

-МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ»**

Кафедра промышленной теплоэнергетики

**ПРОГРАММА И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ
ПО КУРСУ «ТЕПЛОМАССООБМЕН»**

Факультет - заочный

Направление - 140100.62 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Санкт-Петербург
2013

УДК 621.184.64 (075)

ББК 31.31я 7

С 904

Программа и контрольные задания по курсу «Тепломассообмен» /
сост.: В.А.Суслов. -СПбГТУРП. -СПб., 2013. -38 с.

Представлен порядок изучения дисциплины, разработаны и даны с примерами решения задачи по каждому из основных разделов тепломассообмена.

Подготовлены и рекомендованы к изданию кафедрой промышленной теплоэнергетики СПбГТУРП (протокол № 7 от 25 апреля 2013 г.).

Утверждены к печати методической комиссией факультета промышленной энергетики СПбГТУРП (протокол №4 от 28 апреля 2013 г.).

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

При изучении курса "Тепломассообмен" рекомендуется придерживаться следующего порядка.

Сначала нужно по программе ознакомиться с содержанием темы, а затем проработать материал по рекомендованным учебникам.

При изучении материала следует обращать внимание на физический смысл того или иного явления и сопровождать это выводами соответствующих формул.

К выполнению контрольных заданий следует приступать, предварительно изучив соответствующий материал курса. При выполнении контрольных заданий нужно придерживаться следующих правил:

1. Переписать полностью текст каждой задачи.
2. Указать словами, какая величина вычисляется, привести соответствующую формулу.
3. Каждую задачу необходимо сопровождать схемой или чертежом.
4. Для каждой найденной величины воспользовавшись справочной литературой или интернетом нужно указать размерность.
5. В ответах нужно придерживаться терминов и обозначений, принятых в задании.
6. Для величин, которые берутся из таблиц или диаграмм, необходимо назвать источник с указанием автора, года издания и номера страницы.
7. Работы следует писать разборчиво, оставляя поле для замечаний рецензента; графики и схемы выполнять тщательно и аккуратно.
8. Выбор варианта задания производится по последней цифре шифра студента.

Задачи курса

Определение процесса теплопередачи и его физическая сущность. Основные виды теплообмена. Значение процесса теплопередачи в современной промышленности.

ТЕМА 1. СТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Температурное поле. Температурный градиент. Тепловой поток. Закон Фурье. Коэффициент теплопроводности. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Условия однозначности для процессов теплопроводности. Передача теплоты через плоскую, цилиндрическую и шаровую стенки в граничных условиях первого и третьего рода. Критический диаметр цилиндрической стенки. Пути интенсификации теплопередачи. Теплопроводность в стержне постоянного поперечного сечения. Теплопередача через ребристую стенку.

Контрольное задание №1

Пример 1-1. Определить потери теплоты от кирпичной стены длиной L , м, высотой H , м и толщиной δ , мм. Температуры на поверхностях стенок соответственно равны t_1 , °C и t_2 , °C. Коэффициент теплопроводности кирпича λ , Вт/(м·°C).

Задание 1-1

№ п/п	L , м	H , м	δ , мм	t_1 , °C	t_2 , °C	λ , Вт/(м·°C)
1	1	1	100	10	-30	0,65
2	2	1,5	120	12	-25	0,66
3	3	2	140	14	-20	0,67
4	4	2,5	160	16	-15	0,68
5	5	3	180	18	-10	0,69
6	6	3,5	200	20	-5	0,7
7	7	4	220	22	0	0,71
8	8	4,5	240	24	5	0,72
9	9	5	260	26	10	0,73
0	10	5,5	280	28	15	0,74

$$\lambda = 0,7 \text{ Вт/(м·°C)}.$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) = \frac{0,7}{0,25} [25 - (-30)] = 154 \text{ Вт/м}^2$$

$$Q = q F = 154 \cdot 10 \cdot 5 = 7700 \text{ Вт}.$$

Пример 1-2. Найти значение коэффициента теплопроводности материала стенки, если заданы: δ , мм; Δt , °C; q , кВт/м².

Задание 1-2

№ п/п	Δt , °C	δ , мм	q , кВт/м ²
1	10	100	100
2	15	150	120
3	20	200	130
4	25	250	140
5	30	300	150
6	35	350	200
7	40	400	250
8	45	450	300
9	50	500	350
0	55	550	400

$$\lambda = \frac{q \cdot \delta}{\Delta t} = \frac{200000 \cdot 0,03}{50} = 120 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}.$$

Пример 1-3. Рассчитать плотность теплового потока, проходящего через стенку котла толщиной δ_1 , мм и коэффициентом теплопроводности материала λ_1 , Вт/(м·°C), если с внутренней стороны стенка покрыта слоем накипи толщиной δ_2 , мм с коэффициентом теплопроводности λ_2 , Вт/(м·°C). Температура наружной поверхности t_1 , °C и внутренней поверхности t_2 , °C.

Задание 1-3

№ п/п	δ_1 , мм	λ_1 , Вт/(м·°C)	δ_2 , мм	λ_2 , Вт/(м·°C)	t_1 , °C	t_2 , °C
1	10	30	0,2	1,2	150	80
2	12	32	0,4	1,4	170	100
3	14	34	0,6	1,6	190	120
4	16	36	0,8	1,8	210	140
5	18	38	1,0	2,0	220	160
6	20	40	1,2	1,8	240	180
7	22	42	1,4	1,6	260	200
8	24	44	1,6	1,4	270	220
9	26	46	1,8	1,2	280	240
0	28	48	2,0	1,0	290	260

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{250 - 200}{\frac{0,02}{50} + \frac{0,002}{1,0}} = \frac{50}{0,0024} = 20800 \text{ Вт/м}^2.$$

Находим температуру поверхности железного листа под слоем накипи

$$t_2 = t_1 - q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 250 - 20800 \cdot 0,0004 = 250 - 8,3 = 241,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Пример 1-4. Найти потери теплоты в окружающую среду от кирпичной обмуровки котла толщиной δ , мм и температуру обмуровки, с коэффициентом теплопроводности λ , Вт/(м·°C) при температуре дымовых газов t_r , °C, температуре наружного воздуха t_b , °C, коэффициентах теплоотдачи: от дымовых газов к стенке α_1 , Вт/(м²·°C) и от стенки к окружающей среде α_2 , Вт/(м²·°C).

Задание 1- 4

№ п/п	δ , мм	λ , Вт/(м·°C)	t_r , °C	t_b , °C	α_1 , Вт/(м²·°C)	α_2 , Вт/(м²·°C)
1	210	0,5	550	10	30	5
2	220	0,55	600	12	35	6
3	230	0,6	650	14	40	7
4	240	0,65	700	16	45	8
5	250	0,7	750	18	50	9
6	260	0,75	800	20	55	10
7	270	0,8	850	22	60	11
8	280	0,85	900	24	65	11
9	290	0,9	950	26	70	12
0	200	0,45	500	8	25	7

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{40} + \frac{0,25}{0,7} + \frac{1}{10}} = 2,07 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$$

Потери теплоты в окружающую среду с одного метра поверхности обмуровки составят

$$q = 2,07 (800 - 15) = 1625 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура обмуровки котла определяется по зависимости

$$t_o = t_a + q \frac{1}{\alpha_2} = 15 + 1625 \frac{1}{10} = 177,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Пример 1-5. Паропровод диаметром 170/160 мм покрыт двухслойной изоляцией. Толщина первого слоя δ_2 , мм и второго слоя δ_3 , мм. Коэффициенты теплопроводности трубы и изоляции соответственно равны λ_1 , λ_2 и λ_3 , Вт/(м·°C). Температура внутренней поверхности паропровода $t_{вн}$, °C и внешней поверхности изоляции t_n , °C. Определить потерю теплоты 1м трубопровода и температуры на поверхностях раздела отдельных слоев.

Задание 1- 5

№ п/п	D, мм	δ_2 , мм	δ_3 , мм	λ_1 , Вт/(м·°C)	λ_2 , Вт/(м·°C)	$t_{вн}$, °C	t_n , °C
1	110/90	20	40	40	0,05	200	10
2	120/100	22	42	42	0,06	220	15
3	130/110	24	44	44	0,07	240	20
4	140/120	26	46	46	0,08	260	25
5	150/130	28	48	48	0,09	280	30
6	160/140	30	50	50	0,1	300	35
7	170/150	32	52	52	0,11	320	40
8	180/160	34	54	54	0,12	340	45
9	190/170	36	56	56	0,13	360	50
0	200/180	38	58	58	0,14	380	55

По условию задачи

$$d_1 = 0,16 \text{ м}, d_2 = 0,17 \text{ м}, d_3 = 0,23 \text{ м}, d_4 = 0,33 \text{ м}.$$

Согласно формуле

$$q_l = \frac{\pi(t_1 - t_n)}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{3,14 \cdot (300 - 50)}{\frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{170}{160} + \frac{1}{2 \cdot 0,15} \ln \frac{230}{170} + \frac{1}{2 \cdot 0,08} \ln \frac{330}{230}} = 240,6 \text{ Вт/м}.$$

$$t_2 = 300 - \frac{240,6}{2 \cdot 3,14} 0,0006 = 300 - 0,0229 \approx 300 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_3 = 50 + \frac{240,6}{2 \cdot 3,14} 4,525 = 50 + 173,3 = 223,3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Пример 1-6. Стальной паропровод с коэффициентом теплопроводности λ_1 , Вт/(м·°С), диаметром D , мм покрыт слоем изоляции толщиной δ , мм [λ_2 , Вт/(м·°С)]. Температура пара t_p , °С и окружающего воздуха t_v , °С. Коэффициенты теплоотдачи со стороны пара и воздуха равны соответственно α_1 , Вт/(м²·°С) и α_2 , Вт/(м²·°С). Требуется определить линейный коэффициент теплопередачи k_l , линейную плотность теплового потока q_l и температуру изоляции t_n .

Задание 1- 6

№ п/п	D, мм	λ_1 , Вт/(м·°С)	δ , мм	λ_2 , Вт/(м·°С)	t_p , °С	t_n , °С	α_1 , Вт/(м²·°С)	α_2 , Вт/(м²·°С)
1	160/ 144	30	70	0,06	250	21	60	6,5
2	166/ 150	32	80	0,07	260	22	70	7,0
3	172/ 156	34	90	0,08	270	23	80	7,5
4	178/ 162	36	100	0,09	280	24	90	8,0
5	184/ 168	38	110	0,1	290	25	100	8,5
6	190/ 174	40	120	0,11	300	26	110	9,0
7	196/ 180	42	130	0,12	310	27	120	9,5
8	202/ 186	44	140	0,13	320	28	130	10,0
9	208/ 192	46	150	0,14	330	29	140	10,5
0	214/ 198	48	160	0,15	340	30	150	11,0

По формуле для расчета коэффициента теплопередачи

$$\begin{aligned}
 k_l &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_3}} = \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{100 \cdot 0,2} + \frac{1}{2 \cdot 40} \ln \frac{216}{200} + \frac{1}{2 \cdot 0,1} \ln \frac{456}{216} + \frac{1}{8,5 \cdot 0,456}} = \\
 &= \frac{1}{0,05 + 0,0009 + 3,75 + 0,258} = 0,248 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)} .
 \end{aligned}$$

На основании $q_l = k_l \cdot \pi(t_{\hat{i}} - t_{\hat{a}}) = 0,248 \cdot 3,14 \cdot 275 = 214 \text{ Вт/м}^2$

$$t_{\hat{i}} = t_{\hat{a}} + \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_3} = 25 + \frac{214}{3,14} \cdot 0,258 = 25 + 17,5 = 42,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Используем зависимость

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{40} + \frac{0,25}{0,7} + \frac{1}{10}} = 2,07 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

В соответствии с зависимостью получим

$$q = k(t_{\hat{a}} - t_{\hat{a}}) = 2,07 \cdot (800 - 15) = 2,07 \cdot 785 = 1624,95 \text{ Вт/м}^2.$$

Согласно зависимости находим показатели температуры обмуровки

$$t_{\hat{a}} = t_{\hat{a}} - q \cdot \frac{1}{\alpha_1} = 800 - \frac{1624,95}{40} = 759,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\hat{i}} = t_{\hat{a}} + q \cdot \frac{1}{\alpha_2} = 15 + \frac{1624,95}{10} = 177,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Пример 1-7. Для паропровода диаметром 150/159 мм и длиной $l = 350$ м, проходящего в закрытом помещении с температурой окружающей среды $t_{\text{окр}} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$, требуется рассчитать изоляцию. Пар подается со следующими параметрами: давление и температура пара соответственно равны

на входе $P_{\text{п1}} = 1,5 \text{ МПа}$, $t_{\text{п1}} = 350 \text{ } ^\circ\text{C}$;

на выходе $P_{\text{п2}} = 1,3 \text{ МПа}$, $t_{\text{п2}} = 330 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Скорость протекания пара равна $w = 25$ м/с. Трубопровод сварной, фланцевые соединения отсутствуют. Имеются две задвижки. В течение года паропровод эксплуатируется 7000 ч. Стоимость 1 ГДж теплоты составляет 200 руб. Найти годовую экономию от применения изоляции.

Задание 1-7

№ п/п	D, мм	l, м	t _{окр} , °C	P _{п1} , МПа	t _{п1} , °C	P _{п2} , МПа	t _{п2} , °C	W, м/с	τ, ч	Э, ГДж/руб
1	142/151	320	0	1,1	300	1,0	280	21	6920	160
2	144/153	330	2	1,2	310	1,1	290	22	6940	170
3	146/155	340	4	1,3	320	1,2	300	23	6960	180
4	148/157	350	6	1,4	330	1,3	310	24	6980	190
5	150/159	360	8	1,5	340	1,4	320	25	7000	200
6	152/161	370	10	1,6	350	1,5	330	26	7020	210
7	154/163	380	12	1,7	360	1,6	340	27	7040	220
8	156/165	390	14	1,8	370	1,7	350	28	7060	230
9	158/167	400	16	1,9	380	1,8	360	29	7080	240
0	160/169	410	18	2,0	390	1,9	370	30	7100	250

Допустимые тепловые потери определяются исходя из заданного падения температуры пара. Часовой расход пара определяется следующей зависимостью

$$G = \rho \cdot w \cdot f = 7,12 \cdot 25 \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} = 3,14 \text{ т/ч},$$

где $\rho = 7,12 \text{ кг/м}^3$ – плотность пара при давлении $P = 1,4 \text{ МПа}$.

По таблицам водяного пара находим теплосодержание пара: при $P_1 = 1,5 \text{ МПа}$ и $t_{п1} = 350^\circ\text{C}$ $i_1 = 3147,6 \text{ кДж/кг}$;

при $P_2 = 1,3 \text{ МПа}$ и $t_{п2} = 330^\circ\text{C}$ $i_2 = 3108,5 \text{ кДж/кг}$.

Допустимые потери тепла на всей длине паропровода

$$Q = G \cdot (i_1 - i_2) = 3,14 \cdot (3147,6 - 3108,5) = 122,8 \text{ кВт}.$$

Потеря теплоты одним вентилем или задвижкой эквивалентна потере теплоты трубопроводом длиной $l = 6 \text{ м}$. Таким образом, для учета потерь теплоты двумя задвижками необходимо к заданной длине паропровода добавить 12 м.

Допустимые потери теплоты с 1 погонного метра длины паропровода составят

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{122,8}{362} = 0,339 \text{ кВт/м}.$$

При расчете изоляции пренебрегаем термическими сопротивлениями теплоотдачи от пара к стенке и самой стенки трубы. Тогда температура поверхности трубы t_c будет равна температуре пара $t_{п1} = 350^\circ\text{C}$.

Дальнейший расчет проведем для совелитовой мастичной изоляции. Пусть температура поверхности изоляции $t_n = 26^\circ\text{C}$. Тогда средняя температура изоляционного слоя равна

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_c + t_n}{2} = \frac{350 + 26}{2} = 188^\circ\text{C}.$$

Для мастичного совелита

$$\lambda_{\text{ср}} = 0,0901 + 0,000087 \cdot t_{\text{ср}} = 0,0901 + 0,000087 \cdot 188 = 0,106 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Количество переданной теплоты Q_l при заданных температурах стенки трубопровода

$$q_l = \frac{2\pi \cdot \lambda_{\text{ср}} (t_{i1} - t_i)}{\ln \frac{d_i}{d_2}}, \text{ Вт/м},$$

где d_2 – внешний диаметр трубы; d_n – внешний диаметр изоляции.

Тогда

$$\ln \frac{d_1}{d_2} = \frac{2\pi \cdot \lambda_{\text{ис}} (t_{i1} - t_i)}{q_l} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,106 \cdot (350 - 26)}{339} = 0,636 ,$$

$$\frac{d_1}{d_2} = e^{0,636} = 1,902 ;$$

$$d_1 = 1,902 \cdot d_2 = 1,902 \cdot 0,159 = 0,302 \text{ м}$$

и толщина слоя изоляции

$$\delta_{\text{ис}} = \frac{d_1 - d_2}{2} = 0,071 \text{ м.}$$

Проверяем температуру наружного слоя изоляции t_n . При температуре помещения $t_{\text{окр}} = 10^\circ\text{C}$ коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху составит $\alpha = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

$$t_i = t_{\text{ис}} + \frac{q_l}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_2} = 10 + \frac{339}{3,14 \cdot 0,302 \cdot 20} = 27,8^\circ\text{C}.$$

Потери теплоты неизолированного паропровода по низшей температуре пара $t_{п2} = 330^\circ\text{C}$ могут быть найдены:

$$q_l' = \alpha (t_{i2} - t_{\text{окр}}) = 20 (330 - 10) = 6400 \text{ Вт/м}.$$

Потери теплоты изолированного паропровода составляют $q_l = 339 \text{ Вт/м}$. Тогда экономия теплоты определится

$$\Delta q_l = q_l' - q_l = 6400 - 339 = 6061 \text{ Вт/м}.$$

Для всей длины паропровода экономия теплоты

$$Q = \Delta q_l \cdot l = 6,061 \cdot 363 = 2200,1 \text{ кВт} ,$$

и годовая прибыль от экономии за счет изоляции паропровода

$$Q_{\text{э}} = Q \cdot 7000 \cdot 3600 \cdot 200 = 0,0022 \cdot 3600 \cdot 7000 \cdot 200 = 11088504 \text{ руб.}.$$

ТЕМА 2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ОДНОРОДНОЙ СРЕДЕ

Контрольное задание №2

Основные положения учения о конвективном теплообмене. Физические свойства жидкости. Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена. Гидродинамический и тепловой пограничные слои. Подобие и моделирование процессов конвективного теплообмена. Безразмерные переменные и уравнения подобия. Следствия из условий подобия. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в каналах. Теплоотдача при внешнем обтекании тел. Теплоотдача при свободном движении.

Пример 2–1. Для нахождения распределения температуры в процессе изготовления стального сердечника гранитного вала бумагоделательной машины диаметром $d = 350$ мм через $\tau = 3$ ч после загрузки его в печь необходимо провести соответствующее исследование в муфельной печи на геометрически подобной стальной модели вала. Для проведения исследования необходимо определить диаметр модели вала и интервал времени выдержки модели в печи, после которой проводится измерение распределения температуры в модели.

Задание 2-1

№ п/п	τ , ч	α_B , Вт/(м ² ·°C)	λ_B , Вт/(м·°C)	$a_B \cdot 10^5$, м ² /с	α_M , Вт/(м ² ·°C)	λ_M , Вт/(м·°C)	$a_M \cdot 10^5$, м ² /с
1	1	75	31	1,1	110	1	0,5
2	2	80	32	1,2	120	12	0,6
3	3	85	33	1,3	130	13	0,7
4	4	90	34	1,4	140	14	0,8
5	5	95	35	1,5	150	15	0,9
6	4	100	36	1,6	160	16	1,0
7	3	95	37	1,7	170	17	1,1
8	2	90	38	1,8	180	18	1,2
9	1	85	39	1,9	190	19	1,3
0	5	80	40	2,0	200	20	1,4

Коэффициент теплоотдачи к валу в печи составляет $\alpha_B = 92$ Вт/(м²·°C).

Необходимые физические параметры материала:

для вала $\lambda_B = 39$ Вт/(м·°C) ; $a_B = 1,2 \cdot 10^{-5}$ м²/с ;

для модели $\lambda_M = 18$ Вт/(м·°C) ; $a_M = 0,8 \cdot 10^{-5}$ м²/с ; $\alpha_B = 120$ Вт/(м²·°C).

Подобие температурных полей вала и модели определяется равенством критериев для образца и модели

$$Bi_M = Bi_B \quad \text{и} \quad Fo_M = Fo_B .$$

Для вала критерии Био и Фурье равны:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot r}{\lambda} = \frac{92 \cdot 0,175}{39} = 0,413;$$

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{r^2} = \frac{1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 10800}{(0,175)^2} = 4,23 .$$

Находим диаметр модели сердечника вала при $Bi_M = Bi_B$

$$d_i = 2 \frac{\lambda_i \cdot Bi}{\alpha_i} = 2 \frac{18 \cdot 0,413}{120} = 0,062 , \text{ м} .$$

Находим интервал времени выдержки модели в печи при $Fo_M = Fo_B$

$$\tau_i = \frac{r_i^2 \cdot Fo}{a_i} = \frac{(0,031)^2 \cdot 4,23}{0,8 \cdot 10^{-5}} = 508 \text{ с} = 8,5 \text{ мин} .$$

Пример 2–2. На паропроводе перегретого пара диаметром $d = 320$ мм установлена измерительная диафрагма без предварительной тарировки.

Найти тарировочную зависимость $\Delta P = f(G)$ в паропроводе для течения атмосферного пара с температурой $t_p = 270$ °С в автомобильной области и указать границы ее применимости. ΔP – перепад статических давлений в диафрагме; G – расход пара.

Задание 2-2

№ п/п	d, мм	t _п , °С	t _{вод} , °С
1	260	200	5
2	280	210	10
3	290	22-	15
4	300	230	20
5	310	240	25
6	320	250	30
7	330	260	35
8	340	270	40
9	350	280	45
0	360	290	50

Для определения расхода пара по тарировочной зависимости и проведения тарировочных исследований была изготовлена модель в 0,25 натуральной величины. Тарировку проводили на модели с водой при температуре $t_b = 20$ °С. Результаты измеренных перепадов давлений на диафрагме, установленной на модели трубопровода при различных расходах воды представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

$\Delta P_B, \text{ Н/м}^2$	382	942	3616	14440	57760
$G_B, \text{ кг/с}$	1,78	3,55	7,10	14,21	28,42

Находим физические параметры воды при $t_b = 20^\circ\text{C}$

$$\rho_b = 998 \text{ кг/м}^3; \quad \nu_b = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Проводим обработку опытных данных, полученных в модели на воде, по зависимости $Eu = f(Re)$. Критериальная зависимость согласно теории подобия будет справедлива при движении пара в натурном паропроводе.

$$\text{Число Эйлера} - Eu = \frac{\Delta P_{\hat{a}}}{\rho_{\hat{a}} \cdot w_{\hat{a}}^2}.$$

Скорость воды находим из уравнения расхода

$$w_{\hat{a}} = \frac{4G_{\hat{a}}}{\rho_{\hat{a}} \cdot \pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot G_{\hat{a}}}{998 \cdot 3,14 \cdot (0,08)^2} = 0,199 \cdot G_{\hat{a}},$$

где d_m – диаметр трубопровода модели $d_i = 0,25 \cdot d_i = 0,25 \cdot 0,32 = 0,08 \text{ м}$.

Подставив значение найденной скорости в число Eu , получим

$$Eu = \frac{\Delta P_{\hat{a}}}{\rho_{\hat{a}}} \left(\frac{\rho_{\hat{a}} \cdot \pi \cdot d_i^2}{4G_{\hat{a}}} \right)^2 = \frac{\rho_{\hat{a}} \cdot \Delta P_{\hat{a}}}{G_{\hat{a}}^2} \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right).$$

$$Eu = 998 \left(\frac{3,14 \cdot (0,08)^2}{4} \right)^2 \frac{\Delta P_{\hat{a}}}{G_{\hat{a}}^2} = 2,52 \cdot 10^{-2} \frac{\Delta P_{\hat{a}}}{G_{\hat{a}}^2}.$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w_{\hat{a}} \cdot d_i}{\nu_{\hat{a}}} = \frac{4G_{\hat{a}}}{\rho_{\hat{a}} \cdot \pi \cdot d_i \cdot \nu_{\hat{a}}} = \frac{4G_{\hat{a}}}{998 \cdot 3,14 \cdot 0,08 \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 15955 \cdot G_{\hat{a}}.$$

В полученные зависимости подставим значения ΔP_B и G_B , полученные при тарировке на модели и представленные в табл. 2.1.

Результаты расчетов представим в табл. 2.2.

Таблица 2.2

№ п/п	ΔP_B , Н/м ²	G_B , кг/с	W_B , м/с	Eu	Re
1	382	1,78	0,354	3,038	5648
2	942	3,55	0,706	1,884	11264
3	3616	7,10	1,413	1,808	113280
4	14440	14,21	2,828	1,802	226720
5	57760	28,42	5,656	1,802	453441

По данным табл. 2.2 строим график зависимости $Eu = f(Re)$ (рис. 2.1)

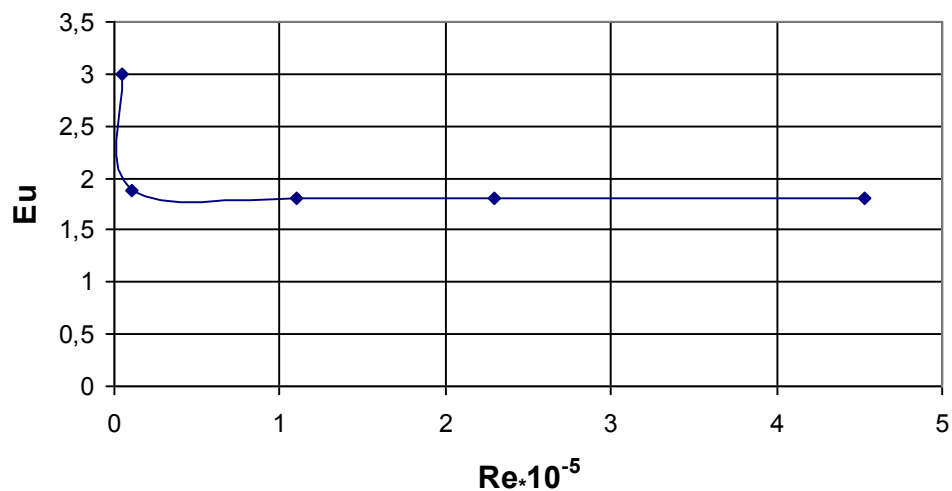


Рис. 2.1. Зависимость числа Eu от числа Re

Из табл. 2.2 и рис. 2.1 следует, что при $Re > 1,132 \cdot 10^5$ $Eu = \text{const} = 1,8$ (автомодельная область). Следовательно, при течении пара в паропроводе при $Re > 1,132 \cdot 10^5$ число $Eu = 1,8$.

Используем последнее равенство для нахождения искомой зависимости в паропроводе

$$\Delta P = Eu \cdot \rho \cdot w^2 = \frac{1,8}{\nu} w^2 = \frac{1,8}{2,5} w^2 = 0,72 \cdot w^2,$$

где $\nu = 2,5 \text{ м}^3/\text{кг}$ при $P = 0,98 \text{ бар}$ и $t_{\text{пар}} = 270^\circ\text{C}$.

Из уравнения расхода найдем скорость $w = \frac{G \cdot \nu}{0,785 \cdot d^2}$ и подставим ее в уравнение искомой зависимости для перепада давлений

$$\Delta P = 0,72 \left(\frac{2,5}{0,785 \cdot (0,32)^2} \right)^2 \cdot G^2 = 696,4 \cdot G^2 \quad \text{при } Re > 1,132 \cdot 10^5.$$

Пример 2-3. Верхняя панель колпака бумагоделательной машины длиной $l_0 = 40$ м и шириной $a = 3,0$ м обтекается продольным потоком воздуха. Скорость и температура набегающего потока равны соответственно $w_0 = 0,5$ м/с и $t_0 = 24$ °С. Температура поверхности колпака $t_c = 46$ °С.

Определить средний по длине пластины коэффициент теплоотдачи и количество теплоты, отдаваемой колпаком воздуху.

Задание 2-3

№ п/п	l_0 , м	a , м	W_0 , м/с	t_0 , °С	t_c , °С
1	35	1,5	0,1	20	40
2	36	2,0	0,2	21	41
3	37	2,5	0,3	22	42
4	38	3,0	0,4	23	43
5	39	3,5	0,5	24	44
6	40	4,0	0,6	25	45
7	41	4,5	0,7	26	46
8	42	5,0	0,8	27	47
9	43	5,5	0,9	28	48
0	44	6,0	1,0	29	49

Находим параметры воздуха при $t_0 = 24$ °С:

$$\nu = 15,03 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 2,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С}); \quad \text{Pr} = 0,702.$$

Находим число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_{\hat{1}} \cdot \ell_{\hat{1}}}{\nu} = \frac{0,5 \cdot 12}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 3,99 \cdot 10^5 < 5 \cdot 10^5,$$

следовательно, расчетное число Re меньше критического числа. Откуда следует, что режим течения в пограничном слое ламинарный. Тогда средний по длине коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по формуле

$$\text{Nu}_\ell = 0,67 \cdot \text{Re}_\ell^{0,5} \cdot \text{Pr}^{1/3},$$

$$\text{где } \text{Nu}_\ell = \frac{\alpha \cdot \ell_{\hat{1}}}{\lambda}, \quad \text{Re} = \frac{w_{\hat{1}} \cdot \ell_{\hat{1}}}{\nu}.$$

$$\text{Nu}_\ell = 0,67 \left(3,99 \cdot 10^5 \right)^{0,5} \cdot (0,702)^{0,33} = 0,67 \cdot 631,66 \cdot 0,89 = 376,6;$$

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\ell_{\hat{1}}} = \frac{376,6 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{12} = 0,825 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Количество отдаваемой верхней панелью колпака теплоты

$$Q = \alpha(t_c - t_{\hat{1}})F = 0,825(46 - 24)40 \cdot 3 = 2178 \text{ Вт}.$$

Пример 2-4. Найти для условий задачи 2-3 толщину гидродинамического пограничного слоя и значения местных коэффициентов теплоотдачи на разных расстояниях от передней кромки верхней панели колпака бумагоделательной машины: $x = (0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,7; 0,9; 1,0)l_0$. Построить график зависимости толщины гидродинамического пограничного слоя $\delta_{сл}$ и коэффициента теплоотдачи от расстояния x/l_0 .

Толщина пограничного слоя и локальный коэффициент теплоотдачи в нем на расстоянии x от передней кромки панели колпака при ламинарном режиме течения жидкости, когда $Re_x < Re_{кр} = 5 \cdot 10^5$, определяется по формулам

$$\delta_{\text{е}} = \frac{4,64 x}{\sqrt{Re_x}} \quad \text{и} \quad Nu = 0,33 Re_x^{0,5} Pr^{1/3},$$

где $Nu_x = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda}$ и $Re_x = \frac{w_{\hat{1}} \cdot x}{\nu}$.

На расстоянии:

1) $x = 0,1 l_0$

$$Re_x = \frac{0,5 \cdot 0,1 \cdot 40}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 13,31 \cdot 10^4; \quad \delta_{\text{е}} = \frac{4,64 \cdot 0,1 \cdot 40}{\sqrt{13,31 \cdot 10^4}} = 0,051 \text{ м.}$$

$$Nu_x = 0,33 (13,31 \cdot 10^4)^{1/2} (0,702)^{1/3} = 0,33 \cdot 364,8 \cdot 0,889 = 107,0;$$

$$\alpha_x = Nu_x \frac{\lambda}{x} = 107,0 \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{0,1 \cdot 40} = 0,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

2) $x = 0,2 l_0$

$$Re_x = \frac{0,5 \cdot 0,2 \cdot 40}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 26,61 \cdot 10^4; \quad \delta_{\text{е}} = \frac{4,64 \cdot 0,2 \cdot 40}{\sqrt{26,61 \cdot 10^4}} = 0,072 \text{ м.}$$

$$Nu_x = 0,33 (26,61 \cdot 10^4)^{1/2} (0,702)^{1/3} = 0,33 \cdot 515,85 \cdot 0,889 = 151,33;$$

$$\alpha_x = 151,33 \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{0,2 \cdot 40} = 0,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

3) $x = 0,3 l_0$

$$Re_x = \frac{0,5 \cdot 0,3 \cdot 40}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 39,92 \cdot 10^4; \quad \delta_{\text{е}} = \frac{4,64 \cdot 0,3 \cdot 40}{\sqrt{39,92 \cdot 10^4}} = 0,088 \text{ м.}$$

$$Nu_x = 0,33 (39,92 \cdot 10^4)^{1/2} (0,702)^{1/3} = 0,33 \cdot 631,82 \cdot 0,889 = 185,35;$$

$$\alpha_x = 185,35 \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{0,3 \cdot 40} = 0,41 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

$$4) x = 0,4 l_0$$

$$Re_x = \frac{0,5 \cdot 0,4 \cdot 40}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 53,22 \cdot 10^4; \quad Re_x = 5,32 \cdot 10^5 > Re_{\text{êđ}} = 5 \cdot 10^5.$$

Следовательно, при $x = 0,4 l_0$ ламинарный режим течения в слое при данных параметрах переходит в турбулентный, когда среднее значение теплоотдачи при обтекании колпака воздухом определяется по формуле $Nu = 0,032 Re^{0,8}$, локальный коэффициент теплоотдачи и толщина турбулентного гидродинамического пограничного слоя определяется по формулам $Nu_x = 0,0255 Re_x^{0,8}$ и $\delta_0 = \frac{0,37 x}{\sqrt[5]{Re_x}}$ соответственно.

$$\delta_0 = \frac{0,37x}{\sqrt[5]{Re_x}} = \frac{0,37 \cdot 0,4 \cdot 40}{\sqrt[5]{53,22 \cdot 10^4}} = 0,424 \text{ м.}$$

$$Nu_x = 0,0255 \cdot (53,22 \cdot 10^4)^{0,8} = 971,40;$$

$$\alpha_x = 971,4 \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{0,4 \cdot 40} = 1,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

$$5) x = 0,5 l_0$$

$$Re_x = \frac{0,5 \cdot 0,5 \cdot 40}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 66,53 \cdot 10^4; \quad \delta_0 = \frac{0,37 \cdot 0,5 \cdot 40}{\sqrt[5]{66,53 \cdot 10^4}} = 0,506 \text{ м.}$$

$$Nu_x = 0,0255 \cdot (66,53 \cdot 10^4)^{0,8} = 1161,32;$$

$$\alpha_x = 1161,32 \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{0,5 \cdot 40} = 1,53 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

$$7) x = 0,7 l_0$$

$$Re_x = \frac{0,5 \cdot 0,7 \cdot 40}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 93,15 \cdot 10^4; \quad \delta_0 = \frac{0,37 \cdot 0,7 \cdot 40}{\sqrt[5]{93,15 \cdot 10^4}} = 0,663 \text{ м.}$$

$$Nu_x = 0,0255 \cdot (93,15 \cdot 10^4)^{0,8} = 1520,15;$$

$$\alpha_x = 1520,15 \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{0,7 \cdot 40} = 1,43 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

9) $x = 0,9l_0$

$$Re_x = \frac{0,5 \cdot 0,9 \cdot 40}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 119,76 \cdot 10^4; \quad \delta_0 = \frac{0,37 \cdot 0,9 \cdot 40}{\sqrt[5]{119,76 \cdot 10^4}} = 0,811 \text{ м.}$$

$$Nu_x = 0,0255 \cdot (119,76 \cdot 10^4)^{0,8} = 1858,61;$$

$$\alpha_x = 1858,61 \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{0,9 \cdot 40} = 1,36 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

10) $x = 1,0l_0$

$$Re_x = \frac{0,5 \cdot 1,0 \cdot 40}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 133,07 \cdot 10^4; \quad \delta_0 = \frac{0,37 \cdot 1,0 \cdot 40}{\sqrt[5]{133,07 \cdot 10^4}} = 0,882 \text{ м.}$$

$$Nu_x = 0,0255 \cdot (133,07 \cdot 10^4)^{0,8} = 2022,11;$$

$$\alpha_x = 2022,11 \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{1,0 \cdot 40} = 1,33 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Результаты расчетов представлены в табл. 2.3 и на рис. 2.2, 2.3.

Таблица 2.3

x / l_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	1,0
δ_x , мм	51	72	88	424	506	663	811	882
α_x , Вт/(м ² ·°C).	0,7	0,5	0,4	1,6	1,53	1,43	1,36	1,33



Рис. 2.2. Изменение толщины гидродинамического пограничного слоя по длине колпака машины



Рис. 2.3. Изменение коэффициента теплоотдачи по длине гидродинамического пограничного слоя

Пример 2–5. Вычислить средний коэффициент теплоотдачи и температуры на входе в трубу и выходе из нее при течении трансформаторного масла в трубах (диаметром $d = 16$ мм и длиной $l = 1,5$ м) системы смазки подшипников бумагоделательной машины. Определить падение давления по длине трубы. Скорость масла в трубе составляет $w = 0,3$ м/с. Средняя температура масла в трубе $t_{ж} = 70$ °С, средняя температура стенки трубы $t_c = 25$ °С.

Задание 2-5

№ п/п	l , м/с	W_o , м/с	$t_{ж}$, °С	d , мм	t_c , °С
1	1,0	0,1	50	10	10
2	1,5	0,2	55	12	15
3	2,0	0,3	60	14	20
4	2,5	0,4	65	16	25
5	3,0	0,5	70	18	30
6	3,5	0,6	75	20	35
7	4,0	0,7	80	22	40
8	4,5	0,8	85	24	45
9	5,0	0,9	90	26	50
0	5,5	1,0	95	28	55

По значению числа Re определяем режим течения масла. При $t_{ж} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ находим коэффициент кинематической вязкости масла $\nu_{\text{æ}} = 4,54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$Re_{\text{æ}} = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0,3 \cdot 0,016}{4,54 \cdot 10^{-6}} = 1057.$$

Режим течения ламинарный, поскольку $Re_{ж} < 2300$. В этих условиях необходимо найти величину влияния, оказываемого естественной конвекцией на теплоотдачу. Для этого рассчитываем комплекс $(Gr \cdot Pr)_{г}$. Находим определяющую температуру пленки

$$t_{\tilde{a}} = 0,5(t_{\text{æ}} + t_{\tilde{n}}) = 0,5(70 + 25) = 47,5\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

При этой температуре находим значения физических свойств масла

$$\nu_{\tilde{a}} = 8,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \beta_{\tilde{a}} = 7,037 \cdot 10^{-4}, \text{ 1/град}; \quad Pr_{г} = 119,75.$$

$$(Gr \cdot Pr)_{\tilde{a}} = g \cdot \beta_{\tilde{a}} \frac{(t_{\text{æ}} - t_{\text{с}})d^3}{\nu_{\tilde{a}}^2} Pr = 0,81 \cdot 7,037 \cdot 10^{-4} \frac{(70 - 25)(0,016)^3}{(8,26 \cdot 10^{-6})^2} 119,75 = 1,8 \cdot 10^5$$

Поскольку $(Gr \cdot Pr)_{\tilde{a}} < 8 \cdot 10^5$, влиянием естественной конвекции на теплоотдачу можно пренебречь, и режим течения масла считать вязкостным.

Средний коэффициент теплоотдачи при вязкостном режиме течения жидкости в трубах при $Re_{ж} < 2300$ можно рассчитывать по формуле

$$Nu_{\tilde{a}} = 1,5 \left(Pe_{\tilde{a}} \frac{d}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{\text{æ}}}{\mu_{\text{с}}} \right)^{0,14} \varepsilon,$$

$$\text{где } Nu_{\tilde{a}} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_{\tilde{a}}}; \quad Pe_{\tilde{a}} \frac{d}{l} = \frac{4G \cdot c_{p\tilde{a}}}{\pi \lambda_{\tilde{a}}}; \quad \alpha = \frac{q}{t_{\text{æ}} - t_{\tilde{n}}}; \quad \text{индексы «с» и «г»}$$

означают, что физические свойства жидкости находятся по справочникам при температуре стенки $t_{\text{с}}$ и определяющей температуре $t_{г}$ соответственно.

Поправка на участок гидродинамической стабилизации

$$\varepsilon = 0,6 \left(\frac{1}{Re_{\text{æ}}} \cdot \frac{l}{d} \right)^{-1/7} \left(1 + 2,5 \frac{1}{Re_{\text{æ}}} \cdot \frac{l}{d} \right) \quad \text{вводится в случаях, когда перед}$$

обогреваемым участком трубы отсутствует участок гидродинамической стабилизации и $\frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d} < 0,1$; $\frac{1}{Pe_{\tilde{a}}} \cdot \frac{l}{d} \leq 0,05$; $(Gr \cdot Pr)_{\tilde{a}} \leq 8 \cdot 10^5$;

$$0,07 \leq \frac{\mu_{\tilde{n}}}{\mu_{\text{æ}}} \leq 1500.$$

Для расчета теплоотдачи по средней температуре масла $t_{ж} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, температуре стенки $t_{\text{с}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температуре пленки $t_{г} = 47,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ находим

необходимые значения его физических параметров $\rho_{\text{æ}} = 850 \text{ кг/м}^3$;
 $\mu_{\text{æ}} = 38,6 \cdot 10^{-4} \text{ Н·с/м}^2$; $\lambda_{\text{ã}} = 0,1084 \text{ Вт/(м·°C)}$; $\tilde{n}_{\text{ðã}} = 1,831 \text{ кДж/(кг·°C)}$;
 $\mu_{\text{ñ}} = 163,3 \text{ Н·с/м}^2$.

Определяем расход масла в трубе

$$G = \rho_{\text{æ}} \cdot w \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 850 \cdot 0,3 \frac{3,14 \cdot (0,016)^2}{4} = 0,0512 \text{ кг/с.}$$

Проверяем условия ввода поправки на участок гидродинамической стабилизации

$$\text{Re}_{\text{ã}} \cdot \frac{d}{l} = \frac{w \cdot l}{a} \cdot \frac{d}{l} = \frac{4G \cdot d \cdot \rho_{\text{ã}} \cdot \tilde{n}_{\text{ðã}}}{\rho_{\text{æ}} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \lambda_{\text{ã}}} = \frac{4G \cdot \tilde{n}_{\text{ðã}}}{\pi \cdot d \cdot \lambda_{\text{ã}}} = \frac{4 \cdot 0,0512 \cdot 1,831}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,1084} = 68,8.$$

$$\text{Таким образом, } \frac{1}{\text{Re}_{\text{ã}}} \cdot \frac{l}{d} = \frac{1}{68,8} = 0,014 \leq 0,05. \text{ Следовательно, одно из}$$

условий ввода поправки на участок гидродинамической стабилизации выполнено.

$$\frac{1}{\text{Re}_{\text{æ}}} \cdot \frac{l}{d} = \frac{1}{1057} \cdot \frac{1,5}{0,016} = 0,087 < 0,1.$$

Поправка на участок гидродинамической стабилизации

$$\varepsilon = 0,6 (0,087)^{-1/7} (1 + 2,5 \cdot 0,087) = 0,6 \cdot 1,414 \cdot 1,217 = 1,03.$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu}_{\text{ã}} = 1,55(68,8)^{1/3} \left(\frac{38,6}{163,3} \right)^{0,14} \cdot 1,03 = 1,55 \cdot 4,092 \cdot 0,817 \cdot 1,03 = 5,33.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 5,33 \frac{0,1084}{0,016} = 36,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Для нахождения температур масла на входе в трубу и выходе из нее определяем количество передаваемой в ней теплоты

$$Q = \alpha(t_{\text{æ}} - t_{\text{ñ}}) \cdot F = \alpha(t_{\text{æ}} - t_{\text{ñ}}) \pi \cdot d \cdot l = 36,1 \cdot (70 - 25) \cdot 3,14 \cdot 0,016 \cdot 1,5 = 122,4 \text{ Вт.}$$

Находим разность температур на входе в трубу и выходе из нее

$$\delta_t = t_{\text{ãüð}} - t_{\text{ãð}} = \frac{Q}{G \cdot \tilde{n}_{\text{рæ}}} = \frac{122,4}{0,0512 \cdot 1,964 \cdot 10^3} = 1,2 \text{ °C,}$$

где $c_{\text{рж}} = 1,964 \text{ кДж/(кг·°C)}$ – теплоемкость масла при $t_{\text{ж}} = 70 \text{ °C}$.

Среднее арифметическое значение температуры масла $t_{\text{æ}} = 0,5 \cdot (t_{\text{ãð}} + t_{\text{ãüð}}) = 70 \text{ °C}$. Следовательно, $t_{\text{вх}} = 71 \text{ °C}$ и $t_{\text{вых}} = 69 \text{ °C}$.

При вязкостном неизотермическом течении жидкости в трубах коэффициент сопротивления трения определяется по формуле

$$\xi = \xi_{\epsilon} \left(\frac{\mu_{\tilde{n}}}{\mu_{\text{æ}, \hat{\alpha}\hat{\omega}}} \right)^n, \text{ где } \xi_{\epsilon} = \frac{64}{\text{Re}} - \text{коэффициент сопротивления трения при}$$

$$\text{изотермическом течении; } n = C \left(\text{Re}_{\hat{\alpha}\hat{\omega}} \frac{d}{l} \right)^m \left(\frac{\mu_c}{\mu_{\hat{\alpha}\hat{\omega}}} \right)^{-0,032};$$

$$\text{при } \text{Re}_{\hat{\alpha}\hat{\omega}} \cdot \frac{d}{l} \leq 1500 \rightarrow C = 2,3; m = -0,3;$$

$$\text{при } \text{Re}_{\hat{\alpha}\hat{\omega}} \cdot \frac{d}{l} > 1500 \rightarrow C = 0,535; m = -0,1.$$

$$\text{Re}_{\hat{\alpha}\hat{\omega}} \cdot \frac{d}{l} = \frac{4G \cdot \tilde{n}_{\hat{\alpha}\hat{\omega}}}{\pi \cdot d \cdot \lambda_{\hat{\alpha}\hat{\omega}}} = \frac{4 \cdot 0,0512 \cdot 1,97}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,106} = 75,8 < 1500; C = 2,3; m = 0,3.$$

$$n = 2,3(75,8)^{-0,3} \left(\frac{163,3}{37,8} \right)^{-0,032} = 0,599.$$

$$\xi = \frac{64}{\text{Re}_{\text{æ}}} \left(\frac{\mu_{\tilde{n}}}{\mu_{\hat{\alpha}\hat{\omega}}} \right)^n = \frac{64}{1057} \left(\frac{163,3}{37,8} \right)^{0,599} = 0,145.$$

$$\text{Падение давления } \Delta P = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_{\text{æ}} \cdot w^2}{2} = 0,145 \cdot \frac{1,5}{0,016} \cdot \frac{850 \cdot (0,3)^2}{2} = 520 \text{ Н/м}^2.$$

Пример 2-6. В вертикальном подогревателе вода с температурой на входе $t_{\text{вх}} = 15^\circ\text{C}$ снизу вверх течет по трубам диаметром $d=32$ мм. Температура стенок труб теплообменника поддерживается равной $t_c = 160^\circ\text{C}$. Определить длину труб подогревателя, если при расходе воды $G = 0,02$ кг/с температура на выходе составляет $t_{\text{вых}} = 80^\circ\text{C}$.

Задание 2-6

№ п/п	$t_{\text{вх}},$ $^\circ\text{C}$	$d,$ мм	$t_c,$ $^\circ\text{C}$	$G,$ кг/с	$t_{\text{вых}},$ $^\circ\text{C}$
1	10	22	152	0,01	70
2	12	24	154	0,02	72
3	13	26	156	0,03	74
4	14	28	158	0,04	76
5	15	30	160	0,05	78
6	16	32	162	0,06	80
7	17	34	164	0,07	82
8	18	36	166	0,08	84
9	19	38	168	0,09	86
0	20	40	170	0,1	88

По средней температуре воды $t_{ж} = 0,5(t_{вх} + t_{вых}) = 0,5(15 + 80) = 47,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ находим ее физические параметры $\rho_{\text{ж}} = 989,1 \text{ кг/м}^3$; $c_{\text{рж}} = 4,174 \text{ кДж/(кг} \cdot ^{\circ}\text{C)}$; $\mu_{\text{ж}} = 575,4 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$.

По t_c находим $\lambda_c = 0,6835$.

Рассчитываем число Re

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d \cdot \rho_{\text{ж}}} = \frac{4 \cdot 0,02}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 989,1 \cdot 10^{-6}} = 1384 < 2300.$$

Режим течения ламинарный. Выбираем физические параметры воды по температуре пленки $t_{\text{а}} = 0,5(t_{\text{н}} + t_{\text{ж}}) = 0,5(160 + 47,5) = 103,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\beta_{\text{а}} = 7,73 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^{\circ}\text{C}$; $\nu_{\text{а}} = 0,286 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\alpha_{\text{а}} = 16,94 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr} = 1,69$.

При совпадении направлений вынужденной и свободной конвекции и вязкостно-гравитационном режиме движения расчет теплоотдачи проводим по формуле

$$\text{Nu}_c = 0,35 \left(\text{Pe}_{\text{а}} \frac{d}{l} \right)^{0,3} \left[(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{а}} \frac{d}{l} \right]^{0,18}.$$

Уравнение справедливо при $\left(\text{Pe}_{\text{а}} \frac{d}{l} \right)_{\text{ан}} \leq \text{Pe}_{\text{а}} \frac{d}{l} \leq 1100$; $20 \leq \frac{l}{d} \leq 130$;
 $8 \cdot 10^5 \leq (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{а}} \leq 4 \cdot 10^8$,

где асимптотическое значение числа Пекле $\left(\text{Pe}_{\text{а}} \frac{d}{l} \right)_{\text{ан}} \approx 1,5 \cdot \left((\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{а}} \frac{d}{l} \right)^{0,25}_{\text{а}}$.

Для решения уравнения с двумя неизвестными α и l используем уравнение теплового баланса

$$Q = G \cdot \tilde{\rho}_{\text{ж},\text{ж}} (t_{\text{н}} - t_{\text{ж}}) = \alpha (t_c - t_{\text{ж}}) \pi \cdot d \cdot l.$$

$$\text{Pe}_{\text{а}} = \frac{w \cdot d}{\alpha_{\text{а}}} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \alpha_{\text{а}}} = \frac{4 \cdot 0,02}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 989,1 \cdot 16,94 \cdot 10^{-8}} = 4752.$$

Находим коэффициент теплоотдачи из критериального уравнения Нуссельта $\alpha = \lambda_c \cdot 0,35 \cdot (\text{Pe}_{\text{а}})^{0,3} (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{а}}^{0,18} d^{-0,52} l^{-0,48} =$

$$= 0,6835 \cdot 0,35 \cdot (4752)^{0,3} \left(\frac{7,73 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81 \cdot (0,032)^3}{(0,286 \cdot 10^{-6})^2} (160 - 47,5) \cdot 1,69 \right)^{0,18} (0,032)^{-0,52} l^{-0,48} =$$

$$= 348 \cdot l^{-0,48}.$$

Находим коэффициент теплоотдачи из уравнения теплового баланса

$$\alpha = \frac{G \cdot \tilde{n}_{\delta, \text{æ}} (t_{\text{âûö}} - t_{\text{âö}})}{\pi \cdot d \cdot (t_c - t_{\text{âö}}) l} = \frac{0,02 \cdot 4174 \cdot (80 - 15)}{3,14 \cdot 0,032 \cdot (160 - 15) \cdot l} = \frac{372}{l}.$$

Приравниваем найденные значения коэффициентов теплоотдачи

$$348 \cdot l^{-0,48} = \frac{372}{l}. \quad l^{0,52} = \frac{372}{348} = 1,069. \quad l = 1,14 \text{ м.}$$

Проверяем применимость критериального уравнения Нуссельта

$$\frac{l}{d} = \frac{1,14}{0,032} = 35,6; \quad \text{Pe}_{\tilde{a}} \frac{d}{l} = 4752 \frac{1}{35,6} = 133,5;$$

$$\left(\text{Pe}_{\tilde{a}} \frac{d}{l} \right)_{\tilde{a}\tilde{n}} \approx 1,5 \cdot \left((\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\tilde{a}} \frac{d}{l} \right)_{\tilde{a}}^{0,25} = 1,5 \left(5,8 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{35,6} \right)^{0,25} = 95,2.$$

Поскольку $20 \leq \frac{l}{d} \leq 130$ и $\left(\text{Pe}_{\tilde{a}} \frac{d}{l} \right)_{\tilde{a}\tilde{n}} \leq \text{Pe}_{\tilde{a}} \frac{d}{l} \leq 1100$, то критериальное уравнение Нуссельта применимо для данных условий.

Пример 2-7. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубки конденсатора паротурбинной установки к охлаждающей воде, количество передаваемой теплоты и длину трубки. Средняя по длине температура стенки $t_c = 32^\circ\text{C}$. Внутренний диаметр трубки $d = 28$ мм. Температура воды на входе равна $t_{\text{вх}} = 15^\circ\text{C}$, на выходе – $t_{\text{вых}} = 24^\circ\text{C}$. Средняя скорость воды поддерживается равной $w = 1,5$ м/с.

Задание 2-7

№ п/п	t_c , °C	d , мм	$t_{\text{вх}}$, °C	$t_{\text{вых}}$, °C	w , м/с
1	27	22	10	19	11,0
2	28	24	11	20	1,1
3	29	26	12	21	1,2
4	30	28	13	22	1,3
5	31	30	14	23	1,4
6	32	32	15	24	1,5
7	33	34	16	25	1,6
8	34	36	17	26	1,7
9	35	38	18	27	1,8
10	36	40	19	28	1,9

Определяем среднюю температуру воды

$$t_{\text{ж}} = 0,5(t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}) = 0,5(15 + 24) = 19,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

и находим ее физические параметры $\nu_{\text{ж}} = 1,021 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$c_{\text{рж}} = 4,183 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $\lambda_{\text{ж}} = 0,598 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $\rho_{\text{ж}} = 998,2 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\text{Pr}_{\text{ж}} = 7,035$.

По $t_{\text{с}} = 32 \text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{Pr}_{\text{с}} = 5,2$. Число $\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{w \cdot d}{\nu_{\text{ж}}} = \frac{1,5 \cdot 0,028}{1,021 \cdot 10^{-6}} = 41,14 \cdot 10^3 > 1 \cdot 10^4$.

Таким образом, режим движения турбулентный и расчет теплоотдачи можно произвести по формуле Михеева

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l,$$

где индексы «ж» и «с» означают выбор параметров воды по ее средней температуре; ε_l – поправка на начальный участок, значения которой приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

$\text{Re}_{\text{ж}}$	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,5	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,4	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1

Более точные результаты при значениях $\text{Re}_{\text{ж}} > 1 \cdot 10^5$ или $\text{Pr}_{\text{ж}} > 5$ могут

быть получены по формуле

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = \frac{\frac{\xi}{8} \text{Re}_{\text{ж}} \text{Pr}_{\text{ж}}}{12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (\text{Pr}_{\text{ж}}^{2/3} - 1) + 1,07} \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{с}}} \right)^n,$$

где $\xi = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg \text{Re}_{\text{ж}} - 1,64)^2}$ – коэффициент сопротивления трения при изотермическом турбулентном течении жидкости в гладких трубах. При нагревании $n = 0,11$; при охлаждении – $n = 0,25$.

При неизвестной длине трубки расчет ведем методом последовательных приближений. Поправку на начальный участок принимаем $\varepsilon_l = 1$. Находим коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,021 (41,14 \cdot 10^3)^{0,8} (7,035)^{0,43} \left(\frac{7,035}{5,2} \right)^{0,25} = 220,1;$$

$$\alpha = \text{Nu}_{\text{ж}} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 220,1 \frac{0,598}{0,028} = 4700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Рассчитываем расход воды через трубку

$$G = w \cdot \rho_{\text{в}} \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1,5 \cdot 998,2 \frac{3,14 \cdot (0,028)^2}{4} = 0,921 \text{ кг/с};$$

количество передаваемой теплоты

$$Q = G \cdot \tilde{h}_{\text{дв}} (t_{\text{ââ}} - t_{\text{âо}}) = 0,921 \cdot 4183 \cdot (24 - 15) = 34673 \text{ Вт.}$$

Находим среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t = \frac{t_{\text{ââ}} - t_{\text{âо}}}{2,3 \lg \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{âо}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{ââ}}}} = \frac{24 - 15}{2,3 \lg \frac{32 - 15}{32 - 24}} = 11,9^\circ\text{C}$$

и длину трубки $l = \frac{Q}{\alpha \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot d} = \frac{34673}{4700 \cdot 11,9 \cdot 3,14 \cdot 0,028} = 7,05 \text{ м.}$

Рассчитываем $\frac{l}{d} = \frac{7}{0,028} = 250$. При расчете принято $\varepsilon_l = 1$, что

справедливо при $\frac{l}{d} > 50$, тогда производить следующее приближение не требуется.

Пример 2-8. По трубке с внутренним диаметром $d = 18 \text{ мм}$ и $l/d > 50$ перекачивается вода со скоростью $w = 1,5 \text{ м/с}$, нагреваясь от $t_{\text{вх}} = 10^\circ\text{C}$ до $t_{\text{вых}} = 60^\circ\text{C}$. Температура внутренней стенки трубы составляет $t_{\text{с}} = 105^\circ\text{C}$. Определить коэффициент сопротивления трения и сравнить его со значением коэффициента при изотермическом течении.

Задание 2-8

№ п/п	d, мм	w, м/с	t _{вх} , °C	t _{вых} , °C	t _с , °C
1	10	0,7	8	40	100
2	12	0,9	10	45	105
3	14	1,1	12	50	110
4	16	1,3	14	55	115
5	18	1,5	16	60	120
6	20	1,7	18	65	125
7	22	1,9	20	70	130
8	24	2,1	22	75	135
9	26	2,3	24	80	140
10	28	2,5	26	85	145

Находим среднюю температуру воды $t_{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}) = 35^\circ \text{C}$ и определяем ее физические параметры $\nu_{\text{ср}} = 0,732 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_{\text{ж}} = 4,865$; $\mu_{\text{ср}} = 727,4 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; $\mu_{\text{ст}} = 270,7 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.

$$\text{Рассчитываем число } \text{Re}_{\text{ср}} = \frac{w \cdot d}{\nu_{\text{ср}}} = \frac{1,5 \cdot 0,018}{0,732 \cdot 10^{-6}} = 36885.$$

При турбулентном режиме движения несжимаемой жидкости в гладких трубах в неизотермических условиях коэффициент сопротивления трения при $3,3 \cdot 10^3 < \text{Re}_{\text{ж}} < 2,5 \cdot 10^5$; $0,3 < \frac{\mu_{\text{ст}}}{\mu_{\text{ср}}} < 38$ и $1,3 < \text{Pr}_{\text{ж}} < 178$ рассчитывается

$$\text{по формуле } \xi = \xi_{\text{из}} \left(\frac{\mu_{\text{ст}}}{\mu_{\text{ср}}} \right)^n,$$

где $\xi_{\text{из}} = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg \text{Re}_{\text{ср}} - 1,64)^2}$ - коэффициент сопротивления в изотермических условиях; $\frac{\mu_{\text{ст}}}{\mu_{\text{ср}}}$ - отношение коэффициентов динамической вязкости жидкости, выбранных при температурах стенки и средней температуре жидкости; $n = 0,14$ при нагревании жидкости и $n = 0,28 \text{Pr}_{\text{ср}}^{-0,25}$ при ее охлаждении.

$$\xi_{\text{из}} = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg \text{Re}_{\text{ср}} - 1,64)^2} = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg 36885 - 1,64)^2} = 0,0224;$$

$$\xi = \xi_{\text{из}} \left(\frac{\mu_{\text{ст}}}{\mu_{\text{ср}}} \right)^n = 0,0224 \left(\frac{270,7}{727,4} \right)^{0,14} = 0,0195; \quad \frac{\xi}{\xi_{\text{из}}} = 0,87.$$

Пример 2-9. Труба, диаметром $d = 32 \text{ мм}$, охлаждается поперечным потоком воды. Скорость движения и средняя температура воды составляют $w = 2,5 \text{ м/с}$; $t_{\text{ж}} = 20^\circ \text{C}$. Определить необходимую температуру поверхности трубы для поддержания плотности теплового потока, равного $q = 60 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$; рассчитать значение коэффициента теплоотдачи.

Задание 2-9

№ п/п	d, мм	w, м/с	t _ж , °C	q·10 ⁻⁴ , Вт/м ²
1	26	2,0	15	50
2	28	2,1	15	52
3	30	2,2	17	54
4	32	2,3	18	56
5	34	2,4	19	58
6	36	2,5	20	60
7	38	2,6	21	62
8	40	2,7	22	64
9	42	2,8	23	66
10	44	2,9	24	68

Определяем физические параметры воды по $t_{ж} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\nu_{\text{ж}} = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_{\text{ж}} = 0,599 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}); \quad \text{Pr}_{\text{ж}} = 7,02.$$

Рассчитываем режим движения воды

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{w \cdot d}{\nu_{\text{ж}}} = \frac{2,5 \cdot 0,032}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 79523.$$

Поскольку $1 \cdot 10 \leq \text{Re}_{\text{ж}} \leq 2 \cdot 10^5$, то расчет ведем по формуле

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,25 \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,38} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25}.$$

Вследствие того, что в формулу входит число $\text{Pr}_{\text{с}}$, определяемое по $t_{\text{с}}$, которую необходимо найти по условию задачи, то решение проводится либо графическим методом, либо методом последовательных приближений.

Используем первый метод – *графический*.

Зададимся тремя значениями температуры стенки трубы:

$$t_{\text{с}1} = 4\text{ }^{\circ}\text{C}; \quad t_{\text{с}2} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}; \quad t_{\text{с}3} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Вычислим для этих температур плотность теплового потока и построим график $q = f(t_{\text{с}})$. Для $t_{\text{с}1} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{Pr}_{\text{с}1} = 4,31$ рассчитаем значение коэффициента теплоотдачи и плотность теплового потока

$$\text{Nu}_1 = 0,25 \cdot (79523)^{0,6} \cdot (7,02)^{0,38} \cdot \left(\frac{7,02}{4,31} \right)^{0,25} = 0,25 \cdot 871,6 \cdot 2,1 \cdot 1,13 = 517,08;$$

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 517,08 \frac{0,599}{0,032} = 9679 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C});$$

$$q_1 = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 = 9679 \cdot (40 - 20) = 193580 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Для $t_{c2} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Pr_{c2} = 2,98$ значение коэффициента теплоотдачи будет отличаться от α_1 только из-за изменения Pr_c .

Следовательно,

$$\alpha_2 = \alpha_1 \left(\frac{Pr_{c1}}{Pr_{c2}} \right)^{0,25} \quad \text{и} \quad q_2 = q_1 \left(\frac{Pr_{c1}}{Pr_{c2}} \right)^{0,25} \frac{t_{c2} - t_{\text{ж}}}{t_{c1} - t_{\text{ж}}}.$$

$$\alpha_2 = 9679 \cdot \left(\frac{4,31}{2,98} \right)^{0,25} = 10614 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}),$$

$$q_2 = 193580 \cdot \left(\frac{4,31}{2,98} \right)^{0,25} \frac{60 - 20}{40 - 20} = 425876 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

При $t_{c3} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Pr_{c3} = 2,21$

$$\alpha_3 = 9679 \cdot \left(\frac{4,31}{2,21} \right)^{0,25} = 11438 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}),$$

$$q_2 = 193580 \cdot \left(\frac{4,31}{2,21} \right)^{0,25} \frac{80 - 20}{40 - 20} = 686283 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

По вычисленным значениям на графике, рис. 2.4, строим функцию $q = f(t_c)$.

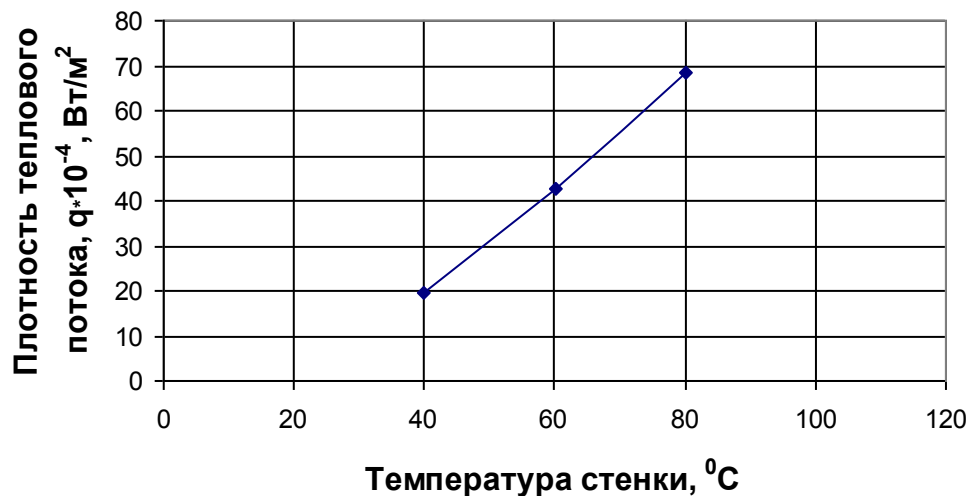


Рис.2.4. Зависимость плотности теплового потока от температуры стенки

Из рис. 2.4 находим $t_c = 74\text{ }^{\circ}\text{C}$ при $q = 60 \cdot 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $Pr_c = 2,41$.
По найденной температуре находим коэффициент теплоотдачи

$$Nu_{\text{ж}} = Nu_1 \cdot \left(\frac{Pr_{c1}}{Pr_c} \right)^{0,25} = 517,08 \cdot \left(\frac{4,31}{2,41} \right)^{0,25} = 598;$$

$$\alpha = Nu_{\text{ж}} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 598 \frac{0,599}{0,032} = 11194 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Пример 2-10. В воздухоподогревателе шахматный пучок труб обтекается поперечным потоком воздуха. Внешний диаметр труб в пучке $d = 32$ мм. Поперечный шаг $s_1 = 2,5d$; продольный шаг $s_2 = 1,5d$. Средняя скорость в узком сечении пучка и средняя температура воздуха составляют соответственно $w = 9$ м/с и $t_{ж} = 160$ °С. Найти коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к воздуху для третьего ряда пучка труб при условии, что температура поверхности труб $t_c = 500$ °С, а угол атаки равен $\varphi = 90^\circ$ и $\varphi = 60^\circ$.

Задание 2-10

№ п/п	d, мм	w, м/с	t _ж , °С	t _с , °С	φ
1	26	5	150	450	10
2	28	6	152	460	20
3	30	7	154	470	30
4	32	8	156	480	40
5	34	9	158	490	50
6	36	10	160	500	60
7	38	11	162	510	70
8	40	12	164	520	80
9	42	13	166	530	90
0	44	14	169	540	10

По средней температуре воздуха находим его физические параметры $\nu_{\text{ж}} = 30,09 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_{\text{ж}} = 0,0364$ Вт/(м·°С); $Pr_{\text{ж}} = 0,682$.

При $t_c = 500$ °С $Pr_c = 0,687$. Рассчитываем число Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{9 \cdot 0,032}{30,09 \cdot 10^{-6}} = 9571.$$

Поскольку $1000 < Re_{\text{ж}} < 10^5$ применяем формулу

$$Nu_{\text{ж}} = C \cdot Re_{\text{ж}}^n \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_s.$$

Так как $\frac{s_1}{s_2} = \frac{2,5}{1,5} = 1,66 < 2$, то $\varepsilon_s = \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{1/6} = (1,66)^{1/6} = 1,08$.

Для третьего ряда шахматного пучка

$$Nu_{\text{æ}} = 0,41 \cdot Re_{\text{æ}}^{0,6} \cdot Pr_{\text{æ}}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{æ}}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_s = 0,41 \cdot (9571)^{0,6} \cdot (0,682)^{0,33} \cdot \left(\frac{0,682}{0,687} \right)^{0,25} \cdot 1,08 =$$

$$= 0,41 \cdot 245 \cdot 0,881 \cdot 0,998 \cdot 1,08 = 95,4.$$

Коэффициент теплоотдачи при $\varphi = 90^\circ$

$$\alpha = Nu_{\text{æ}} \frac{\lambda_{\text{æ}}}{d} = 95,4 \frac{0,0364}{0,032} = 108 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}.$$

При обтекании пучков труб под углом атаки φ , не равным 90° , $\alpha_{\varphi} = \varepsilon_{\varphi} \cdot \alpha$ где ε_{φ} - поправка на угол атаки, значения которой в зависимости от φ приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_{φ}	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

При $\varphi = 60^\circ$, $\varepsilon_{\varphi} = 0,94$ коэффициент теплоотдачи составит

$$\alpha_{\varphi=60^\circ} = 0,94 \cdot 108 = 101,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}.$$

Пример 2 -11. Трубчатый теплоуловитель бумагоделательной машины проектируется с коридорным расположением труб, $d = 38$ мм, поперечным и продольными шагами $s_1 = s_2 = 2,5d$. Число труб в одном ряду по ходу потока $m = 16$, число рядов труб $n = 30$. Температура воздуха из зала БДМ, поступающего в теплоуловитель, $t_{\text{вх}} = 20^\circ\text{С}$, на выходе из аппарата $t_{\text{вых}} = 40^\circ\text{С}$. Температура стенки трубы составляет $t_c = 60^\circ\text{С}$. Найти длину трубок теплоуловителя, чтобы при скорости воздуха в узком сечении пучка $w = 7$ м/с трубки обеспечивали теплосъем $Q = 125$ кВт.

Задание 2-11

№ п/п	d, мм	m	n	$t_{\text{вх}},$ $^\circ\text{С}$	$t_{\text{вых}},$ $^\circ\text{С}$	$t_c,$ $^\circ\text{С}$	w, м/с	Q, кВт
1	30	10	25	16	35	55	1	100
2	32	12	26	17	36	56	2	105
3	34	14	27	18	37	57	3	110
4	36	16	28	19	38	58	4	115
5	38	18	29	20	39	59	5	120
6	40	20	30	21	40	60	6	125
7	42	22	31	22	41	61	7	130
8	44	24	32	23	42	62	8	135
9	46	26	33	24	43	63	9	140
0	48	28	34	25	44	64	10	145

Находим физические параметры воздуха по его средней температуре

$$t_{\text{æ}} = 0,5 \cdot (t_{\text{âð}} + t_{\text{âðð}}) = 0,5 \cdot (20 + 40) = 30^{\circ} \text{C};$$

$$\nu_{\text{æ}} = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr}_{\text{ж}} = 0,701; \quad \lambda_{\text{ж}} = 0,0267 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Определяем число Рейнольдса $\text{Re}_{\text{æ}} = \frac{w \cdot d}{\nu_{\text{æ}}} = \frac{7 \cdot 0,038}{16 \cdot 10^{-6}} = 16625$.

Так как $10^3 \leq \text{Re}_{\text{æ}} \leq 10^5$, то используем для расчета следующую зависимость для труб третьего ряда коридорного пучка $\text{Nu}_{\text{æ}} = 0,26 \cdot \text{Re}_{\text{æ}}^{0,65} \cdot \text{Pr}_{\text{æ}}^{0,33} \cdot \varepsilon_s$.

Поскольку для воздуха величина числа Pr меняется незначительно, то для данного диапазона изменения температур уравнение принимает следующий вид

$$\text{Nu}_{\text{æ}} = 0,23 \cdot \text{Re}_{\text{æ}}^{0,65} \cdot \varepsilon_s, \quad \text{где } \varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{d} \right)^{-0,15} = (2,5)^{-0,15} = 0,872.$$

$$\text{Nu}_{\text{æ}} = 0,23 \cdot (16635)^{0,65} \cdot 0,872 = 111.$$

Коэффициент теплоотдачи для третьего ряда

$$\alpha_3 = \text{Nu}_{\text{æ}} \frac{\lambda_{\text{æ}}}{d} = 111 \frac{0,0267}{0,038} = 78 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Средний коэффициент теплоотдачи коридорного пучка при $n = 30$

$$\bar{\alpha} = \alpha_3 \left(1 - \frac{0,5}{n} \right) = 78 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{30} \right) = 76,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Определяем плотность теплового потока и необходимую поверхность теплообмена

$$q = \bar{\alpha} \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{æ}}) = 76,7 \cdot (60 - 30) = 2301 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{125 \cdot 10^3}{2301} = 54,3 \text{ м}^2.$$

Находим требуемую длину труб

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot m \cdot n} = \frac{54,3}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 16 \cdot 30} = 0,95 \text{ м}.$$

Пример 2–12. Определить потери теплоты в единицу времени с 1 м² поверхности цилиндрической горизонтальной трубы диаметром $d = 600$ мм, охлаждаемой воздухом. Температура поверхности трубы $t_c = 220$ °С и температура воздуха $t_{ж} = 20$ °С.

Задание 2–12

№ п/п	d, мм	t _c , °С	t _ж , °С
1	500	160	10
2	520	180	12
3	540	200	14
4	560	220	16
5	580	240	18
6	600	260	20
7	620	280	22
8	640	300	24
9	660	320	26
0	680	340	28

По температуре $t_{ж}$ определяем физические параметры для воздуха
 $\nu_{\text{ж}} = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_{\text{ж}} = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С});$
 $\beta_{\text{ж}} = \frac{1}{t_{\text{ж}} + 273} = \frac{1}{293} \text{ 1}/^\circ\text{С}; \quad \text{Pr}_{\text{ж}} = 0,703; \quad \text{Pr}_c = 0,679.$

Потери теплоты в единицу времени с 1 м² поверхности цилиндрической горизонтальной трубы определяем по уравнению

$$q = \alpha(t_c - t_{ж}), \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

где α – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху.

Критериальная зависимость для вычисления среднего коэффициента теплоотдачи при свободном движении жидкости имеет вид

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{ж}}^n \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25},$$

где постоянная C и показатель n определяются режимом свободного движения и условиями обтекания поверхности. Эти величины определяются по табл. 2.6 в зависимости от произведения $\text{Gr} \cdot \text{Pr}$.

Таблица 2.6

$(\text{GrPr})_{\text{ж}}$	C	n	Условия движения
$1 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^9$	0,75	0,25	вдоль вертикальной стенки
$\geq 6 \cdot 10^{10}$	0,15	0,333	
$1 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^9$	0,50	0,25	на горизонтальной трубе

Находим

$$(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}} = \frac{g \cdot \beta_{\text{ж}} \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu_{\text{ж}}^2} Pr_{\text{ж}} = \frac{9,81 \cdot (220 - 20) \cdot 0,6^3}{293 \cdot (15,06 \cdot 10^{-6})^2} 0,703 = 4,48 \cdot 10^9.$$

Из табл. 2.6 находим $C = 0,5$ и $n = 0,25$, тогда

$$Nu_{\text{ж}} = 0,5 \left(4,48 \cdot 10^9 \right)^{0,25} = 0,5 \cdot 258,7 = 129,4.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = Nu_{\text{ж}} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 129,4 \frac{0,0259}{0,6} = 2,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Потери теплоты в единицу времени с единицы поверхности трубы составляют

$$q = 2 \cdot (200 - 20) = 400 \text{ Вт/м}^2.$$

Пример 2-13. Вычислить количество теплоты, отдаваемое свободной конвекцией верхней частью колпака бумагоделательной машины с размерами $a \times b = 12 \times 60 \text{ м}^2$ воздуху. Температуры поверхности колпака и окружающего воздуха соответственно равны $t_c = 30 \text{ °C}$ и $t_{\text{ж}} = 20 \text{ °C}$.

Задание 2-13

№ п/п	a x b, м ²	t _c , °C	t _ж , °C
1	10x40	25	16
2	10x40	26	17
3	10x40	27	18
4	10x40	28	19
5	10x40	29	20
6	12x80	30	21
7	12x80	31	22
8	12x80	32	23
9	12x80	33	24
0	12x90	34	25

По температуре воздуха определяем его параметры

$$\nu_{\text{ж}} = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_{\text{ж}} = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)};$$

$$\beta_{\text{ж}} = \frac{1}{t_{\text{ж}} + 273} = \frac{1}{293} \text{ 1/°C}; \quad Pr_{\text{ж}} = 0,703.$$

Теплоотдачу от горизонтальных плит можно рассчитывать по критериальной зависимости для вычисления среднего коэффициента теплоотдачи при свободном движении жидкости

$$Nu_{\text{æ}} = C \cdot (Gr \cdot Pr)_{\text{æ}}^n \left(\frac{Pr_{\text{æ}}}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

За определяющий размер берется меньшая сторона плиты. При этом, если теплоотдающая поверхность обращена кверху, то полученное по формуле значение a увеличивается на 30 %, если книзу – a уменьшается на 30 %.

Определяющим размером считается меньшая сторона поверхности колпака $a = 12$ м.

Рассчитываем произведение $(Gr \cdot Pr)$

$$(Gr \cdot Pr)_{\text{æ}} = g \cdot \beta_{\text{æ}} \frac{\Delta t \cdot a^3}{\nu_{\text{æ}}^2} Pr_{\text{æ}} = 9,81 \cdot \frac{10 \cdot (12)^3}{293 \cdot (15,06 \cdot 10^{-6})^2} 0,703 = 1,8 \cdot 10^{12}.$$

По полученному значению $(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}}$ находим $C = 0,15$ и $n = 0,333$ (табл. 2.6) для критериальной зависимости

$$Nu_{\text{æ}} = 0,15 \cdot (1,8 \cdot 10^{12})^{0,333} = 0,15 \cdot 12050 = 1807.$$

$$\text{Тогда } \alpha = Nu_{\text{æ}} \frac{\lambda_{\text{æ}}}{a} = 1807 \frac{0,0259}{12} = 3,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$\alpha_{\text{кв}} = 1,3 \cdot 3,9 = 5,07 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Количество теплоты, отдаваемое верхней частью колпака бумагоделательной машины, составит

$$Q = \alpha_{\text{кв}} (t_c - t_{\text{æ}}) \cdot a \cdot b = 5,07 \cdot 10 \cdot 12 \cdot 60 = 36504 \text{ Вт}.$$

Пример 2–14. Определить плотность теплового потока через вертикальную воздушную прослойку в окнах, толщиной $\delta = 25$ мм, с температурами внутренней и наружной поверхностей $t_{\text{в}} = 25$ °C и $t_{\text{н}} = -15$ °C.

Задание 2-14

№ п/п	δ , мм	t_b , °C	t_n , °C
1	15	18	-20
2	16	19	-19
3	17	20	-18
4	18	21	-17
5	19	22	-16
6	20	23	-15
7	21	24	-14
8	22	25	-13
9	23	26	-12
0	24	27	-11

Плотность теплового потока через воздушную прослойку находится по уравнению $q = \frac{\lambda_{\tilde{y}}}{\delta} (t_{\hat{a}} - t_{\hat{i}})$.

Эквивалентный коэффициент теплопроводности находится по формуле

$$\lambda_{\tilde{y}} = \lambda \cdot \varepsilon_k,$$

где λ – действительный коэффициент теплопроводности воздуха;
 ε_k – коэффициент конвекции, определяющийся по уравнению
 $\varepsilon_k = 0,18 \cdot (Gr \cdot Pr)_{\tilde{y}}^{0,25}$.

Находим определяющую температуру жидкости в прослойке
 $t_{\tilde{y}} = 0,5 \cdot (t_{\hat{a}} + t_{\hat{i}}) = 0,5 \cdot (25 - 15) = 5^\circ \text{C}$. По этой температуре выбираем физические параметры воздуха в прослойке $\nu_{\tilde{y}} = 13,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
 $\lambda_{\text{пр}} = 0,0247 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; $Pr_{\text{пр}} = 0,706$; $\beta_{\tilde{y}} = \frac{1}{5 + 273} = \frac{1}{278} \text{ 1}/^\circ\text{C}$.

Вычислим произведение

$$Gr \cdot Pr = 0,18 \frac{9,81 \cdot (25 + 15) \cdot (0,025)^3}{278 \cdot (13,72 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,706 = 1,49 \cdot 10^4,$$

определим коэффициент конвекции $\varepsilon_k = 0,18 \cdot (1,49 \cdot 10^4)^{0,25} = 1,99$.

Эквивалентный коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{\tilde{y}} = 0,0247 \cdot 1,99 = 0,0491 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Плотность теплового потока через прослойку

$$q = \frac{0,0491 \cdot 40}{0,025} = 79 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Библиографический список

Суслов В.А. Тепломассообмен: учебное пособие / СПб ГТУ РП. – СПб., 2007.

Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1981.

Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977.

Цветков Ф.Ф, Григорьев Б.А. Тепломассообмен: учебное пособие для вузов. – 3-е изд. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006.

Исаев С. И., Кожинов И. А., Кофанов В. И. и др. Теория тепломассообмена: учебник для технических университетов и вузов / под ред. А. И. Леонтьева. – 2-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997.

Оглавление

Общие методические указания	3
Тема 1. Стационарная теплопроводность	4
Контрольное задание №1	4
Пример 1-1	4
Пример 1-2	5
Пример 1-3	5
Пример 1-4	6
Пример 1-5	7
Пример 1-6	8
Пример 1-7	9
Тема 2. Конвективный теплообмен в однородной среде	12
Контрольное задание №2	12
Пример 2-1	12
Пример 2-2	13
Пример 2-3	16
Пример 2-4	17
Пример 2-5	20
Пример 2-6	23
Пример 2-7	25
Пример 2-8	27
Пример 2-9	28
Пример 2-10	31
Пример 2-11	32
Пример 2-12	34
Пример 2-13	35
Пример 2-14	36
Библиографический список	38

Учебное издание

Вячеслав Александрович Суслов

Программа и контрольные задания по курсу «Тепломассообмен»

Редактор В.А.Басова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 20013, поз. 110

Подп. к печати 14.05.2013. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.

Печать офсетная. Объем 1,5 уч.-изд. л.; 1,5 печ. л.

Тираж 150 экз. Изд. № 110.

Цена «С» . Заказ №

Ризограф Санкт-Петербургского государственного технологического
университета растительных полимеров, 198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.