ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АРЕНДНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ ПРОМСТРОЙПРОЕКТ

П О С О Б И Е 3.91 к СНиП 2.04.05-91

Вентиляторные установки

Москва, 1993 г.

gost.e-ecolog.ru

ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АРЕНДНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ ПРОМСТРОЙПРОЕКТ

П О С О Б И Е 3.91 к СНиП 2.04.05-91

Вентиляторные установки

Главный инженер института И.Б.Львовский

Главный специалист Б.В.Баркалов

Москва, 1993 г.

УДК 697.911

Рекомендовано к изданию решением секции Технического Совета арендного предприятия Промстройпроект.

Пособие 3.91 к СНиП 2.04.05-91. Вентиляторные установки. /Промстройпроект - М., 1993г. стр.16/

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 приведятся 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

ПЕРЕЧЕНЬ ПОСОБИЙ

к СНиП 2.04.05-91

"Отопление, вентиляция и кондиционирование"

1.91. Расход и распределение приточного воздуха
2.91. Расчет поступлений теплоты солнечной радиации в помещения
3.91. Вентиляторные установки
4.91. Противодымная защита при пожаре
5.91. Размещение вентиляционного оборудования
6.91. Огнестойкие воздуховоды
7.91. Схемы прокладки воздуховодов в зданиях
8.91. Численность персонала по эксплуатации систем отопления, вентиляции и кондиционирования
9.91. Годовой расход энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования
10.91. Проектирование антикоррозийной защиты
11.91. Расчетные параметры наружного воздуха для типовых проектов
12.91. Рекомендации по расчету инфильтрации наружного воздуха в одноэтажные производственные здания.
13.91. Противопожарные требования к системам отопления, вентиляции и кондиционирования.

Заявки принимаются отделом комплексной информатизации проектирования (ОКИП) Промстройпроекта по адресу 119827, ГСП, Москва, Г-48, Комсомольский проспект, 42 (тел. 242-37-64, 242-10-45). по вопросам оплаты тел. 245-95-24

Настоящее "Пособие к СНиП 2.04.05-91" защищено авторским правом, не должно воспроизводиться или использоваться никаким способом и никакими средствами - электронными или механическими, включая фотокопирование или информационные фонды и системы выдачи, без письменного разрешения Института Промстройпроект

1. Вентиляторной установкой называют вентилятор с присоединенными фасонными элементами сети, находящимися на расстоянии до пяти диаметров ($5D_0$) от входного и $3D_g$ от выходного отверстия, где $D_g = 4A_v/P$, A_v 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.].

2. Коэффициенты гидравлического сопротивления (потерь давления) входного и выходного элементов вентустановки ζ 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} м^3/ч, при максимальном значении КПД, и на границах аэродинамической характеристики вентилятора, соответствующих значению $0{,}9\eta_{max}$ 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:

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

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

$P_{dv} = \rho/2(\frac{L}{A_v})^2$ – динамическое давление вентилятора в рабочей точке, Па.

4. Коэффициенты сопротивления фасонных элементов вентиляторной установки ζ рекомендуется определять:

а) для входных элементов – по табл.1 и 2;

б) для выходных элементов – по табл.3 - 5;

в) для составных элементов за вентиляторами с лопатками, загнутыми назад, показанных на рис.2, при $\bar{l} = l/D_g = 1 - 1{,}5$; $n = A/A_v = 1{,}5 - 2{,}6$; $\bar{H} = H/D_g = 1 - 2$ принимать равными $\zeta = 2$ при L_1, $\zeta = 0{,}7$ при L_{opt} и L_2.

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

---

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

равно:

$$P_v' = P_v - \Delta P. \tag{2}$$

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

$$\eta' = \eta - \Delta\eta = \eta(1 - \sum \Delta\bar{\eta}), \tag{3}$$

где η – КПД вентилятора при заданном расходе воздуха;

$\Delta\eta$ и $\sum \Delta\bar{\eta}$ – суммарное действительное и относительное снижение КПД, вызванное присоединительными элементами.

7. Относительное снижение КПД вентустановки определяется:

а) для входных элементов по табл.1 и 2;

б) для выходных элементов величина относительного снижения КПД равна:

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

где ζ принимается по табл.3 - 5 или по пункту 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 в 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 вентилятора (п.5) и по полученным трем точкам построить характеристику полного давления P_v' вентиляторной установки (рис.1).

Аналогично могут быть построены кривые КПД η' (рис.1) и статического КПД η_s' 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 расхода воздуха L' по сравнению с его расчетной величиной L.

11. Если потери в вентустановке вызвали снижение расхода воздуха с L до L' м^3/ч (рис.1), то для получения требуемого расхода скорость вращения n должна быть увеличена до определяемой по формуле:

$$n' = nL/L'. \tag{5}$$

12. Входные элементы, усиливающие неравномерность воздушного потока (прямоугольные колено, 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 $90^{o}C$, могут значительно превышать потери в прямоугольном колене.

13. Хорошо изготовленные и смонтированные гибкие вставки практически не влияют на характеристики вентустановок, но при несоосности 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 $\bar{l} = l/D_g = 1{,}5$.

Решение. По рис.3б 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 $\Delta\bar{\eta} = 0{,}01$; 0,01 и 0,02.

За вентилятором размещен диффузор ($\bar{l} = 1{,}5$, $n = 2$), отвод ($R = D_g$) и короб $\bar{H} = H/D_g = 2$. 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 P'_v 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.

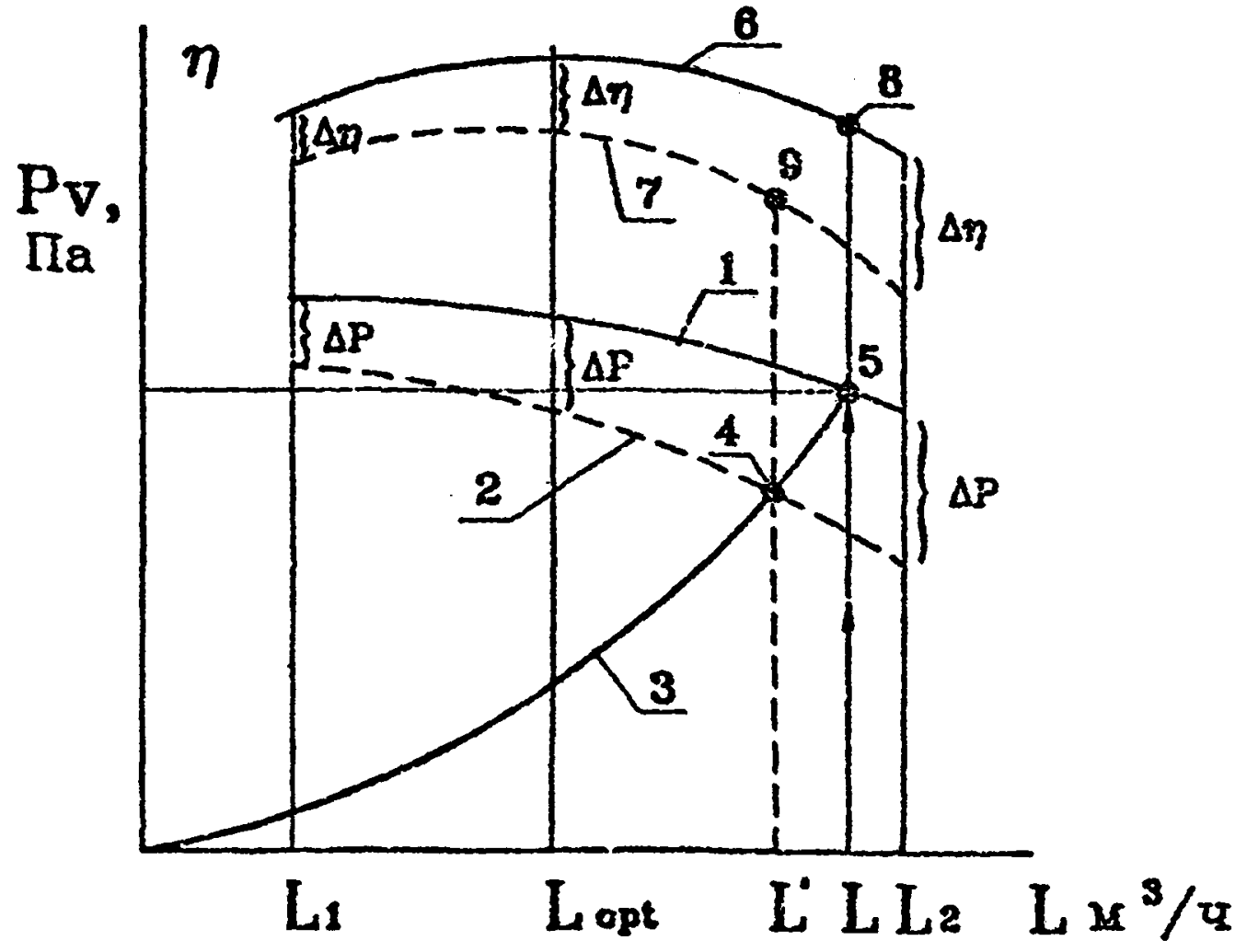


Рис.1. Аэродинамические характеристики вентилятора и вентиляторной установки: 1 - кривая полного давления вентилятора; 2 - кривая полного давления вентиляторной установки; 3 - характеристика сети: 4 - рабочая точка вентиляторной установки; 5 - рабочая точка вентилятора (без учета потерь давления в фасонных 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 4.

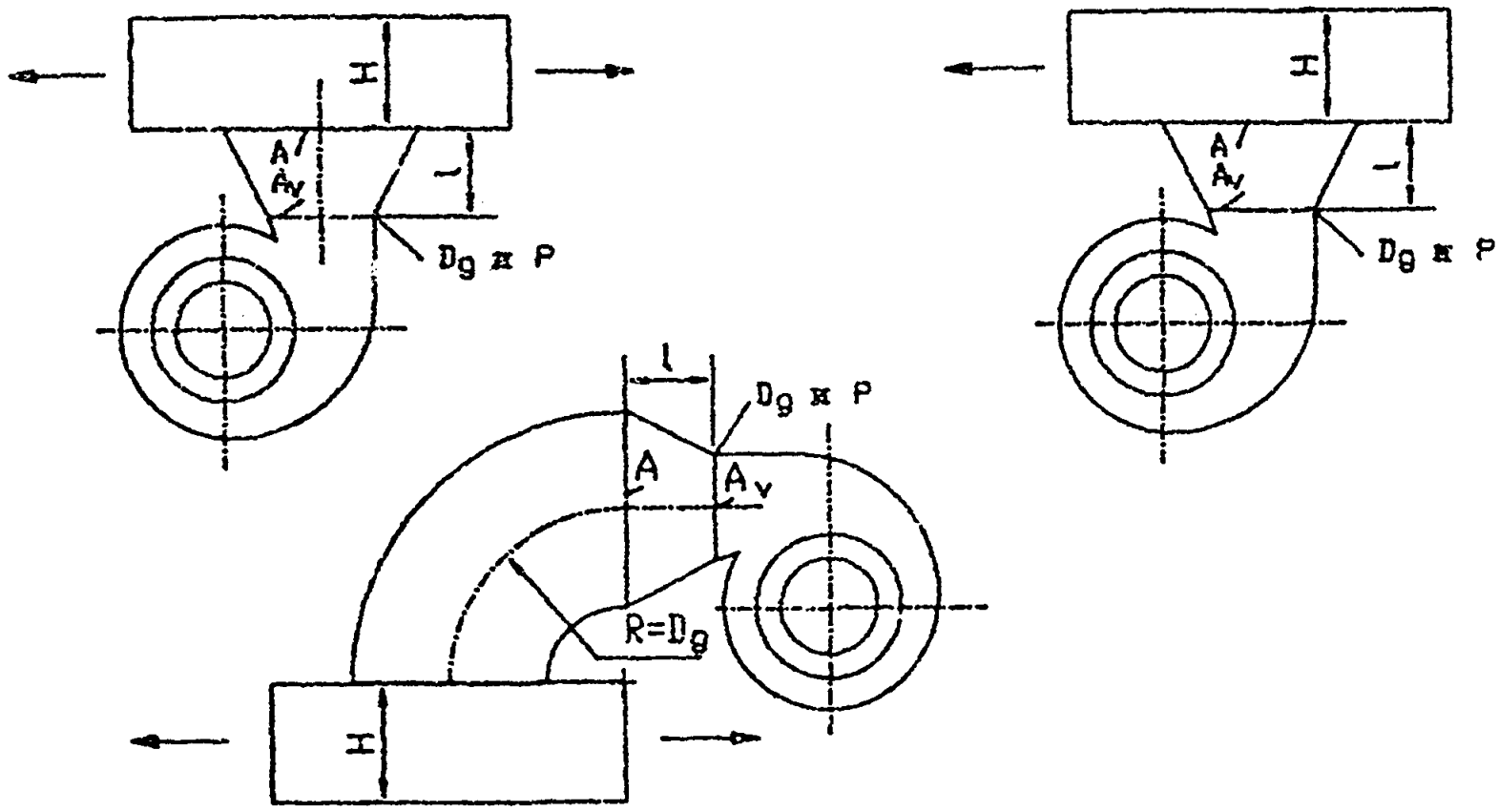


Рис.2. Составной присоединительный элемент вентиляторной установки: A_v, A - площади поперечного сечения диффузора, м^2; l - длина диффузора, м; B - высота воздуховода, м; D_g - гидравлический диаметр выходного сечения вентилятора $D_g = 4A_c/\Phi$, где Φ - периметр выходного сечения вентилятора, м.

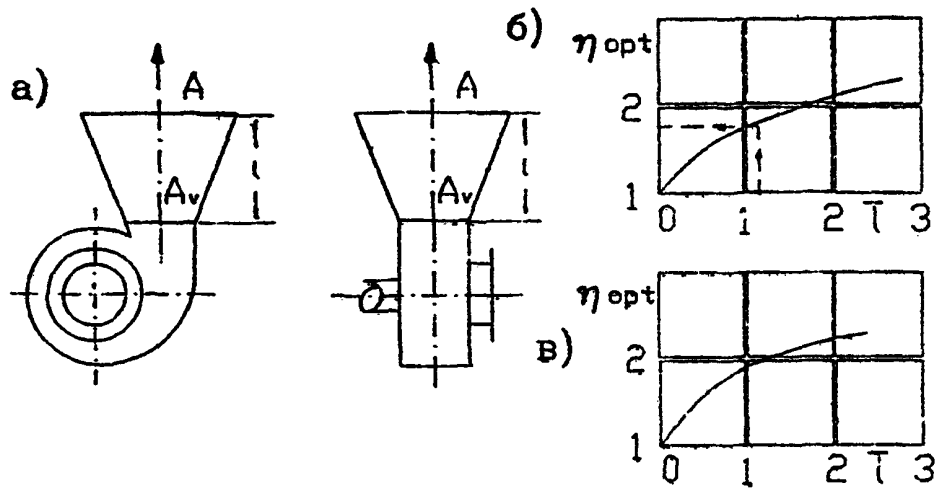


Рис.3. Геометрические характеристики оптимальных пирамидальных диффузоров за радиальными вентиляторами: а - размеры диффузоров; б - график оптимальных относительных размеров диффузоров $\bar{l} = l/\frac{4A_v}{\Phi}$ и $n_{opt} = A/A_v$ за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в - то же, но с лопатками загнутыми назад; A_v, A - площадь поперечного сечения диффузора, м^2; l - длина диффузора, м; Ф - периметр выходного сечения вентилятора, м.

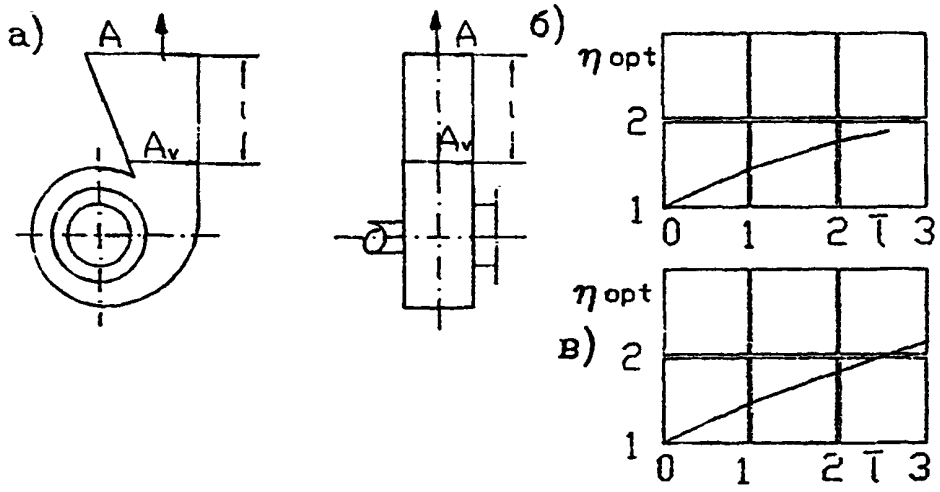


Рис.4. Геометрические характеристики оптимальных плоских несимметричных диффузоров за радиальными вентиляторами: а - размеры диффузоров; б - график оптимальных относительных размеров диффузоров $\bar{l} = l/\frac{4A_v}{\Phi}$ и $n_{opt} = A/A_v$ за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в - то же, но с лопатками загнутыми назад; A_v, A - площадь поперечного сечения диффузора, м^2; l - длина диффузора, м; Ф - периметр выходного сечения вентилятора, м.

Таблица 1

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

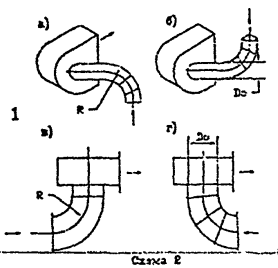
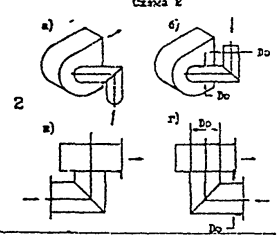
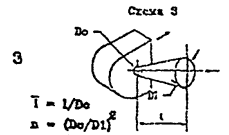
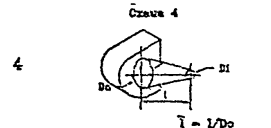
Схемы элементов входа		ζ / $\Delta\bar{\eta}$	Режим работы вентилятора		
			L_1	L_{opt}	L_2
Схема 1  1	$R = 1\text{-}1.5D_0$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.4 0.05	0.4 0.05	0.35 0.1
Схема 2  2	-	ζ $\Delta\bar{\eta}$	2 0.3	2 0.3	2 0.4
Схема 3  3	$\bar{l} = 1.5$ $n = 0.4\text{-}0.7$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0 0	0 0	0 0
Схема 4  4	$n = 1.5$ $\bar{l} = 0.5$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0 0.04	0.2 0.08	0.2 0.12
	$n = 2$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.5 0.08	0.8 0.20	0.7 0.41
	$n = 1.5$ $\bar{l} = 0.8$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.1 0	0.15 0.03	0.1 0.06
	$n = 2$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.3 0.06	0.3 0.06	0.2 0.11
	$n = 1.5$ $\bar{l} = 1.5$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.2 0.05	0.2 0.06	0.15 0.09
	$n = 2$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.4 0.07	0.5 0.14	0.4 0.22

Таблица 8

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

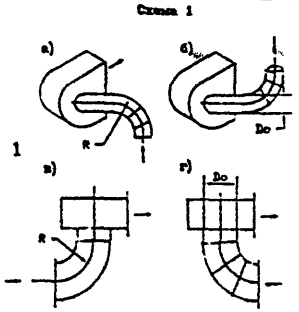
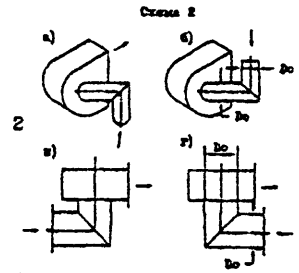
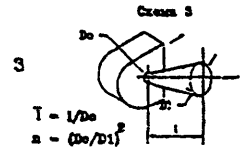
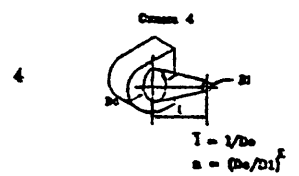
Схемы элементов входа		ζ / $\Delta\bar{\eta}$	Режим работы вентилятора		
			L_1	L_{opt}	L_2
1 	$R = 1\text{-}1.5D_0$	ζ	0.4	0.45	0.36
		$\Delta\bar{\eta}$	0.01	0.02	0.02
2 	—	ζ	1	1	1
		$\Delta\bar{\eta}$	0.08	0.08	0.20
3 	$\bar{l} = 1$	ζ	0.7	0.3	0.2
	$n = 0.7$	$\Delta\bar{\eta}$	0.07	0.07	0.05
	$\bar{l} = 1.2$	ζ	0.8	0.4	0.3
	$n = 0.5$	$\Delta\bar{\eta}$	0.02	0.06	0.06
	$\bar{l} = 1.4$	ζ	0.5	0.5	0.1
	$n = 0.4$	$\Delta\bar{\eta}$	0.03	0.05	0.02
4 	$n = 1.5$	ζ	0.5	0.5	0.3
	$\bar{l} = 0.8$	$\Delta\bar{\eta}$	0.03	0.06	0.08
	$n = 2$	ζ	0.5	0.8	0.8
		$\Delta\bar{\eta}$	0.02	0.10	0.21
	$n = 1.5$	ζ	0.2	0.3	0.3
	$\bar{l} = 1.4$	$\Delta\bar{\eta}$	0.01	0.04	0.07
	$n = 2$	ζ	0.2	0.3	0.7
		$\Delta\bar{\eta}$	0.02	0.04	0.08

Таблица 9

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

Вентилятор	Характеристика диффузора		Режим работы вентилятора		
			L_1	L_{opt}	L_2
Лопатки загнуты вперёд	$\bar{l} = 1$	n=1.5	0.4	0.2	0.2
		2	0.75	0.4	0.5
	$\bar{l} = 1.5$	n=1.5	0.3	0.1	0.15
		2	0.55	0.35	0.35
		2.5	0.8	0.5	0.55
	$\bar{l} = 2.5$	n=2	0.35	0.1	0.1
		2.5	0.4	0.3	0.3
		3	0.55	0.3	0.45
Лопатки загнуты назад	$\bar{l} = 1$	n=1.5	1.1	0.25	0.1
		2	1.25	0.2	0.15
		2.5	1.5	0.6	0.4
	$\bar{l} = 1.5$	n=1.5	1.1	0.15	0.15
		2	1.25	0.2	0.15
		2.5	1.5	0.45	0.2

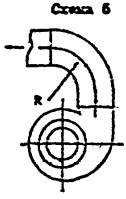
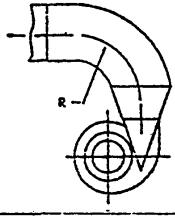
Таблица 4

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

Вентилятор	Характеристика диффузора		Режим работы вентилятора		
			L_1	L_{opt}	L_2
Лопатки загнуты вперёд	$\bar{l} = 1$	n=1.2	0.2	0.1	0.1
		1.5	0.3	0.2	0.35
		1.8	0.45	0.5	0.6
	$\bar{l} = 1.5$	n=1.2	0.1	0.05	0.1
		1.5	0.2	0.1	0.2
		1.8	0.22	0.2	0.35
		2	0.25	0.55	0.55
	$\bar{l} = 2.5$	n=1.5	0.1	0.1	0.1
		2	0.15	0.15	0.35
		2.5	0.3	0.4	0.6
Лопатки загнуты назад	$\bar{l} = 1$	n=1.2	1	0.05	0.1
		1.5	1	0.15	0.2
		1.8	1.2	0.45	0.6
	$\bar{l} = 1.5$	n=1.2	1	0.05	0.15
		1.5	1	0.2	0.2
		1.8	1.2	0.3	0.35
		2	1.2	0.4	0.45
	$\bar{l} = 2.5$	n=1.5	1	0.15	0.1
		2	1.2	0.15	0.25
		2.5	1.2	0.4	0.45

Таблица 5

Значение коэффициентов сопротивления ζ установок с радиальными вентиляторами

Схема	Характеристика выхода	Лопатки вентилятора загнуты	Режим работы вентилятора		
			L_1	$L_{опт}$	L_2
Схема 5 	$R = D_{оц}$	вперёд ζ	0.2	0.3	0.3
		назад ζ	0.6	0.2	0.3
Схема 6 	Диффузор $n = 2$, $\alpha = 14°$, отвод $R = 1.5\ D_{оц}$	вперёд ζ	0.4	0.2	0.2
		назад ζ	0.2	0.2	0.2
Схема 7 	———	вперёд ζ	0.2	0.2	0.2
		назад ζ	0.1	0.1	0.1

gost.e-ecolog.ru