

К.В. АЛЕКСАНДРЯН, Р.Г. ХАНОЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ОСЕВОГО ОБОГРЕВАЮЩЕГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Получены выражение для определения коэффициента теплопередачи и уравнение, характеризующее тепловую эффективность теплообменника.

Ключевые слова: теплообменник, низкотемпературная вода, теплопередача, частота вращения, барботажный режим, пенный режим.

Одним из путей решения проблемы энергонапряженности является рациональное использование тепловой энергии сбросовых вод энергетических установок для обогрева помещений сельскохозяйственного и промышленного назначения, что затруднено из-за низкого его потенциала. Низкотемпературная вода в качестве теплоносителя эффективно может применяться в специальных теплообменниках, способных нагревать воздух помещений даже при небольшом температурном напоре между средами, имеющих высокий коэффициент теплопередачи и большую теплоотдающую поверхность с воздушной стороны.

Использование теплоносителя-воды с температурой 25...30°C в традиционных трубных системах обогрева с естественной конвекцией (в культивационных сооружениях) потребовало бы увеличения теплоотдающей поверхности труб в 10...7 раз, а в водо-воздушных калориферах, где с увеличением массовой скорости воздуха в живом сечении нагревателя повышается коэффициент теплопередачи, одновременно возрастает и сопротивление его проходу, что приводит к резкому увеличению расхода электроэнергии на привод вентилятора.

Нами разработан осевой теплообменник с вертикальной осью вращения, совмещающий в одном узле функции нагревателя, нагнетателя воздуха и приводной машины, размещаемый под кровлей помещения [1, 2] (рис.1).

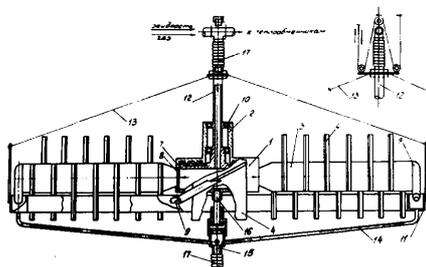


Рис.1. Вращающийся осевой теплообменник

Применение указанного теплообменника позволяет исключить такие существенные недостатки систем аналогичного назначения, как повышенный удельный расход электрической энергии вследствие традиционного использования сдвоенного привода на подаче воды и воздуха; повышенное аэродинамическое сопротивление по проходу воздуха через живое сечение нагревательной решетки; высокая удельная материалоемкость и большие габариты, затеняющие и занимающие полезную площадь.

Физическая модель обогрева помещений с помощью разработанного теплообменника представляется в следующем виде: теплоноситель по магистральной линии подается во вращающийся осевой теплообменник 3, вращение которого осуществляется за счет механической энергии движения воды. Тепло через вращающиеся поверхности 4 передается омываемому лопасти 3 воздуху, транспортируемому лопастями в рабочую зону. Нагретый теплообменником воздух нагнетается сверху вниз, вытесняя и направляя вверх холодный воздух. Последний, омывая лопасти теплообменника, повторяет цикл процесса обогрева объекта, формируя в итоге равномерно распределенное температурное поле в помещении, что снижает теплотери, в частности в теплицах, на 18...22%, вследствие исключения скоплений под кровлей воздушных масс с температурой, превышающей температуру производственной зоны.

Теплопроизводительность и величина коэффициента теплопередачи предложенного теплообменника зависят от расхода теплоносителя и частоты вращения лопастей, что, в свою очередь, тоже обусловлено расходом теплоносителя, т.к. их вращение осуществляется за счет реакции массы струй теплоносителя, вытекающей через сопла.

Теплопроизводительность теплообменника определяется по формуле теплопередачи

$$Q = KF \Delta T \eta_t, \quad (1)$$

где K - коэффициент теплопередачи через стенки лопастей и ребер, $Вт/м^2 К$; F - суммарная нагнетающая воздух лопастей и увеличенная в виде ребер теплоотдающая поверхность, $м^2$; $(T$ - средняя разность температур теплоносителя и воздуха, $К$:

$$\Delta T = \frac{T_{\Gamma} + T_0}{2} - \frac{T_{\text{к}} - T_{\text{н}}}{2}$$

(T_{Γ} и T_0 - температуры воды на входе и выходе теплообменника; $T_{\text{н}}$ и $T_{\text{к}}$ - температуры воздуха на входе и выходе теплообменника, т.е. температура в помещении); η_t - коэффициент термической эффективности теплообменника.

Коэффициент теплопередачи определяется по классической формуле для плоской стенки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2\text{К}, \quad (2)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенкам лопастей и ребер, $\text{Вт/м}^2\text{К}$; δ/λ - тепловое сопротивление теплопередающей стенки, $\text{м}^2\text{К/Вт}$ (λ - коэффициент теплопроводности металла лопастей, Вт/мК ; δ - толщина стенки лопастей, м); α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенок лопастей и ребер к воздуху, $\text{Вт/м}^2\text{К}$.

Основное термическое сопротивление при передаче тепла теплоносителя через стенки лопастей и ребер составляет $1/\alpha_2$, т.е. термическое сопротивление в месте перехода тепла от стенок к воздуху. Учитывая, что α_2 весьма мал по сравнению с α_1 , коэффициент теплопередачи вращающегося осевого теплообменника в первом приближении можно считать равным α_2 , который описывается следующим выражением [3]:

$$\alpha_2 = A c_2 \eta_B^{0,2} \left(\frac{\rho_2 q_2}{\pi R^2} \right)^{0,8} (2R)^{-0,2}, \text{ Вт/м}^2\text{К}, \quad (3)$$

где A - численный коэффициент; c_2 - удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кгК) ; η_B - динамический коэффициент вязкости воздуха, Нс/м^2 ; ρ_2 - плотность воздуха, кг/м^3 ; q_2 - объемный расход воздуха, нагнетаемого лопастями, $\text{м}^3/\text{с}$; R - длина лопасти теплообменника (наружный радиус лопастей; радиус диффузора вокруг лопастей), м .

С учетом того, что расход воздуха зависит от частоты вращения лопастей (оборотов n), формулу (3) можно записать в виде

$$\alpha_2 = A c_2 \eta_B^{0,2} \left[\frac{\rho_2 \pi (R^2 - r^2) v Z \sqrt{\sin \alpha \cos \alpha} n}{\pi R^2 \cdot 60} \right]^{0,8} D_{\text{диф}}, \quad (4)$$

где r - внутренний радиус лопастей, м ; v - ширина лопасти, м ; Z - число лопастей; α - угол наклона лопасти к направлению воздушного потока; n - число оборотов лопастей, об/мин ; $D_{\text{диф}} = 2R$ - диаметр диффузора вокруг лопастей, м .

Определив соотношение между числом n оборотов и расходом теплоносителя q_1 и подставив его в выражение (4), получим основное уравнение для коэффициента теплоотдачи α_2 .

Так как вращение теплообменника осуществляется за счет реакций струй жидкости, вытекающей через сопла, то момент вращения (в первом приближении) определяется в виде

$$M = GR (V - R\omega), \quad (5)$$

где R - расстояние выпускных отверстий от оси вращения теплообменника; ω - угловая скорость теплообменника; G - количество теплоносителя (в нашем случае воды или газожидкостной смеси), вытекающего за 1 секунду со всех сопел; V - скорость воды по отношению к лопасти.

Необходимая мощность для вращения теплообменника: $N = \omega M$. Подставив значения M и имея в виду, что $G = \rho_1 q_1$, получим мощность вращения теплообменника:

$$N = \rho_1 q_1 R \omega (V - R \omega), \quad (6)$$

где ρ_1 - плотность теплоносителя, $кг/м^3$; q_1 - объемный расход теплоносителя, $м^3/с$.

Приравняв выражение (6) к мощности, затрачиваемой на нагнетание воздуха, представленной в виде

$$N_n = \Psi \rho q_2 U^2, \quad (7)$$

где Ψ - коэффициент давления, обусловленный геометрической формой лопастей и окружной скоростью на концах лопастей, характеризующий кинематические условия; ρ - плотность, характеризующая физические свойства воздуха, $кг\ c^2/м^4$; $U = \omega R$ - окружная скорость лопастей, $м/с$ [5], получим

$$\eta_1 \rho_1 q_1 R \omega (V - R \omega) = \Psi \rho_2 q_2 (R \omega)^2, \quad (8)$$

где η_1 - коэффициент потери мощности, учитывающий механические потери в подшипниках и трение поверхностей всех вращающихся элементов о воздух.

Учитывая, что число n оборотов связано с угловой скоростью соотношением $\omega = \pi n / 30$, и преобразуя выражение (8), получим

$$\pi R n / 30 = V / \left(1 + \frac{\Psi \rho_2 q_2}{\eta_1 \rho_1 q_1} \right). \quad (9)$$

Обозначив

$$\chi = \Psi \rho_2 q_2 / \eta_1 \rho_1 q_1, \quad \pi R n / 30 = V / (1 + \chi),$$

выражение (4) может быть записано в виде

$$\alpha_2 = \frac{A}{\pi^{0,8}} c_2 \eta_B^{0,2} \left[\frac{\rho_2 V}{(1 + \chi)} \right]^{0,8} \eta_{\text{констр}} D_{\text{диф}}^{-1}, \quad (10)$$

где

$$\eta_{\text{констр}} = (1 - r^2 / R^2) \nu Z \sqrt{\sin \alpha \cos \alpha};$$

$$V = 4 q_1 / \pi d_{\text{сопл}}^2 m; \quad m - \text{число сопел.}$$

Для подсчета χ , с использованием выражения воздухопроизводительности, определяемой вращением лопастей в уравнении (4) и равенстве (9), получено соотношение между числом n оборотов и соответствующим ему количеством нагнетаемого воздуха: $\rho_2 q_2 = G_w$ $кг/с$ в виде квадратного уравнения, где n , а следовательно, и G_w зависят от расхода теплоносителя:

$$B n^2 + M n - 30 E = 0, \quad (11)$$

где $B = \eta_{\text{уравн.}} \pi R \Psi$; $\eta_{\text{уравн.}} = \eta_{\text{констр.}} \rho_2 \pi$; $B = \eta_{\text{констр.}} \cdot \rho_2 \pi^2 R \Psi$; $M = \eta_1 G_w \pi R$; $E = \eta_1 G_w V$; $\rho_1 q_1 = G_w$ - расход теплоносителя, $кг/с$.

Для принятых нами конструктивных размеров $G_{\text{возд}}=0,04n$, и квадратное уравнение зависимости числа n оборотов лопастей от расхода теплоносителя G_w представляется в виде

$$0,09 n^2 + 2,26 G_w n - 24 V G_w = 0. \quad (12)$$

Согласно исследованиям, значение численного коэффициента A - величина переменная, определяемая представленным нами выражением для данной разработки: $A = 225^k$, где изменение степени зависит от расхода теплоносителя (рис.2).

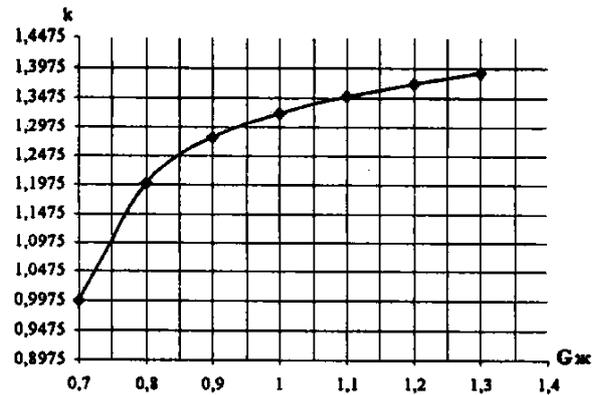


Рис.2.Зависимость степени k численного коэффициента A в формуле α_2 от расхода теплоносителя $G_{\text{ж}}$, л/с

Для верхней границы ламинарного истечения теплоносителя ($G_{\text{ж}} \approx 0,72$ литр/с; начало вращения) $k=1: \alpha_2 \approx 10 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$,

$$\alpha_2 = 225 \cdot 0,04496 = 9,85 \text{ Вт/м}^2 \text{ К},$$

что совпадает с экспериментальными данными (рис. 2,3).

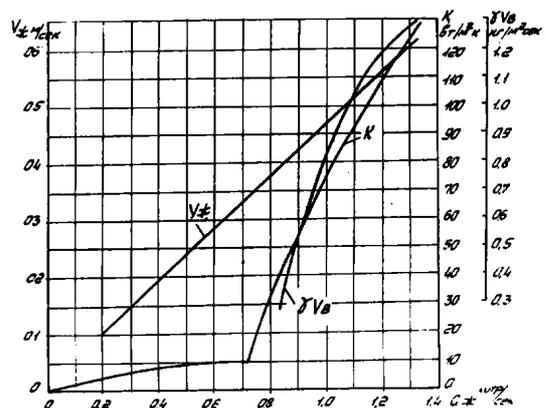


Рис.3. Зависимость скорости воды во внутренних каналах лопастей $V_{\text{ж}}$, коэффициента теплопередачи K и массовой скорости воздуха $\gamma V_{\text{в}}$ под лопастями теплообменника от расхода теплоносителя $G_{\text{ж}}$, л/с

Как видно из рис.3, коэффициент теплопередачи K увеличивается с увеличением расхода $G_{ж}$. При численных значениях до $G_{ж} \approx 0,72$ литр/с (начало вращения) режим теплообмена ламинарный, увеличение K незначительное и может быть определено существующими формулами для условий естественной конвекции. Резкое возрастание K достигается нагнетанием нагреваемого воздуха и омыванием им теплоотдающих поверхностей, что осуществляется увеличением расхода воды и, как следствие, вращением лопастей теплообменника. При $G_{ж} = 1,3$ литр/с K достигает $120 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

С целью экономии греющей воды, повышения коэффициента теплопередачи и уменьшения веса, заполняющего теплообменник теплоносителя, целесообразно подавать во внутренние каналы лопастей совместно с жидким теплоносителем нагреваемый тепличный воздух (или газ CO_2).

Движение воздуха в жидкой среде по каналам (при численных значениях движения газа в жидкости: $0,1 \dots 0,5 \text{ м/с}$ – барботажный режим) будет способствовать эффективному перемешиванию разнотемпературных слоев, интенсивному тепло- и массообмену между газом и жидкостью, разрушению пограничного слоя у внутренней поверхности каналов, что приводит к уменьшению термического сопротивления и увеличению интенсивности теплоотдачи от жидкости к стенке, исключению образования застойных зон. Интенсификация гидродинамического режима вплоть до перехода к пенному ($0,6 \dots 0,9 \text{ м/с}$) ведет к резкому возрастанию величин частного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ж}$ и общего коэффициента теплопередачи K [6]. Возрастанию коэффициента теплопередачи и повышению термической эффективности нагревателя η будет способствовать также увеличение оборотов лопастей за счет дополнительной массы воздуха, вытекающей через сопла в смеси с жидким теплоносителем (рис.4).

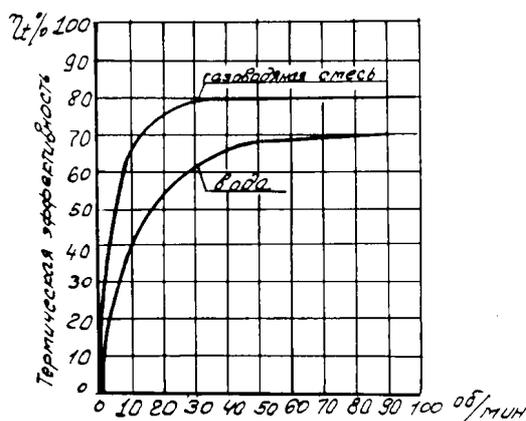


Рис.4. Термическая эффективность теплообменника при использовании газовой смеси в качестве теплоносителя

Коэффициент термической эффективности теплообменника представляется отношением теплоты Q_B нагреваемого воздуха к теплоте теплоносителя (газожидкостной смеси) $Q_{Т.н.}$:

$$\eta_t = Q_B / Q_{Т.н.} \quad (13)$$

При вращении лопастей нагнетаемый воздух, омывая теплоотдающую поверхность лопастей и ребер, отбирает тепло теплоносителя (газожидкостной смеси), равное

$$Q_B = G_B C_B (t_{к.в.} - t_{н.в.}).$$

При этом количество тепла, переданного от теплоносителя к нагреваемому воздуху, составит

$$Q_{Т.н.} = G_{ж} C_{ж} (t_{г.ж.} - t_{с.ж.}) + G_{г} C_{г} (t_{г.г.} - t_{о.г.}).$$

Подставив значения Q_B и $Q_{Т.н.}$ в формулу (13), получим

$$\eta_t = \frac{t_{к.в.} - t_{н.в.}}{t_{г.г.} - t_{о.г.}} \frac{G_B C_B}{G_{ж} C_{ж} \left(1 + \frac{G_{г} C_{г}}{G_{ж} C_{ж}} \right)}, \quad (14)$$

где G_B - количество нагреваемого воздуха, $кг/с$; C_B - теплоемкость воздуха, $Дж/кг.град$; $t_{к.в.}$ - $t_{н.в.}$ - начальная и конечная температуры нагреваемого воздуха, $К$; $G_{ж}$ - количество жидкого теплоносителя, $кг/с$; $C_{ж}$ - теплоемкость жидкого теплоносителя, $Дж/кг.град$; $t_{г.ж.}$ - $t_{с.ж.}$ - начальная и конечная температуры жидкого теплоносителя, $К$; $G_{г}$ - количество газа в теплоносителе газожидкостной смеси, $кг/с$; $C_{г}$ - теплоемкость газа в газожидкостной смеси, $Дж/кг.град$; $t_{г.г.}$ - $t_{о.г.}$ - начальная и конечная температуры газа в смеси с жидким теплоносителем, $К$; $t_{г.г.}$, $t_{о.г.}$ - начальная и конечная температуры теплоносителя (воды или газожидкостной смеси).

Из (14) следует, что η_t зависит от количества теплоносителя, т.е. от частоты вращения лопастей n . На рис. 4 представлены кривые эффективности теплообменника при теплоносителях - вода ($G_{газ.}=0$) и газоводяная смесь ($G_{смесь}$). При неизменных численных значениях расхода воды $G_{ж}=0,5...0,6$ *литр/с* и подачи газа во внутренние каналы лопастей со скоростью $0,1...0,5$ *м/с* (барботажный режим) η_t увеличивается на 10...15% при частоте вращения более $n=60$ *об/мин*. С переходом к развитому пенному режиму ($0,6...0,9$ *м/с*) η_t достигает до 85 % при $n=85$ *об/мин*, что совпадает с данными, приведенными в [7].

Таким образом, предложенный вращающийся осевой теплообменник с конструкцией, позволяющей размещать его под кровлей и перемещать по высоте сооружения (осуществляя местный обогрев с большой экономией тепла), нагнетающий массы нагретого воздуха по вертикальной оси в производственную зону, имеет высокую термическую эффективность, прост в эксплуатации и может быть рекомендован в качестве нагревательного устройства при проектировании систем обогрева помещений промышленного и сельскохозяйственного назначения с использованием низкотемпературной воды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александрян К.В., Ханоян Р.Г.** Устройство для водовоздушного обогрева теплиц: А.с. СССР № 1168136.
2. **Александрян К.В., Ханоян Р.Г.** Вращающийся осевой теплообменник: А.с. СССР №1380673.
3. **Попык К.Г.** Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1968. – 383 с.
4. БСЭ., второе издание. – 1955. - Т. 38. – С. 336.
5. **Калинушкин М.П.** Вентиляторные установки. - М.: Высшая школа, 1962. – 294 с.
6. **Мужленов И.А., Тарата Э.А.** Пенный режим и пенные аппараты. - Л.: Химия, 1977. – 303 с.
7. **Котенок И.Л., Мартынов А.В., Жуков В.П.** Оборудование для утилизации тепла / ВНИИКОМЖ. - М., 1981. – 31 с.

АрмНИИМЭСХ.

Материал поступил в редакцию 5.07. 2001.

Վ.Վ. ԱԼԵՔՍԱՆԴՐՅԱՆ, Ռ.Գ. ԽԱՆՈՅԱՆ

ՊՏՏՎՈՂ ԱՌԱՆՑՔԱՅԻՆ ՋԵՌՈՒՑԻՉ ՋԵՐՄԱՓՈԽԱՆԱԿՉԻ ՀԶՈՐՈՒԹՅԱՆ ՈՐՈՇՈՒՄ

Ստացված են ջերմափոխանցման գործակիցը որոշող արտահայտություն և ջերմափոխանակչի ջերմային արդյունավետությունը բնորոշող հավասարում:

K.Y. ALEKSANDRYAN, R.G. KHANOYAN

**POWER DEFINITION OF ROTARY CORE
HEAT-EXCHANGER**

An expression for defining the value of heat transfer and an equation, describing the thermal efficiency of the heat-exchanger are received.