

УДК 621.565.

**Анализ вариантов компоновки трубчато-пластинчатого
теплообменника по высоте**

к.т.н., доцент А.Л. Емельянов, инженер Т.А. Лопаткина

СПбГУНиПТ, ОАО «ИЭМЗ «Купол», г. Ижевск

E-mail: emelianovt@mail.ru , trusovsa@gmail.com

Рассмотрены три варианта компоновки теплообменника для корпуса заданной высоты. Определен вариант, при котором производительность теплообменника минимальна. Показано, что выбор между остальными двумя вариантами неоднозначен и должен определяться посредством расчета. Показано, что в случае воздухонагревателя со змеевиками разной длины должна быть также рассчитана температура теплоносителя на выходе из длинных змеевиков для защиты от замерзания теплоносителя.

В настоящее время трубчато-пластинчатые теплообменники широко используются для нагрева воздуха в различном оборудовании: центральных кондиционерах, агрегатах воздушного отопления, «сухих градирнях», сушилках. В случаях, когда изменение высоты корпуса оборудования не допускается, согласование фронтальных сечений теплообменника и корпуса по высоте не всегда оказывается идеальным: между корпусом и теплообменником может оставаться незадействованное в теплообмене пространство. Причина в том, что на высоту теплообменника накладываются ограничения. Во-первых, высота пластин определяется как произведение количества трубок во фронтальном сечении $K_{фр}$ на их шаг s_l . Следовательно, между корпусом оборудования и теплообменником может существовать зазор не более s_l . Такой зазор невозможно использовать для теплообмена и его следует перекрыть. Во-вторых, количество трубок во фронтальном сечении $K_{фр}$ не всегда обеспечивает максимально возможную высоту пластин из-за требований к конструкции змеевиков (секций) теплообменника:

- количество трубок $K_{фр}$ совместно с количеством рядов трубок $K_{прод}$ должно обеспечить четное количество ходов (трубок) z в каждом змеевике:

$$z = \frac{K_{фр} K_{прод}}{n} - \text{четное число} , \quad (1)$$

где n - количество змеевиков;

- количество ходов во всех змеевиках, как правило, принимают одинаковым.

Если количество трубок во фронтальном сечении, соответствующее максимально возможной высоте пластин $K_{фр max}$ – простое число, а количество змеевиков n меньше

$K_{фр max}$ и все змеевики должны быть одной длины, то в пластинах максимально возможной высоты останутся неиспользованные трубки, которые невозможно включить в змеевики. В таком случае пластины можно сделать ниже, и между корпусом оборудования и теплообменником образуется зазор, равный нескольким шагам трубок s_1 . Такой случай изображен на рисунке 1 вариант а: $K_{фр max} = 23$, $K_{прод} = 2$, $n = 7$. Согласно (1) четное число ходов в змеевиках получается, если $K_{фр}$ кратно 7. Тогда получим $K_{фр} = 21$ и число ходов $z = (21 \times 2) / 7 = 6$. Величина зазора между корпусом оборудования и теплообменником A составит $(K_{фр max} - K_{фр}) \times s_1 = 2s_1$.

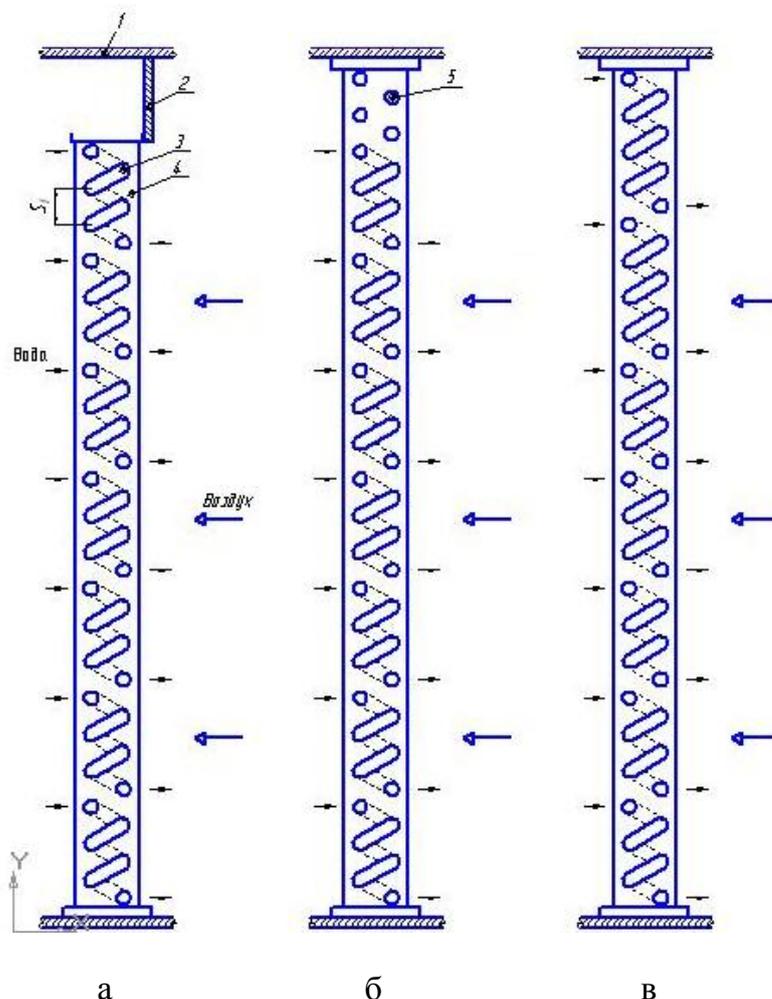


Рисунок 1 - Варианты теплообменников, размещенных в корпусе оборудования

высотой $23s_1$ мм.

- 1 – корпус оборудования; 2 – перегородка; 3 – змеевик (секция); 4 – пластина; 5 – трубки, не включенные в змеевики;
- а – теплообменник с семью 6-ходовыми змеевиками, перекрыта высота $2s_1$ (теплообменник А);
- б – теплообменник с семью 6-ходовыми змеевиками, часть ребер высотой $2s_1$ и проходящие через нее трубки не участвуют в теплообмене (теплообменник Б);
- в – теплообменник с двумя 8-ходовыми и пятью 6-ходовыми змеевиками (теплообменник В).

От зазора, образованного по условиям формирования змеевиков, можно избавиться тремя способами: перекрыть его (рис. 1а), применить в теплообменнике пласти-

ны максимально возможной высоты и не использовать в змеевиках часть трубок (рис. 1б), применить пластины максимально возможной высоты и использовать в змеевиках все трубки, удлинив часть змеевиков на два хода (рис. 1в).

Следует ожидать, что теплообменники вариантов А, Б и В неравнозначны по вырабатываемой тепло- или холодопроизводительности, хотя и занимают в корпусе одно и то же место. Для определения наиболее эффективного теплообменника выполнен поверочный расчет для режима нагрева, в котором по известным начальным параметрам воздуха и теплоносителя вычисляются конечные параметры и теплопроизводительность.

Приняты следующие начальные параметры сред:

- температура и относительная влажность воздуха на входе $t_{e1} = 0$ °С, $\varphi_{e1} = 60\%$;
- расход воздуха на входе $V_{e1} = 3600$ м³/ч;
- температура воды на входе $t_{w1} = 80$ °С;
- расход воды $G_w = 1200$ кг/ч;
- барометрическое давление $P_0 = 100000$ Па.

Общие геометрические параметры сравниваемых воздухонагревателей: диаметр трубок $d = 0,00952$ м; длина оребренной части трубок $l = 0,8$ м; число рядов трубок $K_{прод} = 2$; шаг ребер $u = 0,0022$ м; фронтальный шаг трубок $s_1 = 0,025$ м; шаг рядов трубок $s_2 = 0,0217$ м; форма пластин - как в работе [1] для теплообменников с трубками 9,52 мм; число змеевиков $n = 7$.

Отличительные параметры:

- число трубок во фронтальном сечении: $K_{фр} = 21$ для воздухонагревателя А и $K_{фр} = 23$ для воздухонагревателей Б и В;
- конструкция змеевиков: *семь 6-ходовых* змеевиков в воздухонагревателях А и Б, *пять 6-ти и два 8-ходовых* змеевика в воздухонагревателе В.

Для воздуха коэффициент теплоотдачи вычислен по зависимости (11) из работы [1], для воды – по известной формуле М.А. Михеева для турбулентного режима течения [2, с. 21], гидравлическое сопротивление определено по формулам из [3].

При расчете воздухонагревателя Б не учитывалась поверхность не участвующих в теплообмене трубок и соответствующая ей наружная поверхность теплообменника, равная 1,4 м² (9 % всей наружной площади теплообмена).

При расчете воздухонагревателя В принято, что 6-ходовые змеевики омываются воздухом в количестве $V_{61-1} = 2348 \text{ м}^3/\text{ч}$, а на 8-ходовые приходится расход воздуха $V_{81-2} = 1252 \text{ м}^3/\text{ч}$ – пропорционально фронтальному сечению части воздухонагревателя с 6- и 8-ходовыми змеевиками. Расход воды распределен между 6-ти и 8-ми ходовыми змеевиками исходя из условия равенства гидравлических сопротивлений коротких и длинных змеевиков.

Результаты расчета воздухонагревателей, размещенных в корпусе высотой $23s_1 = 575 \text{ мм}$, представлены в таблице 1.

Таблица 1

Параметр	Вариант воздухонагревателя		
	А	Б	В
1. Теплопроизводительность, Q_m , кВт	39,8	37,4	40,9 (27,6 + 13,3)*
2. Наружная площадь теплообмена, F_n , м^2	15,0	15,0 активная	16,4 (10,7 + 5,7)*
3. Плотность теплового потока, q_F , кВт/ м^2	2,7	2,5 на активной F_n 2,3 в расчете на всю F_n	2,5 (2,6 и 2,3)*
4. Скорость воздуха во фронтальном сечении, v_{fp} , м/с	2,4	2,2	2,2
5. Аэродинамическое сопротивление, P_e , Па	48,0	41,6	41,6
6. Скорость воды в змеевиках, v_w , м/с	0,71	0,71	0,74 и 0,64*
7. Гидравлическое сопротивление змеевика, P_{zm} , кПа	3,9	3,9	4,3 (невязка $1,2 \times 10^{-3} \%$)
8. Температура воздуха на выходе из воздухонагревателя, t_{e2} , °С	31,0	29,1	31,8 после смешивания (32,9 и 29,8)*
9. Температура воды на выходе из воздухонагревателя, t_{w2} , °С	51,5	53,2	49,7 после смешивания (53,4 и 42,9)*
* - первое значение относится к 6-ходовым, а второе – к 8-ходовым змеевикам.			

Как видно из таблицы 1, воздухонагреватель В со змеевиками разной длины обеспечивает теплопроизводительность выше, чем воздухонагреватели А и Б с 6-ходовыми змеевиками. Он характеризуется несколько увеличенным гидравлическим сопротивлением и значительным падением температуры воды на выходе из длинных змеевиков. В данном случае она ниже температуры воды на выходе из воздухонагревателя на 6,8 °С.

Воздухонагреватель А с наименьшей площадью теплообмена и повышенной скоростью воздуха обеспечивает промежуточное значение теплопроизводительности. Его аэродинамическое сопротивление также повышено (48,0 Па против 41,6 Па для воздухонагревателей Б и В).

Теплопроизводительность воздухонагревателя Б самая низкая из рассчитанных вариантов. Воздухонагревателю А он уступает по интенсивности теплоотдачи к воздуху из-за меньшей скорости воздуха. Воздухонагревателю В он проигрывает в пяти змеевиках по интенсивности теплоотдачи от воды из-за меньшей скорости воды и в двух змеевиках – проигрывает по площади теплообмена.

В таблице 2 приведены коэффициенты полезного действия η по обеим средам для воздухонагревателей А, Б и В; значения η для воздухонагревателя В осреднены по площади теплообмена, соответствующей 6-ти и 8-ходовым змеевикам. η определяется как отношение действительно полученного изменения температуры среды Δt к максимально возможному [2, с. 75]:

$$\eta = \frac{\Delta t}{t_{w1} - t_{e1}} \quad (2)$$

Таблица 2

Параметр	Вариант воздухонагревателя		
	А	Б	В
1. Коэффициент полезного действия по стороне воздуха, η_a	0,39	0,36	0,40 (0,41 + 0,37)*
2. Коэффициент полезного действия по стороне воды, η_w	0,36	0,34	0,38 (0,33 + 0,46)*
* - первое значение относится к 6-ходовым, а второе – к 8-ходовым змеевикам.			

Очевидно, что самые высокие коэффициенты полезного действия получены для воздухонагревателя В, а самые низкие – для воздухонагревателя Б. Обращает на себя внимание значение η по воде для 8-ходовых змеевиков воздухонагревателя В: он на 28 – 40 % выше η_w остальных вариантов благодаря большей длине змеевиков и более продолжительному времени течения воды по ним.

В общем случае теплообменник с преобладанием коротких змеевиков (В) эффективнее теплообменника только с короткими змеевиками и с неиспользованными трубками (Б): в части теплообменника В с короткими змеевиками теплообмен интенсифицирован.

фицирован за счет повышенной скорости среды в змеевиках, а в части с длинными змеевиками выше коэффициент полезного действия.

Выбор по эффективности между теплообменником с преобладанием коротких змеевиков (В) и теплообменником только с короткими змеевиками и с перекрытым зазором (А) неоднозначен. В первом случае повышение эффективности получается за счет среды, текущей по змеевикам, а во втором случае – за счет увеличения скорости воздуха. Если в длинных змеевиках теплообменника В из-за падения скорости устанавливается ламинарный режим течения, то теплообменник А может оказаться эффективнее. Поэтому самый эффективный теплообменник должен определяться расчетом.

Отметим, что падение скорости в длинных змеевиках наиболее значительно при максимальном отношении количества ходов в длинных змеевиках к количеству ходов в коротких змеевиках и при наименьшей доле длинных змеевиков в их общем количестве, т.е. если имеется один 4-ходовой змеевик и много (чем больше – тем хуже) 2-ходовых змеевиков. В таких случаях для длинного змеевика коэффициент полезного действия по стороне тепло-, хладоносителя может приближаться к единице, а температура тепло-, хладоносителя на выходе из него – к температуре воздуха на входе в теплообменник t_{el} . Если это воздухонагреватель, а температура t_{el} ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, то существует опасность замерзания теплоносителя в длинных змеевиках. Поэтому для воздухонагревателей со змеевиками разной длины недостаточно знать температуру теплоносителя в выходном патрубке. Необходимо знать температуру теплоносителя на выходе из длинных змеевиков, чтобы своевременно принять меры по предотвращению его замерзания.

Выполненные расчеты воздухонагревателей показывают, что если при проектировании образуется зазор более одного фронтального шага трубок s_l между корпусом оборудования и теплообменником, то наибольшую производительность обеспечит теплообменник со змеевиками разной длины или теплообменник со змеевиками одинаковой длины и пластинами, высота которых соответствует высоте змеевиков, а оставшийся зазор перекрыт. Выбор между этими вариантами зависит от конструкции змеевиков и определяется тепловым расчетом. При проектировании воздухонагревателя со змеевиками разной длины также должна быть принята во внимание температура теплоносителя на выходе из длинных змеевиков.

Литература

1. Емельянов А.Л., Кожевникова Е.В. Исследование коэффициентов теплоотдачи в воздушных трубчато-пластинчатых теплообменниках // Холодильная техника. 2011. №..... . С..... - в печати.
2. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин / под ред. А.В. Быкова. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. 248 с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

The analysis of variants of configuration of the fin-and-coil heat exchanger on height

к.т.н., senior lecturer A.L.Yemelyanov, engineer T.A. Lopatkina

St. Petersburg State University of Refrigeration & Food Engineering

E-mail: emelianovt@mail.ru

Open joint-stock company «IEMZ «Kupol», Izhevsk

E-mail: trusovsa@gmail.com

Three variants of configuration of the heat exchanger on height for the case of the set height are considered. The variant at which capacity of the heat exchanger is minimum is defined. It is shown that the choice between other two variants is ambiguous and should be defined by means of calculation. It is shown that in a case of air heater with coils of different length the heating medium temperature on an exit from long coils should be calculated also. It is required for acceptance of measures from heating medium freezing.