

Глава 7. Энергоаудит вентиляционных систем

7.1. Человек и окружающая среда

Человеческий организм подчиняется известным законам тепломас-обмена. Отсюда следует, что для обеспечения нормального функционирования организма верно выражение, определяющееся балансом тепловой энергии.

$$Q = F_{\text{ч}} \cdot \alpha_{\text{ч}} \cdot (t_{\text{ч}} - t_{\text{о.с.}}),$$

где: $F_{\text{ч}}$ - площадь поверхности тела человека; $\alpha_{\text{ч}}$ - коэффициент теплоотдачи; $t_{\text{ч}}$ - температура, тела человека; $t_{\text{о.с.}}$ - температура окружающей среды.

Перепад температур тела человека $\Delta t_{\text{ч}} = t_{\text{ч}} - t_{\text{о.с.}}$ зависит от температуры окружающей среды. Санитарные нормы для холодного периода времени составляют: нижний предел – 25°C , т.е. температура при выполнении тяжелой работы в помещении должна быть $+12^{\circ}\text{C}$, верхний предел – 28°C , ($\Delta t_{\text{ч}} = +7^{\circ}\text{C}$).

За гранью этих пределов, организм работает на уровне истощения энергетического потенциала и вынужден включать систему терморегуляции, отводя с потом излишек теплоты, который не отводится конвекцией [1]. Сказанное выше свидетельствует о важности вентиляции не только как средства обеспечения воздухообмена, но и как процесса поддержания энергетического баланса человеческого организма.

Задачей энергоаудитора является, в первую очередь, предложить технические решения близкие к идеальным. При этом его действия ограничены рамками между действительным и идеальным потреблением системой энергии при приемлемых сроках окупаемости.

Суммарное потребление электроэнергии как основного источника энергии для вентиляционных систем можно представить в следующем виде, кВт:

$$\Sigma N = N_{\text{п.в.}} + N_{\text{в.с.}}, \quad (7.1)$$

где: $N_{\text{п.в.}}$ – мощность (установочная) приводов вентиляторов; $N_{\text{в.с.}}$ – мощность дополнительного (вспомогательного) оборудования, используемого в вентиляционных системах (освещение, автоматика, и т.п.).

В общем виде для всех электродвигателей гидравлических нагнетателей (вентиляторы, дымососы, насосы, компрессоры) установленная мощность есть функция работы и определяется выражением (7.2), кВт:

$$N_{\text{п.в.}} = \frac{L \cdot H_{\text{п}}}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{с}}} \cdot K, \quad (7.2)$$

где: L - производительность нагнетателя, $\text{м}^3/\text{ч}$; $\eta_{\text{в}}$ - КПД вентилятора (по паспортным данным); $\eta_{\text{п}}$ - КПД передачи ($\eta_{\text{п}} = 1$ - при непосредственной насадке на вал электродвигателя: при муфтовом соединении $\eta_{\text{п}} = 0,98$; при клиноременной передаче $\eta_{\text{п}} = 0,95$); $\eta_{\text{э}}$ - КПД электродвигателя ($\eta_{\text{э}} = 0,97 \div 0,99$); K - коэффициент запаса мощности, учитывающий пусковой момент; $H_{\text{п}}$ - полный развиваемый напор, $\text{кг}/\text{м}^2$, определяется по рабочей характеристике нагнетателя, $H_{\text{п}} = H_{\text{с}} + H_{\text{д}}$ (см. главу 5);

$\frac{1}{102 \cdot 10^{-3}} \left[\frac{\text{Н}}{\text{кг}} \right]$ - ускорение свободного падения.

Если $H_{\text{п}}$ - полное развиваемое давление, Па , то формула (7.2) имеет вид, кВт:

$$N_{\text{п.в.}} = \frac{L \cdot H_{\text{п}}}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{э}}} \cdot K$$

Величина $N_{\text{в.с.}}$ - практически не зависит от характеристики вентилятора, является константой и значительно меньше $N_{\text{п.в.}}$.

Таким образом, в любом случае

$$\sum N = N_{\text{п.в.}} + N_{\text{в.с.}} = f(L).$$

Т.е. мощность привода вентилятора, выбирается, прежде всего, исходя из производительности вентиляторов. Таким образом, при решении вопроса минимизации затрат энергоресурсов основным критерием является оценка минимизации воздухопроизводительности.

Формирование воздухообмена общеобменной вентиляции определяется объемом помещения и нормируемой кратностью циркуляции, в соответствии с санитарными нормами, ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$L_0 = V \cdot K_0, \quad (7.3)$$

где V - объем помещения, м^3 ; K_0 - кратность воздухообмена.

Объем воздуха, удаляемого местной вентиляцией зависит от конкретного типа оборудования, выделяемых им вредных веществ (или теплоты), соблюдения норм ПДК (предельно допустимых концентраций).

При тепловыделении:

$$L_{\text{т}} = \frac{\sum Q_{\text{т}}}{c \cdot \rho \cdot \Delta t}, \quad (7.4)$$

где $\Delta t = t_{\text{п}} - t_{\text{пр}}$ - рабочая разность температур; $t_{\text{пр}}$ - температура приточного воздуха, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{п}}$ - температура в помещении, $^{\circ}\text{C}$; c - удельная теплоемкость воздуха, $c = 0,24 \text{ ккал}/\text{кг} \left(1,0 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$; ρ - плотность воздуха,

кг/м³, ρ = 1,2 кг/м³ - для практических инженерных расчетов систем вентиляции.

Для иных типов вентиляции (газы):

$$L_r = \frac{\sum G}{\Delta q_r}, \quad (7.5)$$

где $\Delta q_r = q_{п} - q_{н}$; $q_{п}$ - предельно допустимая концентрация вредностей в воздухе помещения, мг/м³; $q_{н}$ - начальная концентрация вредностей в наружном (приточном) воздухе, мг/м³.

При определении затрат электроэнергии на обеспечение вентиляции необходимо учитывать коэффициент использования:

$$K_{И} = K_{О} \cdot K_{З} \cdot K_{С}, \quad (7.6)$$

где $K_{О}$ - коэффициент одновременности работы одноименного технологического оборудования; $K_{З}$ - коэффициент равномерности загрузки технологического оборудования; $K_{С}$ - коэффициент спроса, связанный с особенностями производства.

Ниже в таблицах 7.1 и 7.2 приведены значения коэффициентов использования для разных производств [1].

Таблица 7.1 – Коэффициент использования ($K_{И}$) оборудования машиностроительной и металлообрабатывающей промышленности

Оборудование	$K_{И}$
Металлорежущие станки мелкосерийного производства с нормальным режимом работы (мелкие токарные, строгальные, долбежные, сверлильные, карусельные)	0,12 – 0,14
То же крупносерийного производства	0,16
То же при тяжелом режиме работы (штамповочные прессы, автоматы, револьверные, обдирочные, зубофрезерные, карусельные и рatchetные станки)	0,17
То же при особо тяжелом режиме работы (приводы молотов, ковочных машин, волочильных станков, очистных барабанов)	0,20 – 0,24
Многошпиндельные автоматы для изготовления прутков	0,20
Элеваторы, транспортеры, конвейеры не заблокированные	0,40
То же заблокированные	0,55
Сварочные трансформаторы дуговой сварки	0,20
Однопостовые сварочные двигатели-генераторы	0,30
То же многопостовые	0,50
Сварочные шовные машины роликовой сварки	0,20 – 0,50
То же машины стыковой и точечной сварки	0,20 – 0,25
Сварочные дуговые автоматы типа АСД	0,35
Печи сопротивления с автоматической загрузкой изделий, сушильные шкафы, нагревательные электроприборы	0,75 – 0,80

Печи сопротивления с неавтоматической загрузкой изделий	0,50
Переносной электроинструмент	0,06
Вентиляторы, эксгаустеры, общеобменная вентиляция	0,60 – 0,65
Насосы, компрессоры, двигатели-генераторы	0,70
Краны-тельферы	0,10 – 0,50

Таблица 7.2 – Комплексный коэффициент использования оборудования ($K_{И}$) некоторых цехов

	$K_{И}$	Деревообрабатывающие цехи:	$K_{И}$
Автомобильного	0,10	стройдетали	0,145
Тракторного	0,12	мебельные	0,071
Мотоциклетного	0,128	клеефанерочное отделение	0,063
Подшипникового, вагоностроительного	0,105	тарный цех	0,16
Автотранспортных деталей	0,17	модельный цех	0,08
Ремонтно-механические цеха заводов:	$K_{И}$	Насосные станции:	$K_{И}$
Тяжелого машиностроения	0,16	производственная	0,033
Дизелестроительного	0,16	береговая паротурбинной электростанции, летом	0,062
Краностроительного	0,09	то же зимой	0,027
Тепловозостроительного	0,16	станции 2-го подъема областного центра, днем	0,014
Станкостроительного		то же ночью	0,06
Инструментального, турбостроительного	0,13	станции 1-го подъема	0,043
Котлостроительного	0,085		

7.2. Оценка правильности выбора вентиляторов

Анализ формулы (7.2) показывает, что при оптимизации значения $N_{п.в.}$ существенно влияние величины КПД вентилятора. На рис. 7.1 представлен график, используемый для подбора радиальных вентиляторов.

Если в формуле (7.2) комплекс $\frac{L \cdot H_{п}}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{э}} \cdot K$ обозначить $A = 1$, то выражение (7.2) можно записать как:

$$N_{п.в.} = \frac{A}{\eta_{в}^{\max}}, \quad (7.7)$$

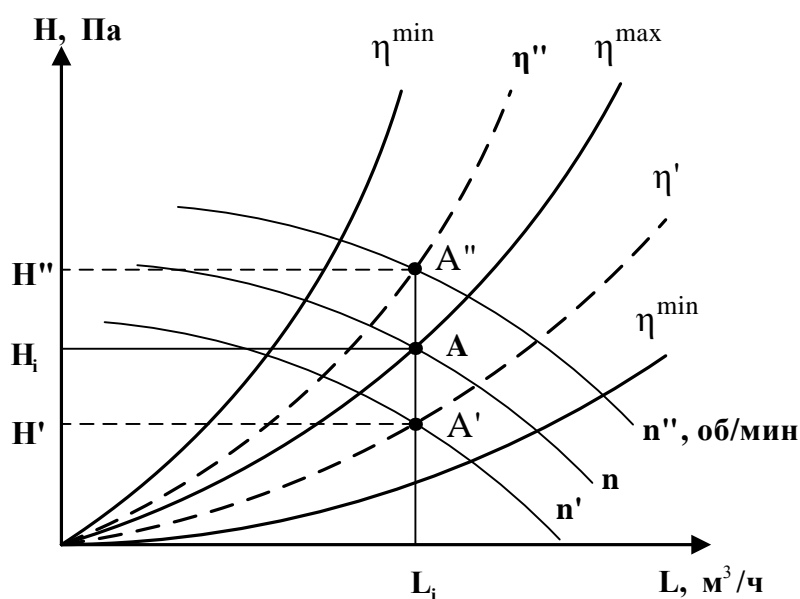


Рис. 7.1 – График подбора радиальных вентиляторов

Так, используя данный график (рис. 7.1), и подставив в (7.7) максимальное и минимальное значение η_B ($\eta_B^{\max} = 0,88$ и $\eta_B^{\min} = 0,8$) можно показать, что значение $N_{п.в.}$, кВт существенно изменяется:

$$N_{п.в.}^{\max} = \frac{1}{0,88} = 1,136, \quad N_{п.в.}^{\min} = \frac{1}{0,8} = 1,250 .$$

т.е. при неправильном выборе типа вентилятора потеря электроэнергии может составить около 10%.

7.3. Правильность установки вентиляторов

Одной из составляющих потерь в системе вентиляции являются дополнительные гидравлические сопротивления в сетях, которые приводят к перерасходу потребляемой электроэнергии.

Особенно часто встречаются случаи неправильной установки вентиляторов, представленные на рисунке 7.2 [1]:

- I-2 - вентилятор выбран не того вращения, в результате его характеристика окажется не в точке A (рис.7.1), что приводит к снижению КПД;
- II-2 – неправильная центровка вентилятора, что приводит к снижению КПД и дополнительной вибрации;
- III-2 – недостаточная длина прямых участков, что увеличивает коэффициент местного сопротивления, т.е. потребляемую мощность .

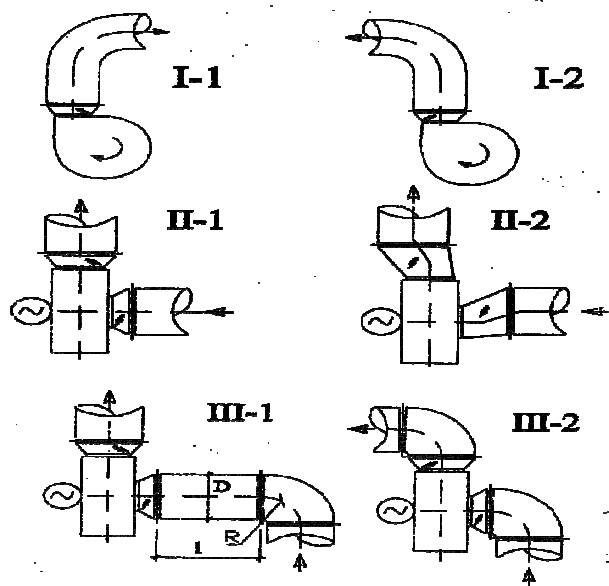


Рис. 7.2 - Варианты установки вентиляторов
(стыковка воздуховодов с сетью)

I-1; II-1; III-1 - правильная установка; I-2; II-2; III-2 - неправильная установка.

Если нет возможности изменить неправильные подключения вентилятора к воздуховоду по схеме III-2, можно в колене установить направляющие лопатки рисунок 7.3.

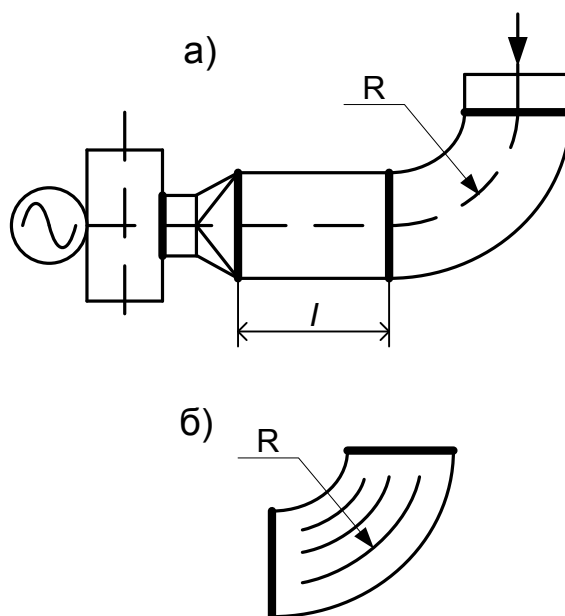


Рис.7.3 - Квадратное колено 90° с переходным конфузом
а) без направляющих потоков воздуха; б) с тремя направляющими движения воздуха.

Таблица 7.3 – Коэффициенты гидравлических потерь (ξ) для круглого колена 90° , расположенного перед всасывающим отверстием вентилятора

R/D	Длина воздуховода, l		
	0D	2D	5D
0,75	1,4	0,8	0,4
1,0	1,2	0,7	0,35
2,0	1,0	0,6	0,3
3,0	0,7	0,4	0,25

Таблица 7.4 – Коэффициенты гидравлических потерь (ξ) для квадратного колена 90° с переходным конфузуром, расположенным перед всасывающим отверстием вентилятора

R/h	Длина воздуховода, l		
	0D	2D	5D
Без направляющих потока (рисунок 3 а)			
0,5	2,5	1,6	0,8
0,75	2,0	1,2	0,7
1,0	1,2	0,5	0,3
2,0	0,8	0,5	0,3
С направляющими потоками (рисунок 3 б)			
0,5	0,8	0,5	0,3
0,75	0,7	0,42	0,25
1,0	0,6	0,35	0,2
2,0	0,3	0,25	0,15

Примечание: D - эквивалентный диаметр, определяемый как $F = h^2$,

где $h^2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$ или $D = \frac{2h}{\sqrt{\pi}}$.

7.4. Классификация потерь при работе вентиляционного оборудования

Потери в системе делятся на несколько видов:

а) нормируемые, обусловленные регламентными подсосами в установках, работающих на «всас», или утечками, когда последние работают на нагнетание. При этом потери не должны превышать величин, указанных в таблице 7.5, [2]

Таблица 7.5 – Нормируемые значения потерь

Класс воздухопровода	Потери или подсосы воздуха в воздуховоде, м ³ /ч на/ м ² развернутой его площади, при избыточном статическом давлении воздуха (положительном или отрицательном) в воздуховоде вентилятора, кПа															
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Нормальный	3,6	5,8	7,6	9,2	10,7	12,1	13,4	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Плотный	1,2	1,9	2,5	3,0	3,5	4,0	4,4	4,9	5,3	5,7	6,6	7,5	8,2	9,1	9,9	10,6

б) непроизводительные, обусловленные следующим:

- работой вентиляторов в нерабочее время;
- способом регулирования;
- эксплуатационными дефектами;
- режимом работы;
- отсутствием устройств блокировки воздушных завес,
- использованием электродвигателей большей мощности;
- использованием вентиляторов устаревшей конструкции. Например, современный тип вентилятора ВЦ- 4-75 с $\eta = 0,88$, КПД вентиляторов устаревших конструкций: $0,55 \div 0,65$.

в) потери из-за эксплуатационных дефектов:

- монтажа системы вентиляции (см. рис. 7.2, 7.3);
- увеличения (более чем на 15% длины лопатки) зазора между рабочим колесом и улиткой;
- неплотности в соединениях;
- несвоевременной наладки и неправильного выбора числа оборотов вала электродвигателя, угла поворота лопаток на рабочем колесе и направляющем аппарате.

7.5. Методы определения и расчета потерь электроэнергии в вентиляционных установках

Для выявления действительной характеристики вентиляционной установки необходимо определить:

- производительность вентилятора (нагнетателя), L в м³/с или в м³/ч;
- статистический и динамический напор, развиваемый вентилятором, соответственно H_c , H_d , в кг/м² или в мм.вод.ст.;

- число оборотов колеса вентилятора, n , об/мин ;
- мощность на валу вентилятора, которая потребляется, кВт ;
- плотность воздуха, ρ , кг / м³.

Для определения фактической производительности вентилятора необходимо определить площадь поперечного сечения воздуховода и скорость воздуха.

$$Q = S \cdot W, \text{ м}^3 / \text{с}$$

Для определения скорости воздуха м/с, в зависимости от предполагаемого диапазона, применяют:

при $W = 0,4 \div 15$ – крыльчатые анемометры;

при $W = 1 \div 35$ – чашечные анемометры;

а также микроанометры с пневмотрубками.

Измерения необходимо производить на прямолинейных участках каналов длиной $l = 5 \div 8$ диаметров, с постоянным сечением и гладкими стенками.

При измерении статического давления с помощью микроанометра:

$$H_c = \rho \cdot q \cdot (h - h_0) \cdot \sin \alpha \cdot 10^{-2}, \text{ (Па)} \quad (7.8)$$

где: ρ – плотность жидкости в микроанометре, кг / м³ (для спирта 800 ÷ 820 кг / м³); $q = 9,81$ - ускорение свободного падения, м/с²; h – отсчет в момент замера по шкале, мм ; h_0 – начальный отсчет по шкале, мм ; α – угол наклона трубки к горизонту, град .

Динамическое давление определяется по формуле (7.9), Па:

$$H_d = \frac{W^2}{2} \cdot \rho, \quad (7.9)$$

Откуда скорость воздуха составит, м/с

$$W = \sqrt{\frac{2H_d}{\rho}}, \quad (7.10)$$

и средняя скорость по тракту, м/с

$$W_{cp} = \frac{\sum W_i}{n}, \quad (7.11)$$

где: n – число измерений.

В случае отличия условий от стандартных необходимо вводить поправку.

Фактически потребляемая мощность N , (кВт) может быть определена непосредственным измерением:

$$N = \frac{\sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi}{1000}, \quad (7.12)$$

где U – напряжение сети, В ; I – фактический ток электродвигателя вентилятора, А .

Затем сравнивается расчетное потребление электроэнергии с фактическим:

$$\Delta E = E_{\text{пр}} - E_{\text{р}},$$

где $E_{\text{пр}}$ - потребление электроэнергии при проектной мощности электродвигателя (фактическая); $E_{\text{р}}$ - потребление электроэнергии при расчетной мощности электродвигателя.

В случае завышения мощности электродвигателя перерасход электроэнергии можно определить без проведения замеров по тракту. Порядок расчетов следующий:

- определение фактически необходимой мощности электродвигателя;
- определение по (7.2) годового потребления электроэнергии с учетом коэффициента использования;
- определение коэффициент спроса мощности $K_{\text{с.м.}}$:

$$K_{\text{с.м.}} = \frac{N_{\text{расч}}}{N_{\text{факт}}}, \quad (7.13)$$

где $N_{\text{расч}}$ - расчетная необходимая мощность электродвигателя, кВт; $N_{\text{факт}}$ - фактическая установленная мощность, электродвигателя, кВт.

Перерасход электроэнергии можно определить, используя понятие «удельного расхода» – количества энергии, потребляемой из сети, отнесенного к каждому киловатт – часу полезной работы:

$$\Delta E = \frac{K_{\text{с.м.}} + \alpha \cdot (1 - \eta_{\text{пер}}) / K_{\text{т}}}{K_{\text{с.м.}} \cdot \eta_{\text{пер}}}, \quad (7.14)$$

где $\alpha = 0,7 \div 0,9$ - коэффициент, зависящий от конструкции электродвигателя; $\eta_{\text{пер}}$ - КПД вентилятора с учетом КПД передачи и электродвигателя: $\eta_{\text{пер}} = \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{э.д.}}$; $K_{\text{т}}$ - коэффициент использования рабочего времени.

В случае максимального использования машины

$$\Delta E_0 = \frac{1 + \alpha \cdot (1 - \eta_{\text{пер}}) / K_{\text{т}}}{1 \cdot \eta_{\text{пер}}}. \quad (7.15)$$

Отношение $\beta = \frac{\Delta E}{\Delta E_0}$ определяет величину потери электроэнергии. Согласно выражения $\Delta E_{\text{п}} = N_{\text{ф}} \cdot \tau \cdot (\beta - 1)$, где τ - время работы вентилятора за год, час.

Пример 1. По результатам измерений полный напор вентилятора равен $H_n = 30 \text{ кг/м}^2$ и динамическое давление – $H_d = 16 \text{ кг/м}^2$. Плотность воздуха $\rho = 1,0 \text{ кг/м}^3$.

Определить давление и скорость воздуха на выхлопе из вентилятора, приведенные к нормальным условиям ($t = 20^\circ\text{C}$, относительная влажность 50%, барометрическое давление 760мм рт. ст.)

Решение:

$$H_{np} = H_n \cdot \frac{\rho_0}{\rho} = 30 \cdot \frac{1,2}{1,0} = 36 \text{ кг/м}^2$$

$$H_{d\ np} = 16 \cdot \frac{1,2}{1,0} = 19,2 \text{ кг/м}^2$$

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 16}{1,0}} = 17,7 \text{ м/с}$$

Пример 2. В системе вентиляции по расчету должен быть установлен вентилятор низкого давления: мощность электродвигателя $N_p = 8,05 \text{ кВт}$, $n = 42$ об/мин; $\eta_B = 0,5$; объем перемещаемого воздуха $L = 32500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($9,03 \text{ м}^3/\text{с}$), мощность электродвигателя $N_{np} = 8,05 \text{ кВт}$, давление $H_{np} = 50 \text{ кг/м}^2$

В результате обследования установлено, что при проектном числе оборотов вентилятор развивает давление $H_n = 44 \text{ кг/м}^2$, производительность вентилятора – $45000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($12,5 \text{ м}^3/\text{с}$), $\eta_{\text{сум}} = 0,45$.

Определить перерасход электроэнергии.

Решение:

Фактически потребляемая мощность:

$$N_1 = \frac{12,5 \cdot 44}{102 \cdot 0,45} = 12 \text{ (кВт)}$$

$$\Delta N = N_1 - N_p = 12 - 8,05 = 3,95 \text{ кВт}$$

Т.е. перерасход электроэнергии составит:

$$\Delta E = \Delta N \cdot \tau, \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}$$

Контрольные вопросы к главе 7

1. Значение вентиляции для поддержания жизнедеятельности.
2. Основные правила выбора вентиляторов.
3. Причины возникновения потерь электроэнергии при эксплуатации вентиляционных установок.
4. Методы и приборы для проведения измерений при энергоаудите систем вентиляции.

Список литературы к главе 7

1. Щекин И.Р. Повышение энергетической эффективности вентиляционно-отопительных систем. Харьков, «Форт».– 2003г.
2. Методи визначення неефективного використання паливно-енергетичних ресурсів. Держкоменергозбереження.– 2001р.