

## СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА И СЕТИ

Основными характеристиками вентиляторов, как и любых нагнетателей являются производительность, развиваемое давление, мощность, коэффициент полезного действия.

Давление вентилятора включает в себя статическое и динамическое:

$$p = p_{ст} + p_{дин} \quad (1)$$

Статическое давление характеризует запас потенциальной энергии газа. Статическое давление вентиляторов представляет собой сумму разрежения при всасывании  $p_в$  и давления при нагнетании  $p_н$ .

На рис. 1 представлены три способа использования статического давления вентилятора:

- 1) при наличии всасывающего и нагнетательного трубопроводов (рис. 1, а)
- 2) в нагнетательном вентиляторе (рис. 1, б);
- 3) во всасывающем вентиляторе (рис. 1, в )

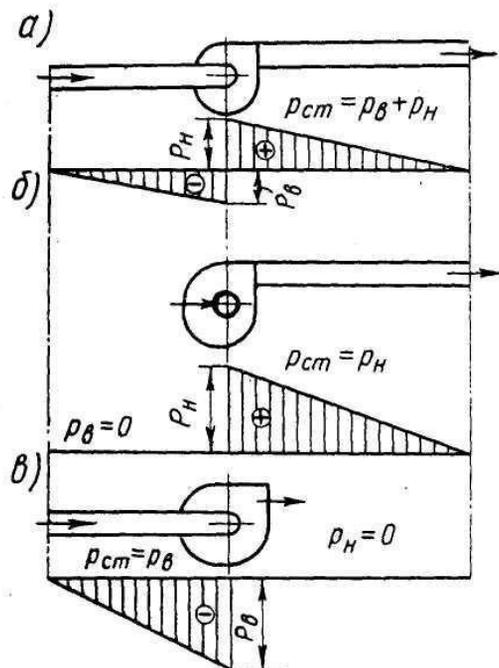


Рис. 1 Три способа использования статического давления вентилятора

Разность ординат  $p_n$  и  $p_e$  на рис. (1,б) и рис. (1,в) равна абсолютной суммарной ординате  $p_e+p_n$  на рис. (1,а).

Динамическое давление соответствует кинетической энергии газа, причем

$$p_{дин} = \rho v^2 / 2 \quad (2)$$

где  $v$  — скорость воздуха на выходе из вентилятора, м/с.

Динамическое давление в вентиляторах может составлять до 50% от полного давления.

Следовательно, полное давление, развиваемое вентилятором, включает в себя:

$$p = p_e + p_n + p v^2 / 2 \quad (3)$$

Вентиляторы классифицируются по характеру и месту их установки на три группы:

1. Дутьевые, у них отсутствует всасывающая труба ( $p_e=0$ ), и вентилятор, засасывая воздух прямо из атмосферы, развивает давление

$$p = p_n + p v^2 / 2 \quad (4)$$

А мощность расходуется на нагнетание воздуха. Поэтому такой вентилятор называется нагнетающим.

2. Вытяжные (экспаустеры), у них нагнетательная труба отсутствует или очень короткая по сравнению с всасывающей трубой ( $p_n=0$ ), а давление вентилятора

$$p = p_e + p v^2 / 2 \quad (5)$$

и его мощность тратится только на отсасывание воздуха.

3. Безнапорные, у них отсутствуют всасывающая и нагнетательная трубы, статического давления нет, т. е.  $p_e=0$ ,  $p_n=0$ , а вентилятор создает давление

$$p = \rho v^2 / 2 \quad (6)$$

и мощность тратится исключительно на перемещение воздуха.

Объемное количество воздуха, перемещаемого вентилятором в единицу времени, называется производительностью и выражается в м<sup>3</sup>/с (м<sup>3</sup>/мин, м<sup>3</sup>/ч).

Массовое количество воздуха

$$m = \rho Q \quad (7)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха при условиях всасывания, зависящая от газовой постоянной, температуры, давления и влажности всасываемого газа, кг/м<sup>3</sup>.

Характерной величиной для определения размеров вентилятора является объемная, а не массовая производительность. В то же время для теплового баланса важно знать массовое количество подаваемого или отсасываемого воздуха при  $t = 20^\circ \text{C}$ ;  $p = 1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 760 \text{ мм рт. ст.}$

Количество воздуха при стандартных условиях для сравнения различных вентиляторов

$$Q_{\text{ст}} = m / \rho_{\text{ст}} = (p / p_{\text{ст}}) Q \quad (8)$$

для воздуха  $\rho_{\text{ст}} \approx 1,2 \text{ кг/м}^3$

Действительно подаваемое вентилятором количество воздуха  $Q_0$  меньше всасываемого на величину утечек через неплотности и зазоры.

Отношение

$$\eta_0 = Q_0 / Q \quad (9)$$

называется коэффициентом подачи, или объемным к.п.д.

При определении мощности, потребляемой вентилятором, можно пренебречь изменением плотности воздуха, тогда мощность, потребляемая вентилятором, ( $N_B$ )

Определяется по уравнению:

$$N = pQ / \eta_{\text{общ}} \quad (10)$$

где  $p$  – давление вентилятора, Н/м<sup>2</sup>;

$Q$  – производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с;

$\eta_{\text{общ}}$  - 0,4÷0,6 – общий к. п. д.

В (10) общий к. п. д.  $\eta_{\text{общ}}$  учитывает потери мощности внутри вентилятора, на преодоление механических сопротивлений в приводе и подшипниках, т. е.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{в}} + \eta_{\text{н}} + \eta_{\text{пер}} \quad (11)$$

где  $\eta_{\text{в}}$  - к.п.д. самого вентилятора без учета механических потерь;

$\eta_{\text{н}} = 0,95 \div 0,97$  в зависимости от типа, числа и состояния подшипников;

$\eta_{\text{пер}} = 0,90 \div 0,95$  – для клиноременной передачи.

Если рабочее колесо вентилятора находится на одном валу с двигателем, то  $\eta_{\text{н}} = 1$  ;  $\eta_{\text{пер}} = 1$ .

Если вал вентилятора соединяется с валом двигателя при помощи соединительной муфты, то  $\eta_{\text{пер}} = 1$ .

Для центробежных вентиляторов, у которых мощность резко возрастает даже при незначительном увеличении производительности, в (10) вводится коэффициент запаса мощности. Это объясняется тем, что при работе вентилятора в сети в результате неточностей расчетов, отступлений от проекта при монтаже, негерметичности сети и многих других причин мощность может отличаться от расчетной.

Коэффициент запаса мощности принимается  $K_N = 1,10 \div 1,15$ ; для осевых вентиляторов, у которых мощность в меньшей степени зависит от изменения подачи,  $K_N = 1,05 \div 1,10$ .

Тогда расчетная мощность двигателя (для непосредственного соединения с вентилятором)

$$N_p = K_N \frac{pQ}{\eta_{\text{общ}}} = K_N \cdot N_{\text{в}} = \frac{pQ}{\eta_{\text{общ}}} \quad (12)$$

По каталогу подбирается соответствующий по типу двигатель, у которого установленная мощность на валу — ближайшее большее значение по сравнению с расчетным. Правильно выбранная установленная мощность электродвигателя вентилятора обуславливает экономичность и надежность его эксплуатации. Если подобрать двигатель недостаточной мощности, то он быстро выйдет из строя, а

работа двигателя с избыточной мощностью вследствие уменьшения  $\cos\varphi$  при недогрузке установки станет неэкономичной.

Установившееся движение жидкости или газа в трубопроводах происходит при равновесии действующих движущих сил давления и сил, тормозящих движение.

Принцип расчета воздуховода.

В сложных воздуховодах общая потеря давления определяется суммированием потерь давления только в участках, какой – либо магистрали (без ответвлений), образующей весь путь движения воздуха от произвольно выбранных мест всасывания и нагнетания.

$$\Delta P = \sum_1^y \left( l \frac{\lambda}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho}{2} w^2 \quad (13)$$

$l$  - длина участка;

$d$  - диаметр трубопровода;

$\lambda$  - коэффициент гидравлического трения;

$\rho$  - плотность воздуха;

$w$  – линейная скорость;

$y$  – число участков магистрали;

За расчетную, как правило, принимают наиболее протяженную магистраль, сопротивление ответвлений преодолевается за счет давления в месте его присоединения к магистрали (в узле), тогда оказывается, что потери давления в ответвлениях воздухопровода равны этим располагаемым давлениям.

Рассмотрим разветвленный воздухопровод с известными потерями давления на ряде участков.

По принципу равенства давлений на участках в точке 1 должно быть давление равно потере давления на участке  $a$ , т.е. трем, а потеря давления на участке  $(a+b)$ , должна быть равна потере на участке 2 (узел N) т.е., следовательно на участке  $b$  потеря равна разности  $(5-3)=2$ . Тогда суммарная потеря давления по всей сети:  $(a+b+v)=3+2+6=11$ ; или  $1,б,в(3+2+6)=11$  или  $(2+v)=5+6=11$ , т.е. общие потери давления на всех участках одинаковы, следовательно расчеты проведены верно

У трубопроводов, состоящих из участков разного диаметра, потери давления на преодоление трения вычисляются отдельно для каждого участка. Величина сопротивления всего трубопровода равна сумме сопротивлений всех участков.

Потери давления в фасонных частях по (14)

$$p_m = p \frac{v^2}{2} \sum \xi \quad (14)$$

Коэффициенты потерь определяются отдельно для каждого вида местного сопротивления - колена, перехода и т. д., значения которых приведены в табл. 1.

Динамическое давление на выходе из трубопровода обычно полностью теряется. Поэтому его необходимо прибавить к тормозящим силам

$$p_{дин} = \rho v^2 / 2$$

Для того чтоб пропустить через данный трубопровод заданное количество воздуха, необходимо у начала трубопровода создать нагнетателем избыточное давление

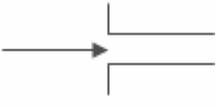
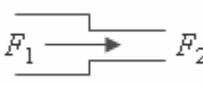
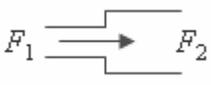
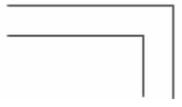
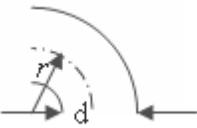
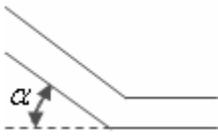
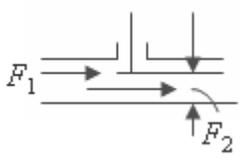
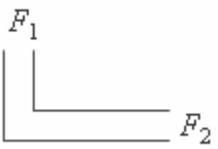
$$p_n = p_{дл} + p_m + p_{дин} \quad (14)$$

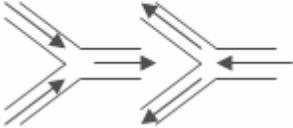
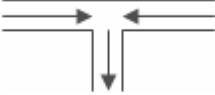
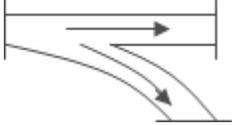
Т.е. величина этого давления должна быть равна сумме всех сопротивлений движению, в том числе: сопротивлений трения на прямых участках трубы,

местных сопротивлений и потерь динамического давления на выходе из трубопровода

Таблица 1

Местные гидравлические сопротивления

Вид сопротивления		Величина коэффициента										
Вход		$\xi = 0,5$										
Внезапное сужение		$\xi = 0,5(1 - F_2/F_1)^2$										
Внезапное расширение		$\xi = (1 - F_2/F_1)^2$										
Резкий поворот		$\xi = 1,5$										
Плавный поворот		<table border="1"> <tr> <td>r/d</td> <td>1</td> <td>1,5</td> <td>2,5</td> <td>≥5</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>0,35</td> <td>0,15</td> <td>0,10</td> <td>0,0</td> </tr> </table>	r/d	1	1,5	2,5	≥5	ξ	0,35	0,15	0,10	0,0
r/d	1	1,5	2,5	≥5								
ξ	0,35	0,15	0,10	0,0								
Поворот на угол		$\xi = \sin^2 \frac{\alpha}{2} + 2,5 \sin^3 \frac{\alpha}{2}$										
Шибер		$\xi = \left( \frac{F_1}{0,65 F_2} - 1 \right)^2$										
Поворот с изменением сечения		<table border="1"> <tr> <td><math>F_2/F_1</math></td> <td>0,5</td> <td>1,0</td> <td>2,0</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>1,28</td> <td>1,50</td> <td>4,0</td> </tr> </table>	$F_2/F_1$	0,5	1,0	2,0	ξ	1,28	1,50	4,0		
$F_2/F_1$	0,5	1,0	2,0									
ξ	1,28	1,50	4,0									

<p>Ответвления при равных скоростях</p>		<p>0,2 для каждого ответвления</p>
<p>Тройник</p>		<p><math>\xi = 3,0</math></p>
<p>Отвод</p>		<p><math>\xi = 0,7</math></p>

### Задача 3

Провести расчет воздуховодов и подобрать вентилятор.

Расчет осуществляется в следующей последовательности:

- 1) исходные данные – расход воздуха  $V$  м<sup>3</sup>/час и конфигурация сети воздуховодов – его длина и форма (по вариантам).

Требуется определить:

Диаметры участков воздуховодов, гидравлические сопротивления и подобрать вентилятор.

Порядок расчета:

Аэродинамический расчет осуществляется для каждого участка (с учетом его длины  $l$ , суммарных коэффициентов местных сопротивлений  $\sum \xi$ ).

Вначале определяют требуемый диаметр, по известной величине расхода (величину скорости движения воздуха принимают в интервале 12–18 м/с на входе и 10–15 м/с на выходе вентилятора).

Из уравнения расхода

$$V = f \cdot w = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} w, \quad (1)$$

$d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр воздуховода, м;

$w$  – линейная скорость, м /с;

$V$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/с.

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi w}}. \quad (2)$$

После расчета диаметра его округляют до стандартных значений, выпускаемых труб (100, 120, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 380, 325, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000) и осуществляют перерасчет скорости по выбранному диаметру  $d$ .

$$w = \frac{4V}{\pi d_{\text{вн}}^2}. \quad (3)$$

Потери давления (гидравлические сопротивления) участков определяются по уравнению

$$\Delta P = \left( l \frac{\lambda}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho}{2} w^2, \quad (4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения (в общем случае зависит от диаметра  $d$  и скорости  $w$ ), как правило, определяется для линейных участков в зависимости от режима движения, по полуэмпирическим уравнением.

Для ламинарного режима движения

$$\lambda = 64 / \text{Re} \quad (\text{Re} < 2320).$$

Для гладкого турбулентного трения

$$\lambda = 0,3164 \sqrt[4]{\text{Re}} \quad (\text{формула Блазиуса}) \quad 1 \cdot 10^4 > \text{Re} > 2320.$$

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \text{Re}^{-0,237} \quad (\text{формула Никурадзе}).$$

$$\lambda = 0,25 \text{Re}^{-0,225} \quad (\text{формула Шевелёва}).$$

$$\lambda = \frac{1,01}{(\lg \text{Re})^{2,5}} \quad (\text{формула Мурина}).$$

Значения коэффициентов местных сопротивлений зависят от вида, и их численные значения приведены в табл. 1.

Осуществляется расчет изменения давления последовательно вначале на стороне всасывания, а затем нагнетателя. Но суммарному изменению давления с учетом динамического напора и производительности выбирается тип вентилятора и его характеристики.

Вариант	Рисунок	Расходы по сети	$l_1$	$l_2$	$\xi_{\text{шлф}} =$
1		6000	$l_1 = 20 \text{ м};$	$l_2 = 32 \text{ м};$	$\xi_{\text{шлф}} = 0,25$
2		8000	$l_1 = 20 \text{ м};$	$l_2 = 32 \text{ м};$	$\xi_{\text{шлф}} = 0,25$
3		12000	$l_1 = 20 \text{ м};$	$l_2 = 32 \text{ м};$	$\xi_{\text{шлф}} = 0,25$
4		16000	$l_1 = 20 \text{ м};$	$l_2 = 32 \text{ м};$	$\xi_{\text{шлф}} = 0,25$
5		18000	$l_1 = 20 \text{ м};$	$l_2 = 32 \text{ м};$	$\xi_{\text{шлф}} = 0,25$

6		20000	$l_1 = 20 \text{ m};$	$l_2 = 32 \text{ m};$	$\xi_{\text{судф}} = 0,25$
7		24000	$l_1 = 20 \text{ m};$	$l_2 = 32 \text{ m};$	$\xi_{\text{судф}} = 0,25$
8		28000	$l_1 = 20 \text{ m};$	$l_2 = 32 \text{ m};$	$\xi_{\text{судф}} = 0,25$
9		32000	$l_1 = 20 \text{ m};$	$l_2 = 32 \text{ m};$	$\xi_{\text{судф}} = 0,25$
10		36000	$l_1 = 20 \text{ m};$	$l_2 = 32 \text{ m};$	$\xi_{\text{судф}} = 0,25$