

U²/21

Kasalainen, N., Ing. - Central'nyj naučno-issledovatel'skij institut imeni akademika A.N. Krylova (Zentrales wissenschaftliches Krylov-Forschungsinstitut)

Bestimmung der Wärmeaustauschfläche von Luftkühlern für Klima-Anlagen.

Zur Zeit finden in verschiedenen Zweigen der Technik rippenförmige Luftkühler große Anwendung.

Bei Klima-Anlagen sind folgende Formen der Wärmeaustauschfläche am meisten verbreitet:

kreisförmige Rohre mit kreisförmigen oder rechtwinkligen Rippen oder Lamellen, kreisförmige Rohre mit spiralförmig-gewundenen Bändern (spiralförmig-gerippt), Flachrohre mit Rippen oder Lamellen (Kühler), tropfenförmige Rohre mit Rippen, kreisförmige Rohre mit Drahtberippung.

Eine allgemeine Forderung für alle Wärmeaustauschflächen ist eine maximale Kompaktheit, deren Wirkungsgrad durch die Wärmeaustauschfläche charakterisiert wird, die auf eine Volumeneinheit entfällt.

<a>

Das Volumen des Wärmeaustauschbündels läßt sich durch den Kompaktheitskoeffizienten ω und die Wärmeabgabe Q folgendermaßen darstellen:

$$V =$$

wobei Θ das Temperaturgefälle zwischen der Luft und der Wärmeaustauschfläche ist.

Aus dieser Formel ist ersichtlich, daß für eine Verringerung des Bündelvolumens eine maximale Erhöhung der Kompaktheits- und Wärmeabgabekoeffizienten notwendig ist.

Eine gerippte Oberfläche hat einen höheren Kompaktheitskoeffizienten, aber kleinere Wärmeabgabekoeffizienten als eine glatte Rohroberfläche.

Die Wärmeabgabekoeffizienten einer Rippenfläche (bezogen auf die Temperaturdifferenz zwischen Rohrfläche und Luft sowie auf die Außenfläche der Rohre und Rippen) werden mit größer werdender Berippung (Rippenhöhe) verringert; gleichzeitig wächst die Wärmeabgabefläche.

Es gibt einen Wert für die Rippenhöhe, bei dem die Wärmeabfuhr von einer Rippenfläche maximal sein wird. Mit anderen Worten bei ein- und derselben Wärmeabfuhr wird eine Fläche mit optimaler Rippenhöhe das geringste Volumen haben.

Wir wollen die Volumenänderung eines gerippten Bündels in Abhängigkeit von der Rippenhöhe für eine Oberfläche kreisförmiger Rohre mit gleichem Durchmesser ($d = d_0$) untersuchen.

Die Beziehung der Volumina ist gleich

<c>

Als Wert für Nu , bezogen auf eine glatte Oberfläche, kann für kreisförmige Rohre mit Rippen bei versetzter Anordnung im Bündel folgendes angenommen werden [2]:

$$Nu =$$

<d>

$$Re$$

Hierbei sind λ_1 und λ_2 die Koeffizienten der Wärmeleitung des Metalles der Wand und des Gases, kcal/m h °C;

δ ist die Beziehung des Abstandes zwischen den Rohren zu ihrem Durchmesser d ;

h ist die Rippenhöhe;

u ist der Abstand zwischen den Rippen.

Bei gleichen relativen Abständen zwischen den Rippen $\frac{u}{d}$, einem Rohrdurchmesser d_0 , gleichen Werkstoffen für Rippen und Rohre, gleichen Temperaturverhältnissen und Wärmeabfuhrung haben wir:

<e>

Hier ist der relative Abstand $\langle f \rangle$
zwischen den Rohren längs und quer zur Luftströmung.

Die Kürzung der Klammer $[1 + 0,1 \cdot (\dots - 2)]$ führt zu einer maximalen Fehlerhaftigkeit von $\approx 10\%$ bei einer Beziehung h/d , die sich von 0 bis 1 verändert, wie das in dem Beispiel angenommen wurde.

Die Beziehung der Kompaktheitskoeffizienten für eine glatte Oberfläche nach der Berechnungsmethode für Nu ist:

$\langle g \rangle$

Nehmen wir als Vergleichsmuster eine gerippte Oberfläche mit $h_0/d_0 = 1$; dann gilt:

(1)

Auf der Abb. ist die Veränderung des Volumens des gerippten Rohrbündels in Abhängigkeit von der relativen Rippenhöhe h/d graphisch dargestellt. Die Darstellung ist nach Formel (1) bei $Re = 10000$ konstruiert.

Das kleinste Volumen für die Wärmeaustauschfläche liegt bei einer relativen Rippenhöhe von $h/d = 0,3 \div 0,4$.

Antuf'ev und Beleckij formulierten folgende Bedingungen für eine kompakte gerippte Wärmeaustauschfläche: der Rohrdurchmesser soll minimal sein, die Rippenhöhe soll $h = 0,3 \div 0,4 d^1$ betragen, das Material für die Rippen soll die beste Wärmeleitfähigkeit haben (Kupfer, Aluminium), der Abstand zwischen den Rippen soll möglichst gering sein (praktisch $0,2 - 0,4$ mm), \surd die Rohranordnung soll dicht sein, versetzt.

Oben wurden die Anforderungen an kompakte rippenförmige Oberflächen formuliert. Um den Typ der Wärmeaustauschoberfläche für Luftkühler von Klima-Anlagen bestimmen zu können, ist es notwendig, diese Oberflächen zu vergleichen.

\surd die Rippenstärke soll ebenfalls möglichst gering sein (praktisch $0,2 \div 0,4$ mm),

Da in diesem Fall der Vergleich durchgeführt wird, um die vergleichbaren Kennzahlen für Gewicht und Abmessung zu erhalten, wird die von Antuf'ev und Beleckij vorgeschlagene Methode zugrunde gelegt.

Die Bedingungen für den Vergleich sind folgende:

die Menge der übertragenen Wärme ist gleich für alle Bündel.

$$Q = \text{idem},$$

die Energieaufwendungen zur Überwindung der aerodynamischen Widerstände sind ebenfalls alle gleich

$$N = \text{idem},$$

die Luftmengen sind gleich

$$G = \text{idem},$$

die Temperaturverhältnisse in den zu vergleichenden Bündeln sind

$$t_1 = \text{idem},$$

$$t_2 = \text{idem},$$

$$\varphi = \text{idem}.$$

Die Aufgabe besteht darin, die Beziehungen der Gewichte, Volumina, frontalen Querschnitte und Tiefen der zu vergleichenden Bündel zu finden.

Die wichtigsten Berechnungsabhängigkeiten folgen aus den Bedingungen für den Vergleich. Da $Q = \text{idem}$, ist und folglich

(h)

(2)

Die Beziehung der Bündelvolumina kann man durch die Beziehung der Wärmeaustauschoberflächen und der Kompaktheitskoeffizienten

(3)

ausdrücken.

Die Beziehung der Bündelgewichte kann man bei bekanntem Gewicht einer Wärmeaustauschoberflächeneinheit $c_g = g_n/P$ als

(4)

bestimmen.

Aus der Bedingung $G = \text{idem}$ erhalten wir die Beziehung der frontalen Bündelquerschnitte

(5)

Hierbei ist c_x der Kontraktionskoeffizient des Querschnittes für den Luftdurchgang. Die Beziehung der Bündellängen kann durch die Beziehung der Volumina und frontalen Querschnitte ausgedrückt werden:

(6)

Alle diese Beziehungen gelten nur bei vorgegebenen Vergleichsbedingungen; um diese zu erhalten ist es erforderlich, für jede Oberfläche den Wert für das Kriterium Re (oder die Geschwindigkeit der Luft), das gleiche ^{er}Wärmeabführung und gleiche aerodynamische Widerstände gewährt, zu bestimmen.

Ein solcher Kriterienwert kann aus dem Ausdruck

$$\frac{Q_2}{N_2} : \frac{Q_1}{N_1} = 1$$

gewonnen werden, weil $Q_2 = Q_1$ und $N_2 = N_1$.

Drückt man die Beziehung Q/N durch einen Wert größenloser Kriterien aus, erhält man:

<1>

wobei:

$$c_t =$$

<k>

Dann gilt:

(7)

Bei Lösung dieser Gleichung bei vorgegebener Re_1 -Zahl und einer Vergleichsoberfläche bestimmt man für die zu vergleichende Oberfläche den Wert für Re_2 , der die Bedingungen für den Vergleich erfüllt.

Dann bestimmt man nach den Formeln (2), (3), (4), (5) und (6) bei gefundenem Wert für Re_2 und angenommenem Wert für Re_1 die gesuchten Beziehungen der Oberflächen, Volumina, Gewichte, frontalen Querschnitte und Bündellängen.

Zur Berücksichtigung des Wärmedurchgangswiderstandes durch den Kälteträger wird in die Gleichung der Wert des reduzierten Kriteriums Nu eingeführt.

$$Nu' =$$

<1>

Die Grundgleichung (7) wird dann durch die graphoanalytische Methode gelöst. In logarithmischen Koordinaten wird die graphische Darstellung der Abhängigkeit $\frac{Re_2}{Re_1}$ von Re_2/Re_1 konstruiert. Es ist hinreichend, wenn 2-3 Punkte konstruiert werden.

Mit Hilfe der graphischen Darstellung wird der Wert für Re_2/Re_1 bei $\frac{Re_2}{Re_1} = 1$ bestimmt; dann findet man auf die gleiche Weise die Beziehungen der Abmessungen und Gewichte, wobei in die Gleichungen (2 - 6) der Wert für Nu' eingesetzt wird.

Auf Tabelle 1 sind die Charakteristiken der zu vergleichenden kompakten Wärmeaustauschoberflächen aufgeführt.

Den Oberflächenvergleich führen wir bei folgenden Bedingungen durch:

als Vergleichsmaß wird die Oberfläche kreisförmiger Rohre mit dem Durchmesser $d = 10/8$ mm genommen;

der Vergleichswert des Kriteriums Re_1 für diese Oberfläche wurde mit 10000 angenommen;

der Kälteträger ist Wasser, die Geschwindigkeit des Wassers in den Rohren beträgt 2 m/sec;

die mittlere Temperatur des Wassers und der Luft wurde bei Bestimmung des zitierten Wertes für das Kriterium Nu' mit $t_w = 10^\circ$, $t_n = 25^\circ$ angenommen (bei Veränderung der angenommenen Temperatur um 100 % verändern sich die Ergebnisse des Vergleiches etwa um 1 %);

die Kühlung der Luft vollzieht sich ohne Kondensation der Wasserdämpfe (trockener Wärmeaustausch).

Auf Tabelle 2 sind folgende infolge des durchgeführten Vergleiches gewonnenen Kennzahlen aufgeführt:

Beziehung der Oberflächen der Hauptrohre ohne Rippen F_{o2}/F_{o1} ;

Beziehung der Geschwindigkeiten im frontalen Querschnitt w_{20}/w_{10} ;

Beziehung der frontalen Querschnitte f_{u2}/f_{u1} ;

Beziehung der Bündeltiefen L_2/L_1 ;

Beziehung der Bündelvolumina V_2/V_1 und ihrer Gewichte G_2/G_1 .

Die gewonnenen Relationen ermöglichen es, den Typ der Wärmeaustauschoberfläche entsprechend den an sie gestellten Anforderungen zu bestimmen.

So ist für tropfenförmige (Nr 5) und für flache berippte (Nr 4) Rohre der geringste Metallaufwand erforderlich. Diese Oberflächen haben aber den kleinsten frontalen Querschnitt für den Luftdurchgang.

Verwendet man für den Luftkühler die in der Herstellung einfacheren kreisförmigen Rohre mit quadratischen Rippen (Nr 2), erhöhen sich die Abmessungen um

$$= 10 \quad \langle m \rangle$$

und die Gewichte um

$$= 20 \quad \langle n \rangle$$

im Vergleich zu der Oberfläche berippter flacher Rohre.

Die vergleichenden Charakteristiken der Wärmeaustauschoberflächen (Tabelle 2) können auch für die Berechnung von Luftkühlern verwendet werden. D. h. für die vorgegebenen Bedingungen (Q , G , p , t_1 und t_2) wird die Berechnung der Wärmeaustauschfläche aus glatten Rohren ohne Rippen durchgeführt, und dann werden mit Hilfe der Tabelle die Oberfläche, die Abmessungen und das Bündelgewicht der Rippenfläche bestimmt.

¹ <Anmerkung Seite 3 bzw. 41>

Bei modernen Luftkühlern ist die Beziehung $\frac{f}{d} = 0,6-1$ üblich (Anm. d. Red.).

Abbildung S. 41 : Graphische Darstellung der Volumenveränderung in Abhängigkeit von der Beziehung $\frac{f}{d}$.

Tabelle 1. Anmerkungen:

1. Unter der Wärmeaustauschfläche F_0 wird eine Oberfläche glatter Rohre verstanden, unter F_p eine Rippenfläche.
2. Bei der Oberfläche Nr 6 ist die Größe C_0 auf 1 m^2 glattes Rohr bezogen.
3. γ ist das spez. Metallgewicht, f und p sind der Durchgangsquerschnitt und sein Perimeter.

73. IV. 68 Hess.

Выбор поверхности теплообмена воздухоохлаждателей в установках для кондиционирования воздуха

Инж. Н. КАСАЛАЙНЕН — Центральный научно-исследовательский институт имени академика А. Н. Крылова

В настоящее время широкое применение в различных областях техники находят ребристые воздухоохлаждатели.

Наибольшее распространение в установках для кондиционирования воздуха получили следующие формы поверхности теплообмена:

круглые трубки с круглыми либо прямоугольными ребрами или пластинами, круглые трубки со спиральнонавитыми лентами (спирально-ребристые), плоские трубки с ребрами или пластинами (радиаторы), каналообразные трубки с ребрами, круглые трубки с проволочным оребрением.

Общим требованием для всех теплообменных поверхностей является максимальная компактность, коэффициент которой характеризуется поверхностью теплообмена, приходящейся на единицу объема.

$$\omega = \frac{F}{V} \frac{m^2}{m^3}$$

Объем теплообменного пучка можно выразить через коэффициент компактности ω и теплоотдачи α следующим образом:

$$V = \frac{F}{\omega} = \frac{Q}{\omega \theta}$$

где θ — перепад температур между воздухом и поверхностью теплообмена.

Из этого выражения видно, что для уменьшения объема пучка необходимо максимально увеличивать коэффициенты компактности и теплоотдачи.

Ребристая поверхность обладает более высоким коэффициентом компактности, но меньшими коэффициентами теплоотдачи, чем гладкотрубная поверхность.

Коэффициенты теплоотдачи ребристой поверхности (отнесенные к разности температур между поверхностью трубы и воздухом, а также к наружной поверхности труб и ребер) ухудшаются при увеличении оребрения (высоты ребра); в то же время теплоотдающая поверхность увеличивается.

Существует такое значение высоты ребра, при котором теплосъем с ребристой поверхности

будет максимальным. Другими словами, при одном и том же теплосъеме поверхность с оптимальной высотой ребра будет иметь наименьший объем.

Проследим изменение объема ребристого пучка в зависимости от высоты ребра для поверхности круглых труб одинакового диаметра ($d = d_o$).

Отношение объемов равно

$$\frac{V}{V_o} = \frac{F \omega_o}{F_o \cdot \omega}$$

Значение Nu , отнесенное к гладкой поверхности, для круглых труб с ребрами при шахматном расположении в пучке может быть принято следующее [2]:

$$Nu = (3,24 + 0,0000825 \lambda_w / \lambda_g) [1 + 0,1 (\sigma - 2)]$$

$$Re^{0,69 - 0,37 \frac{h}{d}} \cdot \left(\frac{u}{d}\right)^{-\frac{3}{4}} \left(\frac{h}{d}\right)^2$$

Здесь: λ_w и λ_g — коэффициенты теплопроводности металла стенки и газа $ккал/м \cdot час^{\circ}C$,

σ — отношение шага между трубками к их диаметру d ,

h — высота ребра,

u — расстояние между ребрами.

При равных относительных расстояниях между ребрами $\frac{u}{d}$, диаметре трубок d_o , одинаковых материалах ребер и трубок, равных температурных условиях, и теплосъеме имеем:

$$\frac{F}{F_o} = \frac{Nu_o d_o}{Nu d_o} = \frac{Re^{0,69 - 0,37 \frac{h_o}{d_o}} \left(\frac{h_o}{d_o}\right)^2}{Re^{0,69 - 0,37 \frac{h}{d_o}} \left(\frac{h}{d_o}\right)^2}$$

Здесь принято: $\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{2h + d_o}{d_o}$ — относительное расстояние между трубками в поперечном и продольном направлениях по отношению к потоку воздуха.

Сокращение скобки $[1 + 0,1 \cdot (\varepsilon - 2)]$ вносит максимальную погрешность $\pm 10\%$, при отношении h/d , изменяющемся от 0 до 1, как это принято в примере.

Отношение коэффициентов компактности, приведенных к гладкой поверхности в соответствии с принятой методикой подсчета Nu .

$$\frac{\alpha_o}{\alpha} = \frac{\pi d_o l_o n_o}{(2h_o + d_o)^2 l_o n_o} : \frac{\pi d_o l n}{(2h + d_o)^2 l n} = \frac{\left(2 \frac{h}{d_o} + 1\right)^2}{\left(2 \frac{h_o}{d_o} + 1\right)^2}$$

$$\frac{V}{V_o} = \frac{\left(\frac{h_o}{d_o}\right)^2 \left(2 \frac{h}{d_o} + 1\right)^3 Re^{0,69 - 0,37 \frac{h_o}{d_o}}}{\left(\frac{h}{d_o}\right)^2 \left(2 \frac{h_o}{d_o} + 1\right)^3 Re^{0,69 - 0,37 \frac{h}{d_o}}}$$

Принимаем за эталон ребристую поверхность с $h_o/d_o = 1$, тогда

$$\frac{V}{V_o} = \frac{\left(2 \frac{h}{d_o} + 1\right)^2}{9 \left(\frac{h}{d_o}\right)^2 Re^{0,37} \left(1 - \frac{h}{d_o}\right)} \quad (1)$$

На рисунке приведен график изменения объема пучка ребристых труб в зависимости от относительной высоты ребра h/d . График построен по формуле (1) при $Re=10000$.

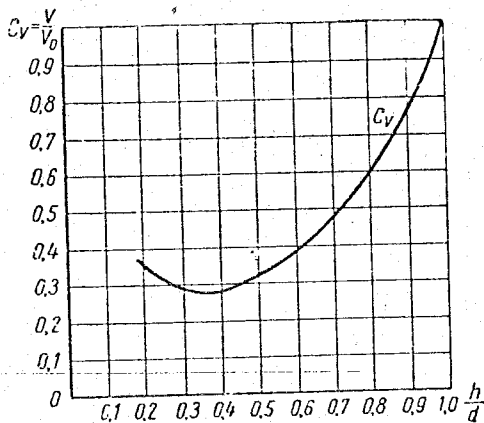


График изменения объема в зависимости от отношения $\frac{h}{d}$.

Наименьший объем у теплообменной поверхности будет при относительной высоте ребра $h/d = 0,3 \div 0,4$.

Ангуфьев и Белецкий сформулировали следующие требования к компактной ребристой теплообменной поверхности: диаметр труб должен быть минимальным, высота ребер — $h=0,3 \div 0,4 d$, материал ребер — наиболее теплопроводный (медь, алюминий), расстояние между ребрами — возможно меньшее (практически 2—4 мм), толщина ребер также возможно меньшая (практически 0,2—0,4 мм) расположение трубок — тесное, в шахматном порядке.

Выше были сформулированы требования к компактным ребристым поверхностям. Чтобы выбрать тип поверхности теплообмена для воздухоохладителей систем кондиционирования воздуха, необходимо сравнить эти поверхности.

Так как в данном случае сравнение производится для получения сравнительных весовых и габаритных показателей, то в основу его кладется методика, предложенная Ангуфьевым и Белецким.

Условия сравнения следующие:

количество передаваемого тепла одинаково для всех пучков

$$Q = idem,$$

затраты энергии на преодоление аэродинамических сопротивлений также равны между собой

$$N = idem,$$

одинаковы количества воздуха

$$G_a = idem$$

и температурные условия в сопоставляемых пучках

$$t_a = idem, t_w = idem, \Theta = idem.$$

Задача состоит в том, чтобы найти соотношения весов, объемов, фронтальных сечений и глубин сравниваемых пучков.

Основные расчетные зависимости вытекают из условий сравнения. Так как $Q = idem$, то $\alpha_1 \Theta F_1 = \alpha_2 \Theta F_2$ и, следовательно,

¹ В современных воздухоохладителях обычным является соотношение $\frac{h}{d} = 0,6 - 1$ (прим. ред.).

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{Nu_1 d_2}{Nu_2 d_1} \quad (2)$$

Отношение объемов пучков можно выразить через отношение поверхностей теплообмена и коэффициентов компактности

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (3)$$

Отношение весов пучков при известном весе единицы поверхности теплообмена $c_g = g_n F$ можно определить как

$$\frac{g_2}{g_1} = \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{c_{g2}}{c_{g1}} \quad (4)$$

Из условия $G_n = idem$ получаем соотношение фронтальных сечений пучков

$$\frac{f_{n2}}{f_{n1}} = \frac{w_{n1}}{w_{n2}} = \frac{Re_1}{Re_2} \cdot \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{c_{x1}}{c_{x2}} \quad (5)$$

Здесь c_x — коэффициент сжатия сечения для прохода воздуха. Отношение длин пучков можно выразить через отношение объемов и фронтальных сечений:

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{V_2}{V_1} : \frac{f_{n2}}{f_{n1}} \quad (6)$$

Все эти соотношения справедливы только при заданных условиях сравнения, для получения которых необходимо определить по отношению к каждой поверхности значение критерия Re (или скорость воздуха), дающее равный теплообмен и равные аэродинамические сопротивления.

Такое значение критерия может быть получено из выражения

$$\frac{Q_2}{N_2} : \frac{Q_1}{N_1} = 1,$$

так как

$$Q_2 = Q_1 \text{ и } N_2 = N_1.$$

Выражая отношение Q/N через значение безразмерных критериев, получим:

$$\begin{aligned} \frac{Q}{N} &= \frac{\alpha F \theta}{\Delta p w_n f_n 3600 A} \cdot \frac{d^3 \lambda \nu^3 \rho w^2}{d^3 \lambda \nu^3 \rho w^2} = \\ &= \frac{Nu}{Eu' Re^3} \cdot \frac{\pi d^2}{\alpha c_x} \cdot c_t, \end{aligned}$$

где:

$$c_t = \frac{\theta \lambda}{\nu^3 \rho A 3600}$$

Тогда:

$$\frac{Q_2}{N_2} : \frac{Q_1}{N_1} = \frac{Nu_2}{Nu_1} \cdot \frac{Eu_1'}{Eu_2'} \cdot \frac{Re_1^3}{Re_2^3} \cdot \frac{\pi d_2^2}{\pi d_1^2} \cdot \frac{c_{t1}}{c_{t2}} = 1 \quad (7)$$

Решая это уравнение при заданном числе Re_1 и эталонной поверхности, определим значение Re_2 для сравниваемой поверхности, которое обеспечит выполнение условий сравнения.

Затем по формулам (2), (3), (4), (5) и (6) при найденном значении Re_2 и принятом значении Re_1 определим искомые соотношения поверхностей, объемов, весов, фронтальных сечений и длин пучков.

Для учета влияния термического сопротивления со стороны холодоносителя в уравнение вводится значение приведенного критерия Nu .

$$Nu' = \frac{Nu_{вод} \cdot Nu_{возд}}{Nu_{вод} + Nu_{возд} \cdot \frac{d_{вод}}{d_{возд}} \cdot \frac{\lambda_{вод}}{\lambda_{возд}}}$$

Тогда основное уравнение (7) решается графоаналитическим способом. В логарифмических координатах строится график зависимости $\frac{Q_2}{N_2} : \frac{Q_1}{N_1}$ от Re_2/Re_1 . Построение графика достаточно производить по 2—3 точкам.

С помощью графика определяется значение Re_2/Re_1 при $\frac{Q_2}{N_2} : \frac{Q_1}{N_1} = 1$; затем подобным же образом находим соотношения габаритов и весов, причем в уравнения (2—6) подставляется значение Nu' .

В табл. 1 приведены характеристики сравниваемых компактных поверхностей теплообмена.

Сравнение поверхностей производим при следующих условиях:

за эталон принимается поверхность круглых труб диаметром $d = 10/8$ мм,


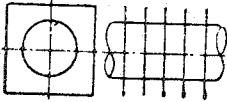
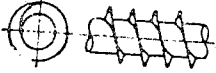
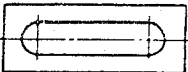
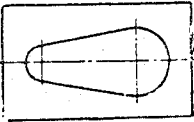
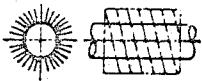
эталонное значение критерия Re_1 для этой поверхности было принято равным 10000,

холодоноситель — вода, скорость воды в трубках 2 м/сек.

средняя температура воды и воздуха при определении приведенного значения критерия Nu' была принята: $t_w = 10^\circ$, $t_a = 25^\circ$ (при изменении принятой температуры на 100% результаты сравнения изменяются примерно на 10%),

охлаждение воздуха происходит без конденсации паров воды (сухой теплообмен).

Таблица 1

ПУЧКИ	ТИП ПУЧКА	Размеры пучка		Эквивалентный диаметр, d_s	Коэффициент живого сечения	Степень оребрения	Вес 1 м ² наружной поверхности, C_k , г/м ²	Коэффициент компактности	Формула теплоотдачи: $Nu =$	Формула сопротивления: $Eu' =$	Пределы и значения Re
		S_1 , мм	S_2 , мм								
№ 1 Гладкотрубный	 $d_0 = 10$	15	12,5	$d_s = d_0 = 10$	0,33	1,0	0,9 γ	166	$0,293 Re^{0,6}$	$1,0 Re^{-0,2}$	$5 \cdot 10^3$ $- 7 \cdot 10^4$
№ 2 Рёбристый	 $d_0 = 10$ $h = 3,5$ $u = 2,7$ $\xi = 0,3$	17	17	$d_s = d_0 = 10$	0,37	5,0	0,31 γ	540	$1,3 Re^{0,56}$	$1,9 Re^{-0,24}$	$3 \cdot 10^3$ $- 6 \cdot 10^4$
№ 3 Спирально-рёбристый	 $d_0 = 10$ $h = 6,6$ $u = 2,2$ $\xi = 0,4$	24,3	20,3	$d_s = \frac{4 I f_{sp}}{F_0 + F_p} = 3$	0,51	12,2	0,246 γ	720	$2,84 Re^{0,5}$	$3,1 Re^{-0,225}$	10^3 $- 1,2 \cdot 10^4$
№ 4 Плоскотрубный рёбристый	 $d_0 = 11$ $h = 8$ $u = 2,5$ $\xi = 0,2$	23	27	$d_s = \frac{4 f_{sp}}{P_{sp}} = 4,55$	0,675	9,2	0,235 γ	653	$1,7 Re^{0,56}$	0,36	$4 \cdot 10^3$ $- 1,6 \cdot 10^4$
№ 5 Каплеобразный рёбристый	 $d_0 = 28$ $h = 8$ $u = 2,5$ $\xi = 0,$	58	29	$d_s = \frac{4 f_{sp}}{P_{sp}} = 5,1$	—	10,4	0,154 γ	516	$2,47 Re_n^{0,55}$	$8,12 Re^{-0,5}$	$1,5 \cdot 10^3$ $- 5,5 \cdot 10^4$
№ 6 Спроволочным оребрением	 $d_0 = 12$ $S_{sp} = 5$ $Z_{net} = 64$	36	32	$d_s = d_0 = 12$	—	—	3,9 γ	—	$4,6 Re_n^{0,5}$	4,0	$1,1 \cdot 10^3$ $- 1,1 \cdot 10^4$

Примечания. 1. Под поверхностью теплообмена F_0 подразумевается поверхность гладких труб, а под F_p — поверхность ребер. 2. В поверхности № 6 величина C_k отнесена к 1 м² гладкой трубы. 3. γ — удельный вес металла, f_{sp} и P_{sp} — живое сечение и его периметр.

Таблица 2

Показатели	Номер поверхности по табл. 1					
	1	2	3	4	5	6
Отношение поверхностей гладких труб, F_{o2} F_{o1}	1	0,32	0,19	0,19	0,23	0,12
Отношение скоростей набегающего потока, w_{n2} w_{n1}	1	1,4	1,33	2,07	2,04	1,15
Отношение фронтальных сечений, f_{n2} f_{n1}	1	0,72	0,76	0,485	0,49	0,87
Отношение глубин пучков, L_2 L_1	1	0,68	0,69	0,92	1,47	0,72
Отношение объема пучков, V_2 V_1	1	0,48	0,52	0,45	0,72	0,62
Отношение весов пучков, g_2 g_1	1	0,55	0,62	0,46	0,40	0,53

В табл. 2 приведены полученные в результате произведенного сравнения следующие показатели:

отношение поверхностей основных труб без ребер F_{o2}/F_{o1} ;

отношение скоростей во фронтальном сечении

$$w_{n2}/w_{n1};$$

отношение фронтальных сечений

$$f_{n2}/f_{n1};$$

отношение глубин пучков

$$L_2/L_1;$$

отношение объемов пучков V_2/V_1 и их весов g_2/g_1 .

Полученные соотношения позволяют выбрать тип поверхности теплообмена в соответствии с предъявляемыми требованиями.

Так, наименьшие затраты металла требуются для поверхностей каплеобразных (№ 5) и плоских (№ 4) оребренных труб. Эти же поверхности имеют наименьшее фронтальное сечение для прохода воздуха.

Или если для воздухоохладителя применить более простые в изготовлении круглые трубки с квадратными ребрами (№ 2), то произойдет увеличение габаритов на

$$\frac{0,49 - 0,45}{0,45} = 10\%$$

и весов на

$$\frac{0,55 - 0,46}{0,46} = 20\%$$

по сравнению с поверхностью оребренных плоских трубок.

Сравнительные характеристики теплообменных поверхностей (табл. 2) могут быть использованы и для расчета воздухоохладителей. То есть для заданных условий (Q , G_w , Δp , t_a и t_w) производится расчет поверхности теплообмена из гладких труб без ребер, а затем с помощью таблицы определяются поверхность, габариты и вес пучка ребристой поверхности.

ON THE CHOICE OF THE HEAT EXCHANGE SURFACE OF AIR COOLERS FOR AIR CONDITIONING UNITS

N. KASALAINEN, Eng.

Summary

In air conditioning engineering practice with the objective of obtaining maximum compactness and minimum weight various forms of finned surfaces have received application.

From this standpoint different finned surfaces have been compared. The following test conditions were employed: equal quantities of heat, of power consumption of the fan of air and equal temperatures. The smallest weight belonged to surfaces Nos. 4 and 5 (Table 1) and the smallest volume to Nos. 2 and 4. In the report a description is given of the procedure for comparing finned surfaces.