

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Казанский государственный
энергетический университет

Утверждено
учебным управлением КГЭУ

РАСЧЕТ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И ОТОПЛЕНИЯ

Методические указания к практическим занятиям
по курсу

Кондиционирование воздуха, вентиляция
и отопление производственных помещений

2-е издание, исправленное

Казань 2004

УДК 697(075.8)

ББК 38.762

Ш 63

Шинкевич О.П.

Расчет систем вентиляции и отопления. Метод. указания. 2-е изд., испр.
Казань: Казан. гос. энерг. ун.-т, 2004.

Методические указания содержат индивидуальные комплексные задания для проведения расчетов на аудиторных практических занятиях. Расчеты охватывают две обширные области курса – вентиляцию и отопление производственных помещений. Методика расчетов строго следует рекомендациям СНиП 2.33–75 и СНиП 2.04.05 – 86 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха». Задания составлены таким образом, что студенты последовательно получают практические навыки выбора расчетных параметров воздуха внутри помещения и вне его, балансовых тепловых расчетов производственных помещений, выбора на базе последних систем вентиляции и отопления с последующими поверочными тепловыми расчетами соответствующего оборудования.

Таким образом, студенты знакомятся практически со всеми методиками расчета, сопровождающими упомянутые выше разделы курса. В приложениях приводятся все справочные данные, необходимые для проведения расчетов. Объем расчетов по комплексному заданию разбит на отдельные практические занятия: 8 занятий по 2 часа и одно одночасовое занятие. Это соответствует 17 учебным часам практических занятий, предусмотренных учебным планом. Методические указания могут быть использованы при дипломном проектировании.

Предназначены для студентов всех форм обучения.

1. ЗАДАНИЯ НА ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

Задания составлены в виде текста и таблиц к тексту, где содержатся цифровые данные. В таблицах использованы следующие буквенные обозначения:

B – ширина помещения, м;

H – высота помещения, м;

δ – толщина стен, м;

M/C – материал стен помещения;

P/C – расположение фасада относительно стран света;

Z – число окон;

F_{OK} – площадь одного окна, m^2 ;

K – конструкция окна, 1 – одинарное остекление, 2 – двойное остекление, 3 – тройное остекление;

$Э/П$ – этажность помещения;

N_y – мощность установленного электрического и теплового оборудования, кВт;

$n_{л}$ – число постоянно работающих людей;

N_{oc} – суммарная мощность ламп освещения, кВт;

F_T – площадь изолированной поверхности паропроводов и теплопроводов, m^2 ;

F_B – открытая поверхность воды, m^2 ;

Z_{NO_2} – выделение двуокиси азота, г/ч;

Z_{CO_2} – выделение двуокиси углерода, куб.м/ч;

ΔP_B – гидравлическое сопротивление вентиляционной сети, Па.

Задание №1

Составить тепловой баланс помещения механического цеха для холодного и теплого периодов года. Рассчитать необходимый воздухообмен для теплого, переходного и холодного периодов. Выбрать фильтр, калорифер и вентилятор для системы вентиляции, совмещенной с отоплением. Произвести поверочный тепловой расчет калорифера. Наружные стенки помещения – фасад и боковые. Цифровые данные в табл. 1.

Задание №2

Составить тепловой баланс помещения ткацкого цеха для холодного и теплого периодов года. Рассчитать необходимый воздухообмен для теплого, переходного и холодного периодов. Выбрать фильтр, калорифер и вентилятор для системы вентиляции, совмещенной с отоплением. Произвести поверочный тепловой расчет калорифера. Наружные стены помещения – фасад и одна боковая. Цифровые данные в табл. 2.

Задание №3

Составить тепловой баланс помещения кузнечного цеха для холодного и теплого периодов. Рассчитать необходимый воздухообмен для теплого, переход-

ного и холодного периодов. Выбрать фильтр, калорифер и вентилятор для системы вентиляции, совмещенной с отоплением. Произвести поверочный тепловой расчет калорифера. Наружные стены – фасад и стена, противоположная фасаду. Цифровые данные в табл. 3.

Задание №4

Составить тепловой баланс помещения литейного цеха для холодного и теплого периодов. Рассчитать необходимый воздухообмен для теплого, переходного и холодного периодов. Выбрать фильтр, калорифер и вентилятор для системы вентиляции, совмещенной с отоплением. Произвести поверочный тепловой и гидравлический расчет калорифера. Наружные стены – фасад, противоположная фасаду сторона и одна боковая стена. Цифровые данные в табл. 4.

Дополнительные указания к заданию

1. Стенки цеха из кирпича или бетона без наружного изоляционного слоя и без штукатурки изнутри.
2. Рассчитываемое помещение находится на последнем этаже. Над помещением цеха находится технический этаж высотой 3,2 м.
3. Гидравлическое сопротивление ΔP_B приводится в задании как для приточной, так и для вытяжной сети вентсистемы.
4. Местные отсосы в цехе отсутствуют. Вытяжная и приточная части общеобменной вентиляции имеют приблизительно равную производительность.

2. ПОРЯДОК РЕШЕНИЯ ЗАДАНИЙ ПО АУДИТОРНЫМ ЗАНЯТИЯМ

Занятие 1 (2 часа)

Выбор оптимальных метеорологических условий на рабочих местах в рабочей зоне производят в соответствии с Приложением 1.

Определяют расчетные параметры наружного воздуха в табл. "Расчетные параметры наружного воздуха" в [1,2,3]. Для этого необходимо определиться с категориями климата в соответствии с местонахождением рассчитываемого производства в климатических поясах и вида системы жизнеобеспечения производственной деятельности.

Занятие 2 (2 часа)

2.1. Рассчитывают основные и добавочные потери тепла в холодный период года.

2.1.1. Потери тепла через ограждения цеха (для каждого типа ограждения считаются отдельно: фасад, боковые стены, световые проемы), Вт:

$$Q_{огр} = \sum F_{огр1} (t_{в}^X - t_{н}^X) n / R_0,$$

Таблица №1

Числовые данные к заданию №1

№ п/п	Климатическая зона	L×B×H	δ	M/C	P/C	Z×F _{OK} ×K	Э/П	N _{уст}	N _д	N _{ос}	F _T	F _B	Z _{co2}	ΔP _B
1.01	Таллин	40×10×7	0,25	жел.бетон	С.З	10×10×1	1	9260	46	152	21	25	9,5	264
1.02	Тамбов	37×8×6	0,35	жел.бетон	Ю.З	10×15×2	1	8162	36	114	19	14	9,4	325
1.03	Ташкент	35×9×6,5	0,3	жел.бетон	С.В	10×9×1	1	7685	32	105	24	16	7,6	120
1.04	Тбилиси	25×6×5	0,5	сил.кирпич	Ю.В	7×5×2	2	5465	28	96	16	21	6,8	450
1.05	Томск	43×12×3	0,45	сил.кирпич	С.	20×10×3	1	9820	52	111	31	17	7,2	625
1.06	Тюмень	36×11×7	0,4	сил.кирпич	Ю.	15×15×3	1	6815	41	98	20	15	8,1	720
1.07	Уфа	28×9×6	0,32	жел.бетон	С.	10×12×1	1	5455	29	86	16	23	9,2	810
1.08	Бишкек	30×6×4,5	0,41	кр.кирпич	Ю.	10×9×2	2	7215	36	92	17	22	6,2	465
1.09	Хабаровск	42×12×6	0,31	кр.кирпич	Ю.	20×10×2	1	8150	51	114	9	12	5,4	384
1.10	Харьков	44×13×7	0,28	жел.бетон	С.	15×10×1	1	7925	48	121	18	24	6,7	290
1.11	Херсон	34×10×6	0,33	жел.бетон	С.З	10×17×1	1	6155	36	103	21	9	5,6	510
1.12	Чита	36×10×7	0,42	сил.кирпич	Ю.З	6×20×3	1	5944	41	108	23	16	6,9	674
1.13	Ялта	41×12×6,5	0,48	сил.кирпич	С.В	20×10×1	2	7116	52	121	28	8	7,1	215
1.14	Ярославль	31×9×5	0,37	сил.кирпич	Ю.В	60×20×2	2	6746	28	114	16	12	6,6	425
1.15	Астрахань	27×8×5	0,47	сил.кирпич	Ю.	50×2×1	2	5480	32	94	14	11	7,7	675
1.16	Баку	32×11×6,5	0,34	жел.бетон	С.	20×7×1	1	6115	34	98	18	6	5,5	410
1.17	Барнаул	48×12×8	0,39	жел.бетон	С.	25×10×3	1	8225	42	125	31	14	6,4	90
1.18	Батуми	52×12×8	0,43	кр.кирпич	Ю.	15×20×1	1	9815	76	159	16	16	5,4	185
1.19	Брест	39×10×7	0,37	жел.бетон	Ю.	10×20×2	1	5926	52	112	29	22	5,3	345
1.20	Брянск	44×11×8	0,46	кр.кирпич	С.В	11×11×2	1	6115	57	126	27	13	8,2	410
1.21	Владивосток	36×9×5,5	0,35	жел.бетон	С.З	8×15×2	2	5446	39	98	19	27	9,4	285
1.22	Владимир	47×11×7	0,51	сил.кирпич	Ю.В	12×15×2	1	7112	49	118	15	26	10,2	315
1.23	Вологда	39×9×6,5	0,37	жел.бетон	Ю.З	60×2×3	1	4455	37	103	17	17	5,3	168
1.24	Волгоград	39×8×7	0,53	сил.кирпич	С.	10×16×1	1	7185	33	113	22	14	4,9	462
1.25	Воронеж	54×12×10	0,29	жел.бетон	Ю.	30×10×1	1	9995	86	164	14	8	10,7	189

Таблица №2

Числовые данные к заданию №2

№ п/п	Климатическая зона	$L \times B \times H$	δ	М/С	Р/С	$Z \times F_{OK} \times K$	Э/П	$N_{уст}$	$N_{д}$	$N_{ос}$	F_T	F_B	Z_{co2}	ΔP_B
2.01	Алма-Ата	52×12×8	0,29	жел.бетон	С	15×20×1	1	4250	26	112	14	8	10,7	510
2.02	Архангельск	39×10×7	0,53	сил.кирпич	Ю	10×20×3	1	3860	19	84	22	14	4,9	674
2.03	Астрахань	44×11×8	0,37	жел.бетон	С	11×11×1	1	3980	32	62	17	17	5,3	215
2.04	Ашхабад	36×9×5,5	0,51	сил.кирпич	Ю	10×10×1	1	2860	26	73	15	26	10,2	425
2.05	Баку	47×11×7	0,35	жел.бетон	Ю.З	10×20×1	1	3250	27	56	19	17	9,4	675
2.06	Барнаул	36×9×6,5	0,46	кр.кирпич	Ю.В	70×2×1	2	4200	41	68	27	13	8,2	410
2.07	Батуми	39×8×7 01	0,37	жел.бетон	С. В	10×16×2	1	2500	36	54	29	22	5,3	90
2.08	Брест	54×12×10	0,43	кр.кирпич	С.З	30×10×1	1	5280	32	58	16	16	5,4	185
2.09	Брянск	48×12×8	0,39	жел.бетон	Ю.З	25×10×2	1	4620	34	105	31	14	6,4	345
2.10	Вильнюс	32×11×6,5	0,34	жел.бетон	С	20×6×1	2	3725	28	98	18	6	5,5	410
2.11	Владивосток	27×8×5	0,47	сил.кирпич	Ю	30×2×3	2	2860	19	65	14	11	7,7	285
2.12	Владимир	31×9×5	0,37	жел.бетон	С	50×2×2	2	3150	24	66	16	12	6,6	315
2.13	Вологда	41×12×6,5	0,48	сил.кирпич	С	20×10×3	1	4225	34	74	28	8	7,1	168
2.14	Волгоград	36×10×7	0,42	кр.кирпич	Ю.З	5×30×1	1	3345	19	67	23	16	6,9	462
2.15	Воронеж	34×10×6	0,33	жел.бетон	Ю.В	10×15×2	2	2865	27	59	21	9	5,6	189
2.16	Луганск	44×13×7	0,28	жел.бетон	С.З	20×10×1	1	5210	29	81	18	24	6,7	290
2.17	Н.Новгород	42×12×6	0,31	жел.бетон	С. В	15×10×2	1	3735	16	79	9	12	5,4	384
2.18	Днепропетровск	30×6×4,5	0,41	кр.кирпич	Ю.З	10×8×1	2	2615	19	61	17	22	6,2	465
2.19	Душанбе	28×9×6	0,32	жел.бетон	Ю.В	10×11×1	1	4185	27	56	16	23	9,2	810
2.20	Ереван	36×11×7	0,4	кр.кирпич	С	15×10×1	1	3165	31	68	20	15	8,1	720
2.21	Запорожье	43×12×8	0,45	сил.кирпич	Ю	20×8×1	1	4816	36	77	31	17	7,2	625
2.22	Иваново	25×6×5	0,5	сил.кирпич	С	7×5×2	2	2116	24	49	16	21	6,8	450
2.23	Иркутск	36×9×6,5	0,3	жел.бетон	Ю	10×9×3	1	3615	41	57	24	16	7,6	120
2.24	Казань	37×8×6	0,35	жел.бетон	Ю.З	10×15×2	1	4720	26	61	19	14	8,4	325
2.25	Киев	40×8×7	0,25	жел.бетон	С. В	8×20×1	1	3615	18	71	21	25	9,5	264

Таблица №3

Числовые данные к заданию №3

№ п/п	Климатическая зона	$L \times B \times H$	δ	М/С	Р/С	$Z \times F_{OK} \times K$	Э/П	$M_{уст}$	$N_{Л}$	$N_{ос}$	F_T	F_B	Z_{co2}	ΔP_B
3.01	Кишинев	36×10×7	0,48	сил. кирпич	с.з	30×5×1	1	9000	19	31	28	12	20	345
3.02	Краснодар	41×12×6,5	0,42	сил. кирпич	Ю.В	80×20×1	1	12650	17	48	16	11	31	185
3.03	Красноярск	31×9×5	0,33	жел.бетон	Ю.З	40×2×3	2	8620	16	39	14	6	22	90
3.04	Самара	27×8×5	0,28	жел.бетон	С. В	50×2×2	2	9250	21	36	18	14	33	40
3.05	Курск	32×11×6,5	0,31	жел.бетон	С.	10×15×2	1	12100	20	31	31	16	32	675
3.06	Санкт-Петербург	48×12×8	0,41	сил. кирпич	Ю.	8×20×2	1	14250	14	46	16	22	21	425
3.07	Львов	52×12×8	0,32	жел.бетон	С.	20×15×1	1	15600	16	56	29	13	28	215
3.08	Минск	39×9×7	0,40	кр. кирпич	С.	20×10×2	1	13560	22	37	27	27	38	674
3.09	Москва	44×11×8	0,45	сил. кирпич	Ю.	11×11×2	1	14820	32	48	19	26	97	510
3.10	Мурманск	36×9×5,5	0,50	сил. кирпич	Ю.	15×8×3	2	9820	14	39	15	17	29	290
3.11	Новороссийск	47×11×7	0,30	жел.бетон	Ю.З	20×10×1	1	12600	17	47	17	14	37	384
3.12	Новосибирск	36×9×6,5	0,35	жел.бетон	Ю.В	36×4×1	1	11200	19	33	22	8	24	465
3.13	Одесса	39×8×7	0,25	жел.бетон	Ю.	16×10×1	1	13600	22	34	14	25	39	810
3.14	Омск	54×12×10	0,37	жел.бетон	С.З	10×30×3	1	15760	24	56	23	14	40	720
3.15	Грозный	40×10×7	0,29	жел.бетон	С. В	10×10×1	2	12300	27	51	21	16	41	620
3.16	Оренбург	37×8×6	0,53	сил. кирпич	С	15×10×2	2	14200	21	44	18	21	24	450
3.17	Пермь	36×9×6,5	0,37	кр. кирпич	Ю.З	9×10×3	1	9860	15	41	9	17	18	120
3.18	Полтава	25×6×5	0,51	сил. кирпич	Ю.В	5×8×1	2	5600	19	29	17	15	36	325
3.19	Рига	43×12×8	0,35	жел.бетон	С.З	10×20×2	1	19200	20	42	16	23	39	264
3.20	Ростов- на Дону	36×11×7	0,46	сил. кирпич	С. В	15×10×1	1	14840	25	35	20	22	40	410
3.21	Самарканд	28×9×6	0,37	жел.бетон	Ю.	12×8×1	1	13650	22	28	31	12	26	255
3.22	Саратов	30×6×4,5	0,43	сил. кирпич	Ю.	9×10×1	2	9845	17	34	16	24	28	315
3.23	Екатеринбург	42×12×6	0,39	кр. кирпич	С.	10×15×2	2	11480	16	42	24	9	22	168
3.24	Смоленск	44×13×7	0,34	жел.бетон	С.	10×25×2	1	12250	30	48	19	16	19	462
3.25	Сочи	34×10×6	0,47	сил. кирпич	С. В	15×10×1	1	10500	27	41	21	8	25	189

Таблица №4

Числовые данные к заданию №4

№ п/п	Климатическая зона	L×B×H	δ	М/С	Р/С	Z×F _{OK} ×K	Э/П	N _{УСТ}	N _Л	N _К	F _Т	F _В	Z ₀₂	ΔI°В
4.01	Н. Новгород	54×12×10	0,37	жел.бетон	Ю.	10×30×2	1	28000	12	42	14	14	25	189
4.02	Грозный	39×8×7	0,46	сил.кирпич	Ю.З	16×10×1	1	21000	9	37	21	6	19	462
4.03	Диспропетр.	36×9×6,5	0,35	жел.бетон	Ю.В	2×80×2	2	24000	16	34	22	11	22	168
4.04	Ереван	47×11×7	0,51	сил.кирпич	С.В	20×12×1	1	27000	18	41	19	12	28	315
4.05	Запорожье	36×9×5,5	0,37	жел.бетон	С.В	10×10×1	1	23000	14	35	17	8	26	285
4.06	Иваново	44×11×8	0,53	сил.кирпич	С.	11×11×2	1	25000	8	43	24	16	40	410
4.07	Иркутск	39×10×7	0,29	жел.бетон	С.З	20×10×3	2	24000	11	30	15	9	39	345
4.08	Казань	52×12×8	0,43	кр.кирпич	Ю.З	20×10×2	1	32000	13	48	31	24	36	185
4.09	Киев	48×12×8	0,39	жел.бетон	С.В	10×25×1	1	27000	7	52	19	12	18	90
4.10	Кишинев	32×11×6,5	0,34	жел.бетон	С.З	7×20×1	2	21000	26	28	20	22	24	410
4.11	Краснодар	27×8×5	0,47	кр.кирпич	Ю.	2×40×1	2	19000	14	19	27	23	41	675
4.12	Красноярск	31×9×5	0,37	жел.бетон	С.В	2×50×3	2	20000	13	21	16	15	40	425
4.13	Самара	41×12×6,5	0,48	сил.кирпич	С.З	10×20×2	1	26000	7	36	29	17	39	215
4.14	Курск	36×10×7	0,42	кр.кирпич	Ю.В	30×6×2	1	19000	21	38	17	21	24	674
4.15	Львов	34×10×6	0,33	жел.бетон	Ю.З	15×10×1	2	17000	18	31	16	16	37	510
4.16	Минск	44×13×7	0,28	жел.бетон	С.	10×15×2	1	26000	20	40	9	14	29	290
4.17	Москва	42×12×6	0,31	жел.бетон	Ю.	10×15×2	1	28000	12	37	31	25	27	384
4.18	Мурманск	30×6×4,5	0,41	кр.кирпич	С.	9×10×3	2	14000	11	26	18	16	38	465
4.19	Новосибирск	28×9×6	0,32	жел.бетон	С.З	12×10×2	2	19000	9	29	18	22	28	810
4.20	Одесса	36×11×7	0,40	кр.кирпич	С.В	15×10×1	1	19500	8	33	21	13	21	720
4.21	Омск	43×12×8	0,45	сил.кирпич	Ю.	10×20×2	1	27500	12	21	14	27	32	625
4.22	Оренбург	25×6×5	0,50	сил.кирпич	Ю.	5×7×2	1	15600	13	29	23	26	33	450
4.23	Пермь	36×9×6,5	0,30	жел.бетон	С.	9×10×3	2	17500	17	30	16	17	22	120
4.24	Полтава	37×8×6	0,35	жел.бетон	С.З	15×10×1	1	19560	15	31	28	14	31	325
4.25	Саратов	40×10×7	0,25	жел.бетон	Ю.З	10×10×1	1	24300	14	36	24	8	20	264

где $F_{\text{ОГР1}}$ – площадь наружной поверхности ограждений, м^2 (фасад, боковые стены, световые проемы);

$t_{\text{В}}^{\text{X}}, t_{\text{Н}}^{\text{X}}$ – температура внутри помещения и снаружи в холодный период, $^{\circ}\text{C}$;

n – коэффициент, зависящий от положения наружного ограждения по отношению к наружному воздуху (прилож. 2);

R_0 – сопротивление теплопередаче стены ограждения.

($R_{\text{СП}}$ – сопротивление теплопередаче заполнения световых проемов из прилож.7), $\text{м}^2 \times \text{K} / \text{Вт}$.

R_0 рассчитывают по формуле:

$$R_0 = R_{\text{В}} + \sum_{l=1}^N \delta_l / \lambda_l + 1 / \alpha_{\text{Н}},$$

где $R_{\text{В}}$ – термическое сопротивление теплоотдачи к внутренней поверхности ограждения, (из прилож. 3);

n – число слоев, из которых состоит стена;

δ_l – толщина слоя материала, из которого состоит стена;

λ_l – коэффициент теплопроводности слоя материала, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \times \text{K})$ (прилож. 5);

$\alpha_{\text{Н}}$ – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности ограждения, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \times \text{K})$ (прилож. 4).

Рассчитывают добавочные теплотери через ограждения (фасад, боковые стены, световые проемы), Вт .

$$Q_{\text{огр}}^{\text{доб}} = Q_{\text{огр}} \cdot K_{\text{доб}} / 100,$$

где $K_{\text{доб}}$ – коэффициент, оценивающий добавочные теплотери, % (прилож.6).

2.1.2. Теплотери через пол цеха, Вт :

$$Q_{\text{н.п.}} = (t_{\text{В}}^{\text{X}} - t_{\text{Н}}^{\text{X}}) \cdot (F_{\text{НП1}} / R_{\text{НП1}} + F_{\text{НП2}} / R_{\text{НП2}} + F_{\text{НП3}} / R_{\text{НП3}} + F_{\text{НП4}} / R_{\text{НП4}}),$$

где $F_{\text{НП1}}, F_{\text{НП2}}, F_{\text{НП3}}, F_{\text{НП4}}$ – площади соответствующих четырех зон неутепленного пола (нп) [1], м^2 ;

$R_{\text{НП1}}, R_{\text{НП2}}, R_{\text{НП3}}, R_{\text{НП4}}$ – сопротивление теплопередаче материала неутепленного пола соответствующих зон, $(\text{м}^2 \times \text{K}) / \text{Вт}$ (прилож.8).

2.1.3. Добавочные теплотери на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха в помещении в [1] допускается учитывать для производственных помещений в размере 30% основных потерь, Вт :

$$Q_{\text{пот. осн}}^{\text{X}} = \Sigma Q_{\text{огр}} + \Sigma Q_{\text{огр}}^{\text{доб}} + Q_{\text{н.п.}},$$

$$Q_{\text{Ф}} = 0,3 \cdot Q_{\text{пот. осн}}^{\text{X}}.$$

2.1.4. Величина потерь тепла в холодный период, Вт :

$$Q_{\text{пот}}^{\text{X}} = \Sigma Q_{\text{пот. осн}}^{\text{X}} + Q_{\text{Ф}}.$$

Занятие 3 (2 часа)

2.2. Тепловыделения в холодный период года.

2.2.1. Тепловыделения от электродвигателей и механизмов, Вт:

$$Q_H = 10^3 \cdot N_{уст} \cdot K_1.$$

где $N_{уст}$ – мощность электродвигателей или механизмов, кВт.

K_1 – коэффициент, учитывающий загрузку и одновременность работы механизмов. $K_1 = 0,15 \dots 0,7 [4]$.

2.2.2. Тепловыделения от людей, Вт:

$$Q_L = q_{ч} \cdot n_{ч}$$

где $q_{ч}$ – тепловыделения от одного человека, Вт/чел (приложение 9);

$n_{ч}$ – количество работающих людей в цехе.

2.2.3. Тепловыделения от освещения цеха, Вт:

$$Q_{ос} = 10^3 \cdot N_{ос} \cdot K_2,$$

где $N_{ос}$ – мощность установленных светильников, кВт;

K_2 – коэффициент, учитывающий вид armатуры (приложение 10).

2.2.4. Тепловыделение от горячих поверхностей трубопроводов.

Температура изоляции паропроводов $55^\circ\text{C} [5]$.

Коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{K})$ оценивают по формуле [6]:

$$\alpha = 9,3 + 0,47 \cdot (t_{пов} - t_{в}) + 7 \sqrt{W},$$

где W – скорость движения воздуха в рабочей зоне.

Тепловыделения от горячих поверхностей, Вт:

$$Q_{гп} = \alpha \cdot F(t_{пов} - t_{в}),$$

где F – площадь поверхности нагретых трубопроводов (по изоляции), м^2 .

2.2.5. Суммарные тепловыделения в цехе, Вт:

$$Q_{в\text{вд}}^X = Q_M + Q_L + Q_{ос} + Q_{гп}.$$

Занятие 4 (2 часа)

2.3. Расчет теплопотерь в переходный период года, $Q_{пот}^Г$, Вт.

Расчет полностью аналогичен холодному периоду года.

2.3. Расчет тепловыделений в переходный период года, $Q_{в\text{вд}}^П$, Вт.

Расчет ведется аналогично холодному периоду года.

2.5. Поступление теплоты через наружные ограждения в теплый период года

2.5.1. Поступление теплоты солнечной радиации через остекленные поверхности, Вт:

$$Q_{рад}^{ос} = F_{ос} \cdot q \cdot A_{ос},$$

где $F_{ос}$ – поверхность остекления, м^2 ;

q_{OC} – радиация через 1 м^2 поверхности остекления, Вт/м^2 (приложение 11);
 A_{OC} – коэффициент, зависящий от характеристики остекления (приложение 12).

2.5.2. Поступление теплоты через покрытие, Вт :

$$Q_{РАД}^П = F_{П} \cdot q_{П} \cdot R_{О}^П.$$

где $R_{О}^П$ – безразмерный коэффициент, численно равный термическому сопротивлению теплопередаче через покрытие (приложение 13);

$q_{П}$ – радиация через 1 м^2 поверхности покрытия (приложение 14).

2.5.3. Суммарное поступление теплоты в цех солнечной радиации, Вт :

$$Q_{РАД} = Q_{РАД}^{OC} + Q_{РАД}^П.$$

2.6. Тепловыделения в цехе в теплый период рассчитываются так же, как и в холодный период, $Q_{ВЫД}^T$, Вт .

2.7. Тепловой баланс помещения цеха

2.7.1. Холодный период года, Вт :

$$Q_{ИЗБ}^X = Q_{ВЫД}^X - Q_{ПОТ}^X.$$

2.7.2. Переходный период года, Вт :

$$Q_{ИЗБ}^П = Q_{ВЫД}^П - Q_{ПОТ}^П.$$

2.7.3. Теплый период года, Вт :

$$Q_{ИЗБ}^T = Q_{ВЫД}^T - Q_{ПОТ}^T.$$

Занятие 5 (2 часа)

2.8. Влажностный режим помещения цеха

2.8.1. Количество влаги, испаряющейся с открытой водной поверхности, кг/с :

$$W_U = 0,211 \cdot (a + 0,0174 \cdot V) \cdot F \cdot (P_2 - P_1) / P_B,$$

где a – коэффициент гравитационной подвижности воздуха (приложение 15);

V – скорость движения воздуха над испаряющейся поверхностью, м/с ;

P_2 – упругость водяных паров, насыщающих воздух при температуре поверхности жидкости, Па , из i, d – диаграммы в [7] или таблиц в [8] определяют;

P_1 – упругость водяных паров в воздухе помещения, Па [7,8];

F – площадь поверхности испарения, м^2 .

Отдельно рассчитывают влаговыведение для теплого W_U^T , переходного $W_U^П$ и холодного W_U^X времен года.

2.8.2. Влаговыведения от людей, кг/с :

$$W_{Л} = W_{ЧЕЛ} \cdot n_{Л} \cdot 10^{-7},$$

где $W_{\text{чел}}$ – влаговыделение влаги от одного человека, кг/с (приложение 9), в зависимости от температуры в помещении и тяжести работы.

Отдельно определяют $W_{\text{Л}}^T$, $W_{\text{Л}}^П$, $W_{\text{Л}}^X$ кг/с.

2. 8. 3. Суммарное влаговыделение в помещении цеха.

В холодный и переходный периоды года, кг/с:

$$W_{\text{П}}^X = W_{\text{П}}^П = W_U^X + W_{\text{Л}}^X.$$

В теплый период года, кг/с:

$$W_{\text{П}}^T = W_U^T + W_{\text{Л}}^T.$$

2.9. Тепловлажностный режим помещения цеха, кг/кг:

$$\epsilon_{\text{П}} = (Q_{\text{ИЗБ}} \cdot 10^{-3} + W_{\text{ИЗБ}} \cdot i_W) / W_{\text{ИЗБ}},$$

где $\epsilon_{\text{П}}$ – тепловлажностное соотношение;

$Q_{\text{ИЗБ}}$ – теплоизбытки в помещении, Вт;

i_W – энтальпия воды при t_W в помещении, кДж/кг [8].

Отдельно определяют $\epsilon_{\text{П}}^T$, $\epsilon_{\text{П}}^X$, $\epsilon_{\text{П}}^П$, кг/кг.

Занятие 6 (2 часа)

2.10. Выбор системы отопления цеха.

Проводят в соответствии с приложением 6 в [1] (Системы отопления, допустимые к применению в зданиях, сооружениях и помещениях различного назначения).

В производственных помещениях используют в основном воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией. Этот же документ требует предусматривать в помещениях дежурное отопление, обеспечивающее $t_{\text{В}}^X = 5^\circ\text{C}$.

В качестве дежурного отопления можно выбрать водяное или паровое в зависимости от имеющегося теплоносителя.

Производят выбор типа дежурного отопления, вид отопительных приборов и размещение последних в помещении. Выбирают параметры теплоносителя.

2.11. Расчет дежурного отопления

2.11.1. Производят расчет тепловых потерь по аналогии с п.2.1. $Q_{\text{ПОТ.Д}}^X$, Вт.

2.11.2. Расчет необходимого количества отопительных приборов [4]:

$$q_{\text{ПР}} = q_{\text{НОМ}} \cdot (\Delta t_{\text{СР}} / 70)^{1+n} \cdot (G_{\text{ПР}} / 0,1)^p \cdot C_{\text{ПР}},$$

где $q_{\text{НОМ}}$ – номинальная плотность теплового потока отопительного прибора при стандартных условиях работы, Вт/м (из приложение 16);

$\Delta t_{\text{СР}}$ – температурный напор, $^\circ\text{C}$;

$G_{\text{ПР}}$ – действительный расход воды в отопительном приборе, кг/с;

n, p – экспериментальные значения показателей степени (из приложения 16);

$C_{\text{ПР}}$ – коэффициент, учитывающий схему присоединения отопительного прибора (из приложения 16).

$$\Delta t_{\text{СР}} = (0,5 (t_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВЫХ}}) - t_{\text{В}}), \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$G_{\text{ПР}} = Q_{\text{ПОТ.Д}}^X / (C_{\text{Р}} \cdot (t_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВЫХ}})), \text{ кг/с.}$$

Расчетная поверхность отопительного прибора, м^2

$$F_{\text{Р}} = (Q_{\text{ПОТ.Д}}^X - 0,9 Q_{\text{ТР}}) \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 / q_{\text{ПР}},$$

где $Q_{\text{ТР}}$ – суммарная теплоотдача открыто проложенных в пределах помещения стояков и подводок к приборам, Вт;

β_1, β_2 – значения поправочных коэффициентов из приложений 17, 18.

$$Q_{\text{ТР}} = \sum k_{\text{ТР}} \cdot \pi \cdot d_{\text{Н}} \cdot l \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{В}}),$$

где $k_{\text{ТР}}, d_{\text{Н}}, l$ – соответственно коэффициент теплопередачи, Вт/($\text{м}^2 \times \text{К}$), наружный диаметр, м, длина, м отдельных теплопроводов.

Расчетное число секций чугунных радиаторов:

$$N_{\text{Р}} = F_{\text{Р}} \cdot \beta_4 / (f \cdot \beta_3),$$

где f_1 – площадь поверхности нагрева одной секции, м^2 (из приложения 16);

β_3, β_4 – значения поправочных коэффициентов (из приложений 19, 20).

Число панельных радиаторов типа РСВ1 и РСГ2 или конвекторов с кожухом или без кожуха или ребристых труб:

$$N = F_{\text{Р}} / f_1.$$

Занятие 7 (2 часа)

2.12. Расчет требуемого воздухообмена для вентиляции помещения цеха.

2.12.1. Количество воздуха, подаваемого в помещение цеха при расчете по количеству выделяющихся вредных веществ, $L_{\text{ВР}}, \text{м}^3/\text{ч}$

$$L_{\text{ВР}} = Z / (k_{\text{УХ}} - k_{\text{П}}),$$

где Z – количество вредных веществ, поступающих в воздух помещения,

$\text{CO}_2 \text{ м}^3/\text{ч}, \text{NO}_2 \text{ г/ч};$

$k_{\text{УХ}}$ – концентрация вредных веществ в воздухе, удаляемого из помещения (приложения 21, 22);

$k_{\text{П}}$ – концентрация вредных веществ в воздухе, подаваемом в помещение (прилож. 21, 22).

Для CO_2 проводят расчет количества выделяемых газов, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$Z = Z_{\text{ТЕХН}} + Z_{\text{Л}},$$

$$Z_{\text{Л}} = 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot Z_{\text{ЧЕЛ}} \cdot n_{\text{Л}} / \rho_{\text{CO}_2}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $Z_{\text{ЧЕЛ}}$ – выделение одним человеком CO_2 , $\text{м}^3/\text{с}$ (из приложения 9)

$n_{\text{Л}}$ – количество работающих людей в цехе.

2.12.2. Процессы вентиляции помещения строят на i, d – диаграмме отдельно для холодного и теплого периодов года следующим образом.

Наносят на диаграмму точки, соответствующие состоянию наружного воздуха и воздуха внутри помещения. Для теплого периода года из точки H проводят луч, соответствующий ε_{Π}^T , до пересечения с t_B^T , таким образом, получают возможные параметры воздуха внутри помещения, если использовать только подачу воздуха в помещение с параметрами точки H . Если полученное φ_B^T соответствует хотя бы допустимым условиям (приложение 1), то на этом останавливаются.

Для холодного периода года из точки B проводят луч, соответствующий ε_{Π}^X до пересечения с линией равного влагосодержания, проведенного из точки H . В пересечении получают точку K . Отрезок HK – нагрев наружного воздуха в калорифере. Находят t_K, i_K .

2.12.3. Количество подаваемого в помещение цеха воздуха, рассчитанного по количеству избыточного тепла и влаги в теплый, переходный и холодный периоды года, м³/ч

$$L_{\Pi\Pi}^T = 3,6 \cdot Q_{\text{ИЗБ}}^T / (\rho_B \cdot (i_B^T - i_H^T)),$$

$$L_{\Pi\Pi}^{\Pi} = 3,6 \cdot Q_{\text{ИЗБ}}^{\Pi} / (\rho_B \cdot (i_B^{\Pi} - i_H^{\Pi})),$$

$$t_H^{\Pi} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$L_{\Pi\Pi}^X = 3,6 \cdot Q_{\text{ИЗБ}}^X / \rho_B \cdot (i_B^X - i_H^X).$$

2.13. Технические решения по устройству приточно-вытяжной вентиляции.

Как правило, потребный расход приточного воздуха в холодный период значительно меньше, чем в теплый. Воздушное отопление также связано с вентиляцией в холодный период. Поэтому приточную механическую вентиляцию следует рассчитывать на подачу воздуха для компенсации тепло-, влагоизбытков в холодное время года или, если расход воздуха больше, для компенсации вредных выделений в цехе, м³/ч

$$L_{\Pi\Pi}^{MX} = L_{\Pi\Pi}^X, \text{ или } L_{\Pi\Pi}^{MX} = L_{\text{ВР}}.$$

В соответствии с [1], если наблюдается выделение вредных веществ в помещении, следует предусматривать производительность систем приточной вентиляции с механическим побуждением на 5% меньше производительности систем вытяжной вентиляции, м³/ч:

$$L_{\text{ВЫТ}}^{MX} = 1,05 \cdot L_{\Pi\Pi}^{MX}.$$

В теплый период года подачу воздуха в помещение обеспечивают с помощью осевых вентиляторов, смонтированных в боковые стены цеха. Расход подаваемого воздуха составит, м³/ч:

$$L_{\Pi\Pi}^{MT} = L_{\Pi\Pi}^T - L_{\Pi\Pi}^{MX}.$$

Удалять воздух следует, используя естественную вытяжную систему, вытяжные шахты с дефлегматорами или с помощью фрауг и фонарей, м³/ч:

$$L_{\text{ВЫТ}}^{\text{ЕТ}} = 1,05 \cdot L_{\text{ПР}}^{\text{МТ}}.$$

В переходный период года, м³/час

$$L_{\text{ПР}}^{\text{МП}} = L_{\text{ПР}}^{\text{П}} - L_{\text{ПР}}^{\text{МХ}},$$

$$L_{\text{ВЫТ}}^{\text{ЕП}} = 1,05 \cdot L_{\text{ПР}}^{\text{МЕ}}.$$

2.14. Расчет приточной системы механической вентиляции

Рисуют схему приточной вентиляции, в которую последовательно включены: фильтр, калорифер, вентилятор, система внутрицеховых воздуховодов.

2.14.1. Производят выбор фильтра тонкой очистки (приложение 23).

Необходимая поверхность фильтра, м²

$$F_{\Phi} = 0,278 \cdot L_{\text{ПР}}^{\text{МХ}} / W,$$

где W – удельная воздушная нагрузка, л / (с × м²).

Занятие 8 (2 часа)

2.14.2. Выбор и поверочный расчет калорифера

В соответствии с [6] при проектировании новой конструкции калорифера массовая скорость воздуха принимается равной 7...12 кг / (м²×с) для пластинчатых и 3...5 кг/(м²×с) для оребренных калориферов.

Задаются массовой скоростью ρv , кг / (м²×с).

Рассчитывают среднеарифметическую температуру теплоносителя $t_{\text{СР.Т.}}$ °С и воздуха $t_{\text{СР.В.}}$, °С:

$$t_{\text{СР.Т.}} = (t_{\text{Г}} + t_{\text{О}}) / 2,$$

$$t_{\text{СР.В.}} = (t_{\text{В}} + t_{\text{Н}}) / 2.$$

Определяют коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²×К) по формуле, взятой из приложения 24, предварительно выбрав тип калорифера.

Тепловая нагрузка калорифера $Q_{\text{К}}$, Вт:

$$Q_{\text{К}} = 0,278 \cdot L_{\text{ПР}}^{\text{МХ}} \cdot \rho_{\text{В}} \cdot (i_{\text{К}} - i_{\text{Н}}^{\text{Х}})$$

Потребная поверхность теплообмена $F_{\text{К}}$, м²:

$$F_{\text{К}} = Q_{\text{К}} / (K \cdot (t_{\text{СР.Т.}} - t_{\text{СР.В.}}))$$

Из приложения 25 выбирают конкретный типоразмер калорифера, при этом из таблиц выписывают $F_{\text{КД}}$, м² – действительную площадь теплообмена, $f_{\text{В}}$, м² – площадь живого сечения по теплоносителю.

Решают вопрос (если калориферов несколько) об установке их последовательно или параллельно по воздуху и теплоносителю. Действительная массовая скорость воздуха, кг/(м² × с) :

$$v_{pD} = L_{PP}^{MX} \cdot \rho_B / (3600 \cdot f_B).$$

Расход воды через трубки калорифера, кг/с:

$$G_T = Q_K / (1000 \cdot c_p \cdot (t_r - t_0)).$$

Скорость воды в трубках калорифера, м/с:

$$W_T = G_T / (\rho_B \cdot f_T).$$

Площадь поверхности теплоотдачи, необходимая для обеспечения расчетного теплового режима F_K^1, m^2 , рассчитывают по выше приведенной формуле.

Определяется разность площади теплообмена действительной F_{KD} , расчётной площади теплообмена F_K^1, m^2 :

$$\delta = (F_{KD} - F_K^1) / F_{KD}.$$

Необходимо выполнение условия $0,1 > \delta > 0$. Если условие не выполняется, тогда выбирают калорифер с площадью теплообмена F_K^1, m^2 , и производят расчет снова до достижения вышеназванного условия.

Для выбранного калорифера рассчитывают сопротивление движению воздуха H_K , Па. Формула берётся из приложения 24.

2.14.3. Выбор вентилятора.

Производительность вентилятора $L_B = L_{PP}^{MX}, m^3 / ч$.

Развиваемый вентилятором напор H_B , Па складывается из суммы сопротивлений сети воздухопроводов ΔP_B , Па, сопротивления калорифера H_K , Па, и сопротивления фильтра тонкой очистки ΔP_Φ , Па:

$$H_B = 1,1 \cdot (\Delta P_B + H_K + \Delta P_\Phi).$$

Входят с L_B и H_B в приложение 30, выбирают вентилятор и выписывают его характеристики.

В соответствии с требованиями [1] в приточной системе вентиляции должно устанавливаться не менее двух вентиляторов параллельно, каждый производительностью не менее 50% от суммарной.

Мощность электродвигателя для привода вентилятора $N_{ЭД}$, кВт

$$N_{ЭД} = L_B \cdot H_B \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot \eta_B \cdot \eta_{ПЕР}),$$

где $\eta_{ПЕР}$ – коэффициент полезного действия передачи от электродвигателя к вентилятору (приложение 31).

Установочная мощность электродвигателя $N_{УСТ}$, кВт

$$N_{УСТ} = \alpha \cdot N_{ЭД}.$$

где α – запас мощности (приложение 32).

Занятие 9 (1 час)

2.14.4. Расчёт механической приточной системы вентиляции в тёплое время года.

Так как система приточной вентиляции используется только в теплый и переходный периоды года, обычно предусматривают использование осевых вентиляторов, которые встраивают в стены цеха. Напор вентилятора в таком случае значения не имеет.

Входят в приложение 33 и выбирают столько осевых вентиляторов, чтобы они покрывали нагрузку $L_{ПР}^{MX}$, м³/ч. Из приложения 33 находят напор вентилятора $H_{В.ос}$, производительность $L_{В.ос}$, м³/ч, КПД η_B , %.

Мощность электродвигателя для привода одного вентилятора, кВт

$$N_{ЭЛ} = L_{В.ос} \cdot H_{В.ос} \cdot 10^{-6} / (3,6 \eta_B \cdot \eta_{ПЕР}),$$

где $\eta_{ПЕР}$ – коэффициент полезного действия передачи от электродвигателя к вентилятору (приложение 31).

Установочная мощность электродвигателя, кВт:

$$N_{УСТ} = \alpha \cdot N_{ЭЛ}.$$

2.14.5. Расчет потребного количества осевых вентиляторов для обеспечения подачи воздуха в переходный период года.

Делают в основном методом отключения необходимого количества вентиляторов, рассчитанных на теплый период.

2.15. Расчет вытяжной системы вентиляции.

2.15.1. Расчет и выбор основного оборудования вытяжной системы механической вентиляции на холодный период года. Расчет ведут по аналогии с приточной механической вентиляцией на расход $L_{ВЫТ}^{MX}$, м³/ч.

2.15.2. Выбор вытяжной системы вентиляции в теплый период года. Для этого чаще всего используют организованную естественную вытяжную вентиляцию. Это могут быть вертикальные шахты в кровле цеха. Для использования ветрового напора на концы вытяжных шахт устанавливают дефлекторы. В другом случае используют аэрацию здания, т.е. проветривание через открывающиеся фрамуги в окнах или через вентиляционно–световые фонари.

2.15.3. Расчет вытяжной естественной вентиляции через вытяжные шахты, в теплый период года. Рассчитывают тепловое гравитационное давление [4], Па

$$P = h \cdot g \cdot (\rho_H - \rho_B),$$

где h – расстояние от вытяжного отверстия в шахте в цехе до среза на кровле, м; ρ_H , ρ_B – плотность воздуха внутри помещения цеха и снаружи, кг/м³.

Скорость воздуха в патрубке дефлектора с учетом давления ветра и гравитационного давления, м/с:

$$v_g = \sqrt{(0,4 \cdot v_B^2 + 1,6 \cdot P) / (1,2 + \sum \xi + 0,02 \cdot 1/d)}$$

где v_g – скорость ветра в данной местности, м/с

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местного сопротивления вытяжного воздуховода (при его отсутствии $\xi = 0,5$);

l – длина патрубка дефлектора или вытяжного воздуховода, м;

d – диаметр вытяжной шахты, м.

Диаметром вытяжной шахты задаются, длину принимают равной высоте чердачного этажа плюс 0,5 м. Задаются количеством шахт $n_{\text{ш}}$.

Расход воздуха через одну вытяжную шахту, а также через присоединенный к шахте дефлектор, $\text{м}^3/\text{час}$ равен:

$$L_g = L_{\text{ВЫТ}}^{\text{ЕТ}} / n_{\text{ш}}.$$

Диаметр патрубка дефлектора, м:

$$d_g = 0,0185 \cdot \sqrt{L_g / v_g}.$$

Диаметр дефлектора округляют в большую сторону и выбирают номер дефлектора ЦАГИ. Номер дефлектора соответствует диаметру патрубка в дециметрах.

2.15.4. Рассчитывают количество шахт, которые следует оставить для вентиляции в переходный период года.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Задание: составить тепловой баланс помещения дубильного цеха кожевенного завода для холодного и теплого периода года. Завод расположен в г. Владимире. Помещение цеха имеет длину $L = 42\text{ м}$, ширину $b = 10\text{ м}$ и высоту $h = 8\text{ м}$. Стены помещения из красного кирпича толщиной $\delta = 0,55\text{ м}$. Фасад цеха расположен на юго-восток. Наружные стены помещения – фасад и обе боковые. Окна размещены только на фасаде здания общей площадью 200 м^2 . Предусмотрено двойное остекление из листового оконного стекла толщиной 3,5 мм в деревянных рамах. Здание цеха расположено на первом этаже, подвалов нет. В цехе расположены барабаны, где обрабатываются шкуры. Общая мощность электродвигателей, приводящих во вращение барабаны, и количество тепла, выделяемое поверхностью нагретых барабанов, составляет 128 кВт. В цехе работает 12 человек. Освещение люминесцентными лампами под потолком, суммарная мощность ламп 18 кВт. Через цех проходят паропроводы, поверхность которых изолирована. Площадь поверхности по изоляции 21 м^2 . В цехе есть бассейн для отмочки шкур с площадью свободной поверхности 32 м^2 , температура воды 20°C . В результате технологического процесса в воздух помещения выделяется углекислый газ в количестве $8,6\text{ м}^3/\text{ч}$. В цехе есть система воздуховодов, общее гидравлическое сопротивление которой равно 350 Па. Необходимо рассчитать воздухообмен для теплого, переходного и холодного периодов года. Разработать систему вентиляции: подобрать вентилятор, фильтр, калорифер для отопления цеха.

Имеется чердак не отапливаемый, где расположены вентиляционные установки высотой 2,5 м.

3.1. Выбор оптимальных метеорологических условий на рабочих местах в рабочей зоне производят в соответствии с приложением 1.

Работа средней тяжести – загрузка и разгрузка шкур из зольных барабанов. В холодный и переходный период ($t_H < 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) выбирают параметры: $t_B^X = t_B^{\Pi} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\varphi_B^X = \varphi_B^{\Pi} = 50\%, \quad v_B^X = v_B^{\Pi} = 0,2\text{ м/с}.$$

В теплый период года выбирают параметры

$$t_B^T = 24\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad \varphi_B^T = 50\%, \quad v_B^T = 0,4\text{ м/с},$$

где t_B^X, t_B^{Π} – температура воздуха внутри помещения цеха соответственно в холодный и переходный периоды года;

$\varphi_B^X, \varphi_B^{\Pi}$ – относительная влажность воздуха внутри помещения цеха соответственно в холодный и переходный периоды года;

v_B^X, v_B^{Π} – скорость движения воздуха на рабочем месте соответственно в холодный и переходный периоды года;

$t_B^T, \varphi_B^T, v_B^T$ – температура, относительная влажность и скорость движения воздуха внутри помещения.

3.2. Расчетные параметры наружного воздуха выбирают в таблицах, приведенных в [1, 2, 3]. В соответствии с [1] принимают расчетные параметры А для теплого и Б для холодного периодов года (при проектировании общеобменной вентиляции, совмещенной с отоплением) г. Владимир.

Расчетная географическая широта – 56° с.ш.

Расчетное барометрическое давление – 745 мм рт.ст.

Теплый период года: $t_H^T = 21,4^{\circ}\text{C}$, $i_H^T = 49,4\text{ кДж/кг}$, амплитуда суточных колебаний температур – $\Delta t_{\text{сут}}^T = 10,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, расчетная скорость ветра – $v_H^T = 2,9\text{ м/с}$.

Холодный период года: $t_H^X = -27^{\circ}\text{C}$, $i_H^X = -26,8\text{ кДж/кг}$, среднесуточные колебания температуры те же, что и для теплого периода, расчетная скорость ветра $v_H^X = 4,5\text{ м/с}$.

3.3. Потери тепла основные и добавочные в холодный период.

3.3.1. Определение основных и добавочных теплопотерь. Потери тепла через стенку фасада $\dot{Q}_{\text{ФС}}, \text{Вт}$:

$$\dot{Q}_{\text{ФС}} = F_{\text{ФС}} \cdot (t_B^X - t_H^X) \cdot n / R_0 = 136 \cdot (18 - (-27)) \cdot 1 / 0,95 = 6442$$

$$F_{\text{ФС}} = F_{\text{Ф}} - F_{\text{СП}} = 336 - 200 = 136\text{ м}^2.$$

где $F_{\text{Ф}}$ – площадь наружной поверхности фасада = $42 \times 8 = 336\text{ м}^2$;

$F_{СП}$ – площадь оконных проемов на фасаде, м²;

n – коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности фасада по отношению к наружному воздуху (приложение 2), $n=1$;

R_0 – сопротивление теплопередаче материала стены фасада.

Эту величину следует рассчитывать по формуле:

$$R_0 = R_B + \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i + 1 / \alpha_H,$$

где R_B – термическое сопротивление теплоотдачи к внутренней поверхности ограждения (приложение 3),

$R_B = 0,115 \text{ (м}^2 \times \text{К) Вт}$;

n – число слоев, из которых состоит стена, $n=1$;

δ_1 – толщина стены, 0,55 м;

α_H – коэффициент теплоотдачи у наружной поверхности ограждения, 23,3 Вт/(м²×К);

λ_1 – коэффициент теплопроводности стены из кирпича красного (глиняного), 0,7 Вт/(м²×К), (приложения 4, 5).

$$R_0 = 0,115 + 0,55 / 0,7 + 1 / 23,3 = 0,115 + 0,79 + 0,043 = 0,95, \text{ (м}^2 \times \text{К) / Вт}$$

Потери тепла через боковые стены, Вт:

$$\dot{Q}_{Б.С} = F_{Б.С} \cdot (t_B^X - t_H^X) \cdot n / R_0 = 10,8 \times ((18 - (-27))) \cdot 1 / 0,95 = 3789 \text{ Вт},$$

через две стены $\dot{Q}_{Б.С.2} = \dot{Q}_{Б.С} \cdot 2 = 7578 \text{ Вт}$.

Находят теплотери через наружные ограждения в сумме с добавочными теплотериями в соответствии с приложением 6.

Добавочные потери тепла для фасада (юго-восток) – 5%. Для боковых стен (юго-запад) – 0%, (северо-восток) – 10%.

$$\dot{Q}_{Фс} = \dot{Q}_{Фс} \cdot 1,05 = 6764 \text{ Вт},$$

$$\dot{Q}_{Бс} = \dot{Q}_{Б.С} \cdot 1,1 = 4168 \text{ Вт}.$$

Теплотери через световые проемы, Вт:

$$\dot{Q}_{СП} = F_{СП} \cdot (t_B^X - t_H^X) \cdot n / R_{СП} = 200 \cdot ((18 - (-27))) \cdot 1 / 0,38 = 23684 \text{ Вт},$$

здесь $R_{СП}$ – термическое сопротивление заполнения световых проемов, 0,38 (м²×К) / Вт, (из приложения 7).

Суммарные теплотери вместе с добавочными через световые проемы, Вт (ориентация окон на юго-восток – добавка 5%) :

$$\dot{Q}_{СП} = \dot{Q}_{СП} \cdot 1,05 = 24868 \text{ Вт}.$$

Так как имеется отапливаемый чердак, теплотери через потолок цеха не учитываются.

Теплотери через пол цеха. В соответствии с приложением 8 и схемой разметки на четыре зоны получают следующие параметры

$$Q_{\text{нп}} = (t_B^X - t_H^X) \cdot (F_{\text{н.п}}^1 / R_{\text{н.п}}^1 + F_{\text{н.п}}^2 / R_{\text{н.п}}^2 + F_{\text{н.п}}^3 / R_{\text{н.п}}^3 + F_{\text{н.п}}^{\text{ОСТ}} / R_{\text{н.п}}^4), \text{ Вт};$$

$$F_{\text{н.п}}^1 = 2 \cdot (L + 2 \cdot b) = 2(42 + 2 \cdot 10) = 124 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{н.п}}^2 = 2 \cdot ((L - 4) + 2(b - 2)) = 2 \cdot (38 + 16) = 108 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{н.п}}^3 = 2 \cdot ((L - 8) + 2(b - 4)) = 2 \cdot (34 + 12) = 92 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{н.п}}^{\text{ОСТ}} = F_{\text{н.п}} - F_{\text{н.п}}^1 - F_{\text{н.п}}^2 - F_{\text{н.п}}^3 = 42 \cdot 10 - 124 - 108 - 92 = 96 \text{ м}^2,$$

$$Q_{\text{нп}} = ((18 - (-27)) \cdot (124 / 2,5 + 108 / 5 + 92 / 10 + 96 / 16,5)) = \\ = 45 \cdot (49,6 + 21,6 + 9,2 + 5,8) = 3879 \text{ Вт}.$$

В соответствии с [1] добавочные потери тепла на инфильтрацию наружного воздуха Q_{Φ} в помещениях производственных зданий допускается учитывать в размере 30% от основных потерь, Вт:

$$Q_{\text{ПОТ.ОСН}}^X = Q_{\text{Ф.С}}^{\cdot} + Q_{\text{Б.С.2}}^{\cdot} + Q_{\text{СП}}^{\cdot} + Q_{\text{нп}} = 6442 + 7578 + 23684 + 3879 = 41583,$$

$$Q_{\Phi} = 0,3 \cdot Q_{\text{ПОТ.ОСН}}^X = 12475 \text{ Вт}.$$

Потери тепла на нагревание сырья и транспортных средств, вводимых с улицы, в данном случае нет.

Величина потерь тепла в холодный период составит, Вт:

$$Q_{\text{ПОТ}}^X = Q_{\text{Ф.С}}^{\cdot} + Q_{\text{Б.С}}^{\cdot} + Q_{\text{Б.С}} + Q_{\text{СП}} + Q_{\Phi} = \\ = 6764 + 3789 + 4168 + 24868 + 3879 + 12475 = 55943.$$

3.4. Тепловыделения в холодный период года

Тепловыделения от электродвигателей, вращающих барабан, и тепловыделения от барабана, Вт:

$$Q_{\text{Б}} = 10^3 \cdot N_{\text{УСТ}} \cdot K_1 = 128 \cdot 10^3 \cdot 0,7 = 89600,$$

где K_1 – коэффициент, устанавливающий загрузку, одновременность работы барабанов $K_1 = 0,15 \dots 0,7$ [4].

Тепловыделения от людей. Выделение теплоты взрослым человеком в условиях работы средней тяжести находится из приложения 9, $q_{\Gamma} = 204$ Вт / чел (при $t_{\text{В}} = 20$ °С):

$$Q_{\text{ЧЕЛ}} = q_{\text{ч}} \cdot n_{\text{ч}} = 204 \cdot 12 = 2448 \text{ Вт}$$

Тепловыделение от освещения цеха, Вт:

$$Q_{\text{ЭС}} = 10^3 \cdot N_{\text{ОС}} \cdot K_2 = 10^3 \cdot 18 \cdot 0,9 = 16200,$$

где K_2 – коэффициент, учитывающий вид арматуры (приложение 10)

Тепловыделения от горячих $Q_{\text{ГП}}$, Вт поверхностей трубопроводов. Температура поверхности изоляции паропроводов – 55°С [10].

Коэффициент теплоотдачи α , Вт / (м² × К) оценивают по формуле [6]

$$\alpha = 9,3 + 0,047 \cdot (t_{\text{ПОВ}} - t_{\text{В}}) + \sqrt{W},$$

где W – скорость движения окружающего воздуха – 0,2 м / с.

$$\alpha = 9,3 + 0,047 \cdot (55 - 18) + 7 \cdot \sqrt{0,2} = 9,3 + 0,047 \cdot 3,7 + 7 \cdot 0,45 = 14,2$$

$$Q_{ГП} = \alpha \cdot F \cdot (t_{\text{пов}} - t_B) = 14,2 \cdot 32 \cdot (55 - 18) = 16813 \text{ Вт.}$$

Суммарные тепловыделения в цехе, Вт:

$$Q_{\text{ВЫД}}^X = Q_B + Q_{\text{ЧЕЛ}} + Q_{\text{Ж}} + Q_{ГП} = 89600 + 2448 + 16200 + 16813 = 125061.$$

3.5. Теплотери в переходный период (расчет ведут аналогично холодному периоду):

$$\dot{Q}_{\text{ФС}} = F_{\text{ФС}} \cdot (t_B^{\text{П}} - t_H^{\text{П}}) \cdot n / R_0 = 136 \cdot (18 - 10) \cdot 1 / 0,95 = 1145 \text{ Вт,}$$

$$\dot{Q}_{\text{БС}} = F_{\text{БС}} \cdot (t_B^{\text{П}} - t_H^{\text{П}}) \cdot n / R_0 = 80 \cdot (18 - 10) \cdot 1 / 0,95 = 674 \text{ Вт.}$$

Теплотери через две стены: $\dot{Q}_{\text{БС.2}} = 1348 \text{ Вт.}$

Суммарные вместе с добавочными теплотери через фасад и боковые стены, Вт:

$$Q_{\text{ФС}} = \dot{Q}_{\text{ФС}} \cdot 1,05 = 1202,$$

$$Q_{\text{БС}} = \dot{Q}_{\text{БС}} \cdot 1,1 = 741.$$

Теплотери через тепловые проемы, Вт:

$$\dot{Q}_{\text{С.П}} = F_{\text{С.П}} \cdot (t_B^{\text{П}} - t_H^{\text{П}}) \cdot n / R_{\text{С.П}} = 200 \cdot (18 - 10) \cdot 1 / 0,38 = 4211.$$

Суммарные теплотери с добавочными через световые проемы, Вт:

$$Q_{\text{С.П}} = \dot{Q}_{\text{С.П}} \cdot 1,05 = 4422.$$

Теплотери через пол цеха, Вт:

$$Q_{\text{Н.П}} = (t_B^{\text{П}} - t_H^{\text{П}}) \cdot (F_{\text{Н.П}}^1 / R_{\text{Н.П}}^1 + F_{\text{Н.П}}^2 / R_{\text{Н.П}}^2 + F_{\text{Н.П}}^3 / R_{\text{Н.П}}^3 + F_{\text{Н.П}}^{\text{ОСТ}} / R_{\text{Н.П}}^4) = \\ = (18 - 10) \cdot (49,6 + 21,6 + 9,2 + 5,8) = 690.$$

Расход теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха, Вт:

$$Q_{\text{Ф}} = 0,3 \cdot (\dot{Q}_{\text{ФС}} + \dot{Q}_{\text{БС.2}} + \dot{Q}_{\text{С.П}} + Q_{\text{Н.П}}) = 0,3 \cdot (1145 + 1348 + 4211 + 690) = 7394.$$

Потери тепла из цеха в переходный период, Вт:

$$Q_{\text{ПОТ}}^{\text{П}} = Q_{\text{ФС}} + \dot{Q}_{\text{БС}} + Q_{\text{БС}} + Q_{\text{С.П}} + Q_{\text{Н.П}} + Q_{\text{Ф}} = 1202 + 741 + 674 + 4422 + 690 + 7394 = \\ = 15123.$$

3.6. Суммарные тепловыделения в цехе не изменились и составили, Вт:

$$Q_{\text{ВЫД}}^X = Q_{\text{ВЫД}}^{\text{П}} = 125061.$$

3.7. Поступления теплоты через наружные ограждения в теплый период года

Поступление теплоты солнечной радиации для остекленных поверхностей, Вт рассчитывают по формуле:

$$Q_{\text{РАД}}^{\text{ОСТ}} = F_{\text{ОСТ}} \cdot q_{\text{ОСТ}} \cdot A_{\text{ОСТ}},$$

где $F_{\text{ОСТ}}$ – поверхность остекления, м^2 ;

$q_{\text{ОСТ}}$ – радиация через 1 м^2 поверхности остекления, 145 Вт/м^2 , (приложение 11);

$A_{\text{ОСТ}}$ – коэффициент, зависящий от характеристики остекления, 0,8 (приложение 12).

$$Q_{\text{РАД}}^{\text{ОСТ}} = 200 \cdot 145 \cdot 0,8 = 23200.$$

Поступление теплоты через покрытие, Вт определяют по формуле:

$$Q_{\text{РАД}}^{\text{П}} = F_{\text{П}} \cdot q_{\text{П}} \cdot R_0^{\text{П}},$$

где $R_0^{\text{П}}$ – безразмерный коэффициент, численно равный термическому сопротивлению теплопередачи через покрытие, 1,06, (приложение 13)

$q_{\text{П}}$ – радиация через 1 м^2 поверхности покрытия, $5,8 \text{ Вт/м}^2$, (приложение 14);

$$Q_{\text{РАД}}^{\text{П}} = 42 \cdot 10 \cdot 5,8 \cdot 1,06 = 2582.$$

Суммарное поступление теплоты в цех солнечной радиации, Вт составит:

$$Q_{\text{РАД}} = Q_{\text{РАД}}^{\text{ОСТ}} + Q_{\text{РАД}}^{\text{П}} = 23200 + 2582 = 25782.$$

3.8. Тепловыделения в цехе в тёплый период, Вт:

$$Q_{\text{Б}} = 89600, Q_{\text{ЧЕЛ}} = 2448_{\text{с}}, Q_{\text{ЭС}} = 16200.$$

$$\alpha = 9,3 + 0,047 \cdot (T_{\text{ПОВ}} - T'_{\text{В}}) + 7 \cdot \sqrt{W} = 9,3 + 0,047 \cdot (55 - 24) + 7 \cdot \sqrt{0,4} = 15,2 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)},$$

$$Q_{\text{ГП}}^{\text{Т}} = \alpha \cdot F \cdot (t_{\text{ПОВ}} - t_{\text{В}}) = 15,2 \cdot 32 \cdot (55 - 24) = 15078 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{ВЫД}}^{\text{Т}} = Q_{\text{Б}} + Q_{\text{ЧЕЛ}} + Q_{\text{ЭС}} + Q_{\text{ГП}} = 89600 + 2448 + 16200 + 15078 = 123326 \text{ Вт}.$$

3.9. Тепловой баланс помещения цеха

Холодный период,

$$Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{Х}} = Q_{\text{ВЫД}}^{\text{Х}} - Q_{\text{ПОТ}}^{\text{Х}} = 125061 - 55943 = 69118 \text{ Вт},$$

переходный период,

$$Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{П}} = Q_{\text{ВЫД}}^{\text{П}} - Q_{\text{ПОТ}}^{\text{П}} = 125061 - 15123 = 109938 \text{ Вт},$$

тёплый период,

$$Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{Т}} = Q_{\text{ВЫД}}^{\text{Т}} - Q_{\text{ПОТ}}^{\text{Т}} = 123326 + 25782 = 149108 \text{ Вт}.$$

3.10. Влажностный режим помещения цеха

Количество влаги, испаряющейся с открытой водной поверхности, кг/с:

$$W_{\text{ИСП}} = 0,211 (a + 0,0174 \cdot W) \cdot F \cdot (P_2 - P_1) / P_{\text{Б}},$$

где a – коэффициент гравитационной подвижности воздуха над испаряющейся поверхностью, м/с;

P_2 – упругость водяных паров, насыщающих воздух при температуре поверхности жидкости, Па;

P_1 – упругость водяных паров в воздухе помещения, Па;

F – площадь поверхности испарения, м^2 .

Из i, d – диаграммы определяют:

при $T_{\text{В}}^{\text{Х}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{С}$ – $P_1 = 1 \text{ кПа}$;

$$T_B^T = 24 \text{ }^\circ\text{C} - P_1 = 1,5 \text{ кПа};$$

$$T_{\text{ВОДЫ}} = 20 \text{ }^\circ\text{C} - P_2 = 2,3 \text{ кПа};$$

$$P_B = 745 \text{ мм. рт. ст.} = 99,4 \text{ кПа.}$$

В холодный и переходный периоды года количество влаги составит, кг/с:

$$W_{\text{ИСП}}^{\text{П}} = W_{\text{ИСП}}^{\text{Х}} = 0,211(0,22 + 0,0174 \cdot 0,2) \cdot 32 \cdot (2,3 - 1) / 99,4 = \\ = 0,211 \cdot 0,223 \cdot 32 \cdot 1,3 / 99,4 = 0,02.$$

В тёплый период года составит, кг/с:

$$W_{\text{ИСП}}^{\text{Т}} = 0,211 \cdot (0,22 + 0,0174 \cdot 0,4) \cdot 32 \cdot (2,3 - 1,5) / 99,4 = \\ = 0,211 \cdot 0,227 \cdot 32 \cdot 0,8 / 99,4 = 0,012.$$

Влаговыведение от людей (приложение 9), кг/с:

$$W_{\text{Л}} = W_{\text{ЧЕЛ}} \cdot n_{\text{ЧЕЛ}} \cdot 10^{-3}.$$

В холодный и переходный периоды года, кг/с:

$$W_{\text{Л}}^{\text{Х}} = W_{\text{Л}}^{\text{П}} = 0,039 \cdot 12 \cdot 10^{-3} = 0,468 \cdot 10^{-3}.$$

В тёплый период года, кг/с:

$$W_{\text{Л}}^{\text{Т}} = 0,0515 \cdot 12 \cdot 10^{-3} = 0,618 \cdot 10^{-3}.$$

Суммарное влаговыведение в помещении цеха в холодный и переходный периоды года, кг/с:

$$W_{\text{П}}^{\text{П}} = W_{\text{П}}^{\text{Х}} = W_{\text{ИСП}}^{\text{Х}} + W_{\text{Л}}^{\text{Х}} = 0,02 + 0,00468 = 0,02468.$$

В теплый период года, кг/с:

$$W_{\text{П}}^{\text{Т}} = W_{\text{ИСП}}^{\text{Т}} + W_{\text{Л}}^{\text{Т}} = 0,012 + 0,00618 = 0,01818.$$

3.11. Оценка тепловлажностного режима помещения цеха, кг/кг:

$$\epsilon_{\text{П}} = Q_{\text{ИЗБ}} + W_{\text{ИЗБ}} \cdot i_{\text{В}} / W_{\text{ИЗБ}},$$

где $Q_{\text{ИЗБ}}$ – теплоизбытки в помещении, кВт;

$\epsilon_{\text{П}}$ – тепловлажностное соотношение;

$i_{\text{В}}$ – энтальпия воды при $t_{\text{В}}$ в помещении, кДж/кг. [8]

В переходный период года, кг/кг:

$$\epsilon_{\text{П}}^{\text{П}} = 109,938 + 0,02468 \cdot 76 / 0,02468 = 4530.$$

В холодный период года, кг/кг:

$$\epsilon_{\text{П}}^{\text{Х}} = 69,118 + 0,02468 \cdot 105 / 0,02468 = 2905.$$

В тёплый период года, кг/кг:

$$\epsilon_{\text{П}}^{\text{Т}} = 149,108 + 0,01818 \cdot 76 / 0,01818 = 8278$$

3.12. Выбор системы отопления цеха

В соответствии со СНиП.2.33 – 75 (приложение 6) Системы отопления, допустимые к применению в зданиях, сооружениях и помещениях различного назначения в производственных помещениях используют в основном воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией.

Этот же документ требует предусмотреть дежурное отопление в помещении, обеспечивающее $t_B^X = 5^\circ\text{C}$. В качестве дежурного отопления выбирают водяное (система двухтрубная с нижней разводкой). Отопительные приборы – чугунные радиаторы, расположенные под световыми проемами вдоль фасада, тип – МС – 140 – 108 (приложение 16). Температура теплоносителя – в соответствии с температурным графиком отпуска тепла $150 / 70^\circ\text{C}$.

3.13. Расчет тепловой нагрузки дежурного отопления в холодный период. Расчет тепловых потерь проводят по аналогии с п. 3 :

$$Q_{\text{ФС}}^{X'} = 136 \cdot (5 - (-27)) \cdot 1 / 0,95 = 4581 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{ФС}}^{X''} = 80 \cdot (5 - (-27)) \cdot 1 / 0,95 = 2965 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{ФС}}^{X'} = 4581 \cdot 1,05 = 4810 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{ФС}}^{X''} = 2965 \cdot 1,1 = 2965 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{ФС}}^{X'} = 200 \cdot (5 - (-27)) \cdot 1 / 0,38 = 16842 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{ФС}}^{X''} = 16842 \cdot 1,05 = 17684 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{Н.П.}}^X = (5 - (-27)) \cdot (124 / 2,5 + 108 / 5 + 92 / 10 + 96 / 16,5) = 2758 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{ПОТ.ОСН}}^X = 4581 + 5390 + 16842 + 2758 = 29571 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{Ф}} = 0,3 \cdot 29571 = 8871 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{ПОТ.Д}}^X = 4810 + 2965 + 2695 + 17684 + 2758 + 8871 = 39783 \text{ Вт}.$$

Тепловыделений в случае аварийной остановки, профилактического ремонта и в нерабочую смену нет, следовательно $Q_{\text{ПОТ.Д}}^X = 39783 \text{ Вт}$.

Далее проводят расчет необходимого количества секций радиаторов [4]. Расчетная плотность теплового потока отопительного прибора $q_{\text{ГР}}$, Вт/м^2 :

$$q_{\text{ГР}} = q_{\text{НОМ}} \cdot (\Delta t_{\text{СР}} / 70)^{1+n} \cdot (G_{\text{ГР}} / 0,1)^p \cdot C_{\text{ГР}},$$

где $q_{\text{НОМ}}$ – номинальная плотность теплового потока отопительного прибора при стандартных условиях работы, Вт/м^2 (прилож. 16);

$\Delta t_{\text{СР}}$ – температурный напор, $^\circ\text{C}$;

$G_{\text{ГР}}$ – действительный расход воды в отопительном приборе, кг/с ;

n, p – экспериментальные значения показателей степени (приложение 16).

Расчеты ведут только для теплоносителя – воды.

$$\Delta t_{\text{СР}} = [0,5 \cdot (t_{\text{ВХ}} + t_{\text{ВЫХ}}) - t_{\text{В}}] = [0,5 \cdot (150 + 70) - 5] = 105^\circ\text{C},$$

$$G_{\text{ГР}} = Q_{\text{ПОТ.Д}}^X / (C_p \cdot (t_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВЫХ}})) = 39783 \cdot 10^{-3} / (4,21 \cdot (150 - 70)) = 0,18 \text{ кг/с},$$

здесь $C_p = 4,21 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K}$ [8],

$$q_{\text{ГР}} = 758 \cdot (105 / 70)^{1+0,3} \cdot (0,18 / 0,1)^{0,02} \cdot 1,039 = 1352 \text{ Вт/м}^2.$$

Расчетная поверхность отопительного прибора F_p , м^2 :

$$F_p = (Q_{\text{ПОТ.Д}}^X - 0,9 \cdot Q_{\text{ТР}}) \beta_1 \cdot \beta_2 / q_{\text{ПР}},$$

где $Q_{\text{ТР}}$ – суммарная теплоотдача открыто проложенных в пределах помещения стояков и подводок к приборам, Вт (в данных расчетах трубопроводы изолированы, поэтому $Q_{\text{ТР}}$ не учитывают);

β_1, β_2 – значения поправочных коэффициентов из приложений 17, 18.;

$$F_p = 39783 \cdot 1,03 \cdot 1,07 / 1352 = 32,43 \text{ м}^2.$$

Расчетное число секций чугунного радиатора N_p , шт.:

$$N_p = F_p \cdot \beta_4 / (f_1 \cdot \beta_3),$$

где f_1 – площадь поверхности одной секции, м^2 ;

β_3, β_4 – значения поправочных коэффициентов из приложений 19, 20.

$$N_p = 32,43 \cdot 1,0 / (0,244 \cdot 0,96) = 138,4 \text{ шт.}$$

Округляют в большую сторону установочное число секций радиатора N_y = 139 шт.

3.14. Расчет потребного воздухообмена для вентиляции помещения цеха

В цехе имеются избыточные выделения тепла и влаги, определенные тепловлажностным отношением $\varepsilon_{\text{П}}$.

Кроме этого в цехе наблюдаются выделения CO_2 как технологические, так и от дыхания людей.

В соответствии с этими двумя факторами рассчитывают потребный воздухообмен в цехе. Количество воздуха, подаваемого в помещение цеха, при расчете по количеству выделяющегося CO_2 (местные отсосы в цехе отсутствуют, вытяжная и приточная части общеобменной вентиляции имеют приблизительно одинаковую производительность) L_{CO_2} , $\text{м}^3/\text{ч}$ определяют следующим образом:

$$L_{\text{CO}_2} = Z_{\text{CO}_2} / (K_{\text{УХ}} - K_{\text{П}}),$$

где Z_{CO_2} – количество вредных веществ, поступающих в воздух помещения, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$K_{\text{УХ}}$ – концентрация CO_2 в воздухе, удаляемом из помещения, $\text{л}/\text{м}^3$ (приложение 21);

$K_{\text{П}}$ – концентрация CO_2 в воздухе, подаваемом в помещение, $\text{л}/\text{м}^3$ (приложение 21).

Для остальных вредных веществ данные о предельно допустимых концентрациях можно взять из приложения 22.

Расчет количества выделяемых вредных веществ ведут по формуле, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$Z = Z_{\text{ТЕХН}} + Z_{\text{Л}},$$

$Z_{\text{ТЕХН}} = 8,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ (из задания), (выделения одного человека – $Z'_{\text{ЧЕЛ}} = 9,7 \text{ м}^3/\text{ч}$ из прилож. 9), тогда

$$Z_{\text{ЧЕЛ}} = Z'_{\text{ЧЕЛ}} \cdot 3600 / (10^6 \cdot \rho_{\text{CO}_2}) = 17,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$Z_{\text{Л}} = Z_{\text{ЧЕЛ}} \cdot n_{\text{Л}} = 17,7 \cdot 10^{-3} \cdot 12 = 0,212 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$Z = 8,6 + 0,212 = 8,812 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$L_{\text{CO}_2} = 8,812 \cdot 10^3 / (1,25 - 0,5) = 11750 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Строят процессы вентиляции помещения, используя графоаналитический метод, на i, d – диаграмме. Для этого наносят на диаграмму точки, соответствующие параметрам воздуха внутри помещения и снаружи его для холодного, переходного и теплого периодов года. Далее проводят лучи, соответствующие тепловлажностному отношению через точку В. (рис. 3.1 и 3.2)

В теплый период года подача наружного воздуха в помещение цеха позволяет достигнуть заданной температуры внутреннего воздуха, но относительная влажность получается 60% вместо выбранной 50%. Это в пределах допустимых норм. Анализ процессов на i, d – диаграмме показывает, что в холодный период необходимо предусмотреть нагрев наружного воздуха до температуры 16°C.

Количество подаваемого в помещение цеха воздуха, рассчитываемого по избытку выделяющегося в цехе тепла и влаги в теплый, переходный и холодный периоды года, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$L_{\text{ПР}}^T = 3,6 \frac{Q_{\text{ИЗБ}}^T}{\rho_B \cdot (i_B^T - i_H^T)} = 3,6 \frac{149108}{1,23 \cdot (54 - 49,4)} = 94872$$

$$L_{\text{ПР}}^{\text{П}} = 3,6 \frac{Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{П}}}{C_P \cdot \rho_B \cdot (i_B^{\text{П}} - i_H^{\text{П}})} = 3,6 \frac{109938}{1,005 \cdot 1,23 \cdot (18 - 10)} = 40021,$$

$$L_{\text{ПР}}^X = 3,6 \frac{Q_{\text{ИЗБ}}^X}{\rho_B \cdot (i_B^X - i_K^X)} = 3,6 \frac{69119}{1,3 \cdot (34,5 - 17)} = 10937.$$

Таким образом, потребный воздухообмен оказался максимальным в летний период, поэтому выбираем его для расчета системы вентиляции с округлением до величины $L_{\text{ПР}}^X = 95000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

3.15. Технические решения по устройству приточно-вытяжной вентиляции

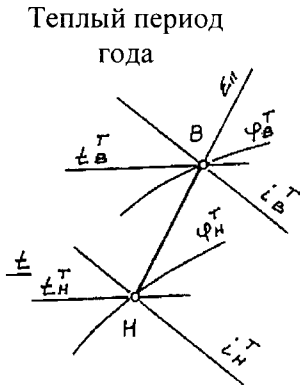


Рис.3.1

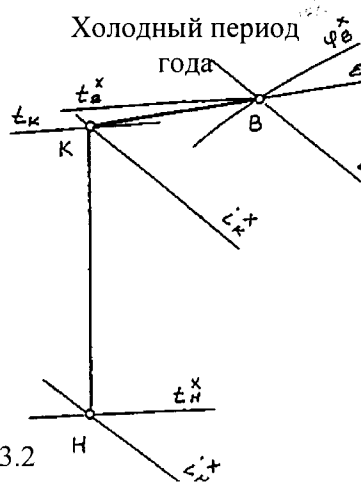


Рис.3.2

Наиболее дорогим является устройство механической вентиляции, самым дешевым – естественная вентиляция. Так как в рассчитываемом случае наблюдается значительный разброс расходов приточного воздуха в теплое и холодное время года, имеет смысл организовать наряду с механической естественную вентиляцию. При этом механической вентиляцией следует пользоваться только в теплый период года.

Таким образом, механическая приточно-вытяжная система вентиляции с подводом и отводом воздуха по сети воздуховодов непосредственно из рабочей зоны должна обеспечивать, как минимум, предельно допустимую концентрацию CO_2 в воздухе помещения цеха. В результате предыдущих расчетов выбирают расходы воздуха, которые должны обеспечить приточная ($L_{\text{ПР}}$) или вытяжная ($L_{\text{ВЫТ}}$), механическая ($L^{\text{М}}$) или естественная ($L^{\text{Е}}$) системы вентиляции.

Для холодного периода это составляет

$$L_{\text{ВЫТ}}^{\text{МХ}} = 12000 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (> L_{\text{CO}_2})$$

В соответствии с [1], если наблюдается выделение вредных веществ в помещении, следует предусматривать производительность систем приточной вентиляции с механическим побуждением на 5% меньше производительности систем вытяжной вентиляции. Поэтому

$$L_{\text{ВЫТ}}^{\text{МХ}} = 1,05 \cdot L_{\text{ПР}}^{\text{МХ}} = 1,05 \cdot 12000 = 12600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В теплый период года подачу воздуха в помещение, обеспечивают с помощью осевых вентиляторов, вмонтированных в торцовые стены на высоте 7 м. Расход подаваемого воздуха в этом случае составит:

$$L_{\text{ПР}}^{\text{МТ}} = L_{\text{ПР}}^{\text{Т}} - L_{\text{ПР}}^{\text{МХ}} = 95000 - 12000 = 83000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В этом случае нагрузка на естественную систему вентиляции составит:

$$L_{\text{ВЫТ}}^{\text{ЕТ}} = 1,05 \cdot L_{\text{ПР}}^{\text{МТ}} = 1,05 \cdot 83000 = 87150 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В переходный период года:

$$L_{\text{ПР}}^{\text{МП}} = L_{\text{ПР}}^{\text{П}} - L_{\text{ПР}}^{\text{МХ}} = 40021 - 12000 = 28021 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$L_{\text{ВЫТ}}^{\text{ЕТ}} = 1,05 \cdot L_{\text{ПР}}^{\text{МП}} = 1,05 \cdot 28021 = 29422 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3.16. Расчет приточной системы механической вентиляции, выбор и поверочные расчеты оборудования системы

Выбор оборудования проводят по схеме на рис. 3.3., начиная с фильтра и далее по ходу движения воздуха.

Выбирают фильтр тонкой очистки атмосферного воздуха. Для этого используют прилож. 23. Очевидно, что хорошей эффективностью очистки (до 85%), при невысоком гидравлическом сопротивлении обладают рулонные фильтры типа ФРУА. Удельная воздушная нагрузка фильтра ω составляет $2780 \text{ л}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$.

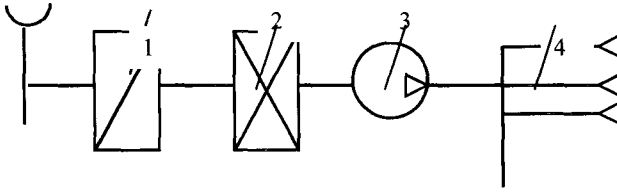


Рис. 3.3. Схема приточной системы вентиляции

1 – фильтр, 2 – калорифер, 3 – вентилятор,

4 – система внутрицеховых воздуховодов

Необходимая поверхность фильтра, м составляет:

$$F_{\Phi} = 0,278 \cdot L_{\text{ПР}}^{MX} / \omega = 0,278 \cdot 12000 / 2780 = 1,2$$

Минимальная поверхность – 4 м^2 , тип фильтра – Ф4РУА4А.

Выбор и поверочный расчет калорифера.

Выбирают тип калорифера, например, КФС. Принимают массовую скорость воздуха через него $w_{\text{P}} = 10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \times \text{с})$, скорость воды в трубах $w_{\text{T}} = 1 \text{ м/с}$.

Расчетная формула для определения коэффициента теплопередачи K , Вт / ($\text{м}^2 \times \text{К}$) (приложение 24):

$$K = 12,9(w_{\text{P}})^{0,393} \cdot w_{\text{T}}^{0,106} = 12,9 \cdot (10)^{0,393} \cdot 1^{0,106} = 31,8.$$

Теплоноситель – вода из системы центрального теплоснабжения от ТЭЦ.

Тепловая нагрузка калорифера Q_{K} , Вт:

$$Q_{\text{K}} = 0,278 \cdot L_{\text{ПР}}^{MX} \cdot \rho_{\text{В}} \cdot (i_{\text{K}} - i_{\text{H}}^X) = 0,278 \cdot 12000 \cdot 1,205 \cdot (17 + 26,8) = 176071.$$

Энтальпию воздуха за калорифером i_{K} кДж/кг берут из i, d -диаграммы на рис. 3.2. Потребная поверхность теплообмена, м^2 :

$$F_{\text{K}} = Q_{\text{K}} / (K \cdot (t_{\text{CР.Т}} - t_{\text{CР.В}})),$$

где $t_{\text{CР.Т}}$ – средняя температура по теплоносителю,

$$t_{\text{CР.Т}} = (t_{\text{T}} + t_0) / 2 = 110;$$

$t_{\text{CР.В}}$ – средняя температура по воздуху,

$$t_{\text{CР.В}} = (t_{\text{K}} + i_{\text{H}}^X) / 2 = -5,5^\circ\text{C};$$

t_{T} – температура теплоносителя в прямой магистрали теплосети, $t_{\text{T}} = 150^\circ\text{C}$;

t_0 – температура теплоносителя в обратной магистрали теплосети, $t_0 = 70^\circ\text{C}$;

$$F_{\text{K}} = 176071 / (31,8 \cdot (110 + 5,5)) = 47,9 \text{ м}^2.$$

Из приложения 25 выбирают калорифер типа КФС ($F_{\text{KD}} = 47,8$, площадь живого сечения по воздуху $f_{\text{В}} = 0,558 \text{ м}^2$, площадь живого сечения по теплоносителю $f_{\text{T}} = 0,0107 \text{ м}$).

Действительная массовая скорость воздуха, $\text{кг}/(\text{м}^2 \times \text{с})$:

$$w_p = L_{\text{ПР}}^{MX} \cdot \rho_B / (3600 \cdot f_B) = 12000 \cdot 1,205 / (3600 \cdot 0,558) = 7,2,$$

Расход воды через трубки калорифера, кг/с:

$$G_T = Q_K / (1000 \cdot C_p \cdot (t_T - t_0)) = 176071 / (1000 \cdot 4,216 \cdot (150 - 70)) = 0,52.$$

Скорость воды в трубках калорифера, м/с:

$$w_T = G_T / (\rho_B \cdot f_T) = 0,52 / 951 \cdot 0,0107 = 0,05.$$

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителей к воздуху для расчетного режима калорифера, Вт/(м² × К):

$$K = 15,2 \cdot (w_p)^{0,331} \cdot w_T^{0,166} = 15,2 \cdot 7,2^{0,331} \cdot 0,05^{0,166} = 17,3.$$

Площадь поверхности теплоотдачи, необходимая для обеспечения расчетного теплового режима, м²:

$$F_K = 176071 / (17,3 \cdot (110 + 5,5)) = 88,1.$$

Таким образом, потребная площадь теплообмена больше реальной на величину

$$\Delta = \frac{F_K - F_{KD}}{F_K} = \frac{88,1 - 47,9}{88,1} = 0,456 \text{ (на 45,6 \%)}$$

Выбирают новый калорифер с площадью поверхности теплообмена близкой к 88,1 м². Из приложения 25 берут калорифер со следующими параметрами: $F_{KD} = 86,4 \text{ м}^2$, $f_B = 0,486 \text{ м}^2$, $f_T = 0,0107 \text{ м}^2$.

Схема включения следующая: два калорифера включают параллельно по воздуху ($F_{KD} = 86,4 \text{ м}^2$, $f_B = 0,972 \text{ м}^2$) и последовательно по теплоносителю ($f_T = 0,0107 \text{ м}^2$). Далее производят повторный тепловой поверочный расчет:

$$w_p = 12000 \cdot 1,205 / (3600 \cdot 0,972) = 4,13 \text{ кг/(м}^2 \times \text{с)},$$

скорость воды в трубах не изменилась,

$$K = 15,2 \cdot 4,13^{0,331} \cdot 0,05^{0,116} = 16,2 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)},$$

$$F_K = 176071 / (16,2 \cdot (110 + 5,5)) = 94,1 \text{ м}^2,$$

$$\delta = \frac{94,1 - 86,4}{94,1} = 0,081 \text{ (8,1\% < 10\%)}. \quad \delta = \frac{94,1 - 86,4}{94,1}$$

Соппротивление калорифера движению воздуха (приложение 24), Па:

$$H_K = 1,2 \cdot (w_p)^{1,76} = 1,2 \cdot 4,13^{1,76} = 14,6.$$

Выбор вентилятора. Производительность вентилятора соответствует

$$L_B = L_{\text{ПР}}^{MX} = 12000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Развиваемый напор вентилятора H_B складывается из суммы сопротивлений сети воздухопроводов ($\Delta P_B = 350 \text{ Па}$), сопротивления калорифера ($H_K = 14,6 \text{ Па}$) и сопротивления фильтра тонкой очистки ($\Delta P_\Phi = 70 \text{ Па}$, из приложения 23), Па:

$$H_B = 1,1 \cdot (\Delta P_B + H_K + \Delta P_\Phi) = 1,1 \cdot (350 + 14,6 + 70) = 434,6.$$

Входят с $L_B = 12000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $H_B = 434,6 \text{ Па}$ в приложении 30 и выбирают вентилятор марки ЦЧ – 70 № 8 со следующими характеристиками:

- развиваемый напор $H_B = 540 \text{ Па}$,
- производительность $L_B = 7200^3 \text{ м}^3/\text{ч}$,
- частота вращения $n_B = 720 \text{ об/мин}$,
- коэффициент полезного действия вентилятора $\eta_B = 72 \%$

В данном случае устанавливают параллельно два вентилятора ЦЧ – 70 с суммарной производительностью $L_{\text{ПР.С}} = 14400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Мощность электродвигателя для привода вентилятора $N_{\text{ЭЛ}}$, кВт

$$N_{\text{ЭЛ}} = L_B \cdot H_B \cdot 10^{-6} / (3,6 \eta_B \times \eta_{\text{ПЕР}}),$$

где $\eta_{\text{ПЕР}}$ – коэффициент полезного действия передачи от электродвигателя к вентилятору (приложение 31).

$$N_{\text{ЭЛ}} = 12000 \cdot 540 \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot 0,72 \cdot 0,95) = 2,63 \text{ кВт}.$$

Установочная мощность электродвигателя $N_{\text{УСТ}}$, кВт

$$N_{\text{УСТ}} = \alpha \times N_{\text{ЭЛ}},$$

где α – запас мощности (приложение 32).

$$N_{\text{УСТ}} = 1,15 \cdot 2,63 = 3 \text{ кВт}.$$

Расчет механической приточной системы вентиляции в теплый период года. Дополнительно к рассчитанной на холодный период приточной системы вентиляции предусматривают установку осевых вентиляторов с суммарным расходом воздуха $L_{\text{ПР}}^{MX} = 83000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Так как вентиляторы встраиваются в стены цеха и не имеют системы воздухопроводов, напор вентиляторов может быть минимальным.

Входят в приложение 33 и выбирают шесть осевых вентиляторов марки МЦ №7 со следующей характеристикой:

- производительность $L_{B.OC}$ - 14500 $\text{м}^3/\text{ч}$,
- напор $H_{B.OC}$ - 246 Па,
- частота вращения $n_{B.OC}$ - 1440 об/мин,
- КПД η_B - 30 %.

Суммарная производительность составит, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$L_{B.OC} = 6 \cdot 14500 = 87000.$$

Мощность электродвигателя для привода одного вентилятора, кВт:

$$\begin{aligned} N_{\text{ЭЛ}} &= L_{B.OC} \cdot H_{B.OC} \cdot 10^{-6} / (3,6 \eta_B \cdot \eta_{\text{ПЕР}}) = \\ &= 1450 \cdot 246 \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot 0,3 \cdot 1) = 3,3 \\ N_{\text{УСТ}} &= 1,15 \cdot 3,3 = 3,8. \end{aligned}$$

В переходный период года требуется подача воздуха в помещение цеха в количестве $L_{\text{ВЫТ}}^{MX} = 12600 \text{ м}^3/\text{ч}$. Подача такого количества воздуха обеспечивается включением в работу двух из шести осевых вентиляторов марки МЦ №7.

3.17. Расчет вытяжной системы вентиляции

Вытяжная система механической вентиляции в холодный период года. В цепи вытяжной системы имеется сеть воздуховодов, аналогичная приточной, но отсутствуют фильтр и калорифер. Расход воздуха $L_{\text{ВЫТ}}^{ET} = 12600 \text{ м}^3/\text{ч}$. По аналогии с приточной системой выбирают два вентилятора марки ЦЧ – 70 № 8 с суммарной производительностью $14400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В теплый период года используют организованную естественную вытяжную вентиляцию в виде вентиляционных шахт в кровле цеха. Для использования ветрового напора на концах вытяжных шахт устанавливают дефлекторы. Суммарный расход удаляемого воздуха через естественную вентиляцию $L_{\text{ВЫТ}}^{ET} = 87150 \text{ м}^3/\text{ч}$. Скорость ветра $V_B^T = 2,9 \text{ м/с}$.

Скорость воздуха в патрубке дефлектора с учетом давления ветра и гравитационного давления [4], м/с

$$V_D = \sqrt{\frac{0,4 \cdot V_B^2 + 1,6 \cdot P}{1,2 + \sum \xi + 0,02 \cdot l/d}}$$

где V – скорость ветра, м/с;

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местного сопротивления вытяжного воздуховода (при его отсутствии $\xi = 0,5$);

l – длина патрубка дефлектора или вытяжного воздуховода, м;

P – тепловое давление, равное $h_g \times (\rho_H - \rho_B)$, Па;

d – диаметр патрубка дефлектора или вытяжного воздуховода, м.

Задаются диаметром вытяжной шахты $d = 1 \text{ м}$ и длиной ее $\ell = 3 \text{ м}$ (2,5 м высота чердачного этажа над цехом и на 0,5 м выступает шахта над кровлей).

Тепловое давление P , Па:

$$P = 3 \cdot 9,8 \cdot (1,183 - 1,172) = 0,32,$$

$$\rho_H = 1,183 \text{ кг/м}^3, \rho_B = 1,172 \text{ кг/м}^3 [7].$$

$$V_g = \sqrt{\frac{0,4 \cdot 2,9^2 + 1,6 \cdot 0,32}{1,2 + 0,5 + 0,02 \cdot 3/1}} = \sqrt{\frac{3,876}{0,036}} = \sqrt{107,67} = 10,4 \text{ м/с}.$$

Предусматривают установку 6 дефлекторов типа ЦАГИ равномерно по крыше цеха.

Расход воздуха на один дефлектор, $\text{м}^3/\text{час}$ составляет:

$$L_g = L_{\text{ВЫТ}}^{ET} / 6 = 87150 / 6 = 14525.$$

Диаметр патрубка дефлектора, м, равняется:

$$d = 0,0188 \cdot \sqrt{L_g / V_g} = 0,0188 \cdot \sqrt{14525 / 10,4} = 0,67.$$

В переходный период расход удаляемого воздуха приблизительно в три раза меньше, поэтому следует использовать для вытяжки 2 из 6 вытяжных шахт, остальные заглушить.

Приложение 1

Нормы оптимальных метеорологических условий на постоянных рабочих местах в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне других помещений [1]

Характеристика помещения	Категория работы	Холодный и переходный период года			Теплый период года		
		t_B	$\Phi_B, \%$	$V_B, \text{м/с}$	$t_B, ^\circ\text{C}$	$\Phi_B, \%$	V_B
1. Производственные независимые от величины избытков явного тепла	Легкая	20-22	60-30	Не более 0.2	22-25	60-30	0.2-0.5
	Средней тяжести	17-19	60-30	Не более 0.3	20-23	60-30	0.2-0.5
	Тяжелая	16-18	60-30	Не более 0.3	18-21	60-30	0.3-0.7
2. Вспомогательные помещения в производственных зданиях, помещения в жилых и общественных зданиях и во вспомогательных зданиях предприятий	—	20-22	45-30	0.1-0.15	22-25	60-30	Не более 0.25

В приложении приведено: t_B – температура воздуха помещения, Φ_B – относительная влажность воздуха помещения, V_B – скорость движения воздуха на рабочем месте.

Значение коэффициента n для подсчета основных теплопотерь [1]

№	Ограждающие конструкции	Коэффициент n
1	наружные стены и покрытия, перекрытия чердачные (с кровлей из штучных материалов) и над проездами; перекрытия над холодными без ограждающих стенок подпольями в северной строительно-климатической зоне	1
2	перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, перекрытия чердака (с кровлей из рулонных материалов); перекрытия над холодными с ограждающими стенками подпольями и холодными этажами в северной строительно-климатической зоне	0,9
3	Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенках.	0,75
4	Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенных выше уровня земли.	0,6
5	Перекрытия над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,4

Приложение 3

Термические сопротивления теплоотдачи R_B
к внутренней поверхности ограждения [4]

№	Внутренняя поверхность ограждения	$R_A, (m^2 \times K) / Вт$
1	Стены, полы, гладкие потолки, потолки с выступающими ребрами при отношении высоты ребер h к расстоянию a между гранями соседних ребер $h/a < 0,3$.	0,115
2	Потолки с выступающими ребрами при отношении $h/a > 0,3$.	0,132

Приложение 4

Значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_H = 1/R_H$
у наружной поверхности ограждающей конструкции [4]

№	Наружная поверхность ограждающих конструкций	$\alpha_H, Вт / (m^2 \times K)$
1	Наружные стены, перекрытия над проездами и над холодными без ограждающих стенок подпольями в северной строительно - климатической зоне	23,3
2	Перекрытия над холодными подвалами, (сообщающимися с наружным воздухом; перекрытия над холодными с ограждающими стенками подпольями и холодными этажами в северной (строительно-климатической зоне	17,5
3	Перекрытия чердачные и над неотапливаемыми подвалами со световыми проёмами в стенах	11,6
4	Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенных выше уровня земли и над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	5,8

Теплотехнические характеристики конструкций наружных стен
с внутренней штукатуркой [4]

№	Характеристики конструкций	ρ , кг/м ³	$\lambda_{ст}$, Вт/(м×К)
1	Кладка сплошная: Из обыкновенного глиняного кирпича Из силикатного кирпича на тяжелом растворе Из эффективного (дырчатого) кирпича на тяжелом растворе	1800 1900 1300	0,7 0,76 0,58
2	Крупноразмерная трехслойная железобетонная панель ($\ell = 6\text{м}$, $b = 0,8 \dots 1,8\text{м}$)	2400	1,22
3	Крупноразмерная двухслойная панель ($\ell = 12\text{м}$, $b = 0,8 \dots 2,4\text{м}$)	2400	1,22
4	Крупноразмерная однослойная панель ($\ell = 6\text{м}$, $b = 0,8 \dots 2,0\text{м}$), керамзитобетон	900	0,29
5	Крупноразмерная панель из ячеистого бетона	700	0,22
6	Кладка сплошная из ракушечника на тяжелом растворе	14000	0,58
7	Кладка сплошная из бутового камня	2420	12,39

Здесь: ρ – плотность материала конструкций; $\lambda_{ст}$ – теплопроводность материала конструкций.

Добавочные потери тепла [1]

№	Помещения, здания, сооружения	Виды ограждающих конструкций	Добавочные потери к основным, %
1	Помещения в зданиях и сооружениях любого назначения	Наружные вертикальные и наклонные (вертикальная проекция) стены, двери и светопроемы, обращенные: а) на север, восток, северо-восток и северо-запад; б) на юго-восток и запад	10 5
2	Общественные здания, вспомогательные помещения производственных зданий и сооружений (при наличии в помещении двух наружных стен и более)	Наружные стены, двери и окна	5
3	Здания и сооружения любого назначения	Наружные двери необорудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами при n этажах зданиях и сооружениях: а) тройные с двумя тамбурами между ними; б) двойные с тамбуром между ними; в) одинарные;	$60 \times n$ $80 \times n$ $65 \times n$
4	Общественные и жилые (гости-ница общежития) здания	Наружные двери, не оборудованные воздушно-тепловыми завесами, независимо от этажности здания	500

Термические сопротивления $R_{C,П}$ заполнений световых проемов
(окон, балконных дверей и фонарей) [1]

Заполнение светового проема	$R_{C,П}$ ($м^2 \times К$)/Вт
Одинарное остекление в деревянных переплетах	0,17
1. Одинарное остекление в металлических переплетах	0,15
2. Двойное остекление в деревянных спаренных переплетах	0,34
3. Двойное остекление в металлических спаренных переплетах	0,31
4. Двойное остекление в деревянных раздельных переплетах	0,38
5. Двойное остекление в металлических раздельных переплетах	0,34
6. Двойное остекление витрин в металлических раздельных переплетах	0,31
7. Тройное остекление в деревянных переплетах (спаренных и одинарных)	0,52
8. Тройное остекление в металлических переплетах	0,48
9. Блоки стеклянные пустотелые размерами 194×194×98 мм при ширине швов 6 мм	0,31
10. Блоки стеклянные пустотелые размерами 244×244×98 мм при ширине швов 6 мм	0,33
11. Профильное стекло швеллерного сечения	0,16
12. Профильное стекло коробчатого сечения	0,34
13. Органическое стекло одинарное	0,19
14. Органическое стекло двойное	0,36
15. Органическое стекло тройное	0,52
17. Двухслойные стеклопакеты в деревянных переплетах	0,34
18. Двухслойные стеклопакеты в металлических переплетах	0,31
19. Двухслойные стеклопакеты и одинарные остекления в раздельных деревянных переплетах	0,52
20. Двухслойное остекление и одинарное остекление в металлических переплетах	0,48

Приложение 8

Значения термических сопротивлений $R_{НП}$ неутепленных полов по зонам [4]

№	Зона	$R_{НП}, (м^2 \times К)/Вт$
1	1	2,5
2	2	5,0
3	3	10,0
4	4	16,5

Приложение 9

Выделение теплоты, влаги и CO_2 взрослыми людьми [6]

Показатели	Температура воздуха в помещении, °С					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя. Теплота, Вт:						
явная	140	116	87,2	88	40,7	11,6
скрытая	23	29	28,8	35	52,3	81,4
полная	163	145	116	93	93	93
Влага, 10^3 г/с	8,3	8,3	11,1	13,9	20,8	32
CO_2 , 10^3 г/с	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4
При легкой работе. Теплота, Вт:						
явная.	151	122	98,8	63,5	40,8	5,8
скрытая,	20	135	52,2	81,5	104,5	139,5
полная.	180	157	151	145	145	145,3
Влага, 10^3 г/с	11,1	15,3	20,8	32	41,7	55,6
CO_2 , 10^3 г/с	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
При работе средней тяжести.						
явная.	143	134,4	105	70	52,5	5,8
скрытая.	52,5	75,6	99	128	238,5	192,2
полная .	95,5	210	204	198	291	198
Влага, 10^3 г/с	19,5	30,6	39	51,5	98,8	78
CO_2 , 10^3 г/с	9,7	9,7	9,7	9,7	12,5	9,7
При тяжелой работе.						
явная,	198	163	128	93	52,5	11,6
скрытая.	93	128	163	198	238,5	279,4
полная.	291	291	291	291	291	291
Влага, 10^3 г/с	37,5	51,5	66,8	82	98,8	115,4
CO_2 , 10^3 г/с	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5

Значение коэффициента a , учитывающего вид арматуры,
для расчета теплопоступлений от освещения [6]

Вид арматуры	a
1. Люминесцентные лампы открытые	0,9
2. Люминесцентные лампы, закрытые матовым стеклом	0,6
3. Открытые лампы накаливания	1,0
4. Лампы накаливания, закрытые матовыми колпаками	0,7

Значение солнечной $q_{\text{ост}}$, Вт/м² через остекленные поверхности

Характеристика остекленной поверхности	Ориентация поверхности							
	Юг		юго- восток юго- запад		восток и запад		Северо-восток, северо-запад	
	Градусы географической широты							
	<u>35</u> 45	<u>55</u> 65	<u>35</u> 45	<u>55</u> 65	<u>35</u> 45	<u>55</u> 65	<u>35</u> 45	<u>55</u> 65
1.Окна с двойным остеклением (две рамы) : с деревянными переплетами, с металлическими переплетами	128 145 <u>163</u> 286	145 169 <u>186</u> 210	<u>99</u> 128 <u>128</u> 163	<u>145</u> 169 <u>186</u> 210	195 145 <u>186</u> 186	<u>170</u> 170 <u>210</u> 210	<u>76</u> 76 <u>93</u> 93	<u>76</u> 70 <u>93</u> 93
2. Фонарь с двойным вертикальным остеклением (прямоугольный) с металлическими переплетами С деревянными переплетами	 151 186 140 169	 186 198 169 175	 128 163 116 145	 <u>198</u> 198 <u>175</u> 175	 186 186 169 169	 <u>210</u> 210 <u>186</u> 186	 <u>99</u> 99 <u>87</u> 81	 <u>99</u> 93 <u>87</u> 81

Приложение 12

Значение коэффициента $A_{\text{ост}}$ [4]

№ п/п	Характеристика остекления	$A_{\text{ост}}$
1	Двойное остекление в одной раме	1,15
2	Одинарное остекление	1,45
3	Обычное загрязнение стекла	0,80
4	Сильное загрязнение	0,70
5	Забелка окон	0,60
6	Остекление с матовым стеклом	0,70
7	Внешнее запторивание окон	0,25

Приложение 13

Термическое сопротивление конструкций перекрытий и наружных стен
с внутренней штукатуркой [4]

№ п/п	Характеристика конструкции	Толщина δ , мм	$R_{\text{СТ}}$ ($\frac{\text{м}^2}{\text{Вт} \times \text{К}}$)
1	Крупноразмерная трехслойная железобетонная панель ($\ell = 6 \text{ м}$, $b = 0,8 \dots 1,8 \text{ м}$) + утеплитель–минераловатные плиты ($\delta = 50 \text{ мм}$)	250	1,00
2	Крупноразмерная двухслойная панель ($\ell = 12 \text{ м}$, $b = 0,8 \dots 2,4 \text{ м}$) + утеплитель – цементный фибролит ($\delta = 14 \text{ мм}$)	30	1,49
3	Крупноразмерная однослойная панель ($\ell = 6 \text{ м}$, $b = 0,8 \dots 2 \text{ м}$) + Керамзитобетон	200 240	0,9 1,06
4	Крупноразмерная панель из ячеистого бетона	200	1,06

Приложение 14

Значение солнечной радиации $q_{П}$, Вт/к , через покрытия [4]

Характеристика покрытия	Градусы географической широты			
	35	45	55	65
Плоское (бесчердачное), с чердаком	23	21	17,5	13
	5,8	5,8	5,8	5,8

Приложение 15

Коэффициент α при $t_{В} = 15...30^{\circ}\text{C}$ в зависимости
от температуры поверхности воды $t_{П.В}$ [4]

$t_{П.В},$ $^{\circ}\text{C}$	До 30	40	50	60	70	80	90	100
α	0,022	0,028	0,0331	0,037	0,041	0,046	0,051	0,06

Основные технические данные некоторых отопительных приборов [4]

Наименование прибора, его тип и марка	Пл.поверхности нагрева секции, f_1 , м ²	Номинальная плотность теплового потока, $q_{ном}$, Вт/м ²	Схема присоединения прибора	Расход теплоносителя через прибор $G_{ТР}$, кг/с	Поправочные коэффициенты		
					N	P	$C_{ТР}$
1	2	3	4	5	6	7	8
Радиаторы чугунные секционные							
МС-140-108	0,2440	758	Сверху вниз	0,005-0,014	0,3	0,02	1,039
МС-140-90	0,24	725		0,015-0,149	0,3	0	1
МС-90-108	0,187	802		0,15-0,25	0,3	0	1
МС-90	0,2	700		0,15-0,25	0,3	0,01	0,996
Радиаторы стальные панельные однорядные							
РСВ1-1	0,71	710	Снизу вверх	0,005-0,017	0,25	0,12	1,113
РСВ1-2	0,95	712		то же	0,25	0,12	1,113
РСВ1-3	1,19	714		0,018-0,25	0,25	0,04	0,97
РСВ1-4	1,44	712		0,018-0,25	0,25	0,04	0,97
РСВ1-5	1,68	714		0,018-0,25	0,25	0,04	0,97
Те же, двухрядные							
2РСВ1-1	1,42	615	Снизу вверх	0,005-0,032	0,15	0,08	1,092
2РСВ1-2	1,9	619					
2РСВ1-3	2,38	620		0,033-0,25	0,15	0	1
2РСВ1-4	2,88	618					
2РСВ1-5	3,36	620					

Продолжение приложения 16

1	2	3	4	5	6	7	8
Радиаторы стальные панельные однорядные							
РСГ2-1-2	0,54	741	Сверху вниз	<u>0,006-0,08</u>	<u>0,3</u>	<u>0,02</u>	1
РСГ2-1-3	0,74	747		<u>0,08-0,25</u>	0,3	0	1
РСГ2-1-4	0,95	743	Снизу вверх	0,006-0,08	0,25	0,08	1
РСГ2-1-5	1,19	740		0,09-0,25	0,25	0	1
РСГ2-1-6	1,44	733					
РСГ2-1-7	1,68	733					
РСГ2-1-8	1,93	728					
РСГ2-1-9	2,17	729					
Те же двухрядные							
РСГ2-2-4	1,08	1074	Сверху вниз	0,006-0,08	0,3	0,01	1
РСГ2-2-5	1,48	977		0,09-0,25	0,3	0	1
РСГ2-2-6	1,90	910	Снизу вверх				
РСГ2-2-7	2,38	845					
РСГ2-2-8	3,36	683					
РСГ2-2-9	4,31	597					
Трубы чу- гунные реб- ристые							
ТР-1	2	388	—	0,09-0,25	0,25	0	1
ТР-1,5	3	388	—	0,1-0,25	0,25	0,07	1
ТР-2	4	388	—	0,1-0,25	0,25	0,07	1

Приложение 17

Коэффициент учета дополнительного теплового потока приборов за счет округления сверхрасчетной величины, β_1 [4]

Шаг номенклатурного ряда отопительных приборов, кВт	β_1
0,12	1,02
0,15	1,03
0,18	1,04
0,21	1,06
0,24	1,08
0,3	1,13

Примечание. Для отопительных приборов помещения с номинальным тепловым потоком более 2,3 кВт следует принимать вместо β_1 коэффициент $\beta_1 = 0,5 \times (1 + \beta_1)$.

Приложение 18

Коэффициент учета дополнительных потерь теплоты приборами у наружных ограничений β_2 (4)

Отопительный прибор	Значение β_2 при установке прибора	
	У наружной стены, в том числе под световым проемом	У остекления светового проема
Радиатор: чугунный секционный, стальной панельный	1,02	1,07
	1,04	1,10
Конвектор: с кожухом, без кожуха	1,02	1,05
	1,03	1,07

Приложение 19

Коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе, β_3 (4)

Тип прибора	β_3
Редактор типа МС – 140:	
число секций	
от 3 до 15	1
от 16 до 20	0,98
от 21 до 25	0,96
Для остальных чугунных радиаторов	$\beta_3 = 0,92 + 0,16 / F_p$
Остальные отопительные приборы	1

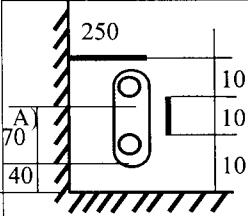
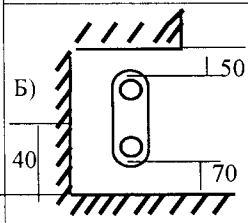
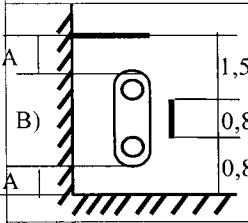
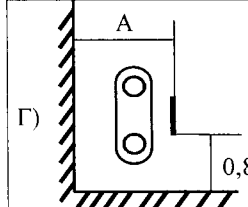
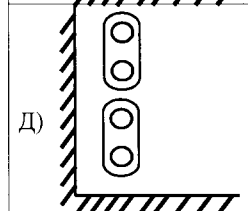
Приложение 20

Допускаемые концентрации углекислоты CO_2 [6]

Допускаемые концентрации углекислоты CO_2 [6] Условия и род помещения	Концентрация CO_2	
	л/м ³	г/кг
При продолжительном пребывании людей (жилые комнаты)	1,0	1,51
При периодическом пребывании людей (учреждения)	1,25	1,75
Для кратковременного пребывания людей	2,0	3,0
Для пребывания больных и детей	0,7	1,0
Малые города	0,4	0,6
Большие города	0,5	0,75
Сельская местность	0,33	0,5

Приложение 21

Коэффициент, учитывающий способ установки радиатора
в помещении β_4 , [4].

Схема установки приборов	β_4
	1,12
	1,05
	1
	0,9
	1,05

Предельно допускаемые концентрации, мг/м^3 , некоторых вредных веществ в воздушной среде [4]

Вещество	В воздухе помещения	В атмосферном воздухе населенных мест		Класс опас- ности
		максимально разовая	средне- суточная	
Азота двуокись	5	0,085	0,085	2
Амилацетат	100	0,1	0,1	4
Аммиак	20	0,2	0,2	4
Анилин	0,1	0,05	0,03	2
Ацетон	200	0,35	0,35	4
Бензол	5	1,5	0,8	3
Бензин (в перерасчете на С)				
нефтяной малосернистый	100	5	1,5	4
сланцевый	100	0,05	0,05	4
Дивинил	100	3	1	4
Дихлорэтан	10	3	1	2
Капролактам (пары , аэрозоль)	10	0,06	0,06	3
Пыль нетоксичная	—	0,5	0,15	—
Ртуть металлическая	0,01 / 0,005	—	0,0007	
Свинец и его соединения	0,01 / 0,007	—	0,0007	1
Сажа (копоть)	—	0,15	0,05	—
Серная кислота	—	0,3	0,1	—
Сероводород	10	0,008	0,008	2
Углерода оксид	20	3	1	4
Хлор	0,1	0,1	0,03	1
Этилена оксид	1	0,3	0,03	2

Техническая характеристика фильтров тонкой очистки
для атмосферного воздуха [6]

Тип фильтра	Фильтрующий материал	L , л/с	W , л/(с×м ²)	F_R , м ²	P_{Φ} , Па	P , %	e , мм	G , кг
Ячейковый ФЯР	Стальная сетка	430	1950	0,22	50	до 80	—	8,39
ФЯР	Сетка из ви- нипласта				60		—	5,8
ФЯР	Пенопо- лиуритан				60		—	4,8
ФЯУ	Стекло- волокно				40		—	4,4
Рулонные Ф4РУА4А	Нетканый волокнис- тый филь- трующий материал типа ФБН	11100	2780	4	50-70	80-85	1020	408
Ф6РУА6А		16700		6			1020/78	523
ФСВУ		—		—			0	—
Ф8РУА2А		22200		8			—	717
Ф12РУА1А		33400		12			1020	970
Рулонные Ф2РП7Б		5550	2780	2	100- 200	95	1020	450
Ф4РП4Б		11000		4			780	600
Ф6РП6Б		16700		6			1020	700
Ф8РП2Б		22200		8			1020	860
Ф12РП1Б		33400		12			1020	990
Рулонные Самоочи- щающиеся Ф2Ш1		5600	3000	1,87	70	70-80	1020	630
Ф4Ш2		11000	3300	3,35				983
Ф6Ш3		16500	2700	6,1				1425
Ф8Ш3		22300	3100	7,2				1625
Ф12Ш5		33300	3000	11,1				2075

Здесь: L – пропускная способность фильтров, w – удельная воздушная нагрузка фильтра, F_R – площадь рабочего сечения фильтра, P_{Φ} – начальное сопротивление фильтра, P – эффективность очистки фильтра, e – ширина фильтрующего материала, G – масса фильтра.

Расчетные формулы для определения коэффициентов теплоотдачи K и сопротивления калориферов H_k [6 , 9]

Тип калори- фера	Коэффициенты теплоотдачи K , Вт/ (м ² ×к)			Сопротивле- ние одного ряда H_k , Па
	Паром	Водой		
		При $W=0,02-0,25$ м/с	При $W = 0,25-1$ м/с	
КФС	$14,1(w\rho)^{0,366}$	$15,2(w\rho)^{0,331} \times$ $\times W_T^{0,166}$	$12,9(w\rho)^{0,393} \times$ $\times W_T^{0,106}$	$1,2(w\rho)^{1,76}$
КФБ	$11,6(w\rho)^{0,4}$	$15,2(w\rho)^{0,331} \times$ $\times W_T^{0,166}$	$11,0(w\rho)^{0,446} \times$ $\times W_T^{0,094}$	$1,72(w\rho)^{1,72}$
КВБ	$17,8(w\rho)^{0,351}$	$21,5 (w\rho)^{0,975} \times W_T^{0,192}$		$1,5(w\rho)^{1,69}$
КФСО	$18,6(w\rho)^{0,439}$	$22,6(w\rho)^{0,394} \times$ $\times W_T^{0,24}$	$16,6(w\rho)^{0,501} \times$ $\times W_T^{0,122}$	$3,28(w\rho)^{2,01}$
КФБО	$16,5(w\rho)^{0,456}$	$20,8(w\rho)^{0,381} \times$ $\times W_T^{0,178}$	$14,8 (w\rho)^{0,517} \times$ $\times W_T^{0,133}$	$4,22(w\rho)^{0,34}$
КМС	—	—	$17,8(w\rho)^{0,343} \times$ $\times W_T^{0,149}$	—
К4ВП	—	$14,4(w\rho)^{0,331} \times$ $\times W_T^{0,14}$	$10,5(w\rho)^{0,446} \times$ $\times W_T^{0,034}$	$1,72(w\rho)^{1,75}$

Приложение 25

Калориферы стальные пластинчатые типа КФС и КФБ [6]

Площадь поверхно- сти нагрე- ва, м ²		Площадь живого сече- ния, м ²			габариты, мм		Диаметр штуцера, мм		Масса, кг	
		По воз- духу	По теплоноси- телю		Длина	Вы- сота				
			КФС	КФБ						
КФБ	КФС		КФС	КФБ			КФС	КФБ	КФС	КФБ
9,9	12,7	0,115	0,0046	0,0061	620	412	32	40	46	57,2
13,2	16,9	0,154	0,0061	0,0082	620	532	40	50	59,1	74
16,7	21,4	0,195	0,0061	0,0082	770	532	40	50	70,5	88,5
20,9	26,8	0,244	0,006	0,0102	770	662	50	50	87,4	103,4
25,3	32,4	0,295	0,0076	0,0102	920	662	50	50	101,5	127,3
30,4	38,9	0,354	0,0092	0,0122	920	782	70	70	123,1	154
35,7	45,7	0,416	0,0092	0,0122	1080	782	70	70	139,7	175,2
41, 6	53,3	0,486	0,0107	0,0143	1080	902	70	80	160,6	202
47,8	61,2	0,558	0,0107	0,0143	1230	1032	80	80	205,6	258,9

Приложение 26

Калориферы стальные оребренные, спирально-навивные (для пара) [6]

Площадь поверх. Нагрева, м ²		Площадь живого сечения, м ²				Габариты Мм		Диаметр штуцера, мм	
		КФСО		КФБО					
КФСО	КФБО	по возл.	по ТН	по возл.	по ТН	длина	ширина	КФСО	КФБО
9,77	13,02	0,0913	0,0061	0,0913	0,0081	600	390	32	40
13,43	16,28	0,12	0,0084	0,112	0,01	600	510	40	50
17,06	20,7	0,153	0,0084	0,143	0,0107	750	510	40	50
21,71	26,88	0,167	0,0107	0,182	0,0135	750	640	50	50
26,29	32,55	0,227	0,0107	0,222	0,0135	900	640	50	50
30,05	40,06	0,271	0,0122	0,271	0,0163	900	760	70	70
35,28	47,04	0,318	0,0122	0,318	0,0166	1050	760	70	70
41,89	55,9	0,375	0,0145	0,375	0,0193	1050	880	70	80
48,22	64,3	0,431	0,0145	0,431	0,0193	1200	880	70	80
55,84	71,06	0,497	0,0168	0,475	0,0213	1200	1010	80	80

Приложение 27

Калориферы стальные пластинчатые типа КВБ, КМС [6].

Площадь поверх- ности нагрева, м ²	Площадь живого сечения, м ²		Габариты, мм	
	по воз- духу	по теплоносит.	Длина	Ширина
КВБ, КМС	КВБ	КМС		
9,9	0,115	0,046	624/560	412/360
13,2	0,154	0,061		774/710
16,7	0,195	0,0076	924/860	
20,9	0,244	0,00095		924/860
25,3	0,295	0,0092		
30,4	0,354	0,0107	1074/1010 0	906/840
35,7	0,416	0,00133		
41,6	0,485			
47,8	0,556			

В числителе даны длина и ширина калориферов КМС, знаменателе - КВБ.

Приложение 28

Технические данные стальных пластинчатых одноходовых калориферов
большой модели КЧПП [9]

Модель и номер калорифера	Площадь поверх. нагрева, м ²	Площадь живого сечения, м ²		Масса, кг
		по возд.	По ТН	
КЧПП-2	12,7	0,115	0,0061	72,5
КЧПП-3	16,9	0,154	0,0082	81
КЧПП-4	21,4	0,195	0,0082	114
КЧПП-5	26,8	0,244	0,0102	140
КЧПП-6	32,4	0,295	0,0102	164
КЧПП-7	38,9	0,354	0,0102	196
КЧПП-8	45,7	0,416	0,0122	225
КЧПП-9	53,3	0,486	0,0143	259
КЧПП-10	61,2	0,558	0,0143	293
КЧПП-11	69,9	0,638	0,0163	332

Технические данные стальных пластинчатых многоходовых калориферов
большой модели КЧВП.[9]

Модель и Номер калорифера	F_n , м	f_k м ²		$n_{тр}$	n_k	$\xi / w_{тр}$	Масса, кг
		по воз- духу	по тепло- носителю				
КЧВП-2	12,7	0,115	0,00102	24	6	10,8	70
КЧВП-3	16,9	0,154	0,00102	32	8	15	78
КЧВП-4	21,4	0,195	0,00102	32	8	16	110
КЧВП-5	26,8	0,244	0,00127	40	8	53	135
КЧВП-6	32,4	0,295	0,00127	40	8	57	160
КЧВП-7	38,9	0,354	0,00153	48	8	40	190
КЧВП-8	45,7	0,415	0,00153	48	8	44	210
КЧВП-9	53,3	0,485	0,00237	56	8	36,5	255
КЧВП-10	61,2	0,558	0,00237	56	6	40	289
КЧВП-11	69,9	0,638	0,00271	64	6	30,2	327

Здесь: F_n – площадь поверхности нагрева, f_k – площадь живого сечения, $n_{тр}$ – общее число труб, n_k – число ходов, $\xi / w_{тр}$ – коэффициент местного сопротивления теплоносителя отнесенного к скорости движения его в трубах.

Технические характеристики центробежных вентиляторов марки Ц4-70 [3]

№ вентилятора	Частота вращения, об/мин	Производительность, м ³ /ч	Напор, Па	КПД, %
2	1440	540	218	75
2	1440	900	167	75
4	960	900	246	65
3	1440	900	314	73
2	2700	900	837	75
3	1440	1800	167	60
4	960	1800	236	78
5	960	1800	373	65
5	960	1800	373	65
4	1440	1800	568	72
4	960	2700	177	72
5	960	2700	373	73
4	1440	2700	491	78
5	960	3600	373	78
6	960	3600	510	65
5	960	5400	246	70
6	960	5400	540	75
6	1440	5400	1080	70
8	720	7200	540	72
7	960	7200	735	75
10	720	11000	785	60
8	960	11000	981	72
8	720	14500	442	76
10	720	14500	835	72
8	960	14500	981	72
8	720	1800	294	60
10	720	1800	785	75

Приложение 31

Запас мощности электродвигателей при установке их на вентилятор [3]

Электродвигатели с мощностью $N_{\text{эл}}$, кВт	
до 0,5	1,5
0,5 ... 1	1,3
1,01 ... 2	1,2
2,1 ... 5	1,15
свыше 5	1,1

Приложение 32

Характеристики осевых вентиляторов марки МЦ [3]

№ вентилято- ра	Частота враще- ния, об/мин	Производительность, м ³ /ч	Напор, Па	КПД, %
4	1440	1800	59	37
6	960	1800	88,1	35
5	960	2700	51	45
6	960	2700	78,5	47
5	1440	2700	137	35
6	1440	2700	196	35
4	2750	2700	294	25
5	960	3600	35,3	55
6	960	3600	59	55
5	1440	3600	118	47
6	1440	3600	178	47
4	2700	3600	246	35
5	1440	5400	98,1	52
6	1440	5400	157	54
7	960	7200	98,1	50
7	1440	7200	246	30
7	960	11000	68,8	56
11	720	11000	118	35
7	1440	11000	246	40
8	960	14500	108	55
7	1440	14500	246	30
8	1440	14500	344	30
11	720	18000	118	50
10	960	18000	196	30
8	1440	18000	344	40

Зависимость КПД передачи от ее рода [3]

Род передачи	$\eta_{пер}$
Непосредственная насадка колеса вентилятора на вал электродвигателя	1
1. Соединение валов вентилятора и электродвигателя с помощью муфты	0,98
2. Ременные приводы с ремнями:	
клиновыми,	0,95
плоскими	0,9

Библиографический список

1. СНиП 2.33-75 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования.- М.: Стройиздат, 1976.
2. Б.Н.Голубков, Б.И.Пятачков, Т.М.Романова. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. Учебник для вузов.- М.: Энергоиздат, 1982. - 232 с.
3. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха.- М.: Агропромиздат, 1989.- 223 с.
4. Тихомиров К.В., Сергеев Э.С. Теплотехника, теплоснабжение и вентиляция: Учеб. для вузов.- М.: Стройиздат, 1991.- 480с.
5. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий, СН245-71.- М.: Стройиздат, 1972. - 98 с.
6. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник /Под общ. ред. В.А.Григорьева и В.М.Зорина.- М.: Энергоатомиздат, 1983. - 552 с.
7. Воронец Д., Козич Д. Влажный воздух: термодинамические свойства и применение.- М.: Энергоатомиздат, 1984. - 136 с.
8. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник.- М.: Энергоатомиздат, 1984.- 80 с.
9. Справочник по теплоснабжению сельскохозяйственных предприятий / В.В.Жабо, Д.П.Лебедев, В.П.Мороз и др.; Под общ. ред. В.В.Уварова.- М.: Колос, 1983.- 320 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Задания на практические занятия.....	3
2. Порядок решений заданий по аудиторным занятиям.....	4
3. Пример расчета.....	18
Приложения.....	33
Библиографический список.....	57