/12 \text{ мм}$, относительный шаг трубок в пучке $\psi = 1,18$.

Опыты по конденсации были проведены при наличии небольшого выпара ($\Delta \bar{G}_n = 5 \div 20\%$), характеризовавшего работу всей поверхности теплообменника.

Тепловой дебаланс установки не превышал 5% .

Конденсация чистого пара. Пар из диффузора попадает в охлаждаемый водой трубный пучок (рис. 1) и, двигаясь внутри трубок сверху вниз, конденсируется.

Опыты по конденсации были проведены с установленными в нижней части трубного пучка закрученными по спирали в несколько витков металлическими пластинками. Их назначение — турбулизировать поток и срывать конденсатную пленку.

Многими исследователями было установлено, что изменение скорости потока существенно влияет на процесс теплообмена с паровой стороны. Воздействие движущегося потока пара или смеси на жидкую и парогазовую пленку на поверхности конденсации определяется кинетической энергией потока $\frac{\omega^2 \gamma}{2g}$. Поэтому нами была исследована зависимость скоростного коэффициента $\beta = \frac{\alpha_1}{\alpha_0}$ от величины кинетической энергии потока или просто от изменения параметра $\omega^2 \gamma$.

На рис. 2 приводятся зависимости среднего скоростного коэффициента β в виде функции от параметра $\omega^2 \gamma_n$ при атмосферном давлении пара и при $p_n = 0,16 \text{ ата}$.

Влияние скорости пара на коэффициент теплоотдачи при атмосферном

давлении было исследовано для средних скоростей пара $\omega_n = 5 \div 90$ м/сек, а при давлении пара $p_n = 0,16$ ата — для $\omega_n = 10 \div 270$ м/сек.

Попытка отработать опытные данные по расчетной формуле для скоростного коэффициента С. С. Кутателадзе [5]

$$\beta = 1 \div 0,013 \left(\frac{\gamma''}{\gamma} \right)^{0,5} \frac{\omega_n''}{(g\nu)^{\frac{1}{3}}}, \quad (1)$$

выведенной им для теплообмена при конденсации чистого пара на одиночной вертикальной трубке при несколько большем давлении, привела к результатам для β на 5–15%, более высоким в сравнении с указанными на рис. 2.

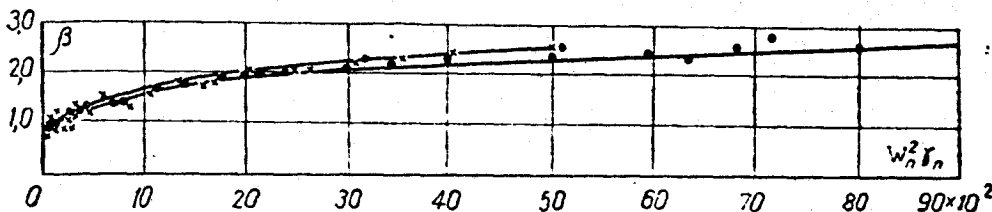


Рис. 2. Изменение скоростного коэффициента β в зависимости от параметра $\omega_n^2 \gamma_n$ при атмосферном давлении пара ($\rightarrow \times \leftarrow$) и при $p_n = 0,16$ ата ($\rightarrow \bullet \leftarrow$)

На основании анализа полученных данных была установлена эмпирическая зависимость для β как функция параметра $\omega_n^2 \gamma_n$ и давления пара p_n :

$$\beta = \frac{\alpha_1}{\alpha_0} = 0,30 p_n^{0,05} (\omega_n^2 \gamma_n)^{0,25}; \quad (2)$$

$$\beta = \frac{\alpha_1}{\alpha_0} = p_n^{0,05} (\omega_n^2 \gamma_n)^{0,04}. \quad (3)$$

Зависимость (2) применяется для $5000 > \omega_n^2 \gamma_n > 300$, а (3) — для $300 > \omega_n^2 \gamma_n > 10$.

В приведенных формулах:

α_0 — коэффициент теплоотдачи для медленно движущегося пара, подсчитанный по формулам в зависимости от режима стекания конденсатной пленки [6];

p_n — давление пара, ата;

ω_n — среднеквадратичная скорость пара, м/сек;

γ_n — удельный вес пара, кг/м³.

Кривые, построенные на рис. 2, согласно формулам (2) и (3), вполне удовлетворяют экспериментальным данным.

Наряду с предложенной эмпирической зависимостью (2) и (3) для среднего скоростного коэффициента при конденсации движущегося пара внутри трубок вертикального пучка получена обобщающая критериальная формула на основании анализа наших опытных данных в указанном выше интервале изменения скоростей и давлений пара.

Эта критериальная зависимость получена также для скоростного коэффициента, но как функция основных критериев движущегося парового потока:

$$\beta = \frac{\alpha_1}{\alpha_0} = 3 Re_n^{0,14} Nu_0^{-0,7} \Pi_d^{0,18}, \quad (4)$$

где $Re_n = \frac{\omega_n d_2}{\nu_n}$ — критерий Рейнольдса для среднеквадратичной скорости пара;

$Nu_0 = \frac{\alpha_0 d_2}{\lambda_k}$ — критерий Нуссельта для «неподвижного» пара;

$Pa = \frac{\omega^2 \gamma_{п} \alpha_0}{g \lambda_k \gamma_k}$ — критерий, учитывающий влияние механического взаимодействия между паровым потоком и конденсатной пленкой.

В критериальном уравнении (4) α_0 определяется для вертикальных трубок по [6] при температурных напорах между паром и стенкой Δt_1 , полученных в опыте.

Конденсация пара в смеси с воздухом. При конденсации водяного пара из движущейся паровоздушной смеси внутри вертикальных трубок непрерывно по мере продвижения потока уменьшается скорость и возрастает парциальное давление воздуха, так как количество пара в смеси уменьшается, а весовое количество воздуха остается неизменным. В результате непрерывно изменяется и коэффициент теплоотдачи со стороны смеси, что приводит к уменьшению теплового потока. Тепловой поток изменяется также вследствие влияния конденсата, стекающего с верхнего участка трубок.

Из полученных нами опытных данных видно существенное влияние различной концентрации воздуха в движущемся паре на процесс конденсации на внутренней поверхности вертикального трубного пучка. Однако это влияние во много раз меньше, чем при конденсации неподвижного пара в присутствии воздуха. Движение потока с относительно большой скоростью срывает застойные зоны у стенок трубок, тем самым уменьшает диффузионное сопротивление парогазовой пленки и увеличивает коэффициент теплоотдачи с паровой стороны.

Влияние присутствия воздуха на скоростной коэффициент в движущемся паровоздушном потоке можно учесть пропорциональной зависи-

мостью $(\epsilon')^{-0.15} \frac{P_{см}}{P_{п}}$, где $\epsilon' = \frac{P_{ва}}{P_{п}}$ — средняя величина относительного объемного содержания воздуха в паре, полученная при среднеквадратичной скорости движения потока через трубный пучок $\omega_{см}$.

Средний скоростной коэффициент при конденсации пара в смеси с воздухом имеет значения:

$$\beta_{см} = \frac{\alpha_{см}}{\alpha_0} = 0,30 P_{п}^{0,05} (\omega_{см}^2 \gamma_{см})^{0,25} (\epsilon')^{-0,15} \frac{P_{см}}{P_{п}} \quad (5)$$

для $5000 > \omega_{см}^2 \gamma_{см} > 300$;

$$\beta_{см} = \frac{\alpha_{см}}{\alpha_0} = P_{п}^{0,05} (\omega_{см}^2 \gamma_{см})^{0,04} (\epsilon')^{-0,15} \frac{P_{см}}{P_{п}} \quad (6)$$

для $300 > \omega_{см}^2 \gamma_{см} \gg 10$.

В формулах (5), (6) $\omega_{см}$ и $\gamma_{см}$ берутся как среднеквадратичные из величин на входе в трубный пучок и выходе из него; парциальное давление пара $P_{п}$ также принято для средней величины скорости потока. Средняя величина ϵ' в опытах доходила до 50% и приведенные зависимости для скоростного коэффициента удовлетворяют диапазону изменения $\epsilon' = 1 \div 50\%$.

В качестве примера, подтверждающего правильность выбранной зависимости для скоростного коэффициента $\beta_{см}$, на рис. 3 построены кривые изменения $\beta_{см}$ от величины ϵ' . Закон изменения кривых для $\beta_{см}$ берется по зависимостям (5), (6), а точки, лежащие в поле кривых и имеющие около

себя числовые величины, означают величину комплекса $0,30 p_n^{0,05} (\omega_{см} \gamma_{см})^{0,25}$, которая входит составной частью в выражение для $\beta_{см}$. Так, верхняя кривая на рис. 3 построена для комплекса $0,30 p_n^{0,05} (\omega_{см} \gamma_{см})^{0,25} = 2,25$, а нижняя — соответственно для 1,25, что отвечает в начальных точках кривых ($\epsilon' = 0$) при давлении пара $p_n = 1 \text{ атм}$ величинам $\omega_{см}^2 \gamma_{см} = 3000$ и 300.

Все точки, расположенные в поле верхней кривой на рис. 3, относятся к движущейся паровоздушной смеси с почти одинаковой средней кинетической энергией потока, хотя эти потоки значительно отличаются между собой по содержанию воздуха в паре ($\epsilon' \approx 0 \div 48\%$), и парциальному давлению пара, которое менялось в пределах $p_n = 0,13 \div 0,45 \text{ атм}$.

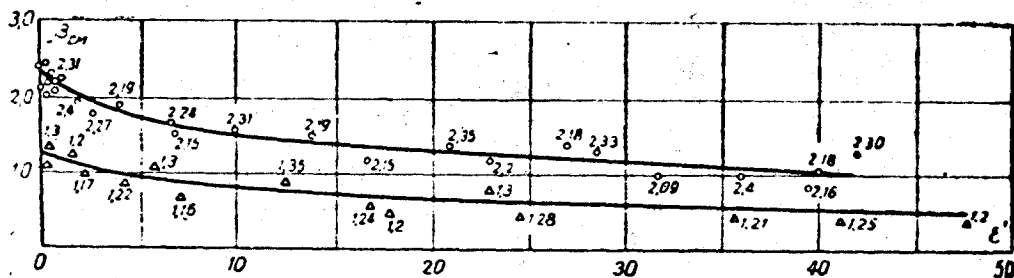


Рис. 3. Изменение скоростного коэффициента $\beta_{см}$ в зависимости от ϵ' .

Изменение $\beta_{см}$ на верхней кривой дается при постоянном комплексе $0,30 p_n^{0,05} \times (\omega_{см}^2 \gamma_{см})^{0,25} = 2,25$, а на нижней кривой — при $0,30 p_n^{0,05} (\omega_{см}^2 \gamma_{см})^{0,25} = 1,25$

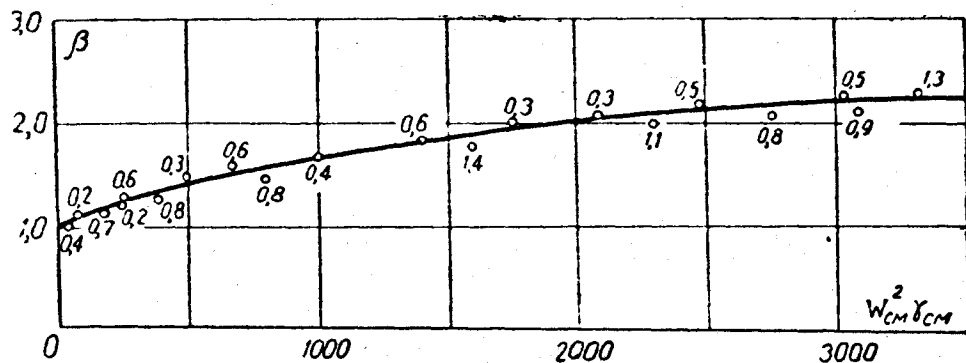


Рис. 4. Изменение скоростного коэффициента $\beta_{см}$ в зависимости от параметра потока $\omega_{см}^2 \gamma_{см}$ при содержании воздуха в паре $\epsilon' = 0,2 \div 1,4\%$

На нижней кривой рис. 3 показано изменение $\beta_{см}$ для паровоздушной смеси различной концентрации ($\epsilon' = 0 \div 40\%$) с парциальным давлением пара, изменяющимся в пределах $p_n = 0,28 \div 1 \text{ атм}$.

Отклонения числовых значений нанесенных точек не превышают $\pm 10\%$.

Удовлетворительное их расположение относительно расчетных кривых свидетельствует о том, что зависимость изменения скоростного коэффициента в функции относительного объемного содержания воздуха в паре, т. е.

$$\beta_{см} \propto (\epsilon')^{-0,15} \frac{p_{см}}{p_n}, \text{ выбрана удачно.}$$

На рис. 4 показано изменение скоростного коэффициента со стороны пара атмосферного давления в присутствии небольшого объемного содержа-

ния воздуха в нем. Кривая изменения скоростного коэффициента $\beta_{см}$ в зависимости от величины параметра $\omega_{см}^2 \gamma_{см}$ рассчитана для чистого пара по формулам (2), (3), а лежащие в области кривой точки означают действительные скоростные коэффициенты в присутствии воздуха в паре (числовые значения у точек показывают среднее количество воздуха в паре $\epsilon' = 0,2 \div 1,4$ в %). Из рисунка видно, что точки располагаются весьма близко от кривой, означающей изменение $\beta = f(\omega_{п}^2 \gamma_{п})$ для чистого пара. Это свидетельствует о том, что присутствие воздуха в паре до 1 % при движении потока с определенной скоростью ($\omega_{п}^2 \gamma_{п} > 10$) существенного влияния на процесс конденсации пара не оказывает. Отклонение точек от кривой не превышает $\pm 5\%$. Поэтому при $\epsilon' < 1\%$ можно пользоваться зависимостями (2) и (3) для скоростного коэффициента при конденсации чистого пара.

Наряду с полученными эмпирическими зависимостями для скоростного коэффициента при конденсации пара из паровоздушной смеси на поверхности вертикального трубного пучка материалы опытов были обобщены в критериальной форме.

Предлагаемая критериальная зависимость устанавливает связь между двумя происходящими процессами при конденсации пара в смеси с воздухом, а именно тепло- и массообменом, которые происходят на границе двух сред.

Эта критериальная зависимость, обобщающая опытные данные по конденсации пара из паровоздушной смеси на поверхности вертикальных труб, удовлетворяет выведенному уравнению для массообмена

$$Nu_D = 4 Re_{см}^{0,3} (\epsilon')^{-0,25} \Pi_d^{-\frac{1}{3}}. \quad (7)$$

В формуле (7):

$$Nu_D = \frac{\beta_p d_p}{D_p} \text{ — диффузионный критерий Нуссельта;}$$

$$Re_{см} = \frac{\omega_{см} d_p}{\nu_{см}} \text{ — критерий Рейнольдса для среднеквадратичной скорости смеси;}$$

$$\Pi_d = \frac{\Delta p_{п}}{\rho_{см}},$$

где $\Delta p_{п}$ — разность парциальных давлений пара между ядром и поверхностью пленки.

При проведении опытов с паровоздушной смесью основные параметры ее менялись в следующих интервалах:

$$\rho_{см} = 0,15 \div 1,05 \text{ ама; } t_{п} = 51 \div 100^\circ\text{C;}$$

$$Re_{см} \approx 1850 \div 45000; \Pi_d = 0,03 \div 0,47; \epsilon' = 0,01 \div 0,48.$$

ВЫВОДЫ

1. Результаты исследования процесса конденсации чистого пара и пара из паровоздушной смеси на поверхности трубок вертикального пучка показывают:

а) что скорость пара и паровоздушной смеси существенно интенсифицирует процесс теплообмена, что выражается зависимостями:

$$\alpha_1 \sim (\omega^2 \gamma)^{0,25} \text{ при } 5000 > \omega^2 \gamma > 300;$$

$$\alpha_1 \sim (\omega^2 \gamma)^{0,04} \text{ при } 300 \geq \omega^2 \gamma > 10;$$

б) что влияние воздуха в движущемся паре на теплообмен описывается зависимостью:

$$\alpha_1 \sim (\varepsilon')^{-0,15} \frac{P_{см}}{P_n}, \text{ где } \varepsilon' > 1 \text{ в } \%.$$

Опытами не обнаружено влияния на теплообмен воздуха в движущемся паре до $\varepsilon' \leq 1\%$;

в) что процесс теплообмена несколько улучшается с ростом абсолютного давления пара

$$\alpha_1 \sim p_n^{0,05}, \text{ (} p_n \text{ в } \text{атм)}.$$

2. На основании проведенных опытов с конденсацией чистого пара получена обобщенная зависимость для скоростного коэффициента (4), которая позволила установить связь между основными критериями движущегося парового потока.

3. Критериальное уравнение (7) позволяет более надежно оценить общий коэффициент теплоотдачи от паровоздушной смеси к стенке трубы для разных условий двух связанных процессов (тепло- и массообмена) в сравнении с эмпирическими формулами для общего коэффициента теплоотдачи со стороны смеси.

ЛИТЕРАТУРА

1. Берман Л. Д. Экспериментальное исследование конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов. «Теплоэнергетика» № 6, 1957.
2. Берман Л. Д., Фукс С. Н. Массообмен в конденсаторах с горизонтальными трубками при содержании в паре воздуха. «Теплоэнергетика» № 8, 1958.
3. Рачко В. А. Экспериментальное исследование влияния скорости и состава паровоздушной смеси и глубины вакуума на процесс теплообмена при конденсации водяного пара. ЖТФ, т. XVI, 3, 1956.
4. Jacob M. Erk, S. Eck. H. Phys. Zeitschrift, № 3, 1935.
5. Кутателадзе С. С. Теплопередача при конденсации и кипении. Машгиз, 1952.
6. Кутателадзе С. С., Боршанский В. М. Справ. по теплопередаче. Госэнергоиздат, 1959.