



*Двигатель,
отработавшие газы,
теплообменник*

*The engine,
burnt gases,
heat exchanger*

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ НАГРЕВА ВОЗДУХА ТЕПЛОМ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В.А. Николаев (фото)

д.т.н., доцент кафедры механизации сельскохозяйственного производства

И.В. Кряклина

к.т.н., доцент кафедры механизации сельскохозяйственного производства

ФГБОУ ВО Ярославская ГСХА

Эффективный коэффициент полезного действия лучших дизельных двигателей не превышает 42%. Более половины энергии топлива теряется в окружающую среду. В зерноуборочном комбайне есть возможность использовать эту энергию для частичной сушки зерна за счет тепла отработавших газов, системы охлаждения, нагретых элементов поверхности двигателя. Отработавшие газы опасно использовать для непосредственной сушки зернового вороха в связи с опасностью его возгорания. Для снятия поверхностной влаги с зерновок целесообразно применять в качестве агента сушки смесь воздуха, нагреваемого в теплообменнике, и холодного воздуха.

Для передачи тепла отработавших газов нагреваемому воздуху необходим эффективный теплообменник, в котором воздух нагревается за счет тепла отработавших газов. Одним из перспективных путей создания высокоэффективных теплообменников является интенсификация теплообмена в каналах за счет спирального движения потока газа. В основу конструкторской разработки теплообменника для нагрева агента сушки положен принцип завихрения потока газа.

На рисунке 1 представлена схема теплообменника. Теплообменник содержит кожух 1, на торцевой стороне которого установлен вентилятор 2, приводимый от двигателя посредством ременной передачи на шкив 3. На валу 12 вентилятора установлены лопасти 11. Внутри кожуха расположена теплоизоляция 4, а в ней – сваренная из секций труба нагреваемого воздуха 8 в виде спирали с приваренными к ней изнутри лопатками 13. К трубе нагреваемого воздуха присоединена труба выходная 6. Внутри трубы нагреваемого воздуха установлена труба теплоносителя 5, также выполненная в виде спирали и на вы-

ходе покрытая теплоизоляцией. К трубе теплоносителя снаружи приварена спираль 7. К торцевой части трубы теплоносителя приварен конфузур 9. Внутри конфузюра установлены завихрители 14. К конфузюру присоединена труба отработавших газов 10, на которую надето уплотнение 15.

Теплоноситель из трубы отработавших газов движется через конфузур, где завихрители придают ему вращение, в трубу теплоносителя и перемещается по ней, отдавая через стенку тепло нагреваемому воздуху. Лопасти вентилятора засасывают наружный воздух из подкапотного пространства двигателя. На входе внутрь спирали из труб нагреваемого воздуха лопапки подогретому от двигателя воздуху придают вращательное движение. Он, перемещаясь внутри спирали из труб нагреваемого воздуха, дополнительно нагревается, а затем вентилятор подаёт его внутрь

трубы нагреваемого воздуха. Спираль, приваренная к трубе теплоносителя, придаёт нагреваемому воздуху спиральное вращение вокруг нее. Нагреваемый воздух движется в противоположном направлении по отношению к направлению движения отработавших газов. На конечном участке движения нагретый воздух от воздействия центробежной силы выходит через трубу выходную.

Представляем методику расчета и расчет сконструированного теплообменника для дизельного двигателя с мощностью 165 кВт.

Уравнение теплового баланса теплообменника с учетом потерь теплоты в окружающую среду [1]:

$$Q_{\tau 1} = Q_{\text{нв}} + Q_{\text{пот}}, \quad (1)$$

где $Q_{\tau 1}$ – количество теплоты, отданной отработавшими газами, кДж/с; $Q_{\text{нв}}$ – количество теплоты,

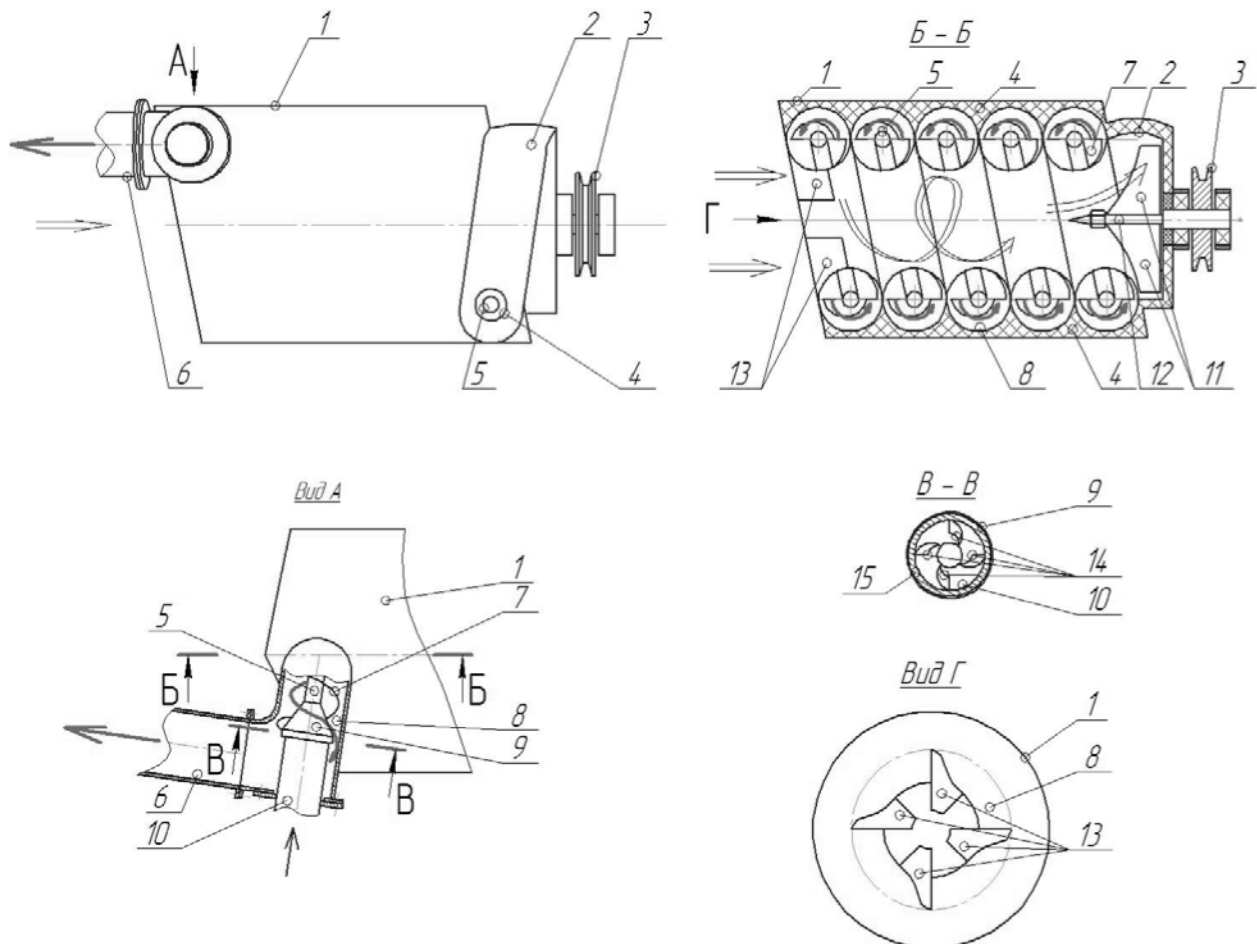


Рисунок 1 – Схема теплообменника: 1 – кожух; 2 – вентилятор; 3 – шкив; 4 – теплоизоляция; 5 – труба теплоносителя; 6 – труба выходная; 7 – спираль; 8 – труба нагреваемого воздуха; 9 – конфузур; 10 – труба отработавших газов; 11 – лопасть; 12 – вал; 13 – лопапка; 14 – завихритель; 15 – уплотнение

сообщенной нагреваемому воздуху, кДж/с; $Q_{\text{пот}}$ – потери теплоты в окружающую среду, кДж/с.

С другой стороны,

$$Q_{\tau 1} = G_{\tau} c_1 (t_{1\text{н}} - t_{1\text{к}}) = 102,5 \text{ кДж/с}, \quad (2)$$

где G_{τ} – поступление отработавших газов в теплообменник, $G_{\tau} = 0,206$ кг/с; $t_{1\text{н}}$ – температура отработавших газов на входе в теплообменник, °С; $t_{1\text{к}}$ – температура отработавших газов на выходе из теплообменника, °С; c_1 – теплоёмкость отработавших газов на входе в теплообменник, Дж/кг·К.

Температура отработавших газов после турбины турбокомпрессора $t_{1\text{н}} = 550^\circ\text{C}$ [2]. Необходимо получить нагреваемый воздух с максимальной возможной температурой $t_{2\text{к}} = 500^\circ\text{C}$. Чтобы обеспечить достаточный средний температурный напор при противоточном движении отработавших газов и нагреваемого воздуха в теплообменнике, температура отработавших газов на выходе из теплообменника должна быть не меньше $t_{1\text{к}} = 110^\circ\text{C}$. Теплоёмкость отработавших газов на входе в теплообменник $c_1 = 1130,5$ Дж/кг·К [3]. Количество теплоты, сообщенной нагреваемому воздуху,

$$Q_{\text{нв}} = G_{\text{нв}} c_2 (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}}), \quad (3)$$

где $G_{\text{нв}}$ – поступление в теплообменник нагреваемого воздуха, для предварительного расчета примем $G_{\text{нв}} = G_{\tau} = 0,206$ кг/с; $t_{2\text{н}}$ – температура нагреваемого воздуха на входе в теплообменник, °С; $t_{2\text{к}}$ – температура нагреваемого воздуха на выходе из теплообменника, °С; c_2 – теплоёмкость нагреваемого воздуха на входе в теплообменник, Дж/кг·К.

Обычно в теплообменниках от 1 до 10% $Q_{\tau 1}$ теряется в окружающую среду [4]. Примем потери в окружающую среду – 5% от $Q_{\tau 1}$. Тогда коэффициент полезного действия предлагаемого теплообменника $\eta = 0,95$.

$$Q_{\text{нв}} = \eta Q_{\tau 1} = 97,4 \text{ кДж/с}, \quad (4)$$

$$Q_{\text{пот}} = 0,05 Q_{\tau 1} = 5,13 \text{ кДж/с}.$$

Плотность теплоносителя на входе в теплообменник [5]:

$$\rho_{\tau 1} = \frac{P_{\text{и}} \cdot 10000}{736 \cdot 29,27 \cdot T_{1\text{н}}} = 0,474 \text{ кг/м}^3, \quad (5)$$

где $P_{\text{и}}$ – избыточное давление отработавших газов, $P_{\text{и}} = 840$ мм рт.ст.; $T_{1\text{н}}$ – температура отработавших газов после турбины турбокомпрессора, $T_{1\text{н}} = t_{1\text{н}} + 273 = 823$ К.

Внутренний диаметр трубы теплоносителя определим по формуле [5]:

$$d_{1\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 G_{\tau}}{\pi \mu \varepsilon (2 P_{\text{и}} \rho_{\tau 1})^{0,5}}} = 0,05 \text{ м}, \quad (6)$$

где G_{τ} – массовый расход теплоносителя, кг/с; $G_{\tau} = 0,206$ кг/с; $P_{\text{и}}$ – избыточное давление отработавших газов, $P_{\text{и}} = 0,12 \cdot 10^5$ Па; μ – коэффициент расхода; ε – коэффициент сжатия. Примем $\mu \varepsilon \approx 1$.

Современные дизельные двигатели обеспечивают выполнение норм по выбросам вредных веществ. Для дизельного двигателя строго оговаривается допустимое сопротивление в системе выпуска отработавших газов, поскольку это связано с установкой на комбайнах глушителей и систем нейтрализации вредных веществ. Поэтому проходное сечение для трубы теплоносителя в теплообменнике принято значительно больше минимально допустимого по расчету. Сопротивление этой трубы может быть уточнено только при испытаниях опытных образцов теплообменников.

Трубу теплоносителя выбираем из стандарта: внутренний диаметр $d_{1\text{вн}} = 0,07$ м; наружный диаметр $d_{1\text{н}} = 0,076$ м; толщина стенки трубы $\delta_1 = 0,002$ м, так как при закручивании трубы в спираль толщина стенки уменьшится.

В четырехтактных дизельных двигателях при открытии выпускных клапанов отработавшие газы выходят со скоростью 600-700 м/с. Часть кинетической энергии отработавших газов используют для привода турбокомпрессора [2]. Скорость теплоносителя на входе в трубу теплоносителя определим по формуле [6]:

$$v_{\tau} = \frac{4 V_{\tau}}{\pi d_{1\text{вн}}^2} = 120 \text{ м/с}. \quad (7)$$

Коэффициент теплоотдачи отработавших газов [1]

$$\alpha_{\tau} = Nu_{\tau} \frac{\lambda_{\tau}}{d_{1\text{вн}}}, \quad (8)$$

где Nu_{τ} – критерий Нуссельта, который выражает меру отношения плотности конвективного потока тепла α_{τ} к удельному тепловому потоку при чистой теплопроводности; λ_{τ} – коэффициент теплопроводности отработавших газов, Вт/м·град.

При движении газов в трубах при $Re > 10000$ используют критериальное уравнение [1]:

$$Nu = C \varepsilon_1 Re^{0,8}, \quad (9)$$

где Re – критерий Рейнольдса, который выражает меру отношения инерционных сил к силам трения; C – коэффициент для отработавших газов, $C = 0,018$; ε_1 – поправочный коэффициент, учитывающий влияние на коэффициент теплоотдачи отношения длины трубы L к её диаметру d ; при

$$\frac{L}{d} \geq 50 \quad \varepsilon_1 = 1.$$

Из формул (8) и (9) коэффициент теплоотдачи отработавших газов при движении по прямой трубе:

$$\alpha_T = C \varepsilon_1 Re_T^{0,8} \frac{\lambda_T}{d_{1BH}}. \quad (10)$$

Критерий Рейнольдса для отработавших газов на входе в теплообменник определяем по формуле [1]:

$$Re_T = \frac{v_T d_{1BH}}{\nu_T} = 101205, \quad (11)$$

где ν_T – коэффициент кинематической вязкости отработавших газов на входе в теплообменник,

$$\nu_T = \frac{\mu_T}{\rho_T} = 0,083 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Коэффициент теплопроводности отработавших газов определим по формуле [4]:

$$\lambda_T = \mu_T \left(c_T + \frac{5R}{4M_T} \right) = 0,057 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}, \quad (12)$$

где R – универсальная газовая постоянная, $R = 8314$ Дж/кг·град; μ_T – коэффициент динамической вязкости отработавших газов на входе в теплообменник, $\mu_T = 0,038 \cdot 10^{-3}$ Н сек/м² [3].

Отсюда коэффициент теплоотдачи отработавших газов при движении по прямой трубе $\alpha_T = 148$ Вт/м²К.

В трубе теплоносителя (см. рис. 2, а) отработавшие газы получают спиральное вращение с помощью завихрителей. Закрученный поток в трубе движется по винтовой линии, поэтому в пристеночной области имеет место течение, характерное обтеканию вогнутой поверхности. Известно, что около вогнутой поверхности теплообменные процессы усиливаются [7]. Движение потока по винтовой линии наблюдается и при течении внутри витой трубы. В работе Парамонова Н.В. [8] получены данные по теплоотдаче в витой трубе. Они показывают увеличение коэффициента теплоотдачи примерно 1,3 раза по сравнению с круглой трубой. По аналогии с витой трубой прием увеличение коэффициента теплоотдачи в 1,3 раза:

$$\alpha'_T = 1,3 \cdot \alpha_T = 192,4 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

В предлагаемом теплообменнике отработавшие газы движутся в трубе, выполненной в виде спирали, поэтому коэффициент теплоотдачи дополнительно увеличивается вследствие завихрения потока газа. Коэффициент теплоотдачи α'_T умножаем на коэффициент x_1 , учитывающий относительную кривизну трубы теплоносителя [9]:

$$x_1 = 1 + 1,77 \frac{d_{1BH}}{R_B}, \quad (13)$$

где d_{1BH} – внутренний диаметр трубы теплоносителя, $d_{1BH} = 0,07$ м; R_B – радиус витка трубы теплоносителя. $R_B = \frac{D_{сп}}{2}$; $D_{сп}$ – диаметр спирали трубы теплоносителя, $D_{сп} = 0,9$ м из конструктивной

компоновки теплообменника (см. рис. 2 а). Тогда $R_B = 0,45$ м.

Коэффициент теплоотдачи отработавших газов, движущихся в спиральной трубе,

$$\alpha''_T = \left(1 + 1,77 \frac{d_{1BH}}{R_B} \right) \alpha'_T = 245 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Скорость агента сушки должна быть $v_{кр} \approx 10$ м/с. Примем скорость нагреваемого воздуха по всей трубе нагреваемого воздуха $v_{HB} = 10$ м/с. В результате расчета выбираем трубу нагреваемого воздуха с внутренним диаметром $d_{2BH} = 0,35$ м, наружным диаметром $d_{2H} = 0,354$ м, толщиной стенки $\delta_2 = 0,002$ м.

Для обеспечения постоянной скорости $v_{HB} = 10$ м/с в спиральной трубе нагреваемого воздуха при изменяющейся плотности нагреваемого воздуха необходимо, чтобы у спирали, приваренной к трубе теплоносителя, увеличивалось расстояние между витками (см. рис. 2, а, в). Поэтому нагреваемый воздух движется по каналу, постепенно увеличивающему свою площадь сечения. Канал образован наружной стенкой трубы теплоносителя, внутренней стенкой трубы нагреваемого воздуха и стенками соседних витков спирали (см. рис. 2, з).

Площадь сечения канала на входе в трубу нагреваемого воздуха

$$S_{c1} = \frac{V_{не1}}{v_{не}} = 0,0213 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения канала на выходе из трубы нагреваемого воздуха

$$S_{c2} = \frac{V_{не2}}{v_{не}} = 0,0466 \text{ м}^2.$$

Расстояние между витками спирали определим по формуле [1]:

$$l_c = \frac{S_c}{\frac{1}{2}(d_{2B} - d_{1H})}, \quad (14)$$

где d_{2B} – внутренний диаметр трубы нагреваемого воздуха, $d_{2B} = 0,35$ м; d_{1H} – наружный диаметр трубы теплоносителя, $d_{1H} = 0,076$ м.

Расстояние между витками спирали на входе в трубу нагреваемого воздуха $l_{c1} = 0,155$ м, расстояние между витками спирали на выходе из трубы нагреваемого воздуха $l_{c2} = 0,34$ м. Сечение канала (см. рис. 2, з), по которому движется нагреваемый воздух, сначала преобразуем в прямоугольник с той же площадью сечения (см. рис. 2, д), а затем представляем в виде круга с эквивалентным диаметром d_c (см. рис. 2, е).

Эквивалентный диаметр определим по формуле [1]:

$$d_c = \frac{4S_c}{\Pi_c}, \quad (15)$$

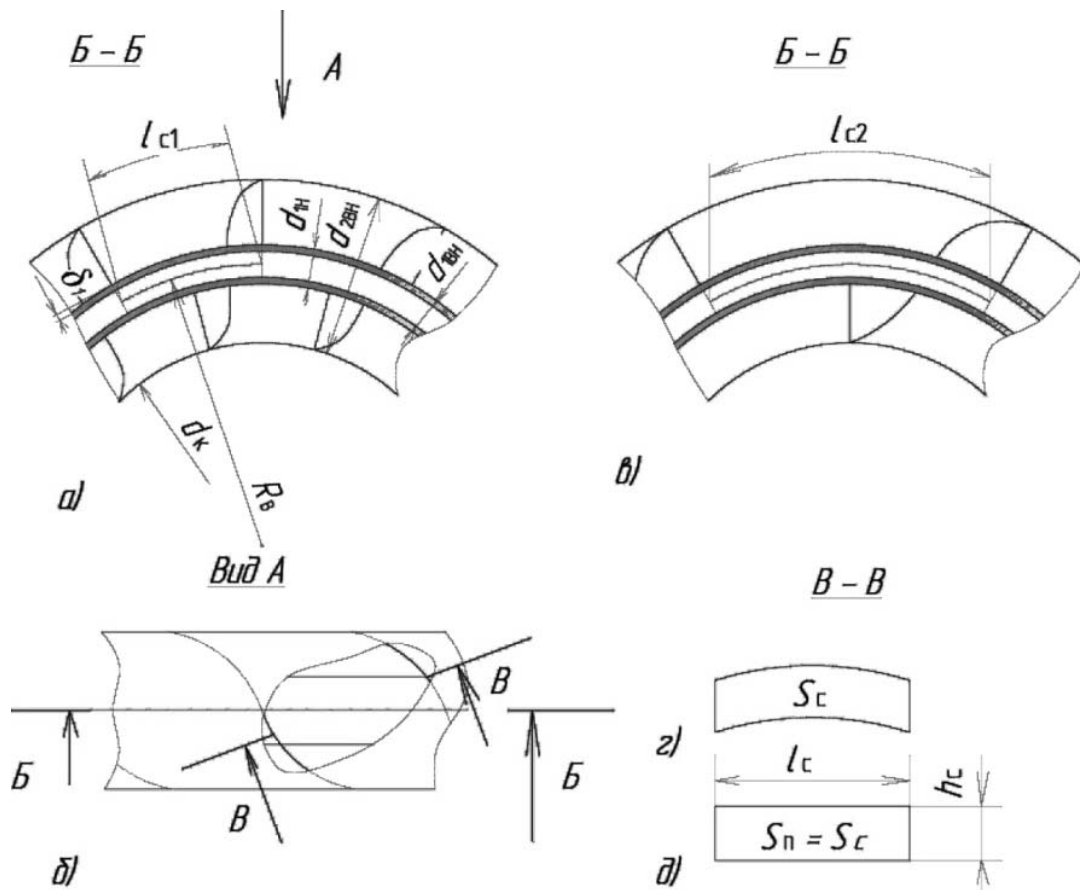


Рисунок 2 – Схема к расчету теплообменника: а) вид Б спирали на входе в трубу нагреваемого воздуха; б) вид А трубы нагреваемого воздуха; в) вид Б спирали на выходе из трубы нагреваемого воздуха; г) сечение канала, по которому движется нагреваемый воздух; д) приведенное к прямоугольнику сечение канала, по которому движется нагреваемый воздух; е) приведенное к кругу сечение канала с эквивалентным диаметром d_c , по которому движется нагреваемый воздух

где S_c – площадь сечения канала, m^2 ; P_c – периметр сечения канала, $P_c = 2(\ell_c + h_c)$; h_c – расстояние между трубами теплоносителя и нагреваемого воздуха (высота витка спирали, приваренной к трубе теплоносителя).

Коэффициент теплоотдачи нагреваемого воздуха, движущегося в канале, образованном наружной стенкой трубы теплоносителя, внутренней стенкой трубы нагреваемого воздуха и стенками соседних витков спирали (см. рисунок 2, з) [1]:

$$\alpha_{нв} = Nu_{нв} \frac{\lambda_{нв}}{d_c}, \quad (16)$$

где $Nu_{нв}$ – критерий Нуссельта для нагреваемого воздуха; $\lambda_{нв}$ – коэффициент теплопроводности нагреваемого воздуха на входе в теплообменник, Вт/м·град.

При движении воздуха в пространстве между трубами применяем критериальное уравнение [1]:

$$Nu_{нв} = 0,023 Re_{нв}^{0,8} \left(\frac{d_{2в}}{d_{1н}} \right)^{0,45}, \quad (17)$$

где $d_{2в}$ – внутренний диаметр трубы нагреваемого воздуха, $d_{2в} = 0,35$ м; $d_{1н}$ – наружный диаметр трубы теплоносителя, $d_{1н} = 0,076$ м.

Из формул (16) и (17) получаем зависимость для определения коэффициента теплоотдачи нагреваемого воздуха:

$$\alpha_{нв} = 0,023 Re_{нв}^{0,8} \frac{\lambda_{нв}}{d_c} \left(\frac{d_{2в}}{d_{1н}} \right)^{0,45}. \quad (18)$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи трубы теплоносителя с приваренной спиралью используем эквивалентный диаметр $d'_{эКВ}$ условной гладкой трубы, поверхность одного погонного метра которой равна поверхности одного погонного метра ребристой трубы [10]:

$$d'_{эКВ} = \frac{d_{сп}^2 - d_{1н}^2}{2\ell_c} + d_{1н}, \quad (19)$$

где $d_{сп}$ – диаметр приваренной спирали,

$d_{\text{сп}} = 0,35$ м; $d_{1\text{н}}$ – наружный диаметр трубы теплоносителя, $d_{1\text{н}} = 0,076$ м.

Критерий Рейнольдса для нагреваемого воздуха на входе в трубу нагреваемого воздуха

$$Re_{\text{нв}} = \frac{v_{\text{нв}} d'_{\text{экв1}}}{\nu_{\text{нв}}} = 226000, \quad (20)$$

где $\nu_{\text{нв}}$ – коэффициент кинематической вязкости нагреваемого воздуха на входе в трубу нагреваемого воздуха $\nu_{\text{нв}} = \frac{\mu_{\text{нв}}}{\rho_{\text{нв}}} = \frac{0,02 \cdot 10^{-3}}{0,988} = 0,02 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$.

Отсюда коэффициент теплоотдачи нагреваемого воздуха $\alpha'_{\text{нв}} = 167 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$.

Нагреваемый воздух движется по приваренной спирали вокруг трубы теплоносителя, поэтому коэффициент теплоотдачи увеличивается. По аналогии с витой трубой примем увеличение коэффициента теплоотдачи в 1,3 раза [7]:

$$\alpha'_{\text{нв}} = 1,3 \cdot \alpha_{\text{нв}} = 217 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}.$$

Так как в предлагаемом теплообменнике нагреваемый воздух движется в трубе нагреваемого воздуха, выполненной в виде спирали, коэффициент теплоотдачи увеличивается вследствие завихрения потока нагреваемого воздуха. Коэффициент теплоотдачи $\alpha'_{\text{нв}}$ умножаем на коэффициент x_2 , учитывающий относительную кривизну трубы нагреваемого воздуха [9]:

$$x_2 = 1 + 1,77 \frac{d_c}{R_B}, \quad (21)$$

где R_B – радиус витка трубы нагреваемого воздуха, $R_B = 0,45$ м из конструктивной компоновки теплообменника (см. рис. 3.4 а), d_c – эквивалентный диаметр сечения канала, по которому движется нагреваемый воздух (см. рис. 3.4 е).

Тогда коэффициент теплоотдачи нагреваемого воздуха

$$\alpha''_{\text{нв}} = \left(1 + 1,77 \frac{d_{c1}}{R_B}\right) \alpha'_{\text{нв}} = \left(1 + 1,77 \frac{0,15}{0,45}\right) 217 = 352 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}.$$

Коэффициент теплопередачи от отработавших газов к нагреваемому воздуху в предлагаемом теплообменнике определим по формуле [1]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha''_1} + \frac{\sum \delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{зв}} + r_{\text{зг}} + \frac{1}{\alpha''_2}} = 127 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}, \quad (22)$$

где $\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки трубы теплоносителя, $\delta_{\text{ст}} = 0,002$ м; $\lambda_{\text{ст}}$ – теплопроводность материала стенки, $\lambda_{\text{ст}} = 39,3 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{град}$; $r_{\text{зв}}$ – тепловая проводимость слоя загрязнений стенки воздухом, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $r_{\text{зг}}$ – тепловая проводимость слоя загрязнений стенки отработавшими газами, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. Ориентировочные значения тепловой проводимости загрязнений: для воздуха $r_{\text{зв}} = \frac{1}{2800} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$,

для отработавших газов $r_{\text{зг}} = \frac{1}{1700} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ [1].

Средний температурный напор в теплообменнике при противотоке

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_м}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_м}} = 40^\circ\text{C}, \quad (23)$$

где $\Delta t_м$ – меньшая разность температур между горячим и холодным теплоносителем, $\Delta t_м = t_{1\text{к}} - t_{2\text{н}} = 110 - 80 = 30^\circ\text{C}$; Δt_6 – большая разность температур между горячим и холодным теплоносителем, $\Delta t_6 = t_{1\text{н}} - t_{2\text{к}} = 550 - 500 = 50^\circ\text{C}$.

Площадь поверхности теплообмена определим по формуле [1]:

$$F = \frac{Q_{\text{нв}}}{K \Delta t_{\text{cp}}} = 19,2 \text{ м}^2, \quad (24)$$

где $Q_{\text{нв}}$ – теплота, получаемая нагреваемым воздухом от теплоносителя, $Q_{\text{нв}} = 97,4 \text{ кДж}/\text{с}$; K – коэффициент теплопередачи, $K = 127 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$; Δt_{cp} – средний температурный напор, $\Delta t_{\text{cp}} = 40^\circ\text{C}$.

Конструктивными параметрами теплообменника являются: длина одного витка спиральной трубы $\ell_{\text{в}}$, число витков спиральной трубы n , общая длина теплообменника $L_{\text{т}}$, диаметр теплообменника без изоляции $D_{\text{т}}$.

Длину трубы теплоносителя определим по формуле [1]:

$$L = \frac{F}{\pi d'_{\text{экв}}} = 17,5 \text{ м}, \quad (25)$$

где $d'_{\text{экв}}$ – средний эквивалентный диаметр трубы теплоносителя, $d'_{\text{экв}} = 0,35$ м.

Длина одного витка трубы теплоносителя

$$\ell_{\text{вт}} = \sqrt{(\pi D_{\text{сп}})^2 + h^2} = 2,85 \text{ м}, \quad (26)$$

где $D_{\text{сп}}$ – диаметр спирали трубы теплоносителя, из конструктивной компоновки теплообменника $D_{\text{сп}} = 0,9$ м; h – расстояние между осями соседних витков, $h = 0,35$ м.

Число витков трубы теплоносителя

$$n = \frac{L}{\ell_{\text{вт}}} = 6,2.$$

Определим длину теплообменника

$$L_{\text{т}} = n \cdot h = 1,16 \text{ м}.$$

Диаметр теплообменника без изоляции

$$D_{\text{т}} = 2R_{\text{в}} + d_{2\text{н}} = 2,17 \text{ м},$$

где $R_{\text{в}}$ – радиус спирали трубы нагреваемого воздуха, $R_{\text{в}} = 0,45$ м.

Произведен расчет и подбор радиальных вентиляторов для теплообменников, работающих с двигателями различной мощности.

В таблице 1 и на рисунке 3 представлены результаты расчетов теплообменников для нагрева воздуха теплом отработавших газов дизельных двигателей различной мощности.

Таблица 1 – Модельный ряд теплообменников для нагрева воздуха теплом отработавших газов дизельных двигателей

Мощность двигателя, кВт	50	70	90	110	130	150	165
Диаметр теплообменника, м	0,88	0,9	0,92	1,19	1,21	1,23	1,25
Длина теплообменника, м	1,17	1,58	1,85	1,62	1,71	1,98	2,17
Внутренний диаметр трубы теплоносителя, м	0,05	0,05	0,05	0,07	0,07	0,07	0,07
Внутренний диаметр трубы нагреваемого воздуха, м	0,18	0,20	0,22	0,29	0,31	0,33	0,35
Площадь теплообмена, м ²	7,5	9,28	10,65	15,1	15,9	18	19,2
Коэффициент теплопередачи, Вт/м ² град	93	106	118	103	114	120	127
Объемный расход нагреваемого воздуха на выходе из теплообменника, м ³ /с	0,131	0,184	0,235	0,293	0,344	0,41	0,466
Марка радиального вентилятора	D045M	D05M	D 052M	D 064	D 066	D 07	D 07

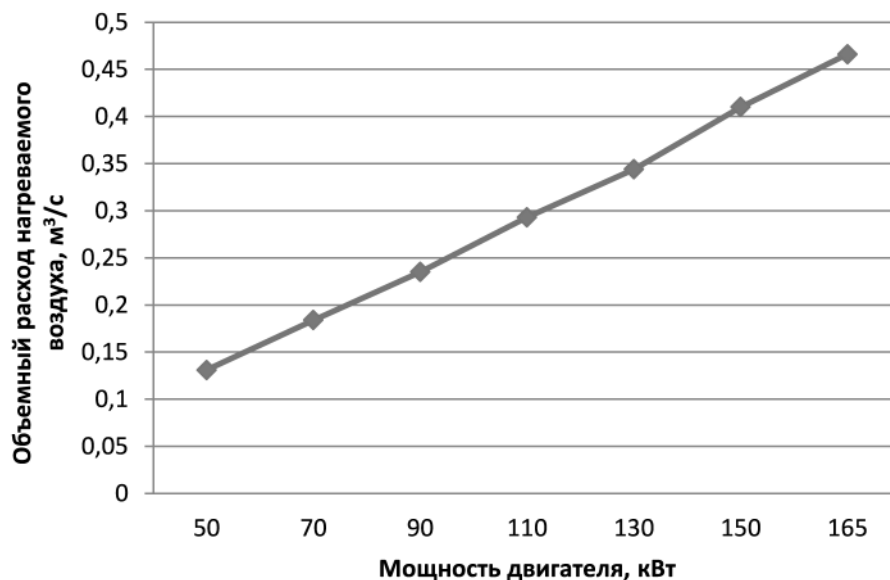


Рисунок 3 – Зависимость объемного расхода нагреваемого воздуха от мощности двигателя

Вывод

Спиральное движение потоков отработавших газов и нагреваемого воздуха приводит к интенсификации теплообмена и позволяет полу-

чить оптимальный теплообменник для нагрева воздуха. Создан модельный ряд теплообменников для нагрева воздуха теплом отработавших газов дизельных двигателей.

Литература

1. Иоффе, И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии [Текст] / И.Л. Иоффе. – Л.: Химия, 1991. – 359 с.
2. Макушев, Ю.П. Агрегаты наддува двигателей: Учебное пособие [Текст] / Ю.П. Макушев, С.В. Корнеев, В.В. Рындин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 58 с.
3. Джон Г. Перри. Справочник инженера-химика, т. 1. [Текст] / Джон Г. Перри. Пер. с англ. под ред. акад. Жаворонкова Н.М. и чл.-корр. АН СССР Романкова П.Г. – М.: «Химия», 1969. – 640 с.

4. Баскаков, А.П. Теплотехника [Текст] / А.П. Баскаков, Б.В.Берг, О.К. Витт. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.
5. РД 50-213-80. Правила измерения расхода газов и жидкости стандартными измеряющими устройствами.
6. Амерханов, Р.А. Теплоэнергетические установки и системы сельского хозяйства [Текст] / Р.А. Амерханов, А.С. Бессараб, Б.Х. Драганов, С.П. Рудобашта, Г.Г. Шишко. – М.: Колос-Пресс, 2002. – 24 с.
7. Данилов, Ю.И. Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы [Текст] / Ю.И. Данилов, Б.В. Дзюбенко, Г.А. Дрейцер, Л.А. Ашмантас. – М.: «Машиностроение», 1986. – 200 с.
8. Парамонов, Н.В. Исследование интенсификации теплообмена в профильных трубах [Текст] / Н.В. Парамонов. Тепло- и массообмен между потоками и поверхностями// Тематический сборник научных трудов МАИ. – М., 1980. – С. 62-65.
9. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии [Текст] / А.Г. Касаткин. – М.: Государственное научно-техническое издательство химической литературы, 1955. – 755 с.
10. Мартыненко, О.М. Справочник по теплообменникам [Текст]: в 2-х т. : пер. с англ. / под ред. О.М. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 420 с.

References

1. Ioffe, I.L. Proektirovanie processov i apparatov himicheskoy tehnologii [Tekst] / I.L. Ioffe. – L.: Himija, 1991. – 359 s.
2. Makushev, Ju.P. Agregaty nadduva dvigatelej: Uchebnoe posobie [Tekst] / Ju.P. Makushev, S.V. Korneev, V.V. Ryndin. – Omsk: Izd-vo SibADI, 2006. – 58 s.
3. Dzhon G. Perri. Spravochnik inzhenerahimika, t. 1. [Tekst] / Dzhon G. Perri. Per. s angl. pod red. akad. Zhavoronkova N.M. i chl.-korr. AN SSSR Romankova P.G. – M.: «Himija», 1969. – 640 s.
4. Baskakov, A.P. Teplotehnika [Tekst] / A.P. Baskakov, B.V.Berg, O.K. Vitt. – M.: Jenergoatomizdat, 1991. – 224 s.
5. RD 50-213-80. Pravila izmerenija rashoda gazov i zhidkosti standartnymi izmerjajushhimi ustrojstvami.
6. Amerhanov, R.A. Teplojenergeticheskie ustanovki i sistemy sel'skogo hozjajstva [Tekst] / R.A. Amerhanov, A.S. Bessarab, B.H. Draganov, S.P. Rudobashta, G.G. Shishko. – M.: Kolos-Press, 2002. – 24 s.
7. Danilov, Ju.I. Teploobmen i gidrodinamika v kanalah slozhnoj formy [Tekst] / Ju.I. Danilov, B.V. Dzjubenko, G.A. Drejcer, L.A. Ashmantas. – M.: «Mashinostroenie», 1986. – 200 s.
8. Paramonov, N.V. Issledovanie intensifikacii teploobmena v profil'nyh trubah [Tekst] / N.V. Paramonov. Teplo- i massoobmen mezhdru potokami i poverhnostjami// Tematicheskij sbornik nauchnyh trudov MAI. – M., 1980. – S. 62-65.
9. Kasatkin, A.G. Osnovnye processy i apparaty himicheskoy tehnologii [Tekst] / A.G. Kasatkin. – M.: Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo himicheskoy literatury, 1955. – 755 s.
10. Martynenko, O.M. Spravochnik po teploobmennikam [Tekst]: v 2-h t. : per. s angl. / pod red. O.M. Martynenko i dr. – M.: Jenergoatomizdat, 1987. – 420 s.