

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ТРУБ В ДВУХТРУБНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, Н. А. Меренцов,  
Д. О. Смольская, Д. М. Баранов

*Кафедра «Процессы и аппараты химических и пищевых производств»,  
ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет»,  
г. Волгоград, Россия; natasha292009@yandex.ru*

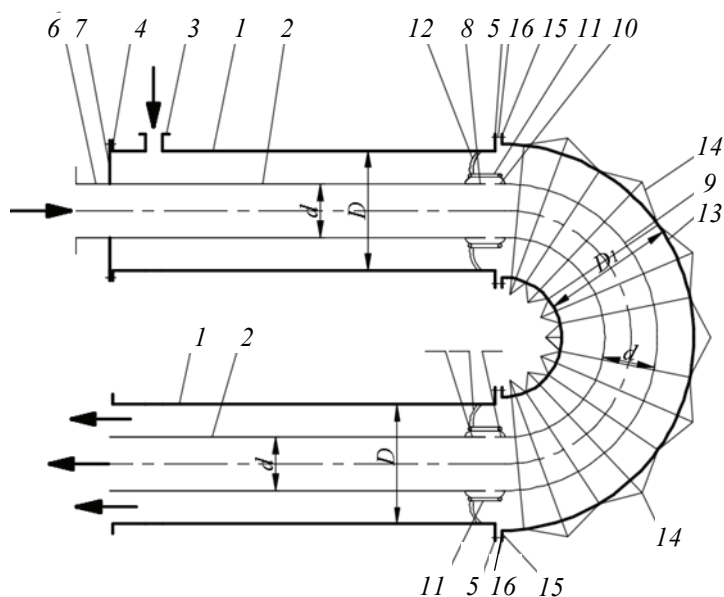
**Ключевые слова:** амортизационные отчисления; гидравлическое сопротивление; двухтрубный теплообменник; диаметр труб; мощность; оборотные средства; производительность; энергозатраты.

**Аннотация:** Типовой алгоритм расчета двухтрубного теплообменника, связанный с технологическими параметрами в зависимости от производительности и диаметра труб дополнен расчетами экономических показателей, связанных с энергозатратами на перекачивание газов или жидкости, амортизационными отчислениями за капитальные затраты и оборотными средствами за ремонт и обслуживание насоса или компрессора и самого двухтрубного теплообменника. Приведены результаты расчетов для системы нагревания дутьевого воздуха дымовыми газами.

---

### Введение

Один из основных типов промышленных теплообменников оборудования, после наиболее распространенных кожухотрубных, – двухтрубный теплообменник или теплообменник типа «труба в трубе» [1, 2]. Их основной недостаток, связанный с высокой удельной металлоемкостью, то есть массой металла на квадратный метр теплообменной поверхности, нивелируется заменой металлической наружной трубы, поверхность которой не участвует в теплообмене, на легкие пластмассовые трубы, тоже касающиеся калачей и колен, соединяющих прямолинейные плети этих труб на поворотах между собой. В последнее время удается нивелировать и другой недостаток двухтрубных теплообменников: сложность очистки от термических загрязнений наружной теплопередающей поверхности центральной трубы, когда вместо неразборных обычно сварных конструкций стали применять разборные конструкции, где обеспечиваются разъёмные фланцевые соединения наружной и центральной труб, калачи (колена) выполнены телескопическими или из гофрированных гибких труб (рис. 1) [3 – 6]. Кроме того, это позволяет отказаться от установки компенсаторов температурных напряжений при больших разностях температур горячего и холодного теплоносителей, движущихся в двухтрубном пространстве и центральной трубе, поверхность внутреннего калача может использоваться как дополнительная теплообменная поверхность. Разработаны и новые методы очистки теплообменных поверхностей двухтрубных теплообменников [7 – 15].



**Рис. 1. Конструкция теплообменника, выполненная из гофрированных гибких труб:**  
 1 – наружная труба; 2 – внутренняя труба; 3, 6 – патрубки; 4, 5, 7, 15 – неразъемные фланцы; 8, 10 – резьбовые соединения; 9 – калач; 11 – муфта; 12 – упругие цилиндрические пластины; 13 – колено, выполненное в виде гофрированной трубы; 14 – гофра; 16 – болтовое соединение

Цель работы – дополнение типового алгоритма расчета двухтрубного теплообменника [16 – 18] формулами для расчета технико-экономических показателей, в частности зависимости общей стоимости годовых затрат на электроэнергию, амортизационных отчислений за капитальные затраты (стоимость насосов или компрессоров и самого двухтрубного теплообменника и их монтаж в единую технологическую линию) и оборотных средств за ремонт и обслуживание от диаметра центральной трубы.

Кроме того, в типовом алгоритме расчетов нивелированы разрывы зависимостей чисел Нуссельта на границах ламинарного и переходного режимов, а также переходного и турбулентного с помощью соединяющего данные границы непрерывной ломаной линией алгебраического выражения

$$a + b(\text{Re} - \text{Re}_g),$$

где  $a$ ,  $b$  – коэффициенты корреляции;  $\text{Re}$  – число Рейнольдса;  $\text{Re}_g$  – гидромеханическое число Рейнольдса.

### Алгоритм расчета двухтрубного теплообменника

Укрупненно представим алгоритм следующим образом.

1. Задаются исходные и справочные данные двухтрубного теплообменника, предназначенного для нагревания дутьевого воздуха дымовыми газами (горячий теплоноситель в межтрубном пространстве, холодный теплоноситель – в центральной трубе) (табл. 1).

2. Рассчитываются параметры, не зависящие от внутреннего диаметра центральной трубы: физические параметры (вязкость, плотность обеих сред, средняя движущая сила, средние температуры холодного и горячего теплоносителей, расход горячего теплоносителя, числа Прандтля).

Таблица 1

**Исходные и справочные данные, расчетные технологические  
и техникоэкономические параметры двухтрубного теплообменника**

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4
<i>Исходные данные</i>			
Массив внутренних диаметров центральной трубы, в которой движется нагреваемая жидкость или газ	м	$d_v$	Задан в программе
Массив толщины стенки труб		$\delta_{ст}$	
Производительность по нагреваемому воздуху	кг/ч	$G$	250
Начальная температура нагреваемой жидкости	°C	$t_n$	20
Конечная температура нагреваемой жидкости		$t_k$	120
Начальная температура горячего теплоносителя (дымовых газов)		$t_{д.н}$	320
Конечная температура горячего теплоносителя (дымовых газов)		$t_{д.к}$	160
Плотность дымовых газов при нормальных условиях (0 °C и $p = 1,033$ атм.)	кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{д0}$	1,32
Плотность дымовых газов для нагреваемого воздуха (0 °C)		$\rho_0$	1,29
Коэффициент объемного расширения горячего теплоносителя	1/°C	$\nu_d$	0,0036
Коэффициент объемного расширения холодного теплоносителя		$\nu$	0,0036
Вязкость горячего теплоносителя при 0 °C	Па·с	$\mu_{д0}$	$1,88 \cdot 10^{-5}$
Вязкость холодного теплоносителя при 0 °C		$\mu_0$	$1,94 \cdot 10^{-5}$
Коэффициент вязкости для горячего теплоносителя	1/°C	$a_d$	0,00133
Коэффициент вязкости для холодного теплоносителя		$a$	0,0013
Коэффициент теплопроводности горячего теплоносителя (дымовых газов)	Вт/(м·K)	$\lambda_d$	0,038
Коэффициент теплопроводности холодного теплоносителя		$\lambda_s$	0,036
Теплоемкость горячего теплоносителя	Дж/(кг·K)	$c_{рд}$	1040
Теплоемкость холодного теплоносителя		$c_d$	1020
Давление рабочее в межтрубном пространстве	ата	$p_d$	1,033
Давление рабочее в центральной трубе		$p_s$	1,033
Теплопроводность материала труб	Вт/(м·K)	$\lambda_w$	46,2
Термическое сопротивление ржавчины, накипи, солевого камня и других отложений	$(\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}))^{-1}$	$r_s$	0,0004
Число параметров в массиве рассчитываемых диаметров труб	-	$n$	18
Коэффициент гидравлического сопротивления по длине внутренней трубы (турбулентный режим)		$\lambda_m$	0,033

1	2	3	4
Коэффициент гидравлического сопротивления для наружной трубы (выбирается в зависимости от Рейнольдса автоматически): $Re < 2300$ , $\lambda = 64 / Re$ ; $Re < 10000$ , $\lambda = 0,316 / Re^{0,25}$	–	$\lambda_{\partial}$	0,033
Коэффициент полезного действия насоса или компрессора		$\kappa.п.д.$	0,5
Стоимость кВт/ч электроэнергии	р./кВт·ч	$C_e$	3
Амортизационные отчисления за капитальные затраты, приходящиеся на 1 м длины и 1 м диаметра труб в год	р./м <sup>2</sup> ·год	$A_{\kappa}$	4500
Амортизационные отчисления оборотных средств за ремонт и эксплуатацию	р./м <sup>2</sup> ·год	$A_{o.c}$	5350
Доля местных сопротивлений в коленах при повороте потоков и в патрубках	–	$\Delta p_m$	0,23
Число рабочих суток за год	сутки/год	$n_p$	300

## Расчетные параметры

Средняя движущая сила	°C	$\Delta t_{cp}$	168,2
Средняя температура холодного теплоносителя		$\Delta t_s$	70
Средняя температура горячего теплоносителя		$\Delta t_{дs}$	238,2
Вязкость холодного теплоносителя при средней температуре и давлении в центральной трубе	Па·с	$\mu$	$1,78 \cdot 10^{-5}$
Вязкость горячего теплоносителя (дымовых газов) при средней температуре в межтрубном пространстве		$\mu_{д}$	$2,58 \cdot 10^{-5}$
Плотность холодного теплоносителя при средней температуре и давлении в центральной трубе	кг/м <sup>3</sup>	$\rho$	1,027
Плотность горячего теплоносителя (дымовых газов) при средней температуре и давлении в межтрубном пространстве		$\rho_{д}$	0,705
Число Прандтля для холодного теплоносителя	–	$Pr$	0,5
Число Прандтля для горячего теплоносителя		$Pr_{д}$	0,71

*Расчетные параметры для оптимального диаметра трубопровода, соответствующие минимуму суммарных затрат в год на электроэнергию, амортизацию и оборотные средства*

Оптимальный диаметр внутренней трубы	м	$d_{в}$	0,055
Наружный диаметр внутренней трубы		$d_{в.н}$	0,061
Толщина внутренней трубы		$\delta_s$	0,003
Внутренний диаметр наружной трубы		$d_{н}$	0,116
Эквивалентный диаметр межтрубного пространства		$d_{\text{э.д}}$	0,055
Площадь сечения межтрубного пространства	м <sup>2</sup>	$S_{\partial}$	0,00762
Число Рейнольдса для холодного теплоносителя	–	$Re$	$9,05 \cdot 10^4$
Число Рейнольдса для горячего теплоносителя		$Re_{д}$	$1,22 \cdot 10^5$
Скорость средняя холодного теплоносителя в центральной трубе	м/с	$\vartheta_s$	28,5
Скорость средняя горячего теплоносителя в межтрубном пространстве		$\vartheta_{\partial}$	8,16

1	2	3	4
Температура на наружной поверхности центральной трубы	°C	$x$	106,1
Температура на внутренней поверхности центральной трубы		$t_x$	104,5
Число Грасгофа для горячего теплоносителя в межтрубном пространстве	–	$Gr_d$	$5,76 \cdot 10^5$
Число Грасгофа для холодного теплоносителя в центральной трубе		$Gr$	$6,77 \cdot 10^5$
Число Нуссельта для горячего теплоносителя		$Nu_d$	38,5
Число Нуссельта для холодного теплоносителя		$Nu$	155,4
Коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя в межтрубном пространстве	$Вт/(м^2 \cdot К)$	$\alpha_d$	26,7
Коэффициент теплоотдачи для холодного теплоносителя в центральной трубе		$\alpha$	101,7
Удельная тепловая мощность для горячего теплоносителя	$Вт/м^2$	$q_d$	3520
Удельная тепловая мощность для холодного теплоносителя		$q_s$	3510
Средняя удельная тепловая мощность		$q$	3515
Площадь теплоотдачи	$м^2$	$F_r$	2,01
Коэффициент теплопередачи	$Вт/(м^2 \cdot К)$	$k_t$	20,9
Расход горячего теплоносителя в межтрубном пространстве	кг/ч	$G_d$	158
Расчетный коэффициент линейного сопротивления внутренней трубы	–	$\lambda$	0,033
Расчетный коэффициент для межтрубного пространства		$\lambda_{ад}$	
Гидравлическое сопротивление во внутренней трубе	Па	$\Delta p$	2800
Гидравлическое сопротивление для межтрубного пространства		$\Delta p_g$	163
Общее гидравлическое сопротивление	ата	$\Delta p_0$	0,0366
Мощность насосов или компрессоров	кВт	$N_0$	0,48
Годовые затраты на электроэнергию	р./год	$C_э$	$10,4 \cdot 10^3$
Годовые затраты на амортизационные отчисления		$C_{а.к}$	$8,51 \cdot 10^3$
Годовые затраты на оборотные средства		$C_{о.с}$	$10,1 \cdot 10^3$
Общие годовые затраты		$C_0$	$29,1 \cdot 10^3$
Доля стоимости электроэнергии	–	$O_e$	0,36
Доля стоимости амортизации на капитальные затраты		$O_{а.к}$	0,29
Доля стоимости оборотных средств		$O_{о.с}$	0,35

3. Для каждого из последовательно выбираемых из заданного массива внутренних диаметров центральной трубы  $d_v$  рассчитываются геометрические характеристики наружной трубы и межтрубного пространства, гидромеханические числа Рейнольдса и скорости обоих теплоносителей, безразмерные параметры Грасгофа (для ламинарных потоков), средние температуры на наружной и внутренней поверхностях центральной трубы с учетом предварительных расчетов чисел Нуссельта (в зависимости от режимов течения), коэффициентов теплоотдачи и удельных тепловых мощностей, уравниванием последних методом половинного

деления при варьировании температуры в пределах между средними температурами горячего и холодного теплоносителя, коэффициент и поверхность теплопередачи с выходом на длину труб  $l_r$ .

4. Далее для рассчитанных  $d_b$  и длины  $l_r$  определяют гидравлические сопротивления обеих труб, необходимую мощность насосов или компрессоров, общие годовые затраты на электроэнергию, амортизационные отчисления на капитальные затраты и оборотные средства, годовые суммарные затраты для данного  $d_b$  и доли каждой из составляющих вышеназванных затрат в общих годовых затратах.

5. Затем выбирается из массива следующий диаметр  $d_b$  и расчеты по шагам 2 ÷ 4 повторяются. Результаты сводятся в общую таблицу зависимости основных параметров: общей годовой стоимости, мощности, гидравлического сопротивления и длины от диаметра  $d_b$ . Расчеты прекращаются после того, как очередное значение суммарных годовых затрат становится больше предыдущего.

Отметим, что внутри расчетов по шагу 3 в формулы зависимости числа Нуссельта от числа подобия еще входит геометрическое сопротивление длины трубы и ее внутреннего диаметра  $d_b$ , что требует дополнительного цикла по предварительному заданию длины и сравнению ее с расчетной  $l_r$  до их уравнивания.

### Результаты расчетов для оптимального внутреннего диаметра центральной трубы

В таблице 1 представлены исходные и справочные данные и расчетные параметры двухтрубного теплообменника, в котором нагревается дутьевой воздух, движущийся в центральной трубе, дымовыми газами, движущимся противотоком в межтрубном пространстве. Результаты расчетов приведены для оптимального внутреннего диаметра центральной трубы, соответствующего минимальным суммарным годовым расходам  $C_{об}$ . В таблице 2 показаны основные технологические,

Таблица 2

### Зависимости основных технико-экономических параметров двухтрубного теплообменника от разных внутренних диаметров центральной трубы

Наименование параметра	Величина параметра						
Внутренний диаметр центральной трубы $d_b$ , м	0,030	0,035	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060
Общее гидравлическое сопротивление $\Delta p_0$ , ата	0,481	0,252	0,142	0,085	0,055	0,037	0,025
Мощность компрессоров или воздуходувок $N_0$ , кВт	6,4	3,3	1,9	1,1	0,73	0,48	0,34
Годовые затраты на электроэнергию $C_э \cdot 10^{-4}$ , р./год	13,7	7,2	4,04	2,43	1,57	1,04	0,726
Годовые затраты на амортизационные отчисления $C_{а.к} \cdot 10^{-4}$ , р./год	0,3	0,4	0,493	0,594	0,727	0,851	1,0
Годовые затраты на оборотные средства $C_{о.с} \cdot 10^{-4}$ , р./год	0,357	0,475	0,586	0,708	0,864	1,01	1,19
Общие годовые затраты, $C_о \cdot 10^{-4}$ , р./год	14,4	8	5,12	3,74	3,16	2,91	2,92
Длина труб $l_r$ , м	7,06	8,00	8,73	9,45	10,33	11,06	11,89

геометрические и экономические параметры двухтрубного теплообменника в котором дутьевой воздух нагревается в центральной трубе дымовыми газами, движущимися противотоком в межтрубном пространстве в зависимости от разных внутренних диаметров данной трубы.

### Анализ полученных результатов

Из результатов расчетов, представленных в табл. 1 (для оптимального диаметра  $d_b = 0,055$ ) и табл. 2, очевидно, что с ростом внутреннего диаметра центральной трубы длина труб увеличивается в 1,5 раза. Общие годовые затраты снижаются почти в 5 раз, и если при малых диаметрах труб более 90 % общих затрат приходится на электроэнергию, то при оптимальном диаметре эта доля снижается до 35 %; 65 % приходится на амортизационные отчисления и оборотные средства. Оба газа движутся в турбулентном режиме со скоростями 8...20 м/с и общее гидравлическое сопротивление не превышает 0,5 атм.

### Заключение

Предлагаемый алгоритм расчета двухтрубного теплообменника позволяет рассчитывать технологические, геометрические и технико-экономические показатели с выходом на оптимальные геометрические размеры обеих труб, позволяющие минимизировать суммарные годовые затраты на электроэнергию, амортизационные отчисления за капитальные затраты и оборотные средства за ремонт и обслуживание.

#### *Список литературы*

1. Машины и аппараты химических производств : учебник для вузов / А. С. Тимонин [и др.] ; под общей ред. А. С. Тимонина. – Калуга : Ноосфера, 2014. – 856 с.
2. ТУ 3612-014-00220302-99. Теплообменники «труба в трубе». Технические условия. – Взамен ТУ 26-02-1023-87, ТУ 26-02-1066-88, АТК 24.202.03-90, АТК 24.202.07-90 ; введ. 1999-10-01 ; отм. 01.01.2018. – М. : ОАО «ВНИИ Нефтемаш», 1999. – 109 с.
3. Полезная модель к пат. № 130379 РФ, МПК F28F 1/00. Теплообменник «труба в трубе» / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Н. А. Дулькина, Б. А. Дулькин, Л. В. Кетат, Т. А. Кузнецова ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2013103932/06 ; заявл. 29.01.2013 ; опубл. 20.07.2013, Бюл. № 20. – 8 с.
4. Полезная модель к пат. № 154481 РФ, МПК F28F 1/00, F28D 7/10. Теплообменник «труба в трубе» / Л. С. Рева, А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, П. С. Васильев, С. А. Анцыперов, А. В. Маринин ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2014145530/06 ; заявл. 12.11.2014 ; опубл. 27.08.2015, Бюл. № 24. – 8 с.
5. Полезная модель к пат. № 169822 РФ, МПК F28D 7/10, F28F 9/04. Теплообменник «труба в трубе» / В. А. Балашов, А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Н. А. Прохоренко, А. В. Маринин, М. С. Семененко ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2016121063 ; заявл. 27.05.2016 ; опубл. 03.04.2017, Бюл. № 10. – 9 с.
6. Полезная модель к пат. № 181266 РФ, МПК F28D 7/10, F28D 7/06. Теплообменник «труба в трубе» / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Н. А. Прохоренко, М. В. Гончаров, А. А. Остапенко ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2017145809 ; заявл. 25.12.2017 ; опубл. 09.07.2018, Бюл. № 19. – 7 с.



7. Голованчиков, А. Б. Перспективные устройства для очистки теплообменных поверхностей : учеб. пособие / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воронцова. – Волгоград : ВолгГТУ, 2014. – 64 с.

8. Полезная модель к пат. № 104099 РФ, МПК В08В 9/023. Устройство для очистки наружной поверхности труб / А. Б. Голованчиков, Л. С. Рева, Н. А. Дулькина, С. Б. Воротнева, С. Л. Рева, П. С. Васильев ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2010144723/05 ; заявл. 01.11.2010 ; опубл. 10.05.2011, Бюл. № 13. – 6 с.

9. Полезная модель к пат. № 109675 РФ, МПК В08В 9/00. Устройство для очистки наружной поверхности труб / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Н. А. Дулькина, В. А. Панов, Л. С. Рева, С. Л. Рева ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2011124488/05 ; заявл. 16.06.2011 ; опубл. 27.10.2011, Бюл. № 30. – 7 с.

10. Полезная модель к пат. № 114889 РФ, МПК В08В 9/00. Устройство для очистки наружной поверхности труб / А. Б. Голованчиков, Л. С. Рева, Н. А. Дулькина, С. Б. Воротнева, С. Л. Рева, П. С. Васильев ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2011146514/05 ; заявл. 16.11.2011 ; опубл. 20.04.2012, Бюл. № 11. – 7 с.

11. Полезная модель к пат. № 149630 РФ, МПК В08В 9/023. Устройство для очистки наружной поверхности труб / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Н. А. Дулькина, С. Р. Коломиец, Д. Р. Коломиец, Д. С. Мурзенков ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2014116298/05 ; заявл. 22.04.2014 ; опубл. 10.01.2015, Бюл. № 1. – 7 с.

12. Абразивная гранула с положительной плавучестью / С. Б. Воротнева [и др.] // Известия Волгоградского гос. техн. ун-та. – 2014. – №1 (128). – С. 94 – 97.

13. Полезная модель к пат. № 117328 РФ, МПК В08В 9/023. Устройство для очистки наружной поверхности труб / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Н. А. Дулькина, Ю. В. Аристова, М. П. Купцов, О. В. Затымин ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2012104218/04 ; заявл. 07.02.2012 ; опубл. 27.06.2012, Бюл. № 18. – 7 с.

14. Полезная модель к пат. № 128840 РФ, МПК В08В 9/023. Устройство для очистки наружной поверхности труб / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, М. Е. Кисиль, Д. А. Павлов, Д. С. Мурзенков ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2012136402/05 ; заявл. 24.08.2012 ; опубл. 10.06.2013, Бюл. № 16. – 7 с.

15. Полезная модель к пат. № 152751 РФ, МПК В08В 9/023, F28G 13/00. Устройство для очистки наружной поверхности труб / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Н. А. Дулькина, С. Р. Коломиец, Д. Р. Коломиец, С. А. Анцыперов ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2014144865/05 ; заявл. 06.11.2014 ; опубл. 20.06.2015, Бюл. № 17. – 6 с.

16. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – 10-е изд., перераб. и доп. – М. : Альянс, 2013. – 576 с.

17. Голованчиков, А. Б. Моделирование гидродинамических и тепловых процессов в двухтрубном теплообменнике : монография / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева. – Волгоград : ВолгГТУ, 2015. – 160 с.

18. Голованчиков, А. Б. Моделирование и расчет технологических параметров и геометрических размеров теплообменного оборудования : монография / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, С. А. Анцыперов. – Волгоград : ВолгГТУ, 2016. – 160 с.



## Determination of Optimum Pipe Diameter in a Two-Pipe Heat Exchanger

A. B. Golovanchikov, N. A. Prokhorenko, N. A. Merentsov,  
D. O. Smolskaya, D. M. Baranov

*Department of Processes and Devices of Chemical and Food Production,  
Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia; natasha292009@yandex.ru*

**Keywords:** depreciation; hydraulic resistance; twin tube heat exchanger; pipe diameter; power; working capital; performance; energy costs.

**Abstract:** A typical algorithm for calculating a two-pipe heat exchanger based on process parameters, depending on performance and pipe diameter is supplemented by calculations of economic indicators depending on energy consumption for pumping gases or liquids, depreciation charges for capital costs and working capital for repair and maintenance of the pump or compressor and the two-pipe heat exchanger itself. The results of calculations for the system for heating the blast air with smoke gases are given.

### References

1. Timonin A.S., Baldin B.G., Borshchev V.Ya., Gusev Yu.I. *Mashiny i apparaty khimicheskikh proizvodstv: uchebnyy dlya vuzov* [Machines and apparatuses of chemical plants: a textbook for universities], Kaluga: Noosfera, 2014, 856 p. (In Russ.)
2. TU 3612-014-00220302-99. *Teploobmenniki «truba v trube». Tekhnicheskiye usloviya* [Heat exchangers "pipe in pipe". Technical conditions], Moscow: OAO "VNII Neftemash", 1999, 109 p. (In Russ.)
3. Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Dul'kina N.A., Dul'kin B.A., Ketat L.V., Kuznetsova T.A. *Teploobmennik «truba v trube»* [Heat exchanger "pipe in pipe"], Russian Federation, 2013, Utility model 130379. (In Russ.)
4. Reva L.S., Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Vasil'yev P.S., Antsyperov S.A., Marinin A.V. *Teploobmennik «truba v trube»* [Heat exchanger "pipe in pipe"], Russian Federation, 2015, Utility model 154481. (In Russ.)
5. Balashov V.A., Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Prokhorenko N.A., Marinin A.V., Semenenko M.S. *Teploobmennik «truba v trube»* [Heat exchanger "pipe in pipe"], Russian Federation, 2017, Utility model 169822. (In Russ.)
6. Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Prokhorenko N.A., Goncharov M.V., Ostapenko A.A. *Teploobmennik «truba v trube»* [Heat exchanger "pipe in pipe"], Russian Federation, 2018, Utility model 181266. (In Russ.)
7. Golovanchikov A.B., Vorontsova S.B. *Perspektivnyye ustroystva dlya ochistki teploobmennyykh poverkhnostey: uchebnoye posobiye* [Promising devices for cleaning heat-transfer surfaces: a tutorial], Volgograd: Volgogradskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, 2014, 64 p. (In Russ.)
8. Golovanchikov A.B., Reva L.S., Dul'kina N.A., Vorotneva S.B., Reva S.L., Vasil'yev P.S. *Ustroystvo dlya ochistki naruzhnoy poverkhnosti trub* [A device for cleaning the outer surface of pipes], Russian Federation, 2011, Utility model 104099. (In Russ.)
9. Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Dul'kina N.A., Panov V.A., Reva L.S., Reva S. L. *Ustroystvo dlya ochistki naruzhnoy poverkhnosti trub* [A device for cleaning the outer surface of pipes], Russian Federation, 2011, Utility model 109675. (In Russ.)

10. Golovanchikov A.B., Reva L.S., Dul'kina N.A., Vorotneva S.B., Reva S.L., Vasil'yev P.S. *Ustroystvo dlya ochistki naruzhnoy poverkhnosti trub* [A device for cleaning the outer surface of pipes], Russian Federation, 2012, Utility model 114889. (In Russ.)
  11. Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Dul'kina N.A., Kolomiyets S.R., Kolomiyets D.R., Murzenkov D.S. *Ustroystvo dlya ochistki naruzhnoy poverkhnosti trub* [A device for cleaning the outer surface of pipes], Russian Federation, 2015, Utility model 149630. (In Russ.)
  12. Vorotneva S.B., Golovanchikov A.B., Kolomiyets S.R., Kolomiyets D.R. [Abrasive granule with positive buoyancy], *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of Volgograd State Technical University], 2014, no.1 (128), pp. 94-97. (In Russ., abstract in Eng.)
  13. Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Dul'kina N.A., Aristova Yu.V., Kuptsov M.P., Zatyamin O.V. *Ustroystvo dlya ochistki naruzhnoy poverkhnosti trub* [A device for cleaning the outer surface of pipes], Russian Federation, 2012, Utility model 117328. (In Russ.)
  14. Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Kisil' M.Ye., Pavlov D.A., Murzenkov D.S. *Ustroystvo dlya ochistki naruzhnoy poverkhnosti trub* [A device for cleaning the outer surface of pipes], Russian Federation, 2013, Utility model 128840. (In Russ.)
  15. Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Dul'kina N.A., Kolomiyets S.R., Kolomiyets D.R., Antsyperov S.A. *Ustroystvo dlya ochistki naruzhnoy poverkhnosti trub* [A device for cleaning the outer surface of pipes], Russian Federation, 2015, Utility model 152751. (In Russ.)
  16. Pavlov K.F., Romankov P.G., Noskov A.A. *Primery i zadachi po kursu protsessov i apparatov khimicheskoy tekhnologii* [Examples and tasks for the course of processes and devices of chemical technology], Moscow: Al'yans, 2013, 576 p. (In Russ.)
  17. Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B. *Modelirovaniye gidrodinamicheskikh i teplovykh protsessov v dvukhtrubnom teploobmennike: monografiya* [Modeling hydrodynamic and thermal processes in a two-pipe heat exchanger: monograph], Volgograd: Volgogradskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, 2015, 160 p. (In Russ.)
  18. Golovanchikov A.B., Vorotneva S.B., Antsyperov S.A. *Modelirovaniye i raschet tekhnologicheskikh parametrov i geometricheskikh razmerov teploobmennogo oborudovaniya: monografiya* [Modeling and calculation of technological parameters and geometric dimensions of heat exchange equipment: monograph], Volgograd: Volgogradskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, 2016, 160 p. (In Russ.)
- 

## **Bestimmung des optimalen Rohrdurchmessers in einem Doppelrohrwärmetauscher**

**Zusammenfassung:** Der typische Algorithmus zur Berechnung eines Zwei-Rohr-Wärmetauschers, der mit technologischen Parametern in Abhängigkeit von der Leistung und Rohrdurchmesser verbunden ist, ist durch Berechnungen der Wirtschaftsindikatoren im Zusammenhang mit dem Energieverbrauch zum Pumpen von Gasen oder Flüssigkeiten, Abschreibungssummen für Kapitalkosten und Betriebskapital für Reparatur und Wartung der Pumpe oder des Kompressors und des Zweirohrwärmetauschers selbst ergänzt. Die Ergebnisse der Berechnungen für das System zur Erwärmung der Verbrennungsluft mit Rauchgasen sind angegeben.

## **Détermination du diamètre optimal des tubes dans l'échangeur de chaleur à deux tubes**

**Résumé:** L'algorithme typique du calcul de l'échangeur de chaleur à deux tubes est complété par les calculs des indicateurs économiques associés avec les coûts énergétiques pour le pompage de gaz ou de liquide, les frais d'amortissement pour les dépenses en capital et les fonds de roulement pour la réparation et l'entretien de la pompe ou du compresseur et de l'échangeur de chaleur à deux tubes lui-même. Sont cités les résultats des calculs pour le système du chauffage de l'air soufflé par des gaz de combustion.

---

**Авторы:** *Голованчиков Александр Борисович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Процессы и аппараты химических и пищевых производств»; *Прохоренко Наталья Андреевна* – аспирант кафедры «Процессы и аппараты химических и пищевых производств»; *Меренцов Николай Анатольевич* – кандидат технических наук, доцент кафедры «Процессы и аппараты химических и пищевых производств»; *Смольская Дарья Олеговна* – студент; *Баранов Даниил Михайлович* – студент, ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», г. Волгоград, Россия.

**Рецензент:** *Гермашев Илья Васильевич* – доктор технических наук, профессор кафедры «Фундаментальной информатики и оптимального управления», ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный университет», г. Волгоград, Россия.