

2/37

Chimičeskoe i neftjanoe mašinostroenie
(1968) 3, S. 17 - 20

Gel'perin, N.I., Dr. d. techn. Wiss., V.G. Ajnštejn, Dr.
d. techn. Wiss., A.V. Zajkovskij, Kand. d. techn. Wiss.:

Hydraulische und wärmetechnische Eigen-
schaften eines Fließbettes mit waage-
rechten Rohrbündeln

Zur Untersuchung der hydraulischen und wärmetechnischen Eigenschaften eines Fließbettes mit fluchtenden waagerechten Rohrbündeln wurde ein Gerät mit dem quadratischen Querschnitt 380 X 380 mm und der Höhe 300 mm verwandt. Als Gasverteilerboden diente eine Platte mit der Dicke 7 mm und Öffnungen mit dem Durchmesser 1 mm; der Anteil des freien Querschnitts betrug $\varphi = 1,0\%$. Der Verteilerboden war - um den Abrieb harter Teilchen zu vermeiden - mit einem feinen Netz bedeckt. Von oben her war das Gerät mit einer netzförmigen Kappe abgeschlossen, die den Flugstaub bei Versuchen mit hohen Luftgeschwindigkeiten verhinderte.

Die Koeffizienten des Wärmeübergangs von den Rohren des Bündels an das Fließbett wurden mit Hilfe von Thermoelementen gemessen (Zeichnung 1). Auf ein Rohr - 4 - wurde über eine Glimmerschicht - 6 - bifilar eine Nichrom-Spirale - 5 - aufgewickelt, deren Enden mit einer Kupferleitung durch die Öffnungen in der Kappe - 1 - hinausgeführt wurden. Von außen wurde die Wärmespirale mit Schamotteton umgeben und mit zwei Schichten Glasband überzogen. Zwischen die Textolite-Kappen - 1 - wurde ein dickwandiges Kupferrohr - 2 - mit dem Außendurchmesser $d_T = 20$ mm eingefügt, in dessen Wand längs der Seitenlinie ein Kanal mit 2 mm Durchmesser und 65 mm Länge ausgebohrt wurde. Die Leiter des Differentialthermopaars für die Messung des Temperaturgefälles zwischen der Rohrwand und dem Fließbett fügte man mittels einer Durchgangs-

bohrung in der Kappe in den Kanal ein; die Hauptlötstelle - 3 - wurde mit Hilfe eines Niets - 7 - eingespannt. Die Herstellung der Kappen - 1 - aus Textolite führte zu einem Minimum an Wärmeverlust durch das Befestigungssystem des Thermoelements (weniger als 1% der Gesamtwärme). Die Nebenlötstelle des Differentialthermopaars des Thermoelements ordnete man in einer Entfernung von ~ 50 mm von der Stirnseite der Wärmeabgabefläche an. Die Temperatur der Schicht wurde durch ein einpunktiges Thermopaar gemessen.

Ein fluchtendes waagerechtes Rohrbündel faste man aus Thermoelementen und Heizelementen zusammen. Letztere waren im Gegensatz zu den Thermoelementen nicht mit einem Thermopaar ausgestattet und besaßen ein dünneres Rohr - 2 - . Bei den untersuchten Rohrbündeln wurden Thermoelemente mit ähnlichen thermoelektrischen Charakteristika unter gleichen Betriebsbedingungen verwandt. Die senkrechte Teilung s_v der Rohre in den Bündeln blieb im Bereich $d_T < s_v < 2d_T$, die waagerechte - im Bereich $2d_T < s_g < 9,5 d_T$. Die Anzahl der waagerechten Reihen war in der Regel gleich neun, während sich die Anzahl der Rohre in jeder Reihe zwischen neun ($s_g = 2d_T$) und eins ($s_g = 9,5d_T$) änderte. Die Lage des Thermoelements in den Rohrbündeln ist bedingt durch eine zweistellige Zahl gekennzeichnet: die erste Ziffer ist die Nummer der waagerechten (von links nach rechts verlaufenden) Reihe, in der sich das zu untersuchende Thermoelement befindet; die zweite - ist die Nummer für die vertikale Richtung (von oben nach unten verlaufend).

Bei der Pseudoverflüssigung durch Luft kamen drei enge Fraktionen (Nr 1 - 3) von Sand zum Einsatz:

- Äquivalenter Durchmesser d_e der Teilchen
in mm
- Lockerungsgeschwindigkeit w_l (bei Ver-
ringerung der Luftgeschwindigkeit) in m/sec
- Porosität ϵ der Schicht bei der Locke-
rungsgeschwindigkeit

Das spezifische Gewicht von Quarzsand γ ist 2660 kp/m^3 ; der Formfaktor der Teilchen ist $\Phi = 0,84$.

Die Temperatur der Schicht t_s änderte sich während der Versuche im Bereich zwischen 17 und 60°C .

Bei der Anordnung eines fluchtenden waagerechten Rohrbündels ändern sich in einem Fließbett die hydraulischen Widerstände vor dem Bündel, in der Bündelzone und dahinter genauso wie bei der Anordnung senkrechter Rohrbündel [1]. Es läßt sich dabei mit einer Vergrößerung der senkrechten Teilung s_v von d_T bis $2d_T$ ein geringes Zunehmen (bis $\sim 7\%$) des Widerstands der Schicht Δp beobachten. Eine Verringerung von s_g von $9,5 d_T$ auf $2d_T$ führt dagegen zu einer gewissen Abnahme (bis $\sim 3\%$) von Δp .

Die Porosität ϵ in der Zone des Rohrbündels hängt praktisch nicht von der Größe s_v und der Anzahl der Rohrreihen ab [2]; es gilt:

, (a)

wobei w und w_v - jeweils die Betriebsgeschwindigkeit und die Schwebegeschwindigkeit sind;

ϵ - die bedingte Porosität ist (das Verfahren für die experimentelle Bestimmung der Größen ϵ und z ist in Aufsatz [2] dargelegt).

Unter den Bedingungen der durchgeführten Versuche ist

, (b)

wobei $Ar =$

(c)

die archimedische Zahl ist; ν und γ - jeweils die kinematische Viskosität und das spezifische Gewicht der Luft sind.

Vorhergehende Versuche hatten gezeigt, daß die Orien-

tierung der Abdichtungsstelle der Hauptlötstelle des Thermoelements in Richtung des Luftstroms und die thermische Beanspruchung des Thermoelements die Größe der Wärmeübergangszahl α nicht beeinflussen.

Die Thermoelemente wurden in einer Hälfte des Apparats angeordnet, da eine Änderung der Werte der Wärmeübergangszahl in Abhängigkeit von der Lage des Rohrbündels in bezug auf die durch die Achsen der mittleren Thermoelemente der waagerechten Reihen verlaufenden Vertikalebene nicht beobachtet wurde (Zeichnung 2).

Die an der Wand des Apparats befindlichen Thermoelemente zeigen bei $s_g = 2d_T$ ein merkliches Absinken der Werte der Wärmeübergangszahl, was sich mit dem Einfluß der Wände des Apparats erklären läßt.

Eine Reduzierung der in die Anlage geschütteten Sandmenge von 90 auf 60 kg (d.h. eine Reduzierung der Höhe der unbeweglichen Schicht von 480 auf 320 mm) führte nicht zu einer wesentlichen Änderung der Größe α ; es wurde lediglich eine unbedeutende Verringerung dieser Größe festgestellt.

Die Untersuchung des Einflusses des Abstandes h_T der Rohre vom Gasverteilerboden erfolgte mit einer einzelnen waagerechten Rohrreihe, wobei h_T zwischen 0,028 und 0,716 m bei $H_0 \approx 0,4$ m geändert wurde. Aus Zeichnung 3 ist ersichtlich, daß bei einer Vergrößerung von h_T die Größe α_{\max} in der Regel geringfügig zunimmt $\alpha_{\max} \sim h_T^{0,04}$. Dieses Anwachsen setzt sich fort bis sich das Thermoelement in der Nähe des Verteilerbodens oder im Bereich der Verdünnungsphase des Fließbetts - in dem Gebiet der Pulsation der Schicht - befindet, wo α sich verringert. Da das Aussehen der Kurve $\alpha_{\max} = f(h_T)$ im allgemeinen von der Konstruktion des Apparats, dem Typ des Verteilerbodens und anderen Faktoren, die auf die Porositätsverteilung in der Schichthöhe Einfluß nehmen, abhängt, ist die Einführung eines Faktors, der h_T enthält,

für α_{\max} in die endlichen Berechnungsformeln nicht gerechtfertigt, umso mehr als der Einfluß dieser Größe unbedeutend ist.

Aus Zeichnung 3 geht weiter hervor, daß sich die Größe α_{\max} beim Übergang zu engeren Bündeln verringert; dies läßt sich wahrscheinlich mit ihrer einengenden Wirkung auf das Fließbett erklären. In der Literatur wurde wiederholt auf die Einwirkung der im Fließbett angebrachten Teile auf seine Struktur, Vermischungsintensität und den Wärmeaustausch hingewiesen [3 - 5]. Die einengende Wirkung der Rohre auf die Schicht kann man durch Einführung des Parameters $1 - \frac{d_T}{s_g}$ berücksichtigen.

Die Abhängigkeit von α_{\max} von diesem Parameter (unter Berücksichtigung der Daten mehrerer anderer Autoren) ist in Zeichnung 4 dargestellt. Möglicherweise läßt sich das von N.V. Antonišin und S.S. Zabrodskij¹ [6] festgestellte Absinken von α_{\max} mit der Vergrößerung des Rohrdurchmessers (bei $d_T \geq 14$ mm) gerade durch das Kleinerwerden des Parameters $1 - \frac{d_T}{s_g}$ erklären.

Bei der Verallgemeinerung der Versuchswerte der maximalen Wärmeübergangszahl wurde als Basis die Abhängigkeit

<d>

(wobei α - der Proportionalitätsfaktor ist) angenommen, die von N.N. Varygin und I.G. Martjušin^V [9] vorgeschlagen und in einem hinreichend weiten Bereich der Werte der archimedischen Zahl überprüft worden war.

¹ In den Versuchen von N.V. Antonišin und S.S. Zabrodskij ist für einen Apparat mit dem Durchmesser 180×180 mm offensichtlich $s_g = 40$ mm.

Unter Berücksichtigung des Einflusses des geometrischen Parameters erhalten wir

$$, (1)$$

wobei $Nu_{\max} =$ (e)

ist; λ - die Wärmeleitfähigkeit der Luft bei der Temperatur der Schicht ist.

Die Gleichung (1) wurde im Bereich der Werte der archimedischen Zahl von 215 bis 2200 geprüft; sie stimmt jedoch mit den Versuchangaben anderer Autoren für einen größeren Bereich $10 \leq Ar \leq 10^6$ überein.

Die experimentelle Untersuchung des Wärmeaustausches zwischen fluchtenden waagerechten Rohrbündeln und einem Fließbett verschiedener Quarzsandfraktionen ergab, daß die Wärmeübergangszahl für ein beliebiges Rohr des Bündels bei einer Reduzierung der senkrechten Teilung s_v innerhalb des Bereiches $d_T \lesssim s_v \lesssim 2d_T$ geringfügig kleiner wird. Eine Vergrößerung der vertikalen Teilung kann zu einer Vergrößerung von α infolge einer gewissen Erhöhung von α_{\max} durch h_T führen (Zeichnung 3); angesichts der schwachen Abhängigkeit von α_{\max} von h_T ist es jedoch schwer, die Änderung der Größe α festzustellen. So hob sich bei einer Änderung der Teilung von 20 auf 40 mm die obere Reihe um 180 mm und nach Zeichnung 3 muß die Größe α nur um 5 % zunehmen. Ein anderer möglicher Grund für die Abhängigkeit von α von der vertikalen Teilung ist die gegenseitige hydrodynamische Abschirmung der Rohre. Wie jedoch die Versuche von N.I. Gel'perin, V.G. Ajnštejn und F.D. Aronovič [10] zeigten, macht sich die Abschirmung nicht bemerkbar, wenn ihre Abmessungen - senkrecht zur Anströmrichtung - nicht über die Abmessungen der Wärmeabgabefläche hinausgehen.

Aus Zeichnung 5 geht hervor, daß sich der Wert α_{\max} von Thermoelement zu Thermoelement (von unten nach oben) verringert, später aber anwächst und sogar um einiges größer sein kann als die Werte α_{\max} bei Anordnung des Thermoelements in einer einzigen waagerechten Reihe. Somit werden die kleinsten Werte von α im Innern des Bündels beobachtet. Ein Ausschalten der Erwärmung einiger oberer Rohrreihen führte zu einer verhältnismäßig geringen Erhöhung von α_{\max} für die mittleren Reihen (Zeichnung 5). Beim Ausschalten der Erwärmung einzelner Rohre wurden die Wärmeübergangszahlen der ihnen benachbarten Rohre ebenfalls etwas größer. A.P. Baskakov [11] beobachtete eine analoge Abnahme der Wärmeübergangszahl von einer Kugel in einem Fließbett, das von 9 - 12 solcher Kugeln aus wärmeleitendem Werkstoff umgeben war.

Aus dem Dargelegten folgt, daß man mit einer Genauigkeit bis zu $\pm 5\%$ die maximale Wärmeübergangszahl für alle Rohre eines fluchtenden Bündels mit einer beliebigen Anzahl von Rohren nach Formel (1) berechnen kann.

Die Anwendung der früher vorgeschlagenen Methode [2] ermöglicht die Bestimmung der Wärmeübergangszahlen in einem weiten Änderungsbereich der Betriebsgeschwindigkeit des Gases w . Die Ergebnisse einer solchen Berechnung sind für einige Rohre verschiedener fluchtender Bündel in Zeichnung 6 dargestellt, auf der man ihre befriedigende Übereinstimmung mit den Versuchsdaten feststellen kann (die gestrichelten Linien entsprechen einer $\pm 10\%$ -igen Abweichung).

Auf die Intensität des Wärmeaustauschs zwischen einem Fließbett und waagerechten Rohrbündeln übt bei kleinen Werten von w die Konstruktion des Gasverteilerbodens Einfluß aus. So führte eine Vergrößerung des Anteils des freien Querschnitts des durchlöcherten Verteilerbodens von 1,0 auf 1,44 % (der Durchmesser der Öffnungen blieb unverändert) zu einem Absinken von Q am aufsteigenden Ast der Kurve $\alpha - w$, rief jedoch keine Veränderungen von α in der

Nähe des Maximums und darüber hinaus hervor. Ein analoger Einfluß des Anteils des freien Querschnitts des Verteilers wurde früher [3] für senkrechte Rohrbündel festgestellt.

Erläuterungen zu den Zeichnungen

Z e i c h n u n g 1

Schematische Darstellung der Konstruktion des Thermoelements

Z e i c h n u n g 2

Änderung der Werte der maximalen Wärmeübergangszahl α_{\max} in Abhängigkeit von der Lage der Rohre eines Bündels hinsichtlich der Vertikal-ebene, die durch die Achsen der mittleren Thermoelemente der waagerechten Reihen verläuft ($d_e = 0,164$ mm; Entfernung der unteren Bündelreihe vom Verteiler $h = 264$ mm; Gewicht des Sandes $G = 90$ kg; Höhe der unbeweglichen Sandschicht $H_0 = 480$ mm; in der Schicht sind 81 Rohre; $s_g = 2 d_T$, $s_v = 21,2$ mm) :

- - die übliche Lage der Rohre des Bündels
- × - die Lage der Rohre des Bündels um 180° im Verhältnis zur üblichen Lage gedreht

Z e i c h n u n g 3

Abhängigkeit der maximalen Wärmeübergangszahl α_{\max} vom Abstand h_T des mittleren Rohrs einer einzelnen waagerechten Reihe zum Gasverteilerboden (System Luft - Sand; $d_e = 0,263$ mm) :

- ⊙ - einzelnes Rohr;
- + - Reihe aus drei Rohren ($s_g = 6 d_T$)

- - Reihe aus fünf Rohren
($s_g = 4 d_T$)
- × - Reihe aus neun Rohren
($s_g = 2 d_T$)

Z e i c h n u n g 4

Abhängigkeit der maximalen Wärmeübergangszahl α_{max} von der Größe

$$1 - \frac{d_T}{s_g} \quad (\text{System Luft - Quarz-}$$

sand; $d_e = 0,26 \text{ mm}$):

- - Versuche mit senkrechten Rohrbündeln [3];
- - Versuche von Ja.P. Slapkov [7] mit einzelnen senkrechten Rohren mit dem Durchmesser 6,8 und 3,4 mm;
- ×
und
△ - Versuche von N.V. Antonis^Vin und S.S. Zabrodskij [8] jeweils mit waagerechten und senkrechten einzelnen Rohren mit dem Durchmesser 28, 21 und 14 mm;
- + - Versuche der Autoren mit einzelnen waagerechten Reihen
- ▽
und
● - Versuche derselben Autoren [8] mit Bündeln waagerechter ($s_g = 28 \text{ mm}$) und senkrechter ($s_g = 20 \text{ mm}$) Rohre mit dem Durchmesser 14 mm;

Z e i c h n u n g 5

Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl α_{max} der mittleren Rohre einer waagerechten Reihe vom Abstand zwischen

Thermoelement und Verteilerboden
(N° - Nummer des Thermoelements,
von oben gerechnet) bei unterschied-
licher Anzahl von Rohren im Bündel
($d_e = 0,164$ mm; $h = 174$ mm;
 $s_g = 2d_T$; $s_v = 2d_T$):

- - 9 Reihen;
- × - 5 Reihen;
- + - 3 Reihen;
- - 2 Reihen

Z e i c h n u n g 6

Vergleich der Versuchs- mit den Be-
rechnungswerten der Wärmeübergangs-
zahl für Rohre eines Bündels:

Anzahl der Rohre in
einem Rohrbündel

Äquivalenter Durch-
messer der Teilchen
der Fraktion in mm

Bezeichnung des
Thermoelements
auf der Zeichnung

L i t e r a t u r

1. Gel'perin, N.I., Ajnštejn, V.G., Romanova, N.A.
"Chimičeskaja promyšlennost'", 1962, N° 11
2. Gel'perin, N.I., Ajnštejn, V.G., Zajkovskij, A.V.
"Chimičeskaja promyšlennost'", 1966, N° 6
3. Gel'perin, N.I., Ajnštejn, V.G., Romanova, N.A.
"Chimičeskaja promyšlennost'", 1963, N° 11
4. Fridland, M.I. "Chimičeskoe mašinostroenie", 1962, N° 4
5. Tamarin, A.I. "Inženerno-fizičeskij Žurnal", 1963, t. 6,
N° 7
6. Antonis'in, N.V., Zabrodskij, S.S.
"Inženerno-fizičeskij Žurnal", 1963, t. 6,
N° 11
7. Slapkov, Ja.P. "Inženerno-fizičeskij Žurnal", 1966, t. 10,
N° 3
8. Zabrodskij, S.S. Hidrodinamika i teploobmen v psevdoožič-
žennom sloe. M.-L., Gosenergoizdat, 1963
9. Varygin, N.N., Martjušin, I.G.
"Chimičeskoe mašinostroenie", 1959, N° 5
10. Gel'perin, N.I., Ajnštejn, V.G., Aronovič, F.D.
"Chimičeskoe mašinostroenie", 1962, N° 5
11. Baskakov, A.P., Veršinina, V.S.
"Inženerno-fizičeskij Žurnal", 1963, t. 6,
N° 8

Stuttgart, den 18. 12. 1968

i.A.



(Monika Wagenknecht)

Dipl.-Übersetzerin

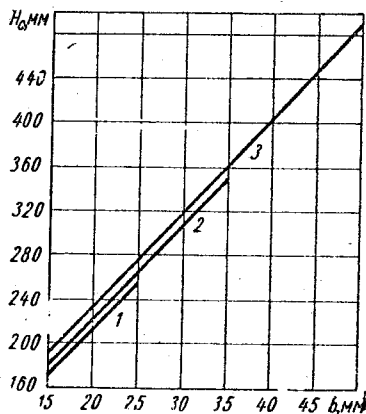


Рис. 7. Зависимость высоты сепаратора H_c от расстояния между элементами b при различных диаметрах сепаратора D_c :
1) $D_c = 400 \div 800$ мм; 2) $D_c = 1000 \div 2000$ мм; 3) $D_c > 2000$ мм

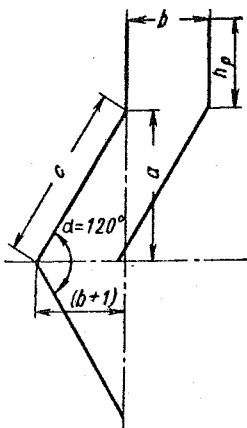


Рис. 8. К расчету высоты сепаратора

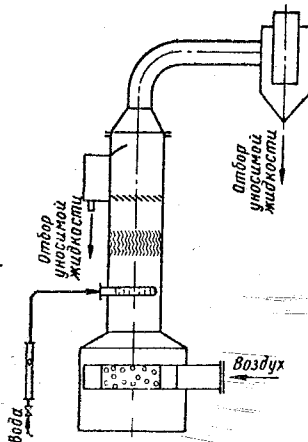


Рис. 9. Схема опытного стенда

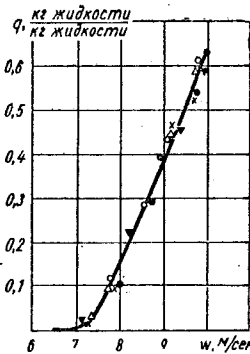


Рис. 10. Зависимость относительного уноса жидкости q от скорости воздуха w при различных количествах орошающей жидкости $L_{жс}$:
● — $L_{жс} = 450$ л/ч; × — $L_{жс} = 650$ л/ч; ▼ — $L_{жс} = 870$ л/ч; ○ — $L_{жс} = 1080$ л/ч; △ — $L_{жс} = 1300$ л/ч

Расчет допустимой скорости пара (газа) в сепараторе с отбойной насадкой проводится по формуле, приведенной в работе [2]:

$$u_0 = B \varphi \left[\frac{\sigma (\gamma_{жс} - \gamma_г)}{\gamma_г^2} \right]^{1/4}$$

где u_0 — допустимая скорость пара (газа) в поперечном сечении отбойной насадки в м/сек; B — постоянный коэффициент, равный 0,5; φ — живое сечение насадки в м²/м²; σ — поверхностное натяжение в дин/см; $\gamma_{жс}$ и $\gamma_г$ — плотность соответственно жидкости и пара (газа) в кг/м³.

Паро-жидкостной сепаратор испытан в Гипрокаучуке на колоннах диаметром 400, 600 и 1200 мм на системе воздух—вода.

Для проведения специальных испытаний сепаратора был построен опытный стенд (рис. 9). При испытаниях проводились

замеры количества уносимой через сепаратор жидкости при подаче различных количеств жидкости и газа, а также замеры сопротивления сепаратора в зависимости от скорости газа в колонне.

На рис. 10 представлена зависимость относительного уноса жидкости от скорости воздуха при различных орошениях. Как видно из рис. 10, при скоростях < 6,5 м/сек уноса жидкости не наблюдается, и только при скоростях > 8 м/сек унос жидкости составляет 15%.

Зависимость сопротивления сепаратора Δp_c от скорости воздуха w представлена на рис. 3. Из рис. 3 видно, что даже при значительных скоростях газа сопротивление сепаратора небольшое.

Литература

1. Ульянов Н. Н., Шпорхун В. И. «Химическое машиностроение», 1963, № 3. 2. Сорокин Ю. Л. «Энергомашинностроение», 1961, т. 7, № 2.



УДК 66.045.2 : 66.096.5

Гидравлические и теплообменные характеристики псевдооживленного слоя с горизонтальными пучками труб

Доктора техн. наук Н. И. ГЕЛЬПЕРИН, В. Г. АЙНШТЕЙН, канд. техн. наук А. В. ЗАЙКОВСКИЙ

Для изучения гидравлических и теплообменных характеристик псевдооживленного слоя с коридорными пучками горизонтальных труб был использован аппарат квадратного сечения 380×380 мм, высотой 800 мм. Газораспределительной решеткой служила плита толщиной 7 мм с отверстиями диаметром 1 мм; доля живого сечения $\varphi = 1,0\%$. Решетка во избежание провала твердых частиц была покрыта мелкой сеткой. Сверху аппарат был закрыт сетчатой крышкой, предотвращавшей унос в экспериментах с высокими скоростями воздуха.

Коэффициенты теплоотдачи от труб пучка к псевдооживленному слою измеряли с помощью термоэлементов (рис. 1). На трубку 4 поверх слоя слюды 6 бифилярно наматывали нихромовую спираль 5, концы которой выводили медным проводом

через отверстия в колпачке 1. Снаружи греющую спираль обмазывали шамотной глиной и покрывали двумя слоями ленты из стеклоткани. Между текстолитовыми колпачками 1 была зажата толстостенная медная труба 2 с наружным диаметром $d_н = 20$ мм, в стенке которой вдоль образующей высверлен канал диаметром 2 мм и длиной 65 мм. Термоэлектродные провода дифференциальной термопары для измерения разности температур между стенкой трубы и псевдооживленным слоем вставляли в канал через сквозное отверстие в колпачке; горячий спай 3 зажимали с помощью заклепки 7. Изготовление колпачков 1 из текстолита сводило к минимуму (менее 1% от общего количества тепла) потери тепла через систему крепления термоэлемента. Холодный спай дифференциальной термопары термоэлемента располагали на расстоянии ~50 мм от торца

теплоотдающей поверхности. Температуру слоя измеряли одноточечной термопарой.

Коридорный пучок горизонтальных труб собирали из термоэлементов и нагревателей. Последние, в отличие от термоэлементов, не были снабжены термопарой и имели более тонкую трубу 2. В исследованных трубных пучках применяли термоэлементы с близкими термоэлектрическими характеристиками

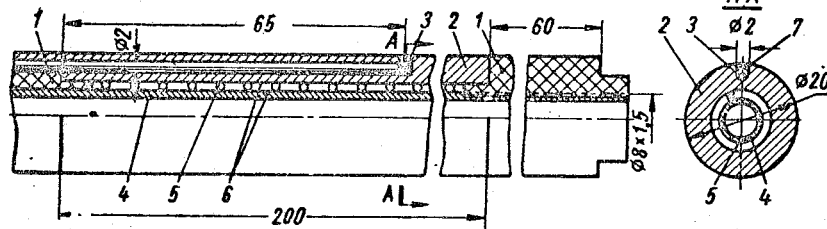


Рис. 1. Схема конструкции термоэлемента

в идентичных рабочих условиях. Вертикальный шаг s_v труб в пучках находился в пределах $d_T < s_v < 2d_T$, горизонтальный — в пределах $2d_T < s_h < 9,5d_T$. Число горизонтальных рядов, как правило, равнялось девяти, а число труб в каждом ряду изменялось от девяти ($s_h = 2d_T$) до одной ($s_h = 9,5d_T$). Место расположения термоэлемента в трубных пучках условно обозначено двухзначным числом: первая цифра — номер горизонтального (слева направо) ряда, в котором находится рассматриваемый термоэлемент, а вторая — номер по вертикали (сверху вниз).

Псевдооживленному воздуху подтвержали три узкие фракции (№ 1—3) песка:

| | № 1 | № 2 | № 3 |
|--|-------|-------|-------|
| Эквивалентный диаметр d_3 частиц в мм | 0,164 | 0,263 | 0,352 |
| Скорость w' начала псевдооживления (при уменьшении скорости воздуха) в м/сек | 0,035 | 0,080 | 0,134 |
| Порозность ϵ_0 слоя в точке начала псевдооживления | 0,447 | 0,468 | 0,477 |

Удельный вес γ_r кварцевого песка 2660 кг/м^3 ; фактор формы частиц $\Phi = 0,84$.

Температура слоя t_c в опытах изменялась от 17 до 60°C .

При размещении в псевдооживленном коридорного пучка горизонтальных труб гидравлические сопротивления до пучка, в зоне пучка и после него изменяются так же, как и при размещении вертикальных пучков труб [1]. При этом с увеличением вертикального шага s_v от d_T до $2d_T$ наблюдается небольшой (до $\sim 7\%$) рост сопротивления слоя Δp . Уменьшение s_h с $9,5d_T$ до $2d_T$, напротив, приводит к некоторому (до $\sim 3\%$) уменьшению Δp .

Порозность ϵ в зоне трубного пучка практически не зависит от величины s_v и количества рядов труб [2], причем

$$\epsilon = e \left(\frac{w}{w_0} \right)^z,$$

где w и w_0 — соответственно рабочая скорость и скорость витания; e — условная порозность (метод экспериментального определения величин e и z изложен в работе [2]).

В условиях проведенных опытов

$$e = \left(1 - \frac{0,37 \text{ Ag}}{\text{Ag} - 20} \right) \varphi \frac{0,37 \text{ Ag}}{\text{Ag} + 270},$$

где $\text{Ag} = \frac{g d_3^3 \Phi^3}{\nu^2} \cdot \frac{\gamma_r - \gamma}{\gamma}$ критерий Архимеда; ν и γ — соответственно кинематическая вязкость и удельный вес воздуха.

Предварительные эксперименты показали, что ориентация места заделки горячего спая термоэлемента относительно направления воздушного потока и тепловая нагрузка термоэлемента не влияют на величину коэффициента теплоотдачи α .

Термоэлементы размещали в одной половине аппарата, так как изменения значений коэффициента теплоотдачи в зависимости от расположения труб пучка относительно вертикальной плоскости, проходящей через оси центральных термоэлементов горизонтальных рядов, не наблюдалось (рис. 2).

Термоэлементы, находящиеся у стенки аппарата, обнаруживают при $s_v = 2d_T$ заметное понижение значений коэффициента теплоотдачи, которое можно объяснить влиянием стенок аппарата.

Уменьшение количества загруженного в аппарат песка с 90 до 60 кг (высоты неподвижного слоя с 480 до 320 мм) не привело к существенному изменению величины α ; отмечено лишь незначительное ее уменьшение.

Исследование влияния на теплообмен расстояния h_T труб от газораспределительной решетки проводили с одиночным горизонтальным рядом труб, причем h_T изменяли от 0,028 до 0,716 м при $H_0 \approx 0,4$ м. Из рис. 3 видно, что при увеличении h_T величина α_{max} , как правило, незначительно увеличивается $\alpha_{\text{max}} \sim h_T^{0,04}$. Это увеличение продолжается до тех пор, пока термоэлемент не оказывается вблизи решетки или в области разбавленной фазы псевдооживленного слоя — в зоне всплесков, выбросов из слоя, где α уменьшается. Так как вид кривой $\alpha_{\text{max}} = f(h_T)$ в общем случае зависит от конструкции аппарата, типа газораспределительного устройства и других факторов, влияющих на распределение порозности по высоте слоя, то введение в конечные расчетные формулы для α_{max} множителя, содержащего h_T , неравномерно, тем более что влияние этой величины незначительно.

Из рис. 3 видно также, что величина α_{max} уменьшается при переходе к более тесным пучкам; это, вероятно, объясняется их

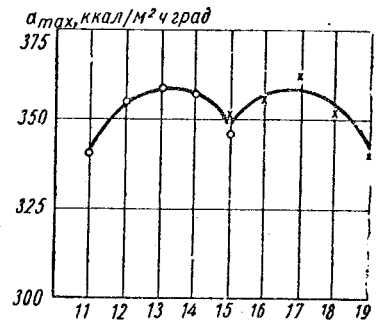


Рис. 2. Изменение значений максимального коэффициента α_{max} теплоотдачи в зависимости от расположения труб пучка относительно вертикальной плоскости, проходящей через оси центральных термоэлементов горизонтальных рядов ($d_3 = 0,164$ мм; расстояние нижнего ряда пучка от решетки $h = 264$ мм; вес песка $G = 90$ кг; высота неподвижного слоя песка $H_0 = 480$ мм; в слое 31 труба; $s_h = 2d_T$, $s_v = 21,2$ мм);

\circ — обычное расположение труб пучка; \times — расположение труб пучка, развернутое на 180° по отношению к обычному

стесняющим действием на псевдооживленный слой. В литературе неоднократно отмечалось [3—5] воздействие деталей, помещенных в псевдооживленный слой, на его структуру, интенсивность перемешивания и теплообмен. Стесняющее действие

труб на слой можно учесть введением параметра $\left(1 - \frac{d_T}{s_h} \right)$.

Зависимость α_{max} от этого параметра (с учетом данных ряда других авторов) представлена на рис. 4. Возможно, что понижение α_{max} с увеличением диаметра трубы (при $d_T \geq 14$ мм), отмечаемое Н. В. Антонининым и С. С. Забродским [6], объясняется именно понижением параметра $\left(1 - \frac{d_T}{s_h} \right)$.

При обобщении опытных значений максимального коэффициента теплоотдачи за основу принята зависимость

$$\text{Nu}_{\text{max}} = \alpha \text{ Ag}^m,$$

¹ В опытах Н. В. Антонинина и С. С. Забродского для аппарата размером 180×80 мм, очевидно, $s_h = 40$ мм.

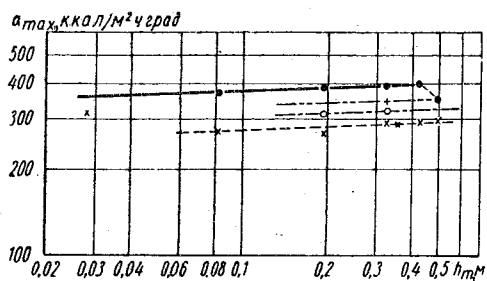


Рис. 3. Зависимость максимального коэффициента теплоотдачи α_{max} от расстояния h_T центральной трубы одиночного горизонтального ряда до газораспределительной решетки (система воздух—песок; $d_g = 0,263$ мм):
 ● — одиночная труба; + — ряд из трех труб ($s_2 = 6 d_T$); ○ — ряд из пяти труб ($s_2 = 4 d_T$); × — ряд из девяти труб ($s_2 = 2 d_T$)

(где a — коэффициент пропорциональности), предложенная Н. Н. Варыгиным и И. Г. Марюшиным [9] и проверенная в достаточно широком диапазоне значений критерия Архимеда. С учетом влияния геометрического параметра получаем

$$Nu_{max} = 0,79 Ar^{0,22} \left(1 - \frac{d_T}{s_2}\right)^{0,25} \pm 10\%, \quad (1)$$

где $Nu_{max} = \frac{\alpha_{max} d_g \Phi}{\lambda}$; λ — теплопроводность воздуха при температуре слоя.

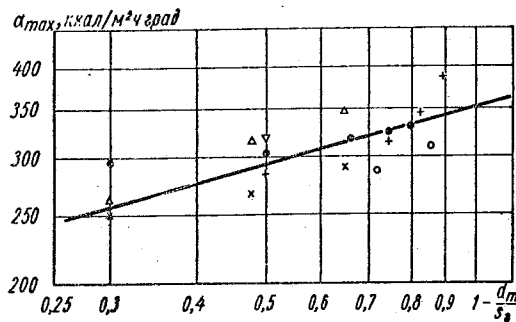


Рис. 4. Зависимость максимального коэффициента α_{max} теплоотдачи от величины $1 - \frac{d_T}{s_2}$ (система воздух — кварцевый песок; $d_g = 0,26$ мм):
 ● — опыты с пучками вертикальных труб [3]; ○ — опыты Я. П. Шлапковой [7] с одиночными вертикальными трубами диаметром 6,8 и 3,4 мм; × и Δ — опыты Н. В. Антоничина и С. С. Забродского [8] соответственно с горизонтальными и вертикальными одиночными трубами диаметром 28, 21 и 14 мм; ∇ и ⊙ — опыты тех же авторов [8] с пучками горизонтальных ($s_2 = 28$ мм) и вертикальных ($s_2 = 20$ мм) труб диаметром 14 мм; + — опыты авторов с одиночными горизонтальными рядами

Уравнение (1) было проверено в диапазоне значений критерия Архимеда от 215 до 2200, но оно согласуется с данными других исследователей для более широкой области $10 \leq Ar \leq 10^6$.

Экспериментальное исследование теплообмена между коридорными пучками горизонтальных труб и псевдооживленными слоями различных фракций кварцевого песка показало, что коэффициент теплообмена для любой трубы пучка незначительно понижается с уменьшением вертикального шага s_2 в пределах $d_T \lesssim s_2 \lesssim 2d_T$. Увеличение вертикального шага может привести (рис. 3) к увеличению α вследствие некоторого повышения α_{max} от h_T ; однако ввиду слабой зависимости α_{max} от h_T изменение величины α трудно обнару-

жить. Так, при изменении шага с 20 до 40 мм верхний ряд поднимался на 180 мм и, согласно рис. 3 величина α должна увеличиваться всего на 5%. Другая возможная причина зависимости α от вертикального шага — взаимное гидродинамическое экранирование труб. Однако, как показали опыты

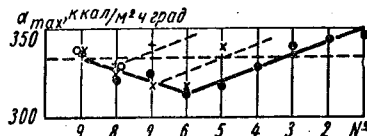


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи α_{max} центральных труб горизонтального ряда от расстояния между термоэлементом и решеткой (№ — номер термоэлемента, считая сверху) при различном количестве их в пучке ($d_g = 0,164$ мм; $h = 174$ мм; $s_2 = 2d_T$; $s_g = 2d_T$):
 ● — 9 рядов; × — 5 рядов; + — 3 ряда; ○ — 2 ряда

Н. И. Гельперина, В. Г. Айнштейна, Ф. Д. Ароновича [10], наличие экрана не проявляется, если размер его, нормальный к потоку газа, не превышает размера теплоотдающей поверхности.

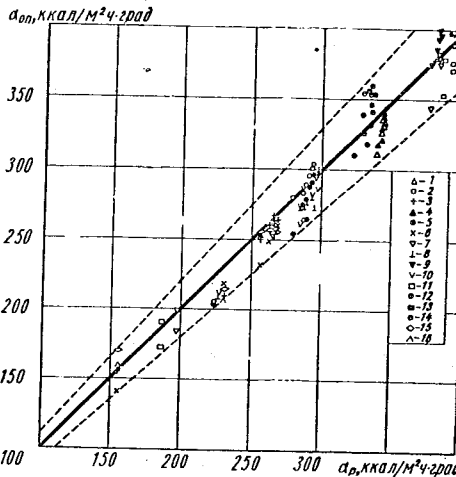


Рис. 6. Сравнение опытных и расчетных значений коэффициента теплоотдачи от труб пучка:

| Количество труб в трубном пучке | Эквивалентный диаметр фракции в мм | Обозначение на рисунке для термоэлемента | | | | | | | |
|---------------------------------|------------------------------------|--|------|------|------|------|------|------|------|
| | | № 95 | № 35 | № 52 | № 87 | № 93 | № 33 | № 92 | № 32 |
| 81 | 0,164 | 1 | 4 | — | — | — | — | — | — |
| | 0,263 | 2 | 5 | — | — | — | — | — | — |
| | 0,352 | 3 | 6 | 15 | 16 | — | — | — | — |
| 45 | 0,164 | — | — | — | — | 7 | 9 | — | — |
| | 0,352 | — | — | — | — | 8 | 10 | — | — |
| 27 | 0,164 | — | — | — | — | — | — | 11 | 13 |
| | 0,263 | — | — | — | — | — | — | 12 | 14 |

Из рис. 5 видно, что от термоэлемента к термоэлементу (снизу вверх) значение α_{max} уменьшается, а потом возрастает и может даже несколько превысить значения α_{max} при расположении термоэлемента в единичном горизонтальном ряду. Таким образом, наименьшие значения α наблюдаются в глубине пучка. Выключение обогрева нескольких верхних рядов труб приводило к относительно малому повышению α_{max} для средних рядов (рис. 5). При выключении обогрева отдельных труб

коэффициенты теплоотдачи от соседних с ними труб также несколько возрастали. А. П. Баскаков [11] наблюдал аналогичное уменьшение коэффициента теплоотдачи от шара в псевдоожигненном слое при окружении его 9—12 такими же шарами из теплопроводного материала.

Из изложенного следует, что с точностью до $\pm 5\%$ максимальный коэффициент теплоотдачи для всех труб коридорного пучка с любым количеством труб можно рассчитывать по формуле (1).

Использование предложенной ранее [2] методики позволяет определять коэффициенты теплоотдачи в широком диапазоне изменения рабочей скорости газа w . Результаты такого расчета для некоторых труб различных коридорных пучков представлены на рис. 6, где можно отметить их удовлетворительное совпадение с опытными данными (штриховые линии соответствуют $\pm 10\%$ -ному отклонению).

На интенсивность теплообмена между псевдоожигненным слоем и пучками горизонтальных труб при небольших значениях w оказывает влияние конструкция газораспределительного устройства. Так, увеличение доли живого сечения перфорированной решетки с 1,0 до 1,44% (диаметр отверстий оставался неизменным) привело к уменьшению α на восходящей ветви кривой $\alpha-w$, но не вызвало изменений α вблизи максимума

и за его пределами. Аналогичное влияние доли живого сечения решетки было отмечено ранее [3] для пучков вертикальных труб.

Литература

1. Гельперин Н. И., Айнштейн В. Г., Романова Н. А. «Химическая промышленность», 1962, № 11.
2. Гельперин Н. И., Айнштейн В. Г., Зайковский А. В. «Химическая промышленность», 1966, № 6.
3. Гельперин Н. И., Айнштейн В. Г., Романова Н. А. «Химическая промышленность», 1963, № 11.
4. Фридланд М. И. «Химическое машиностроение», 1962, № 4.
5. Тamarin А. И. «Инженерно-физический журнал», 1963, т. 6, № 7.
6. Антонишин Н. В., Забродский С. С. «Инженерно-физический журнал», 1963, т. 6, № 11.
7. Шлапков Я. П. «Инженерно-физический журнал», 1966, т. 10, № 3.
8. Забродский С. С. Гидродинамика и теплообмен в псевдоожигненном слое. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.
9. Варыгин Н. Н., Мартюшин И. Г. «Химическое машиностроение» 1959, № 5.
10. Гельперин Н. И., Айнштейн В. Г., Аронович Ф. Д. «Химическое машиностроение», 1962, № 5.
11. Баскаков А. П., Вершинина В. С. «Инженерно-физический журнал», 1963, т. 6, № 8.

УДК 66.048.54.001.2

Влияние геометрических размеров греющих труб на процесс теплопередачи в длиннотрубных выпарных аппаратах с восходящей пленкой

Инж. А. В. ГЕРАСИМЕНКО

Разноречивость литературных данных о влиянии геометрических размеров нагревательных труб на процесс теплоотдачи при кипении жидкостей затрудняет выбор рациональных размеров этих труб при конструировании выпарных аппаратов. Так, по данным работ [1—3], если кипение происходит при оптимальном уровне жидкости в трубах, процесс теплоотдачи от их геометрических размеров не зависит. Другие авторы [4—7] отмечают существенное влияние геометрических размеров труб на процесс теплопередачи при кипении жидкости.

В связи с этим было предпринято исследование трехкамерной модели выпарного аппарата (рис. 1). Опытный выпарной аппарат 1 состоял из трех греющих камер с общим сепаратором и общей нижней камерой. В кожухе каждой греющей камеры была заключена одна греющая трубка диаметром $57 \times 3,5$; 38×3 ; 25×2 мм и длиной соответственно 9, 9 и 7 м.

Конструкция аппарата позволяла изменять длину каждой греющей трубы. Длину труб 9 м можно было изменять до 8 и 7 м, длину трубы 7 м — до 6 и 5 м. Для этого отключали часть греющей поверхности по высоте через 1 м, закрывая греющие трубы со стороны пара конденсатом и отбирая его на желательном, более высоком уровне. Кроме того, греющие трубы могли работать как одновременно, так и раздельно. Аппарат был изготовлен из стали X18H10T и хорошо теплоизолирован.

При работе аппарата укрепленный раствор из сепаратора возвращался в промежуточную емкость 5, а вторичный пар поступал в поверхностный конденсатор 2. Оттуда конденсат поступал через мерные бачки 3 и теплообменник 4 в промежуточную емкость 5 для смешения с укрепленным раствором, и образовавшийся слабый раствор направлялся снова в аппарат. В результате начальная концентрация раствора поддерживалась постоянной, а его температура — на уровне точки кипения.

Статический уровень раствора в аппарате поддерживали в пределах 23—25% высоты греющих труб. Греющий пар поступал параллельно в три греющие камеры, а образующийся конденсат стекал в мерные бачки 6, снабженные паровыми ру-

банками, которые предотвращали потери тепла в окружающую среду.

Рабочей жидкостью при исследовании был черный щелок сульфат-целлюлозного производства. По опытным данным оп-

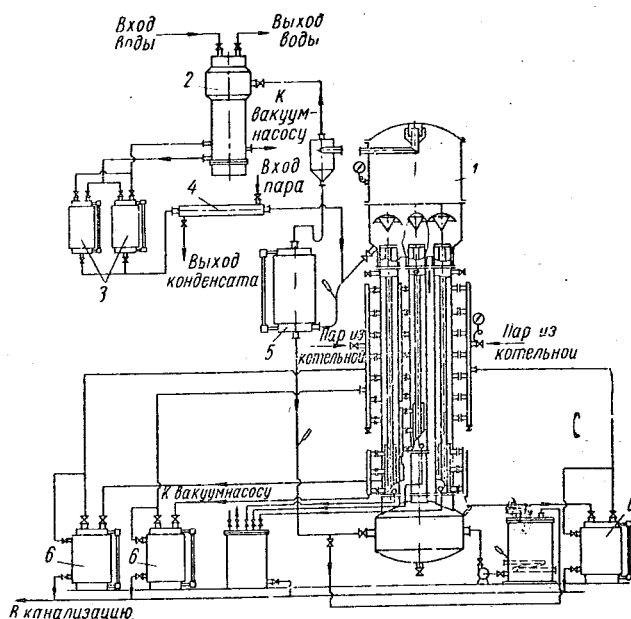


Рис. 1. Схема экспериментальной установки