



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика
и тепловые процессы»

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

по теплотехническому расчету

«Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата»

Авторы
Рыбак А.Т.
Фридрих Р. А.

Ростов-на-Дону, 2015



Аннотация

Методические указания по теплотехническому расчету рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата и исходные данные к выполнению контрольной (графо-расчетной) работы для студентов высших учебных заведений дневной и заочной форм обучения технических направлений и специальностей.

Разработчики

доктор техн. наук,
проф. А.Т. Рыбак

канд. техн. наук,
доц. Р.А. Фридрих

Рецензент канд. техн. наук, доц. В.Н. Щербаков





Оглавление

1. Классификация теплообменных аппаратов	4
2. Тепловой расчёт рекуперативных ТОА.....	6
2.1 Основные уравнения тепловых расчетов рекуперативных ТОА непрерывного действия.....	6
2.2 Определение коэффициента теплопередачи	8
2.3 Определение среднего температурного напора ΔT_{cp}	9
3. Определение конструктивных размеров кожухо-трубного ТОА.....	12
3.1 Поверхность нагрева ТОА	12
3.2 Размещение трубок на трубной доске	13
3.3 Расчет диаметра трубной доски	17
3.4 Расстояние между трубными досками	18
3.5 Расстояние между сегментными перегородками	18
3.6 Расчет коэффициента теплоотдачи.....	19
4. Содержание работы и порядок расчёта.	23
Список использованных источников	27
Приложение А.....	28



1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменными аппаратами (ТОА) называют устройства, предназначенные для передачи тепла от одного теплоносителя к другому с целью осуществления различных тепловых процессов, например, нагрева, охлаждения, кипячения, конденсации или более сложных физико-химических процессов - выпарки, ректификации, абсорбции и т. п.

По способу передачи тепла все ТОА могут быть разделены на две большие группы: **поверхностные** аппараты и аппараты **смешивания (смесительные)**.

В **поверхностных** ТОА передача тепла от одного теплоносителя к другому осуществляется с участием твердой стенки.

Процесс теплопередачи в **смесительных** ТОА осуществляется путем непосредственного контакта и смешения жидких и газообразных теплоносителей.

Поверхностные теплообменные аппараты в свою очередь подразделяют на рекуперативные и регенеративные. Регенеративные ТОА в большинстве случаев являются аппаратами периодического действия, а рекуперативные - чаще непрерывного действия.

В **рекуперативных** ТОА **тепло от одного теплоносителя («горячего») к другому («холодному») передается через разделяющую их стенку из теплопроводного материала** (теплообмен происходит непрерывно за счёт конвекции в теплоносителях и теплопроводности стенки, а если хоть один из теплоносителей излучает, то и за счёт теплового излучения). Примером таких аппаратов являются котельные агрегаты, подогреватели, выпарные аппараты, конденсаторы и др. Теплообмен в рекуперативных ТОА, как правило, происходит в стационарном режиме, в связи с чем их иногда называют «стационарными».

В **регенеративных** ТОА **теплоносители попеременно соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева, которая за один период времени нагревается**, аккумулируя тепло, полученное от «горячего» теплоносителя, а **за другой период охлаждается**, отдавая тепло «холодному» теплоносителю. Процесс теплообмена в регенеративных ТОА всегда протекает в нестационарном режиме.

В зависимости от требований производства в качестве теплоносителей могут применяться водяной пар, горячая вода, дымовые газы и др.

В промышленности и быту наиболее широкое распространение



Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата

получили **рекуперативные** ТОА. Они могут быть классифицированы по следующим признакам:

I. по роду теплоносителей в зависимости от их агрегатного состояния (*паро-жидкостные, жидкостно-жидкостные, газо-жидкостные, газо-газовые, паро-газовые*);

II. по конфигурации поверхности теплообмена (*трубные аппараты с -прямыми трубками, спиральные, пластинчатые, змеевиковые, ребристые и др.*);

III. по компоновке поверхности нагрева (*типа «труба в трубе», кожухо-трубные аппараты, оросительные аппараты (не имеющие ограничивающего корпуса) и т. д.*

ТОА поверхностного типа, кроме того, могут быть классифицированы:

по назначению (*подогреватели, холодильники, испарители, конденсаторы и т. д.*);

по взаимному направлению потока рабочих сред (*прямоток, противоток, смешанный ток и т. п.*);

по материалу поверхности теплообмена;

по числу ходов и т. д.



2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТОА

2.1 Основные уравнения тепловых расчетов рекуперативных ТОА непрерывного действия

Существует два вида тепловых расчетов *ТОА*: *конструкторский* (проектный) и *поверочный*.

Конструкторский расчет производят при проектировании *ТОА*, когда известны или заданы расходы теплоносителей и их параметры на входе и выходе из *ТОА*. Целью конструкторского расчета является определение величины поверхности теплообмена *ТОА* выбранного типа.

Поверочные тепловые расчеты выполняют для выявления возможности использования готовых или стандартных *ТОА* для тех или иных целей, определяемых технологическими требованиями.

Конструкторский расчет *ТОА* непрерывного действия основан на совместном решении уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи.

Уравнение теплового баланса в общем виде можно представить следующим образом:

$$Q = G_1 \Delta h_1 = G_2 \Delta h_2 + Q_n \quad (1)$$

где Q – тепловой поток, передаваемый одним теплоносителем другому в единицу времени, *Вт*;

G_1 и G_2 – массовые расходы соответственно первичного и вторичного теплоносителей, *кг/с*;

Δh_1 и Δh_2 – изменения энтальпий (теплосодержаний) теплоносителей, *Дж/кг*;

Q_n – тепловые потери, *Вт*.

Примечание:

1. Индексы «1», «2» относятся к горячему и холодному теплоносителям соответственно;

2. Индексы «л», «п» относятся к состоянию теплоносителей на входе и выходе из *ТОА* соответственно;

3. Индексы «f», «w» указывают на принадлежность индексированного параметра подвижному теплоносителю - жидкости (англ. fluid-жидкость) или омываемой стенке (англ. wall – стенка) соответственно.

В зависимости от конкретных условий протекания процесса, уравнению (1) можно придать различную форму. Например, **энталь-**



Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата

пия теплоносителя при *отсутствии* изменения его агрегатного состояния меняется в соответствии с зависимостью:

$$\Delta h = c_p (T' - T''), \quad (2)$$

где T' и T'' - начальная и конечная температуры рабочей среды соответственно, K ;

c_p - средняя изобарная ($p = const$) теплоемкость теплоносителя в интервале температур от T' до T'' , $Дж/(кг \cdot K)$.

Тогда, с учетом (2) уравнение (1) примет вид

$$Q = G_1 c_{p1} (T_1' - T_1'') \eta_n = G_2 c_{p2} (T_2'' - T_2') , \quad (3)$$

где η_n - коэффициент, учитывающий тепловые потери, определяемый опытным путём (в данной работе его можно принять $\eta_n \approx 0,98$).

Расходы теплоносителей при теплообмене без изменения их агрегатного состояния определяют на основании уравнения (3) по формулам:

$$G_1 = \frac{G_2 c_{p2} (T_2'' - T_2')}{c_{p1} (T_1' - T_1'') \eta_n} \quad \text{и} \quad G_2 = \frac{G_1 c_{p1} (T_1' - T_1'') \eta_n}{c_{p2} (T_2'' - T_2')} , \quad (4)$$

где $G_1 c_{p1} = W_1$ и $G_2 c_{p2} = W_2$ - полные теплоёмкости массовых расходов теплоносителей, называемые **водными эквивалентами**, отношение которых обратно пропорционально изменению температур однофазных рабочих сред, т. е.

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_1''} = \frac{\delta T_2}{\delta T_1} \quad (5)$$

Уравнение теплопередачи в общем виде можно представить следующим образом:

$$Q = k F \Delta T_{cp} , \quad (6)$$

где k - коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot K)$;

F - расчетная поверхность теплообмена, $м^2$,



Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата

ΔT_{cp} - средний температурный напор, K .

Тогда, из уравнения (6) расчетная поверхность теплообмена определяется как

$$F = \frac{Q}{k\Delta T_{\text{cp}}}, \quad (7)$$

где Q находится из уравнения (3).

2.2 Определение коэффициента теплопередачи

Нахождение значения коэффициента теплопередачи k , является важнейшим элементом теплового расчета любого теплообменного аппарата. В соответствии с основной расчетной формулой (6), знание k позволяет определить площадь поверхности нагрева.

При расчете теплообменных аппаратов могут быть применены:

формула расчета коэффициента теплопередачи для плоской стенки (для ТОА с плоскими разделительными поверхностями)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}}; \quad (8)$$

формула расчета коэффициента теплопередачи для цилиндрической стенки (для ТОА с трубными разделительными поверхностями)

$$k = \frac{1}{d_{\text{cp}} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{нар}}} \right) + R_{\text{заг}}}, \quad (9)$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи с внутренней и внешней сторон стенки (трубки), $Вт/(м^2 \cdot K)$;

δ - толщина стенки, $м$;

$R_{\text{заг}}$ - термические сопротивления, учитывающие загрязнение с обеих сторон стенки (накипь, сажа и т. д.), $(м^2 \cdot K)/Вт$;

λ - коэффициент теплопроводности материала стенки, $Вт/(м \cdot K)$;



Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата

$d_{\text{вн}}, d_{\text{нар}}, d_{\text{ср}}$ – соответственно внутренний, наружный и средний диаметры, m .

Средний диаметр $d_{\text{ср}}$ принимается исходя из соотношения коэффициентов теплоотдачи по следующим правилам:

если $\alpha_1 > \alpha_2$, то $d_{\text{ср}} = d_{\text{нар}}$;

если $\alpha_1 \approx \alpha_2$, то $d_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}})$;

если $\alpha_1 < \alpha_2$, то $d_{\text{ср}} = d_{\text{вн}}$.

Значения $R_{\text{загр}}$, определяются опытным путем или расчетом, если известны толщины слоев загрязнения на внутренней и наружной поверхностях стенки (δ_1 и δ_2) и их теплопроводность (λ_1 и λ_2).

Для цилиндрической стенки:

$$R_{\text{загр}} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \quad (10)$$

Другим способом учета влияния загрязнения является введение коэффициента использования поверхности теплообмена φ . В этом случае термическое сопротивление $R_{\text{загр}}$ принимается равным нулю $R_{\text{загр}} = 0$, а действительный коэффициент теплопередачи определяется путем умножения теоретически подсчитанного коэффициента теплопередачи на величину φ :

$$k_{\text{действ}} = k\varphi \quad (11)$$

В большинстве случаев $\varphi = 0,7 \dots 0,8$.

Из уравнений (8) и (9) следует, что для определения коэффициента теплопередачи необходимо знание коэффициентов теплоотдачи с двух сторон теплопередающей стенки.

2.3 Определение среднего температурного напора $\Delta T_{\text{ср}}$

При расчете теплообменного аппарата весьма важным является точное определение средней разности температур между теплоносителями (температурного напора) $\Delta T_{\text{ср}}$.

Характер расчетной зависимости для определения температурного напора $\Delta T_{\text{ср}}$ зависит от **направлений взаимного движения теплоносителей**, которые могут быть следующими: **прямоток, противоток, однократно-перекрестный, многократно пере-**



крестный, параллельно-смешанный и последовательно-смешанный ток.

На рисунке 1 приведены графики изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена в зависимости от направления их движения и соотношения водяных эквивалентов.

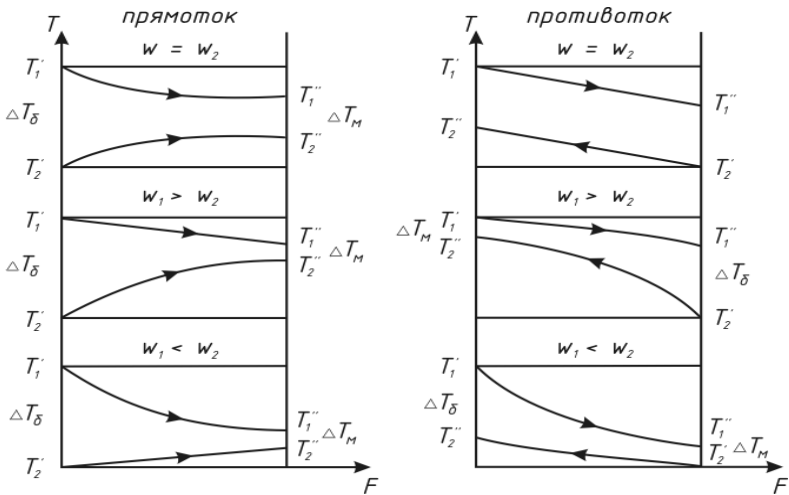


Рис 1 Изменение температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена в зависимости от характера движения теплоносителя и соотношения водяных эквивалентов

Для ТОА с прямоточным и противоточным направлением движения теплоносителей ΔT_{cp} определяется как:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_{M}}{\ln \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_{M}}}, \quad (12)$$

где ΔT_{δ} и ΔT_{M} – больший и меньший температурные напоры между греющим и нагреваемым теплоносителями, К.

Для ТОА со смешанным направлением движения теплоносителей средний температурный напор ΔT_{cp} может быть определён по формуле:

$$\Delta T_{cp} = \psi \frac{(T_1' - T_2'') - (T_1'' - T_2')}{\ln \frac{(T_1' - T_2'')}{(T_1'' - T_2')}}}, \quad (13)$$



Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата

где T_1' и T_1'' - температуры греющего теплоносителя на входе в аппарат и на выходе из него;

T_2' и T_2'' - то же для нагреваемого теплоносителя;

Ψ - поправочный коэффициент, определяемый как функция вспомогательных величин P и R , причем

$$P = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'}, \quad (14) \quad R = \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'}. \quad (15)$$

Значения поправочного коэффициента Ψ для различных схем движения теплоносителей (характера взаимного направления потоков рабочих сред) могут быть найдены из графиков, приведенных на *рисунках* 3...12. При каждом из графиков имеется соответствующая схема движения рабочих сред.



3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ КОЖУХО-ТРУБНОГО ТОА

3.1 Поверхность нагрева ТОА

ТОА, в которых поверхность нагрева сконпонована как пучок труб, размещённых с зазором (межтрубным пространством) внутри цилиндрического корпуса (кожуха), получили название **кожухотрубных**.

Примеры конструктивного исполнения кожухотрубных ТОА приведены на рисунке 12

Поверхность нагрева кожухотрубного ТОА, площадь которой F может быть найдена из уравнения (7), образована цилиндрическими поверхностями отдельных труб трубного пучка так, что

$$F = \pi d_{\text{нар}} L n_z \quad (16)$$

где $d_{\text{нар}}$ - наружный диаметр трубки, м;

L - общая длина трубки, м;

n_z - число трубок в одном ходе ТОА, определяемое из уравнения неразрывности потока:

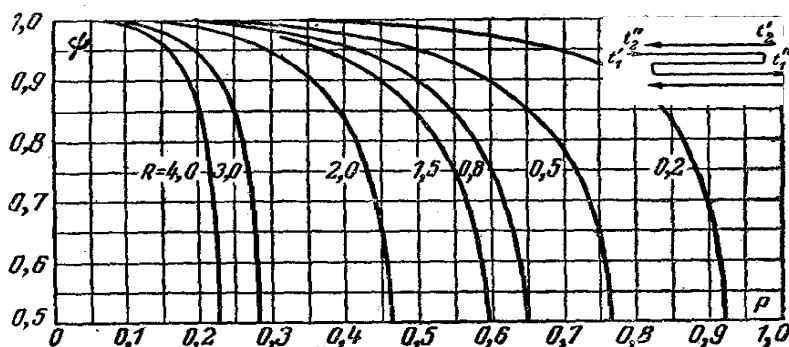


Рис 2 ТОА трёхходовой с продольным смешанным движением (током) теплоносителей

$$V_G = n_z f_{\text{тр}} \omega_{\text{тр}}, \quad (17)$$

где V_G - объёмный расход теплоносителя в трубках, м³/с;

$f_{\text{тр}}$ - площадь живого сечения одной трубки, м²;

$\omega_{\text{тр}}$ - скорость движения теплоносителя в трубках, м/с (для



Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата

жидкости принимается обычно в пределах 0,5-1,5 м/с, а для газов 5-12 м/с).

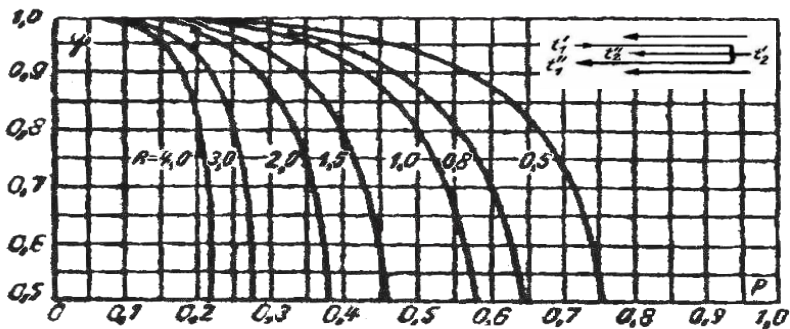


Рис 3 ТОА двухходовой с продольным смешанным движением (током) теплоносителей

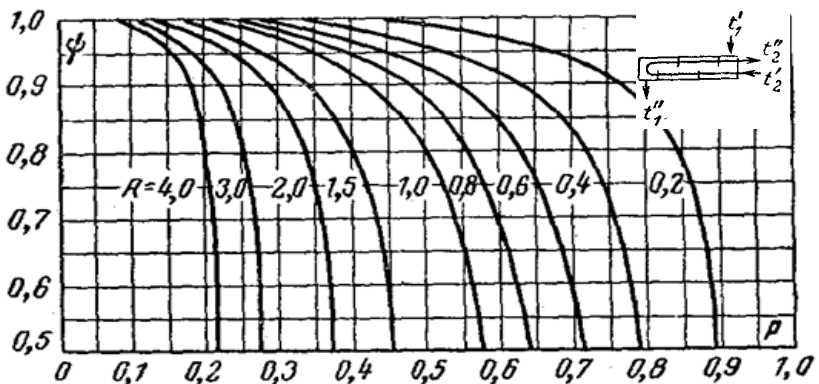


Рис 4 ТОА двухходовой с перекрёстно-продольным смешанным движением (током) теплоносителей

3.2 Размещение трубок на трубной доске

Разбивка трубок на трубной доске может быть осуществлена либо по сторонам равностороннего треугольника (рис. 13, а), либо по концентрическим окружностям (рис. 13, б)

При компоновке труб в пучке шаг трубок S принимается в пре-

делах

$$S = (1,3-1,5)d_{нар}. \quad (18)$$

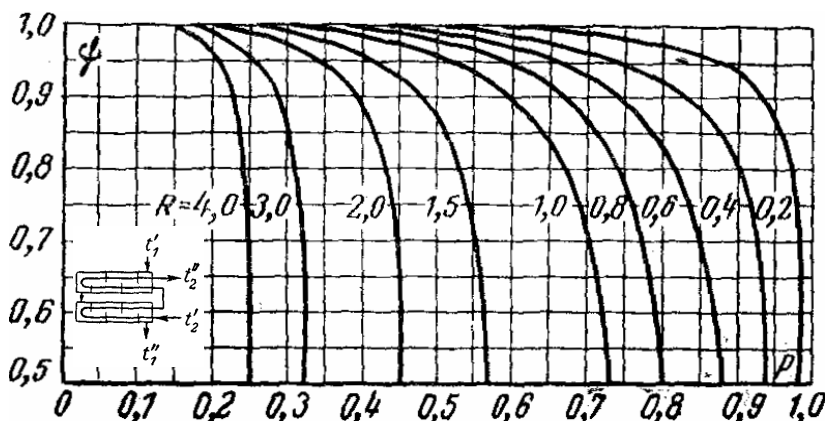


Рис 5 ТОА, сблокированный из двух двухходовых ТОА с перекрёстно-продольным смешанным движением (током) теплоносителей

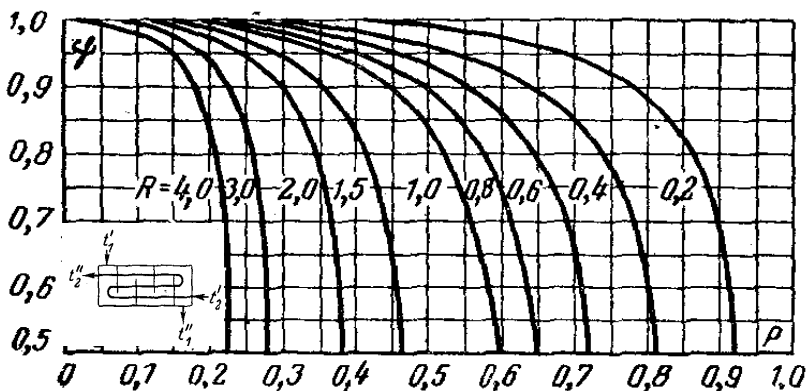


Рис 6 ТОА, трёхходовой ТОА с перекрёстно-продольным смешанным движением (током) теплоносителей



Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата

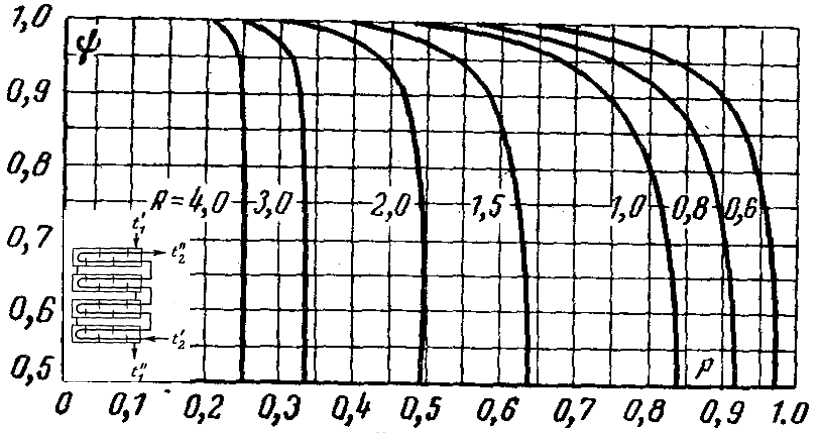


Рис 7 ТОА, заблокированный из четырёх двухходовых ТОА

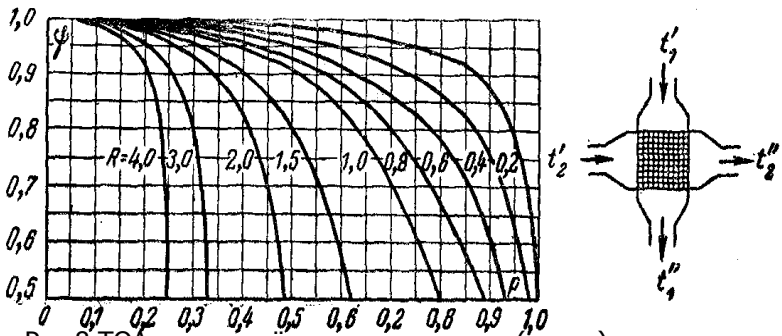


Рис 8 ТОА, с перекрёстным движением (током) теплоносителей в оребрённом трубчатом пространстве



Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата

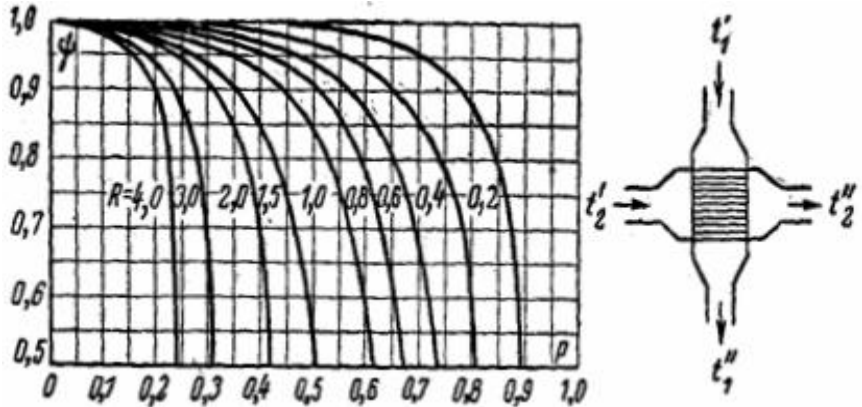


Рис. 9 ТОА с перекрёстным движением (током) теплоносителей

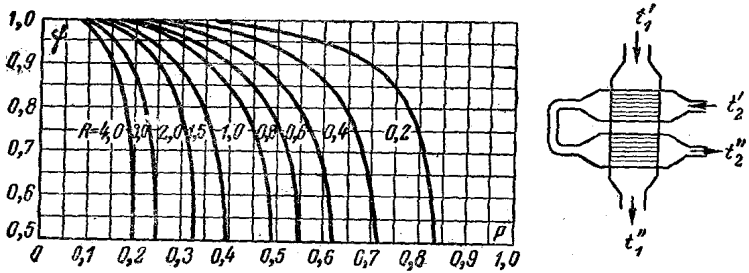


Рис. 10 ТОА, сблокированный из двух ТОА с противоточно-перекрёстным движением (током) теплоносителей

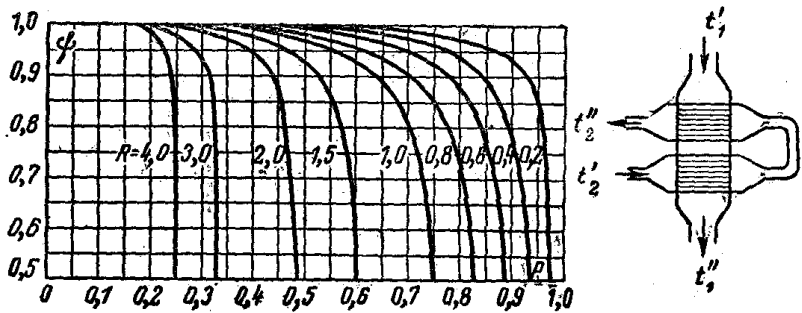


Рис. 11 ТОА, сблокированный из двух ТОА с прямоточно-перекрёстным движением (током) теплоносителей

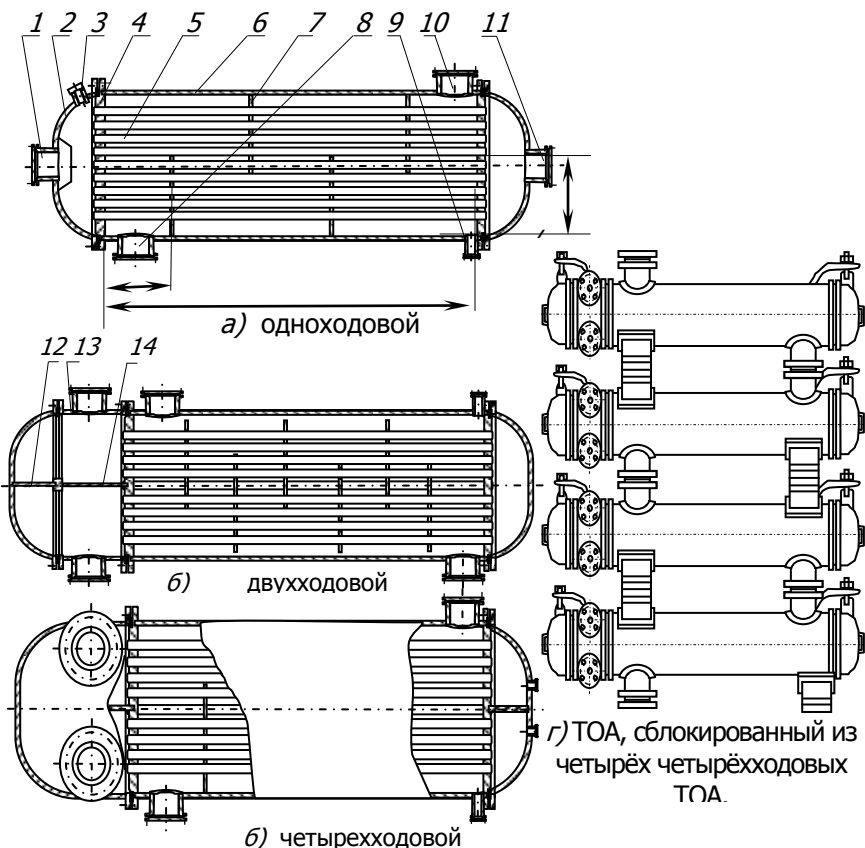


Рис. 12 Примеры исполнения кожухо-трубных ТОА
 1, 8,10,11 – присоединительные штуцера (фланцы); 2 – крышка; 3, 9 – патрубки для удаления конденсата; 4 – трубная решетка; 5 – трубка; 6 – корпус (кожух); 7 – сегментная перегородка; 12, 14 – межходовые перегородки; 13 – сварная камерная крышка.

3.3 Расчет диаметра трубной доски

Внутренний диаметр корпуса одноходового теплообменника определяется согласно выражению:

$$D = D' + d_{\text{нар}} + 2 k_3 \quad (19)$$

где D' - диаметр, на котором размещается крайний ряд трубок (определяется по таблице 1), м;

k_3 - кольцевой зазор между крайними трубками и корпусом, по



конструктивным соображениям принимается $k_3 \geq 6 \cdot 10^{-3}$ м.

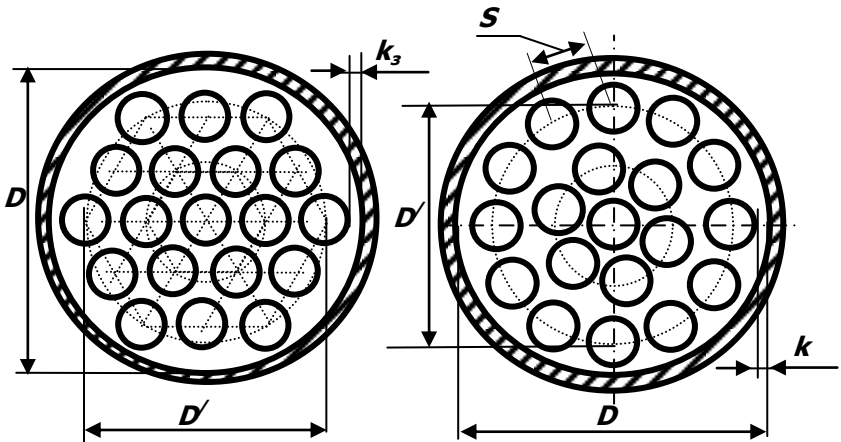


Рис. 13 Схема размещения трубок в трубной решетке. а) по сторонам равностороннего треугольника; б) по concentрическим окружностям

При проектировании многоходового теплообменника внутренней диаметр обычно определяется графическим путем, с учетом размещения перегородок.

3.4 Расстояние между трубными досками

Активная длина трубок может быть найдена как:

$$l = \frac{L}{z} = \frac{F}{\pi d_{\text{нар}} n_z z}, \quad (20)$$

где z - число ходов ТОА.

3.5 Расстояние между сегментными перегородками

Расстояние между сегментными перегородками может быть определено по уравнению



$$h = \frac{F_{\text{мж.тр}}}{D(1 - d_{\text{нар}} / S)}, \quad (21)$$

где $F_{\text{мж.тр}}$ - площадь поперечного сечения межтрубного пространства.

Ширина сегментных перегородок h' обычно принимается равной $(0,6...0,8)D$.

3.6 Расчет коэффициента теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи α может быть найден из уравнения

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_3}{\lambda_f}, \quad (22)$$

тогда

$$\alpha = \frac{\lambda_f}{d_3} \text{Nu}, \quad (23)$$

где **Nu** - критерий Нуссельта;

d_3 - характерный линейный размер (эквивалентный диаметр) канала, который в большей степени влияет на процесс теплообмена (например, внутренний или внешний диаметры трубопровода), m ;

λ_f - коэффициент теплопроводности теплоносителя, омывающего поверхность теплообмена, $(Вт/м К)$.

Критерий Нуссельта в общем виде описывается эмпирическим выражением

$$\text{Nu} = C \text{Re}^a \text{Pr}^b, \quad (24)$$

где **C**, **a** и **b** – множитель и постоянные коэффициенты, получаемые опытным путём, (приведены в таблице 2);

Re - критерий Рейнольдса, для труб круглого сечения вычисляется по формуле

$$\text{Re} = \frac{\omega_f \cdot d_3}{\nu_f}, \quad (25)$$

где ω_f - скорость движения теплоносителя, $м/с$;

ν_f - коэффициент кинематической вязкости теплоносителя при соответствующей температуре, $м^2/с$;



Расчет рекуперативного кожухотрубного теплообменного аппарата

d_3 – эквивалентный диаметр трубок теплообменника (характерный линейный размер поверхности, вдоль которой движется теплоноситель, см. пояснения к (23)), м:

- при движении теплоносителя внутри круглой трубки

$$d_3 = d_{\text{вн}}; \quad (26)$$

- при движении теплоносителя в межтрубном пространстве

$$d_3 = 4R_r, \quad (27)$$

где R_r – гидравлический радиус, определяемый как

$$R_r = \frac{F_{\text{мж.тр}}}{\chi} \quad (28)$$

где χ – смоченный периметр площади живого сечения межтрубного пространства, м:

$$\chi = \pi(D + nd_{\text{нар}}), \quad (29)$$

где n – общее число трубок в данном живом сечении кожуха.

Таблица 1

Данные для определения диаметра D' кожухо-трубного**ТОА**

D'/S	z_1	z_2	D'/S	z_1	z_2
2	7	7	22	439	410
4	19	19	24	517	485
6	37	37	26	613	566
8	61	62	28	711	653
10	91	93	30	823	747
12	127	130	32	931	847
14	187	173	34	1045	953
16	241	223	36	1165	1066
18	301	279	38	1306	1185
20	367	341	40	1459	1310

Примечание.

z_1 - общее число труб, размещаемых на трубной доске по углам равносторонних треугольников («ромбическое» размещение);

z_2 - общее число труб, размещаемых на трубной доске по concentрическим окружностям.

Критерий Прандтля в общем случае определяется по формуле

$$Pr = \mu \frac{c_p}{\lambda_f} = \frac{v_f}{a_p} \quad (30)$$

где μ - коэффициент динамической вязкости жидкости (теплоносителя), Па·с;

c_p - изобарная теплоёмкость жидкости (теплоносителя), Дж/(кг·К);

λ_f - коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К);

a_p - коэффициент изобарной температуропроводности, м²/с.

$$a_p = \frac{\lambda_f}{\rho c_p}, \quad (31)$$

где ρ - плотность жидкости (теплоносителя), кг/м³.

Критерии Прандтля, используемые в таблице 2 при подстановке постоянного коэффициента C , определяются при температуре жидкости (Pr_f) и температуре стенки (Pr_w).

Таблица 2

Значения коэффициентов эмпирического уравнения

Условия движения		Примечание	C	a	b
в трубах*		$Re \leq 2300$	$0,15 (Gr_f Pr_f)^{0,1} (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \epsilon_l$	0,33	0,33
		$Re > 2300$	$0,021 (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \epsilon_l$	0,8	0,43
обтекание	пластины	$Re \leq 2300$	$0,66 (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$	0,5	0,33
		$Re > 2300$	$0,037 (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$	0,8	0,43
	одиночной трубы под прямым углом	$Re = 5 \dots 1000$	$0,5 (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$	0,5	0,38
		$Re = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$	$0,25 (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$	0,6	0,38
	трубных пучков под прямым углом**	шахматный	$0,41 (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \epsilon_l$	0,6	0,33
коридорный		$0,26 (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \epsilon_l$	0,65	0,33	

Примечания:

1. * При превышении отношения длины трубы к диаметру более чем в 50 раз $\epsilon_1 = 1$. При $l/d < 50$ ϵ_1 выбирают из таблицы 3

Таблица 3

Значение поправочного множителя

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40
ϵ_1	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02

2. ** Следует учитывать, что при поперечном обтекании трубных пучков коэффициент теплоотдачи первого ряда α_1 составляет 60% от стабилизированной величины (третий ряд и далее), т.е. $\alpha_1 = 0,6\alpha_3$. Во втором ряду: при коридорном расположении $\alpha_2 = 0,9\alpha_3$, при шахматном расположении $\alpha_2 = 0,7\alpha_3$. Средний для всего пучка коэффициент теплоотдачи можно вычислить по формуле

$$\alpha_{\text{cp}} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}, \quad (32)$$

где F_1, F_2, \dots, F_n – площадь поверхности труб соответствующего ряда.

Критерий Грасгофа находится из зависимости

$$Gr = \frac{g \beta d_s^3 \Delta T}{\nu_f^2} \quad (33)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

β – коэффициент температурного расширения теплоносителя, $1/\text{К}$;

ΔT – разность температур стенки и теплоносителя;



4. СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ И ПОРЯДОК РАСЧЁТА.

4.1 Работа выполняется по исходным данным, выбранным из таблиц 4 и 5 в соответствии с двумя последними цифрами номера зачетной книжки и оформляется согласно требованиям Стандарта предприятия **СТП 01-2001** ДГТУ[5].

Работа должна состоять из пояснительной записки и графической части. В пояснительной записке должны быть освещены основные теоретические положения функционирования ТОА, приведен тепловой расчет и расчет элементов конструкции, представлен список использованной литературы.

Таблица 4

Теплофизические свойства материала трубок ТОА

Последняя цифра	Материал трубок теплообменника	Коэффициент теплопроводности	Допустимое напряжение	Удельная теплоёмкость
		λ , Вт/ (м К)	$[\sigma]_p$, МПа	c_p , кДж/(кг К)
1	Сталь (нерж. 1X18H9T)	16	1080	0,502
2	Бронза БрОЗЦ12С5	25,9	206	0,344
3	Мельхиор	284	390	0,227
4	Чугун	51,9	270	0,419
5	Сталь (углерод С=0,5%)	53,6	430	0,465
6	Сталь 45	57	598	0,560
7	Латунь ЛО70-1	117	373	0,385
8	Сплав алюминевый Амц	188	128	0,896
9	Сплав алюминевый Амг3	147	186	0,884
0	Медь	390	270	0,388

В графической части работы по данным расчетов необходимо представить схему размещения трубок в трубной решетке (с соблюдением масштаба, формат А4).

Наружный диаметр труб для всех вариантов принять $d_{нар}=0,02$ м, внутренний диаметр $d_{вн}=0,018$ м.

4.2 Определяется средний массовый расход греющей воды G_1 из формулы (3), массовая теплоёмкость воды c_{p1} выбирается из Приложения А при средней температуре T_1^{cp} , Дж/кг К;

$$T_1^{cp} = \frac{T_1' + T_1''}{2} \quad (34)$$

4.3 Определяется средний массовый расход нагреваемой воды G_2 , Дж/кг К, из формулы (3), выбрав массовую теплоёмкость воды c_{p2} из Приложения А при средней температуре T_2^{cp} ,

$$T_2^{cp} = \frac{T_2' + T_2''}{2}, \quad (35)$$

Таблица 5

Рабочие параметры ТОА

Предпоследняя цифра	Теплопроизводительность ТОА	Температура греющей воды на входе	Температура греющей воды на выходе	Температура нагреваемой Воды на входе	Температура нагреваемой Воды на выходе	Схема движения (рис. 2...11)
	МВт	°С	°С	°С	°С	
1	5,3	140	95	20	70	2
2	5,7	130	93	20	75	3
3	6,2	130	90	20	80	4
4	6,6	160	87	20	70	5
5	6,9	150	85	20	75	6
6	7,1	180	93	20	80	7
7	7,3	120	80	20	70	8
8	7,5	110	77	20	60	9
9	7,9	120	75	20	65	10
0	8,2	120	73	20	70	11

4.4 Определяются средние объёмные расходы греющей V_{G1} и нагреваемой V_{G2} воды

$$V_{G1} = \frac{G_1}{\rho_1} \quad \text{и} \quad V_{G2} = \frac{G_2}{\rho_2}, \quad (36)$$

где ρ_1 и ρ_2 – плотности воды при средних температурах $T_1^{\text{ср}}$ и $T_2^{\text{ср}}$, кг/м³.

4.5 Определяется количество трубок в одном ходе секции теплообменника n_z из уравнения неразрывности потока жидкости (17).

4.6 Определяется полное расчётное количество трубок в секции теплообменника n' :

$$n' = z \cdot n_z, \quad (37)$$

4.7 Определяется диаметр D' размещения крайнего ряда трубок на трубной доске (см. п. 3.2), при этом количество трубок принимается равным значению ближайшего числа трубок z_1 или z_2 . Для многоходовых теплообменников целесообразно применить размещение трубок на трубной доске по углам равносторонних треугольников (рис. 11, а)

4.8 Определяется внутренний диаметр корпуса ТОА D (см. (19)). Для многоходовых ТОА при определении внутреннего диаметра корпуса D учесть толщину межходовых перегородок.

4.9 Определяется площадь живого сечения межтрубного пространства $F_{\text{мж.тр}}$

$$F_{\text{мж.тр}} = F_{\text{кож}} - \sum_{i=1}^{n'} f_i, \quad (38)$$

где $F_{\text{кож}}$ – внутренняя площадь сечения кожуха ТОА;
 f_i – площадь наружного сечения одной трубки.

4.10 Пересчитываются действительные скорости воды в межтрубном пространстве $\omega_{\text{мж.тр}}$ и в трубках $\omega_{\text{тр}}$. Из уравнения неразрывности потока следует, что



$$\omega_{\text{мж.тр}} = V_{\text{мж.тр}} / F_{\text{мж.тр}} \quad (39)$$

и

$$\omega_{\text{тр}} = V_G / (n_z f_{\text{тр}}) \quad (40)$$

4.11 Определяется средний температурный напор ΔT_{cp} (в соответствии с заданной схемой, см. п. 2.4).

4.12 Определяются коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 в соответствии с п. 3.6. Поправочный коэффициент ε_l (см. таблицу 2) предварительно принимается как $\varepsilon_l = 1$, а температура стенки $T_{\text{ст}}$ рассчитывается по формуле

$$T_{\text{ст}} = T_1^{\text{cp}} - \frac{\Delta T_{\text{cp}}}{2} \quad (41)$$

4.13 Определяется коэффициент теплопередачи (см. п. 2.3)

4.14 Определяется площадь поверхности теплообмена ТОА по уравнению (7).

4.15 Определяется активная длина трубок (расстояние между трубными досками) по уравнению (20).

4.16 Определяется соотношение между длиной и диаметром трубок. Если отношение $l/d < 50$, то поправочный коэффициент ε_l уточняется в соответствии с таблицей 3 и п.п. 4.11- 4.16 пересчитываются.

4.17 Производится (в случае необходимости) расчёт сегментных перегородок в соответствии с п. 3.5.

4.18 Производится прочностной расчёт кожуха по уравнению

$$\delta = \frac{K_3 p d}{2 [\sigma]_p} \quad (42)$$

где δ – минимально допустимая толщина стенки рассчитываемого элемента, m ;

K_3 – коэффициент запаса прочности, $K_3 = 1,5-2,0$;

p – давление соответствующего теплоносителя, Pa (принимается несколько выше его давления насыщения);

d – внутренний диаметр рассчитываемого элемента, m ;

$[\sigma]_p$ – допустимое напряжение на разрыв материала, из которого изготавливается рассчитываемый элемент, Pa .

4.19 Анализируются результаты расчётов, выбирается толщина стенки корпуса (кожуха) ТОА, формулируются выводы и заключение.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. БСЭ.(В 30 томах) / Гл. ред. А.М. Прохоров. - Изд. 3-е. - М.: Советская Энциклопедия 1970-1978, Т. 12.

Теплотехника: Учеб. для вузов/В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М., Камфер и др.; под ред. В.Н. Луканина.- М.: Высш шк., 1999.-671 с.

2. Теплотехника: учеб. для вузов / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др.; Под ред. Баскакова А.П.-М.: - 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991.-224 с.

3. Техническая термодинамика: Учеб. для машиностр. спец. вузов./ В.И. Крутов, С.И. Исаев, И.А. Кожинов и др.; под ред. В.И. Крутова. – 3-е изд., перераб и доп. -М.: Высш. шк., 1991. 384 с.

4. СТП 01-2001 Стандарт предприятия. Курсовые и дипломные проекты (работы): Правила оформления. Введен впервые. Дата введения 01.04.2001. ДГТУ, Ростов н/Д, 2001,-36 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Физические свойства воды на линии насыщения

$t_{\text{с}}$	$\rho \cdot 10^{-5}$	$\rho_{\text{ж}}$	$h_{\text{ж}}$	$\text{Ср}_{\text{ж}}$	$\lambda \cdot 10^{-7}$	$\alpha_{\text{ж}} \cdot 10^8$	$\mu \cdot 10^{-5}$	$\nu \cdot 10^5$	$\beta \cdot 10^4$	$\sigma \cdot 10^4$	$\rho_{\text{п}}$
°С	Па	кг/м ³	кДж/кг	кДж/(кг·°С)	Вт/м·°С	м ² /с	Па·с	м ² /с	1/°С	Н/м	кг
00	1,0130	999,90	0	4,2120	55,10	13,10	17880	1,7890	-0,630	756,40	13,670
100	1,0130	999,70	42,040	4,1910	57,40	13,70	13060	1,3060	0,700	741,60	9,520
200	1,0130	998,20	83,910	4,1830	59,90	14,30	10040	1,0060	1,820	726,90	7,020
300	1,0130	995,70	125,70	4,1740	61,80	14,90	801,50	0,8050	3,210	712,20	5,420
400	1,0130	982,20	167,50	4,1740	63,50	15,30	653,30	0,6590	3,870	696,50	4,310
500	1,0130	988,10	209,30	4,1740	64,80	15,70	549,40	0,5560	4,490	679,90	3,540
600	1,0130	983,10	251,10	4,1790	65,90	16,00	469,90	0,4780	5,110	661,20	2,980
700	1,0130	977,80	293,00	4,1870	66,80	16,30	406,10	0,4150	5,700	643,50	2,550
800	1,0130	971,80	355,00	4,1950	67,40	16,60	355,10	0,3650	6,320	625,90	2,210
900	1,0130	965,30	377,00	4,2080	68,00	16,80	341,90	0,3260	6,950	607,20	1,950
1000	1,0130	958,40	419,10	4,2200	68,30	16,90	282,50	0,2950	7,520	588,60	1,750
1100	1,430	951,00	461,40	4,2330	68,50	17,00	259,00	0,2720	8,080	569,00	1,600
1200	1,980	943,10	503,70	4,2500	68,60	17,10	237,40	0,2520	8,640	548,40	1,470
1300	2,700	934,80	546,40	4,2660	68,60	17,20	217,80	0,2330	9,190	528,80	1,360
1400	3,610	926,10	589,10	4,2870	68,50	17,20	201,10	0,2170	9,720	507,20	1,260
1500	4,760	917,00	632,20	4,3130	68,40	17,30	186,40	0,2030	10,30	486,60	1,170
1600	6,180	907,00	675,40	4,3460	68,30	17,30	173,60	0,1910	10,70	466,00	1,100
1700	7,920	897,30	719,30	4,3800	67,90	17,30	162,80	0,1810	11,30	443,40	1,050
1800	10,030	886,90	763,30	4,4170	67,40	16,20	153,00	0,1730	11,90	422,80	1,000
1900	12,550	876,00	807,80	4,4590	67,00	17,10	144,20	0,1650	12,60	400,20	0,960
2000	15,550	863,00	852,50	4,5050	66,30	17,00	136,40	0,1580	13,30	367,70	0,930