

ПОСОБИЕ 3.91 к СНиП 2.04.05-91

Вентиляторные установки

Главный инженер института И.Б.Львовский
Главный специалист Б.В.Баркалов

УДК 697.911

Рекомендовано к изданию решением секции Технического Совета арендного предприятия Промстройпроект.

Пособие 3.91 к СНиП 2.04.05-91 разработано Промстройпроектом (канд. техн. наук Б.В.Баркалов) при участии ин-та СантехНИИПроект (канд. техн. наук Л.А.Бычкова) взамен раздела 11 пособия к СНиП 2.04.05.86.

В Пособии 3.91 приводятся указания по расчету потерь давления в установках радиальных вентиляторов и их аэродинамических характеристик. Течение воздуха в вентиляторе и присоединение к нему фасонных частей взаимосвязаны.

Пособие предназначено для специалистов в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Рецензент доктор технических наук В.П.Титов

Редактор инженер Н.В.Агафонова

1. Вентиляторной установкой называют вентилятор с присоединенными фасонными элементами сети, находящимися на расстоянии до пяти диаметров ($5Dv$) от входного и $3Dg$ от выходного отверстия, где $Dg = 4,4v/P$, Av и P – площадь и периметр выходного отверстия вентилятора. Течение воздуха в вентиляторе и присоединенных фасонных элементах взаимосвязаны, поэтому потери давления в установках с радиальными вентиляторами и аэродинамические характеристики вентустановок следует рассчитывать по данному Пособию. Характеристики вентустановок с осевыми вентиляторами следует рассчитывать по работе [1].

1. Бычкова Л.А. Рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений сложных элементов систем вентиляции - М., Стройиздат, 1981, 29 с.

2. Коэффициенты гидравлического сопротивления (потерь давления) входного и выходного элементов вентустановки определены экспериментально и отнесены к динамическому давлению вентилятора P_{dv} Па. Величина ζ зависит от вида элемента, его геометрических характеристик, аэродинамической схемы вентилятора, режима его работы и дается при фиксированном расходе воздуха для трех характерных режимов: оптимального, соответствующего расходу L_{opt} м³/ч, при максимальном значении КПД, и на границах аэродинамической характеристики вентилятора, соответствующих значению $0,9\varphi_{max}$ слева L_1 и справа L_2 от оптимального режима (рис. 1). При расположении рабочей точки на характеристике вентилятора в промежутке между оптимальным режимом и границей рабочей области величину коэффициента ζ следует определять интерполяцией.
3. Потери полного давления во входном и выходном элементах вентустановки δP , Па, рассчитываются по формуле:

$$\Delta P = \sum \zeta P_{dv} \quad (1)$$

$$\sum \zeta$$

где $\sum \zeta$ - сумма коэффициентов сопротивления входного и выходного элементов,

$$P_{dv} = \rho / 2 \left(\frac{L}{A_v} \right)^2$$

- динамическое давление вентилятора в рабочей точке, Па.

4. Коэффициенты сопротивления фасонных элементов вентиляторной установки рекомендуется определять:
5. для входных элементов – по табл. 1 и 2;
6. для выходных элементов – по табл. 3-5;

для составных элементов за вентиляторами с лопатками, загнутыми назад, показанных на рис. 2, при $\bar{l} = l/Dg = 1-1,5; n =$

$A / Av = 1,5 - 2,6; \bar{H} = H / Dg = 1 - 2$ принимать равными ≈ 2 при $L_1, \approx 0,7$ при L_{opt} и L_2 .

P_v'

5. Полное давление вентустановки P_v' , Па, меньше полного давления вентилятора на величину потерь в присоединенных фасонных элементах и равно:

P_v'

1.1.1.1.1.1.1.1.1. $= P_v - \Delta P$ (2)

6. КПД вентустановки η меньше КПД вентилятора на величину потерь, вызванных присоединительными элементами на входе и выходе

$\sum \Delta \eta$

1.1.1.1.1.1.1.1.1. $\eta = \eta_v - \Delta \eta = \eta_v (1 - \sum \Delta \eta / \eta_v)$ (3)

1.1.1.1.1.1.1.1.2. где η_v КПД вентилятора при заданном расходе воздуха;

$\sum \Delta \eta$

1.1.1.1.1.1.1.1.3. $\Delta \eta$ и η_v - суммарное, действительное и относительное снижение КПД, вызванное присоединительными элементами.

7. Относительное снижение КПД вентустановки определяется:

8. для входных элементов по табл. 1 и 2;

9. для выходных элементов величина относительного снижения КПД равна:

$$\Delta \eta = \zeta \frac{P_{dv}}{P_v} \tag{4}$$

где ζ принимается по табл. 3-5 или по п. 4.в.

8. Применение оптимальных способов присоединения вентилятора к сети и учет потерь в элементах присоединения особенно важен, когда доля динамического давления вентилятора в полном P_{dv}/P_v велика, т.е. при расположении рабочей точки вблизи оптимального режима и в правой части рабочей области аэродинамической характеристики вентилятора.

9. Для преобразования характеристики полного давления вентилятора и характеристику полного давления вентиляторной установки необходимо рассчитать согласно п.п. 3 и 4 потери полного давления в элементах присоединения при фиксированном расходе воздуха в названных в п. 2 трех характерных точках. Затем вычесть эти потери из характеристики

P_v'

вентилятора (п.5) и по полученным трем точкам построить характеристику полного давления P_v' вентиляторной установки (рис.1).

Π_3

Аналогично могут быть построены кривые КПД η (рис.1) и статистического КПД $\eta_{ст}$ вентиляторной установки.

10. Рабочая точка вентиляторной установки 4 (рис.1) находится на пересечении характеристики сети с характеристикой полного давления вентиляторной установки. Рабочей точкой 5, находящейся на пересечении характеристики сети с каталожной характеристикой вентилятора, пользоваться не следует, т.к. это может явиться причиной значительного снижения фактического

L'

расхода воздуха L' по сравнению с его расчетной величиной L .

L'

11. Если потери в вентустановке вызвали снижение расхода воздуха с L до L' м³/ч (рис.1), то для получения требуемого расхода скорость вращения n должна быть увеличена до определяемой по формуле:

$n' = n L / L'$ (5)

12. Входные элементы, усиливающие неравномерность воздушного потока (прямоугольные колена, коробка, диффузор и т.п.) рекомендуется размещать от вентилятора на расстоянии, превышающем указанные в п. 1.

Примечание. Потери в прямоугольной входной коробке, поворачивающей поток воздуха на 90°С, не могут значительно превышать потери в прямоугольном колене.

13. Хорошо изготовленные и смонтированные гибкие вставки практически не влияют на характеристики вентустановок, но при несносности их с входом в вентилятор, при провисании материала и уменьшении проходного сечения гибкие вставки являются источником существенных потерь.

Пример 1. Задано определить оптимальные геометрические характеристики и гидравлические потери пирамидального

диффузора за радиальным вентилятором с лопатками, загнутыми вперед. Относительная длина диффузора $\bar{l} = l/Dg = 1,5$.

Решение. По рис.36 находим, что длине $\bar{l} = 1,5$ соответствует оптимальная степень расширения $n=1,9$. Коэффициент сопротивления в таком диффузоре согласно табл. 3 составит на оптимальном режиме 0,3, на левой границе рабочей области 0,5, на правой границе 0,31.

Пример 2. Требуется по заданной характеристике полного давления радиального вентилятора с лопатками, загнутыми назад, построить характеристики вентустановки (рис.1).

Перед входом в вентилятор размещен плавный отвод, за вентилятором следует диффузор, отвод, короб.

Решение. Согласно табл. 2 коэффициенты ζ и относительное снижение КПД установки с плавным отводом $R=1,5D_0$ на

входе для трех характерных режимов составят: $\zeta = 0,4; 0,45$ и $0,36$; а $\Delta\eta = 0,01; 0,01$ и $0,02$.

За вентилятором размещен диффузор ($\bar{l} = 1,5, n = 2$), отвод ($R = Dg$) и короб ($H/Dg = 2$). Для выходного элемента по п. 4в коэффициенты ζ для трех характерных режимов работы вентилятора составят: при L_1 коэффициент $\zeta = 2$, при L_{opt} и L_2 , $\zeta = 0,7$. Используя эти значения, рассчитываем по формуле 4 относительное снижение КПД установки под влиянием элементов выхода.

Полное давление вентиляторной установки на характерных режимах определяется по формуле (1) как разность полного давления вентилятора и суммарных потерь давления во входных и выходных элементах установки.

Относительное снижение КПД установки в каждой из трех точек суммируется для элементов входа и выхода, а КПД рассчитывается по формуле (3). По полученным трем точкам строится кривая КПД вентустановки.

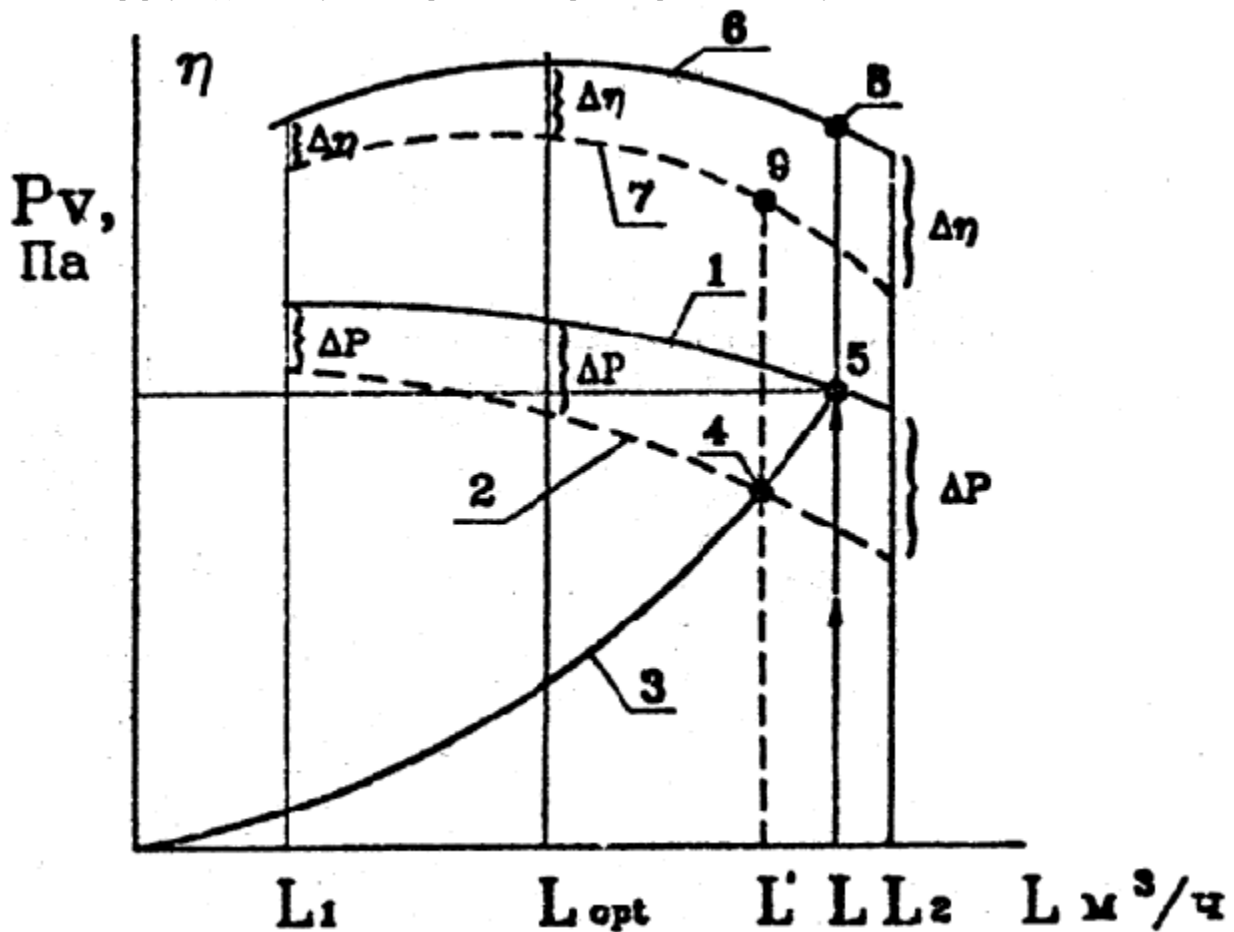


Рис. 1. Аэродинамические характеристики вентилятора и вентиляторной установки: 1- кривая полного давления вентилятора; 2- кривая полного давления вентиляторной установки; 3- характеристика сети; 4- рабочая точка вентиляторной установки; 5- рабочая точка вентилятора (без учета потерь давления в фасонных присоединительных элементах сети); 6- кривая КПД вентилятора; 7- кривая КПД вентиляторной установки; 8- значение КПД вентилятора, соответствующее рабочей точке 5; 9- значение КПД вентиляторной установки, соответствующее рабочей точке

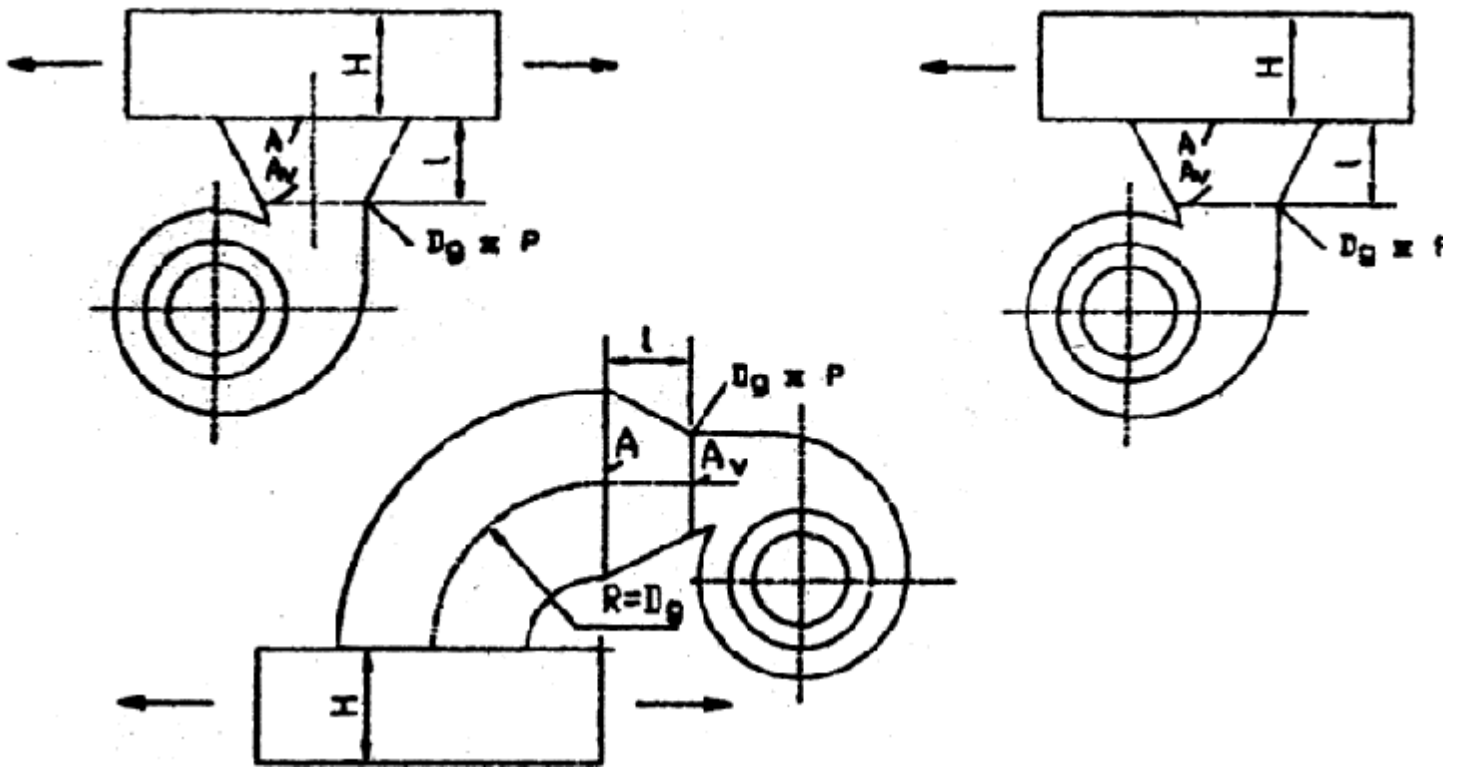


Рис. 2. Составной присоединительный элемент вентиляторной установки: A_v, A – площади поперечного сечения диффузора, m^2 ; l – длина диффузора, м; H – высота воздуховода, м; D_g – гидравлический диаметр выходного сечения вентилятора $D_g = 4A_v/\Phi$, где Φ – периметр выходного сечения вентилятора, м.

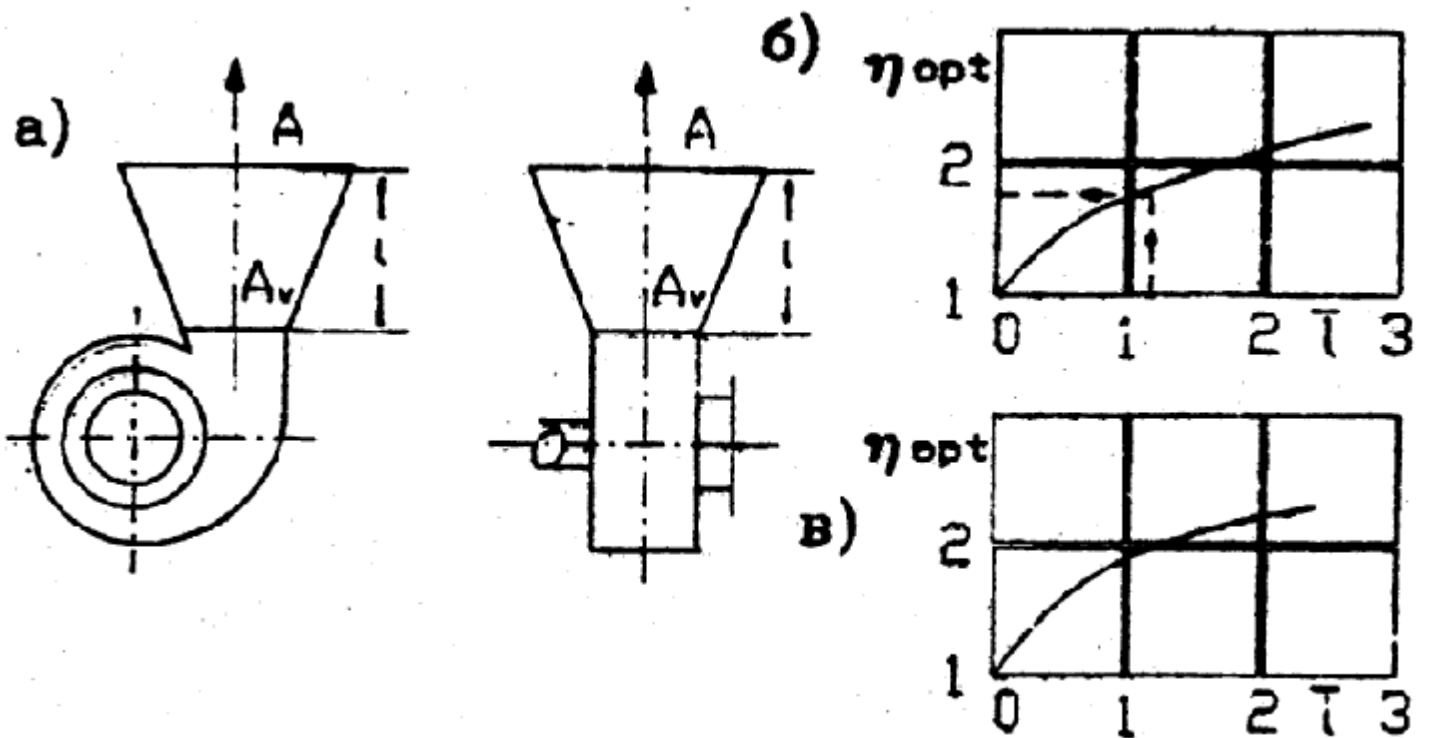


Рис. 3. Геометрические характеристики оптимальных пирамидальных диффузоров за радиальными вентиляторами: а -

$$\bar{l} = l / \frac{4A_v}{\Phi}$$

размеры диффузоров; б - график оптимальных относительных размеров диффузоров и $n_{opt} = A/A_v$ за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в- то же, но с лопатками загнутыми назад; A_v, A - площадь поперечного сечения диффузора, m^2 ; l - длина диффузора, м; Φ - периметр выходного сечения вентилятора, м.

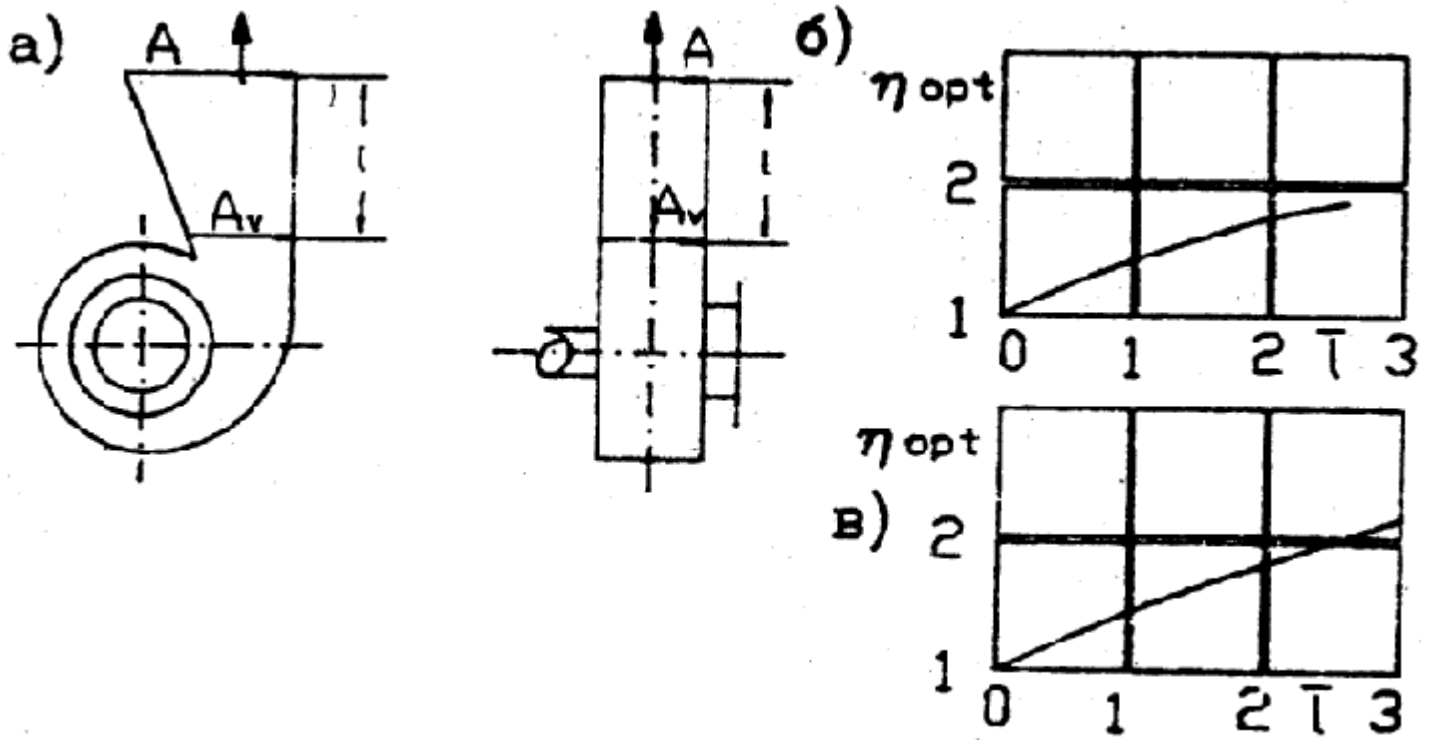


Рис. 4. Геометрические характеристики оптимальных, плоских несимметричных диффузоров за радиальными

$$\bar{l} = l / \frac{4A_v}{\Phi}$$

вентиляторами: а - размеры диффузоров; б - график оптимальных относительных размеров диффузоров и $n_{opt} = A/A_v$ за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в- то же, но с лопатками загнутыми назад; A_v, A - площадь поперечного сечения диффузора, m^2 ; l - длина диффузора, м; Φ - периметр выходного сечения вентилятора, м.

Таблица 1

Значение коэффициентов сопротивления ζ и относительного снижения КПД $\Delta \bar{\eta}$ установок радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед

Схемы элементов входа	ζ	$\Delta \bar{\eta}$	Режим работы вентилятора		
			L_1	L_{opt}	L_2
Схема 1					
		$R=1-1,5D_0$	0,4 0,05	0,4 0,05	0,35 0,1

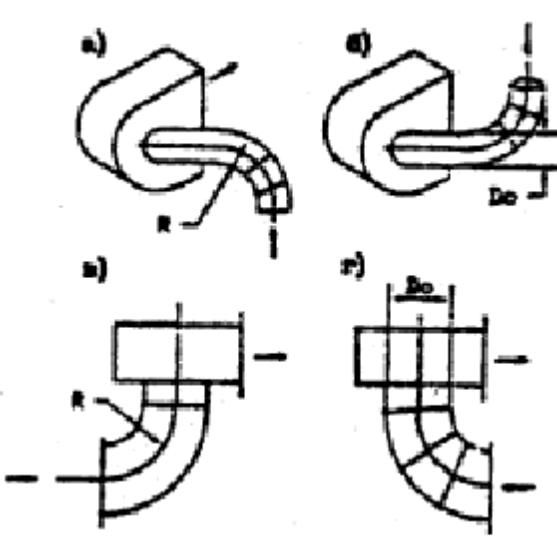
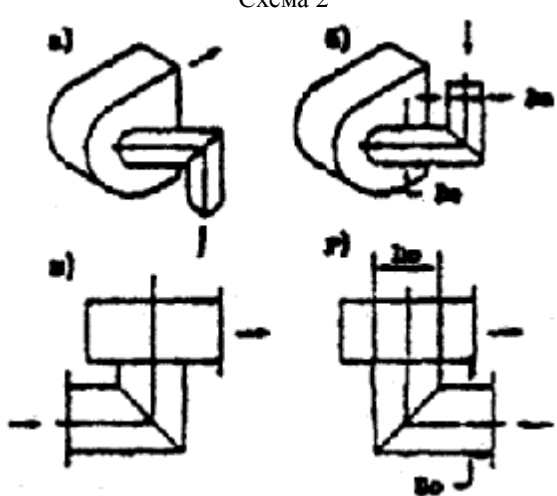
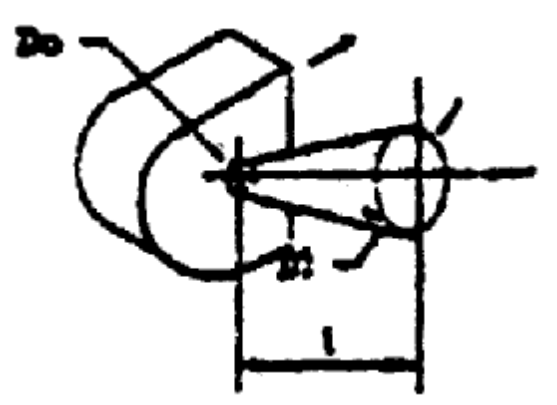
<p style="text-align: center;">Схема 2</p>	$\frac{9}{8}$	$\Delta \bar{\eta}$	$\frac{2}{0,3}$	$\frac{2}{0,3}$	$\frac{2}{0,4}$
<p style="text-align: center;">Схема 3</p> <p style="margin-top: 20px;"> $\bar{l} = 1 / D_0$ $n = (D_0 / D_1)^2$ </p>	$\bar{l} = 1,5$ $n = 0,4 - 0,7$	$\Delta \bar{\eta}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$
<p style="text-align: center;">Схема 4</p>	$n = 1,5$ $\bar{l} = 0,5$ $n = 2$	$\Delta \bar{\eta}$ $\Delta \bar{\eta}$	$\frac{0}{0,04}$ $\frac{0,5}{0,08}$	$\frac{0,2}{0,08}$ $\frac{0,8}{0,20}$	$\frac{0,2}{0,12}$ $\frac{0,7}{0,41}$

\bar{i} $= 1 / D_0$ $n = (D_0 / D_1)^2$	$n = 1,5$ \bar{i} $= 0,8$	\curvearrowright $\Delta \bar{\eta}$	$0,1$ 0 $0,3$ $0,06$	$0,15$ $0,03$ $0,3$ $0,06$	$0,1$ $0,06$ $0,2$ $0,11$
	$n = 2$	\curvearrowright $\Delta \bar{\eta}$			
	$n = 1,5$ \bar{i} $= 1,5$	\curvearrowright $\Delta \bar{\eta}$	$0,2$ $0,05$ $0,4$ $0,07$	$0,2$ $0,06$ $0,5$ $0,14$	$0,15$ $0,09$ $0,4$ $0,22$
	$n = 2$	\curvearrowright $\Delta \bar{\eta}$			

Таблица 2

Значение коэффициентов сопротивления \curvearrowright и относительного снижения КПД $\Delta \bar{\eta}$ установок радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад

Схемы элементов входа		\curvearrowright $\Delta \bar{\eta}$	Режим работы вентилятора		
			L_1	L_{opt}	L_2
Схема 1					
	$R=1-1,5D_0$	\curvearrowright $\Delta \bar{\eta}$	$0,4$ $0,01$	$0,4$ $0,02$	$0,36$ $0,02$

					
<p style="text-align: center;">Схема 2</p> 	$\frac{9}{8}$	$\Delta \bar{\eta}$	$\frac{1}{0,08}$	$\frac{1}{0,08}$	$\frac{1}{0,20}$
<p style="text-align: center;">Схема 3</p>  <p style="margin-top: 20px;"> $\bar{l} = 1 / D_0$ $n = (D_0 / D_1)^2$ </p>	$\frac{\bar{l}}{n} = \frac{1}{0,7}$ $\frac{\bar{l}}{n} = \frac{1,2}{0,5}$ $\frac{\bar{l}}{n} = \frac{1,4}{0,4}$	$\Delta \bar{\eta}$ <hr/> $\Delta \bar{\eta}$ <hr/> $\Delta \bar{\eta}$	$\frac{0,7}{0,07}$ <hr/> $\frac{0,8}{0,02}$ <hr/> $\frac{0,5}{0,03}$	$\frac{0,3}{0,07}$ <hr/> $\frac{0,4}{0,06}$ <hr/> $\frac{0,5}{0,05}$	$\frac{0,2}{0,05}$ <hr/> $\frac{0,3}{0,06}$ <hr/> $\frac{0,1}{0,02}$
Схема 4	$n = 1,5$ $\bar{l} = 0,8$	$\Delta \bar{\eta}$ $\Delta \bar{\eta}$	$\frac{0,5}{0,03}$ <hr/> $\frac{0,5}{0,02}$	$\frac{0,5}{0,06}$ <hr/> $\frac{0,8}{0,10}$	$\frac{0,3}{0,08}$ <hr/> $\frac{0,8}{0,21}$


	n = 2	$\Delta\bar{\eta}$			
$\bar{l} = 1 / D_0$ $n = (D_0 / D_1)^2$	n = 1,5 \bar{l} = 1,4 n = 2	$\Delta\bar{\eta}$ $\Delta\bar{\eta}$	$\frac{0,2}{0,01}$ 0,2 0,02	$\frac{0,3}{0,04}$ 0,3 0,04	$\frac{0,3}{0,07}$ 0,7 0,08

Таблица 3

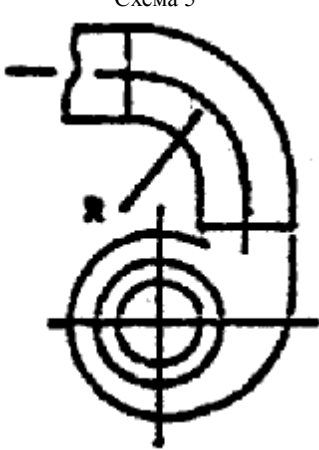
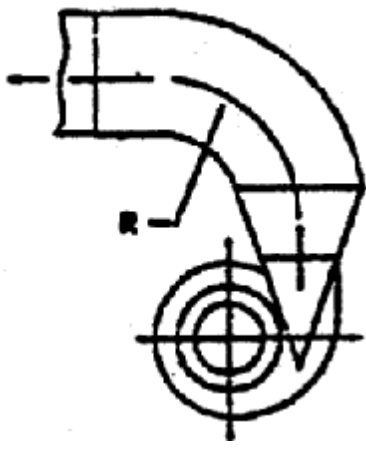

Значение коэффициентов сопротивления установок радиальных вентиляторов с пирамидальными диффузорами на выходе (рис. 3а)

Вентилятор	Характеристика	Режим работы вентилятора			
		диффузора	L_1	L_{opt}	L_2
Лопатки загнуты вперед	n = 1,5 \bar{l} = 1	2	0,4	0,2	0,2
			0,75	0,4	0,5
	n = 1,5 \bar{l} = 1,5 2	2,5	0,3	0,1	0,15
			0,55	0,35	0,35
			0,8	0,5	0,55
	n = 2 \bar{l} = 2,5 2,5	3	0,35	0,1	0,1
			0,4	0,3	0,3
			0,55	0,3	0,45
Лопатки загнуты назад	n = 1,5 \bar{l} = 1 2	2,5	1,1	0,25	0,1
			1,25	0,2	0,15
	n = 1,5 \bar{l} = 1,5 2	2,5	1,5	0,6	0,4
			1,1	0,15	0,15
			1,25	0,2	0,15
			1,5	0,45	0,2

Значение коэффициентов сопротивления ζ установок радиальных вентиляторов с плоскими диффузорами на выходе (рис.4а)

Вентилятор	Характеристика	Режим работы вентилятора			
		диффузора	L_1	L_{opt}	L_2
Лопатки загнуты вперед	\bar{l} =1 1,5	n = 1,2	0,2 0,3 0,45	0,1 0,2 0,5	0,1 0,35 0,6
		1,8			
	\bar{l} =1,5 1,5	n = 1,2	0,1 0,2 0,22 0,25	0,05 0,1 0,2 0,35	0,1 0,2 0,35 0,55
		1,8			
		2			
	\bar{l} =2,5 2	n = 1,5	0,1 0,15 0,3	0,1 0,15 0,4	0,1 0,35 0,6
		2,5			
Лопатки загнуты назад	\bar{l} =1 1,5	n = 1,2	1 1 1,2	0,05 0,15 0,45	0,1 0,2 0,6
		1,8			
	\bar{l} =1,5 1,5	n = 1,2	1 1 1,2 1,2	0,05 0,2 0,3 0,4	0,15 0,2 0,35 0,45
		1,8			
		2			
	\bar{l} =2,5 2	n = 1,5	1 1,2 1,2	0,15 0,15 0,4	0,1 0,25 0,45
		2,5			

Значение коэффициентов сопротивления ζ установок с радиальными вентиляторами

Схема	Характеристика выхода	Лопатки вентилятора	Режим работы вентилятора			
			L_1	$L_{орт}$	L_2	
<p>Схема 5</p> 		$R = D_{ou}$	<hr/> вперед \smile <hr/> назад \smile	<hr/> 0,2 <hr/> 0,6	<hr/> 0,3 <hr/> 0,2	<hr/> 0,3 <hr/> 0,3
<p>Схема 6</p> 		Диффузор $n = 2,$ $\sim = 14 \frac{238}{32}$ ОТВОД $R = D_{ou}$	<hr/> вперед \smile <hr/> назад \smile	<hr/> 0,4 <hr/> 0,2	<hr/> 0,2 <hr/> 0,2	<hr/> 0,2 <hr/> 0,2
<p>Схема 7</p> 		$\frac{9}{8}$	<hr/> вперед \smile <hr/> назад \smile	<hr/> 0,2 <hr/> 0,1	<hr/> 0,2 <hr/> 0,1	<hr/> 0,2 <hr/> 0,1