

# Нагнетатели и тепловые двигатели

Соловьев Павел Валерьевич

# Литература

1. Нагнетатели и тепловые двигатели/В.М. Черкасский, Н.В. Калинин, Ю.В. Кузнецов, В.И. Субботин. – М.: Энергоатомиздат, 1997. 384 с.
2. Ляшков В.И. Тепловые двигатели и нагнетатели: учебное пособие/В.И. Ляшков. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009.- 124 с.
3. Панкратов Г.П. Сборник задач по теплотехнике : Учеб. Пособие для неэнергетич. спец. вузов.-2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986.- 248 с.

# Введение. Исторический обзор.

Нагнетатели – машины, служащие для перемещения жидкости или газов и повышения их потенциальной и кинетической энергии.

I в до н.э. – в Римской империи использовались примитивные поршневые насосы с приводом от лошадей;

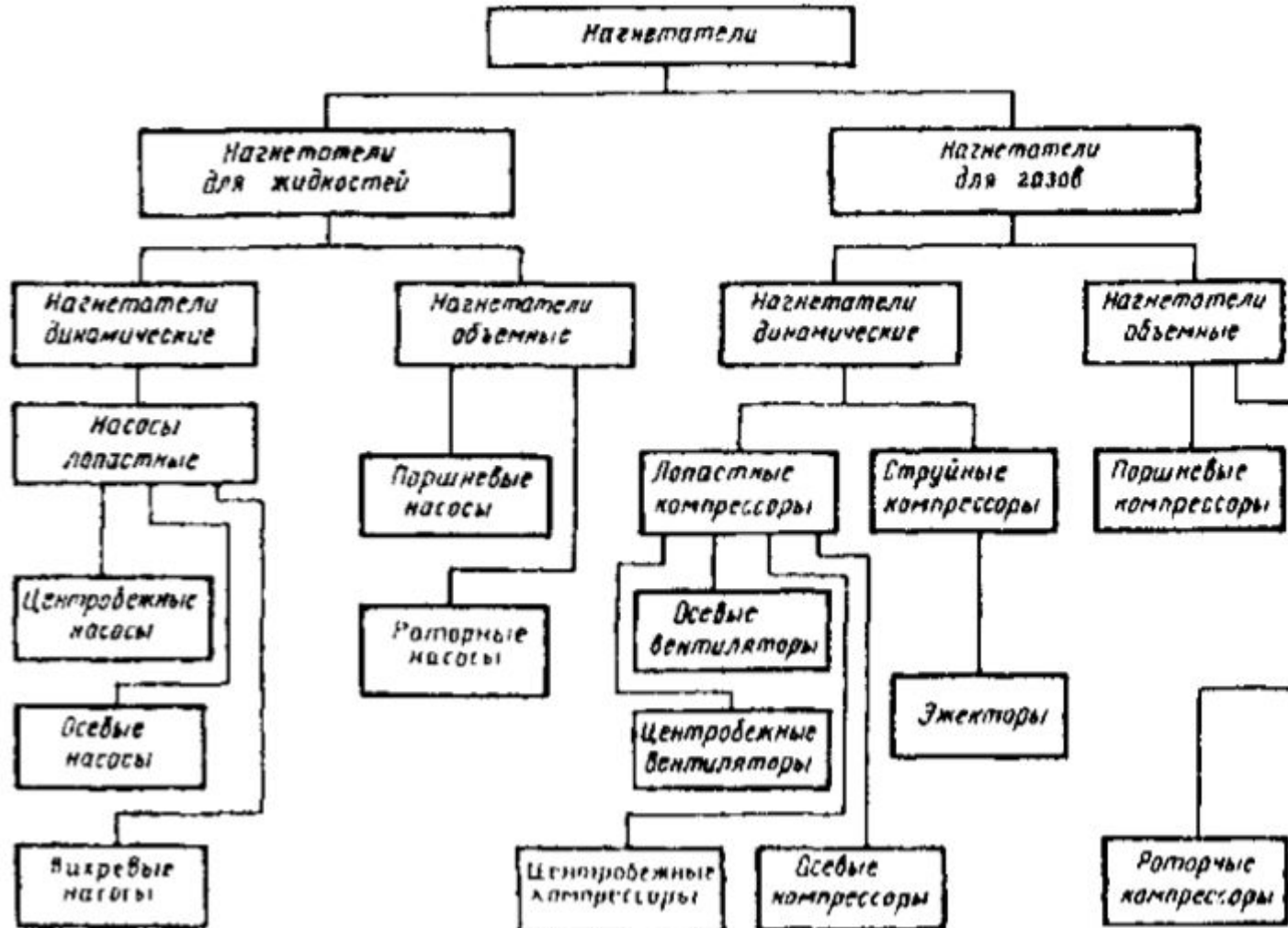
1805 г. – Ньюкомен построил поршневой насос с паровым приводом;

50-е г.г. XIX в. – Вортингтон (США) создал поршневой паровой насос, положив начало промышленному производству насосов;

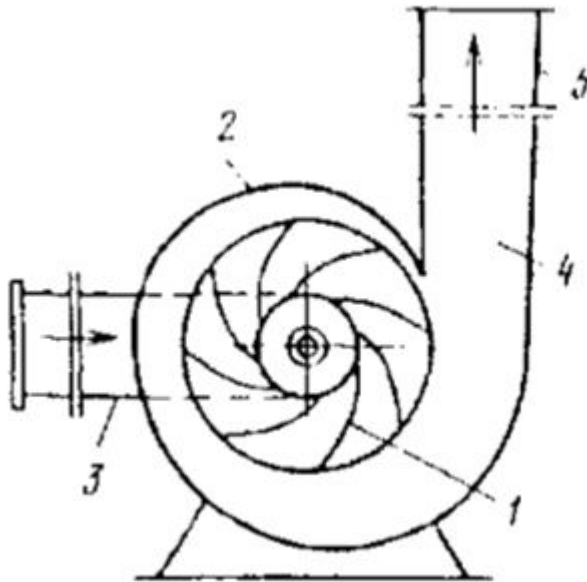
1846 г. – изобретение центробежного насоса;

1875 г. – О. Рейнольдс теория течения жидкости, изобретение современных насосов.

# Основные типы и классификация нагнетателей

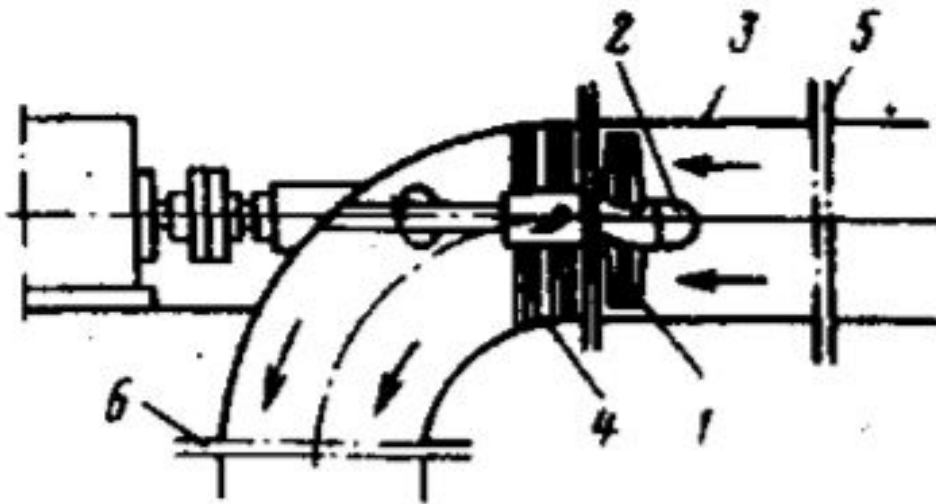


# Динамический центробежный нагнетатель



- 1 – изогнутые лопатки;
- 2 – корпус;
- 3 – входной патрубок;
- 4 – напорный патрубок;
- 5 – трубопровод.

# Динамический лопастный нагнетатель осевого типа



1 – колесо с рабочими лопастями;

2 - ступица колеса с обтекателем;

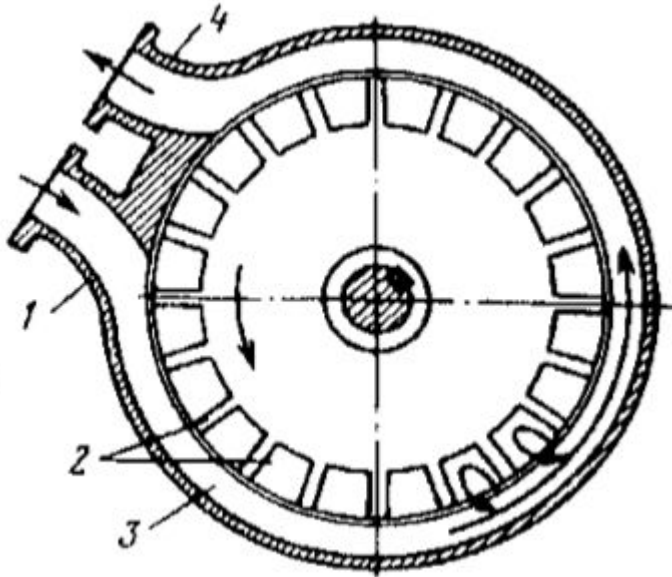
3 - корпус:

4 - спрямляющий лопаточный аппарат;

5 - всасывающий патрубок;

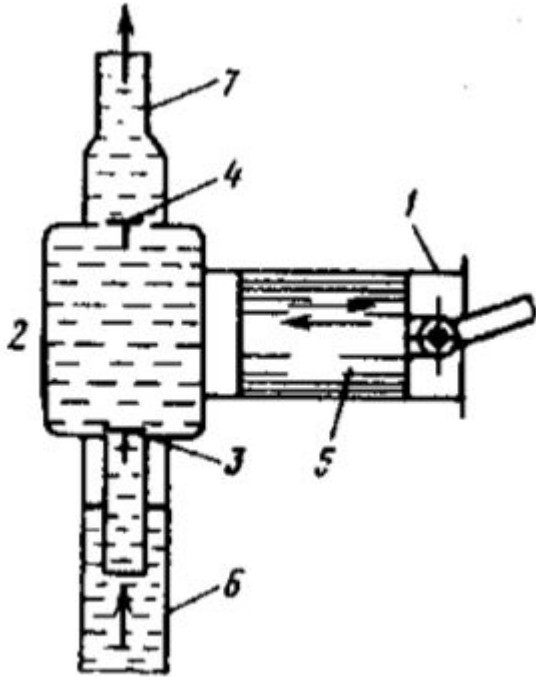
6 - напорный патрубок.

# Вихревой нагнетатель



- 1 – корпус;
- 2 – колесо с плоскими радиальными лопатками;
- 3 – кольцевой канал;
- 4 – напорный патрубок

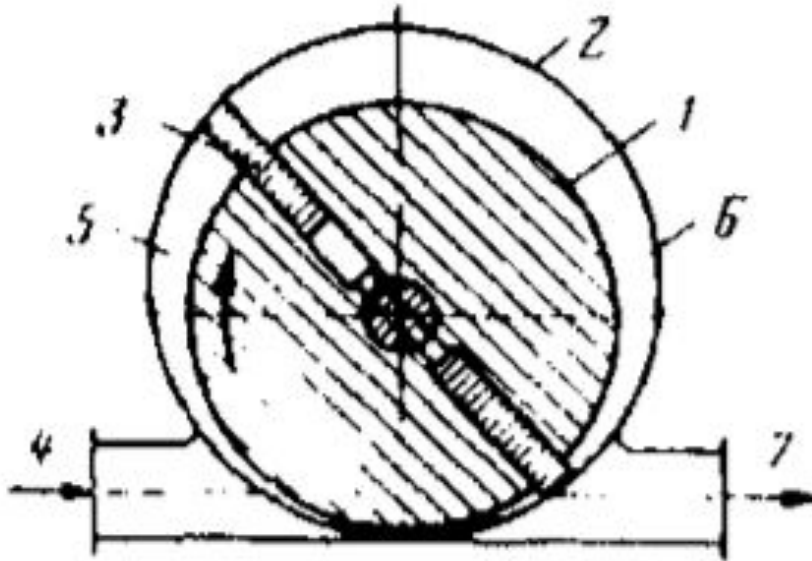
# Поршневой объемный нагнетатель (насос)



- 1 – цилиндр;
- 2 – клапанная коробка;
- 3 – всасывающий клапан;
- 4 – напорный клапан;
- 5 – поршень.

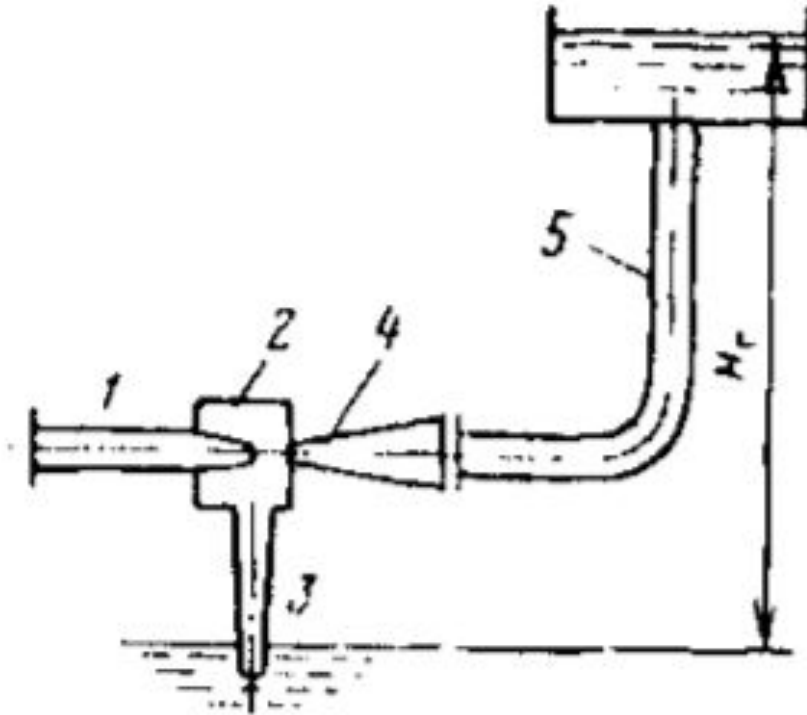


# Пластинчатый роторный нагнетатель



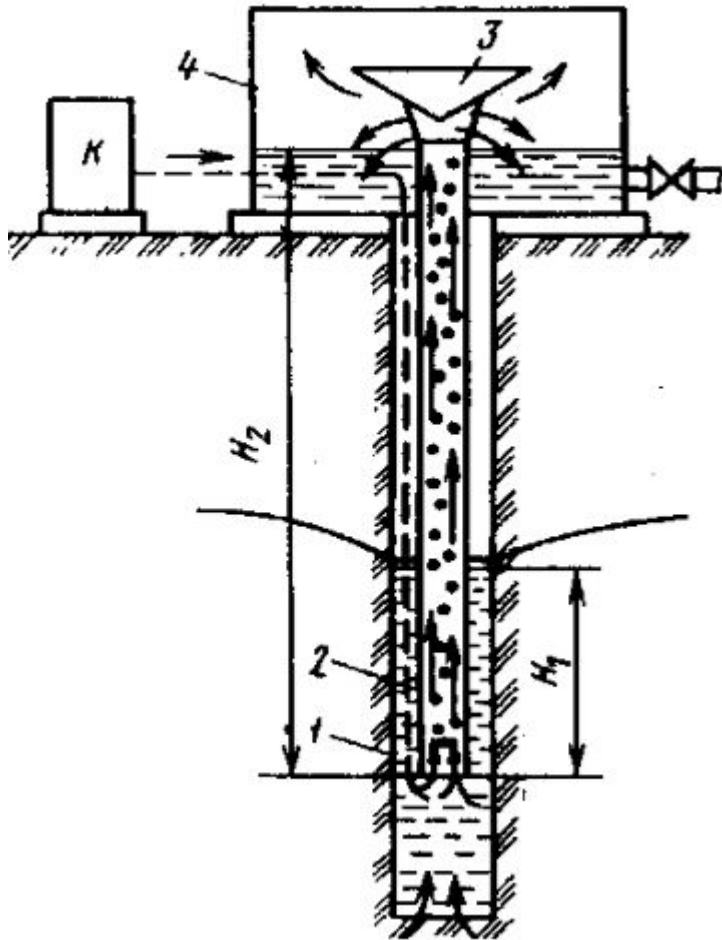
- 1 – массивный ротор;
- 2 – корпус;
- 3 – прямоугольные стальные пластинки;
- 4 – всасывающий патрубок;
- 5 , 6 – полости переменного сечения;
- 7 – напорный патрубок.

# Струйный нагнетатель



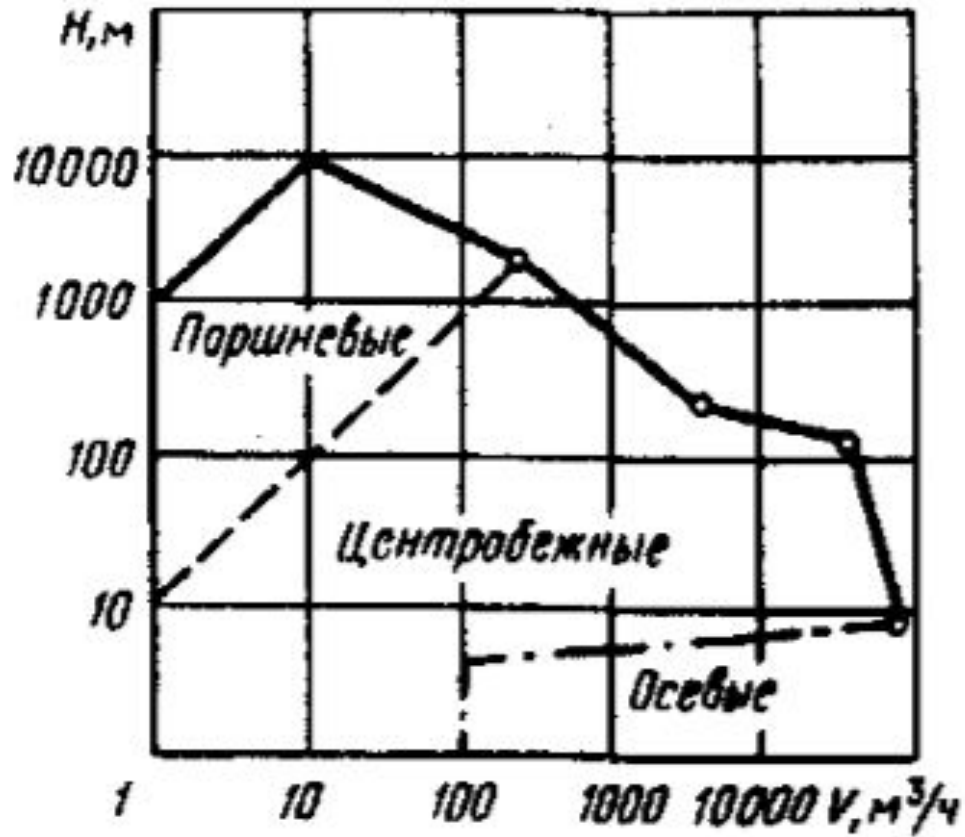
- 1 – суживающее сопло;
- 2 – камера низкого давления;
- 3 – подъемная труба;
- 4 – диффузор;
- 5 – напорная труба.

# Эрлифт



- 1 – обсадная труба;
- 2 – подъемная труба;
- К – компрессор;
- 3 – отбойный конус;
- 4 – резервуар для сбора жидкости.

# Область применения нагнетателей различных типов



# Рабочие параметры нагнетателей

**Подача (производительность)** – количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени.

**Массовая подача**  $m = \rho V$

**Объемная подача**  $V = m / \rho$

Физические условия входа в компрессор:  $T_{\text{вх}}=293 \text{ К}$ ,  $p_{\text{вх}} = 0,102 \text{ МПа}$ ,  
 $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$  для воздуха.

Уравнение сохранения энергии для насосов (уравнение Бернули):

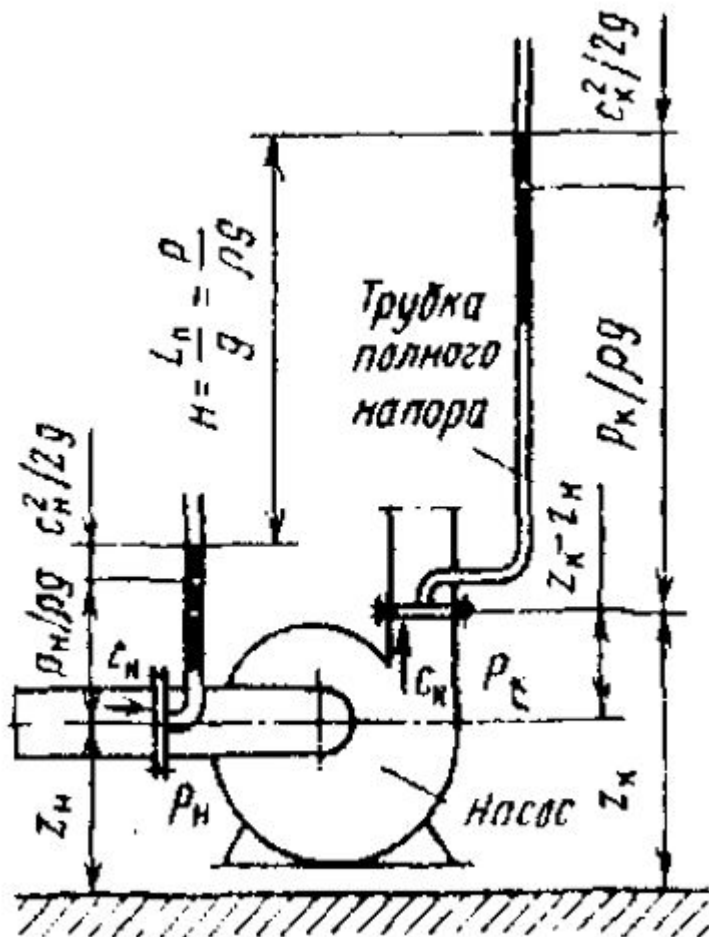
$$p = p_{\text{к}} - p_{\text{н}} + \frac{c_{\text{к}}^2 - c_{\text{н}}^2}{2} \rho + \rho g(z_{\text{к}} - z_{\text{н}})$$

Где  $p_{\text{к}}$  и  $p_{\text{н}}$  – давление жидкости на входе и на выходе, Па;  $c$  – скорости потоков;  $z$  – высота расположения входного и выходного сечения.

Напор, развиваемый нагнетателем:  $H = p/\rho g$

Полный напор, развиваемый нагнетателем:

$$H = \frac{p_K - p_H}{\rho g} + \frac{c^2 - c_H^2}{2g} + (z_K - z_H)$$



# Энергетические параметры нагнетателей

Энергетическое совершенство характеризуется удельной полезной работой:

$$L_{\Pi} = p/\rho = gH$$

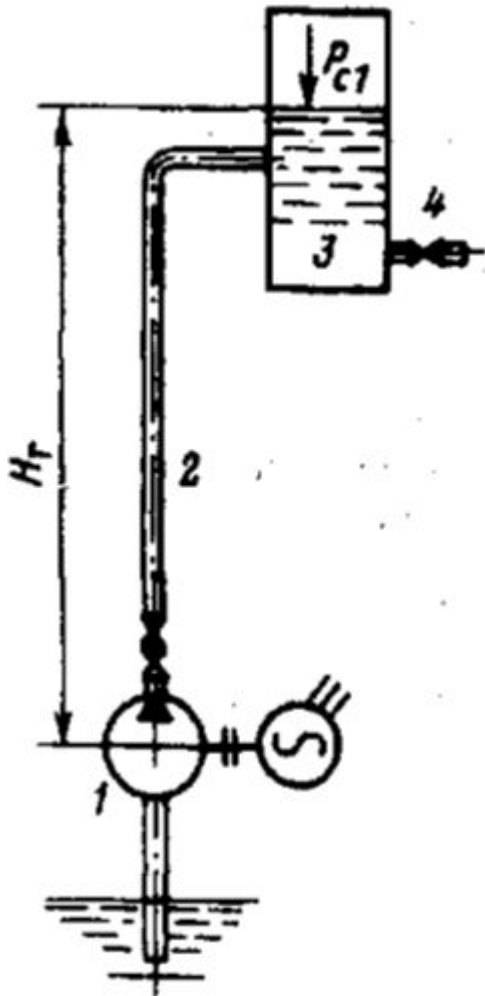
Работа, подводимая на вал называется удельной работой ( $L > L_{\Pi}$ ).

На вал нагнетателя подводится мощность от привода двигателя. Полезная мощность  $N_{\Pi}$  - работа, сообщаемая нагнетателем рабочему телу за 1 секунду.

$$N_{\Pi} = \frac{mL_{\Pi}}{1000} \quad N_{\Pi} = \frac{\rho V g H}{1000} \quad \text{- для насосов и вентиляторов.}$$

$$N_{\Pi} = \frac{\rho V L_{\Pi}}{1000} \quad \text{- для компрессоров} \quad \eta = \frac{N_{\Pi}}{N} \quad \text{- КПД}$$

# Совместная работа нагнетателя и трубопроводной системы



- 1 – нагнетатель
- 2 – трубопроводная сеть
- 3 – емкость
- 4 - задвижка

Пусть  $m_H$  - массовая подача нагнетателя, кг/с;  $m_{тр}$  - массовый расход через трубопроводную систему, кг/с, то если процесс стационарный (без утечек)

$$m_{тр} = m_H$$

или через объемную производительность

$$\rho_H V_H = \rho_{тр} V_{тр}, \rho_H = \rho_{тр}$$

$$V_H = V_{тр}$$



# Стационарность системы, записанное через закон сохранения энергии

$\frac{c^2}{2g}$  - кинетическая энергия течения жидкости

$\frac{p}{\rho g} + H$  – потенциальная энергия течения жидкости

$h_{\text{тр}}$  - потери на трении в трубе

Тогда закон сохранения энергии запишется как

$$\frac{p_{\text{н}}}{\rho_{\text{н}}} + \frac{c^2}{2} = \frac{p_{\text{ст}} + gH_{\Gamma}}{\rho} + \frac{c^2}{2} + gh_{\text{тр}}$$

При условии, что:  $c_{\text{н}} = c_{\text{тр}}$ ;  $\rho_{\text{н}} = \rho_{\text{тр}} = \rho$  получим:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + h_{\text{тр}}$$

Т.к., течение жидкости в трубах обычно турбулентно, то  $h_{\text{тр}} \equiv c^2 \equiv V^2$ , то

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + aV^2,$$

Где  $a$  – коэффициент пропорциональности (определяется графически).

# Характеристика трубопроводной системы

$$H_H = H_{ст} + aV^2$$

Левая часть – напор, который развивает нагнетатель

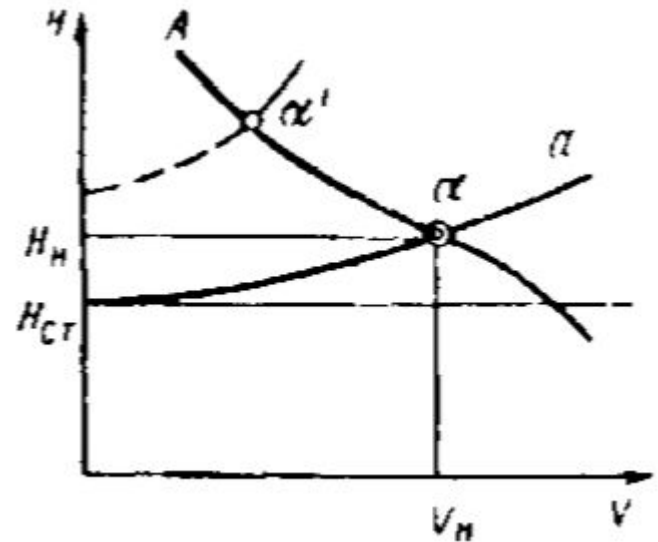
Правая часть – напор необходимый для поддержания статического давления

Графически  $H(V)$  правая часть – это характеристика трубопроводной системы (парабола).

Любой нагнетатель обладает определенной формой напорной характеристикой (A).

Точка их пересечения  $\alpha$  – рабочая точка системы, которая определяет рабочие параметры системы  $V$  и  $H$ .

Подобный метод широко используется проектировании и выборе нагнетателей.



# Термодинамические основы теории нагнетателей

Для любого процесса в системе нагнетатель-окружающая среда уравнение энергетического баланса такое:

$$dl - dq_{oc} = dh + d(c^2/2) + d(gz)$$

Графически процесс выглядит так:

Проинтегрировав уравнение, получим:

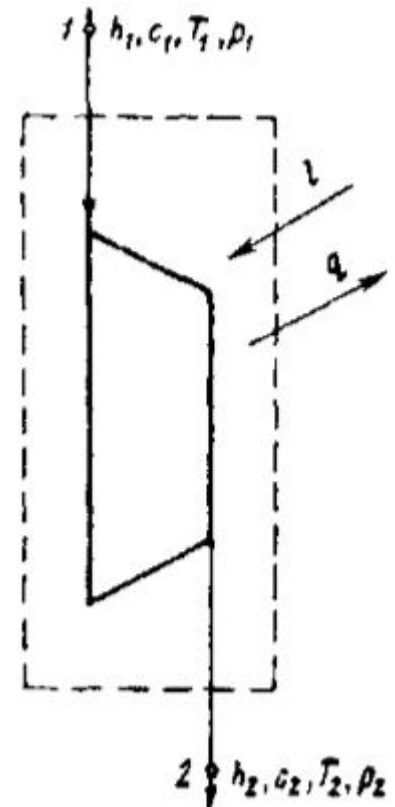
$$l_H = h_2 - h_1 + (c_2^2 - c_1^2) / 2 + q_{o.c} + g(z_2 - z_1).$$

Введем полные энтальпии торможения, получим:

$$l_H = h_2^* - h_1^* + q_{o.c}, \quad \text{где}$$

$$h^* = h + c^2 / 2.$$

Т.к., теплообмена с внешней средой не пред  $q_{o.c} = 0$ , тогда  $l_H = h_2^* - h_1^*$



# Определение работы повышения давления

$d q = d h - v d p$  первый закон термодинамики

$d q = d q_{\text{тр}} + d q_{\text{о.с}}$  где  $q_{\text{тр}}$  - теплота, которая переходит к газу в результате трения;  $q_{\text{о.с}}$  - теплообмен с окружающей средой.

Проинтегрируем  $d q = d h - v d p$  получим:  $l_c = h_2 - h_1 + q_{\text{о.с}} + q_{\text{тр}}$

Теплообмен с окружающей средой  $q_{\text{о.с}} = 0$  отсутствует.  $l_c = h_2 - h_1 + q_{\text{тр}}$

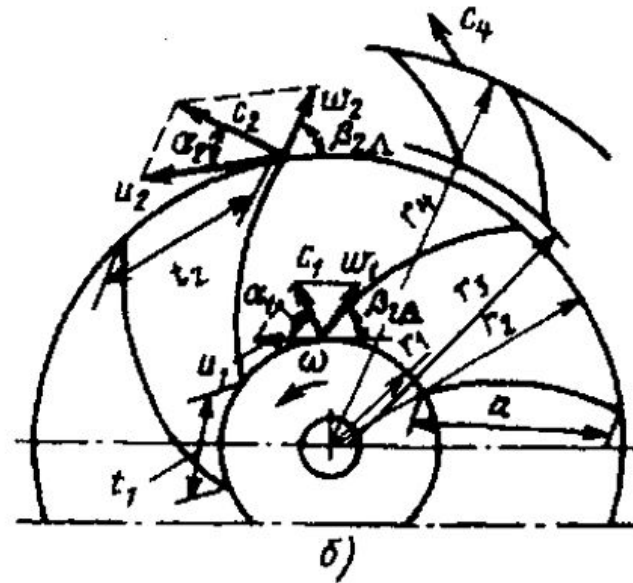
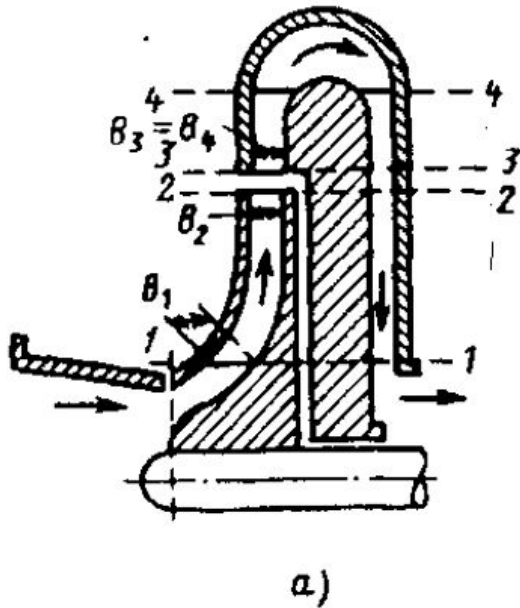
Работа сжатия совпадает с подведенной работой извне  $l_H$ , только при отсутствии потерь на трении.

При равенстве скоростей на входе и выходе нагнетателя, газ близок к идеальному, поэтому  $l_H \approx c_p (T_2 - T_1)$ .

Решая совместно оба уравнения получим уравнение Бернули:

$$l_H = l_c + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + l_{\text{тр}}$$

# Принцип действия динамического нагнетателя

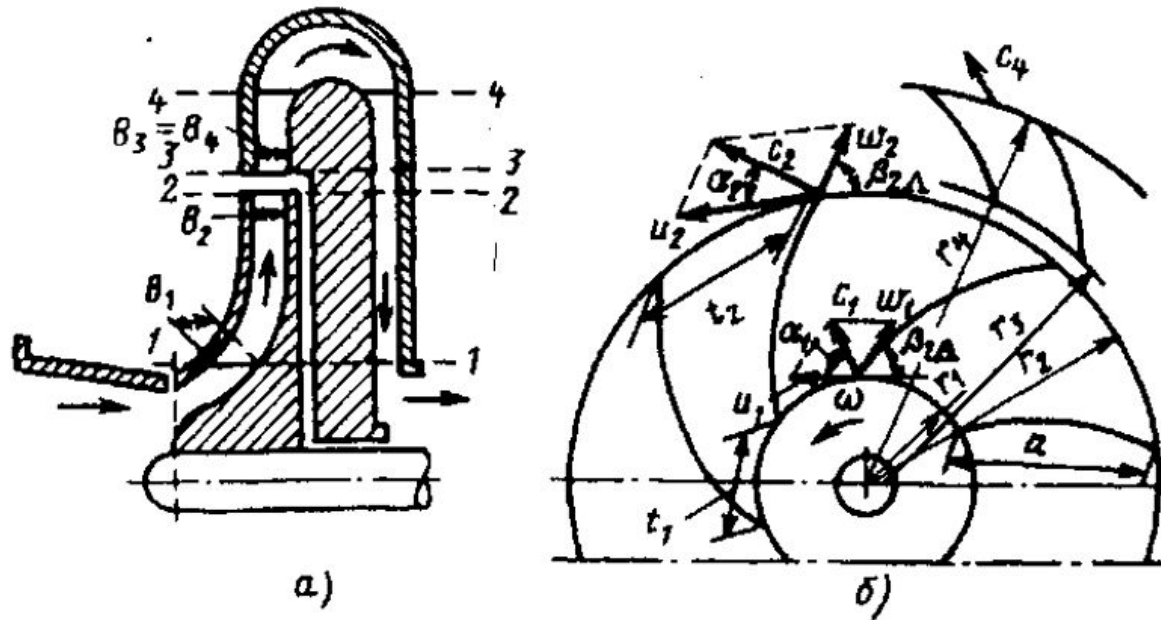


**Принцип работы:**  
Рабочее тело поступает через входной кольцевой участок между валом и входным патрубком в рабочее колесо, где после изменения направления от осевого на радиальное попадает в каналы, образованные рабочими лопатками.

$c_1$  - абсолютная скорость движения рабочего тела;  
 $u_1$  - переносная скорость;  
 $w$  - относительная скорость.

В каналах рабочему телу передается энергия от стенок и тогда  $c_2 > c_1$

После выхода из рабочего колеса рабочее тело попадает в диффузор, где тормозится.



Основные обозначения:

1-1, 2-2, 3-3 и 4-4 – характерные сечения;

$D_1, D_2, D_3$  и  $D_4$  - диаметры канала рабочего колеса;

$b_1, b_2, b_3, b_4$  - ширина канала в этих сечениях;

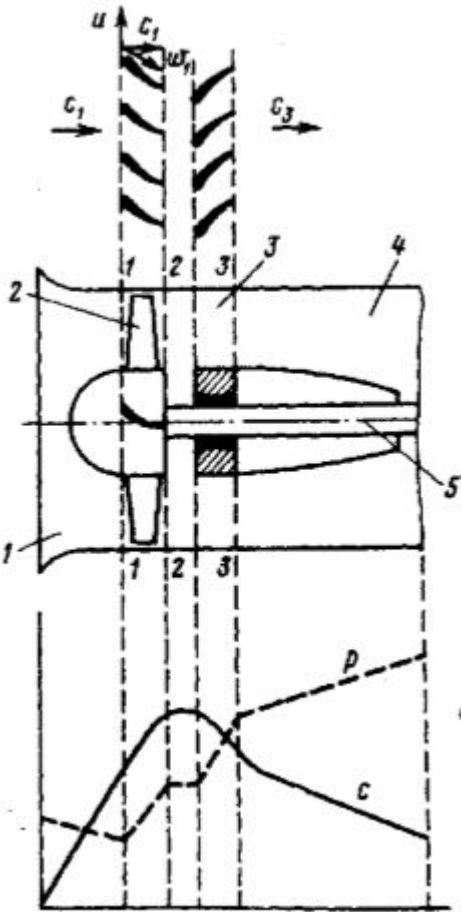
$\beta_{1л}, \beta_{2л}$  - конструктивные углы (между касательными ко входной и выходной кромкам лопаток и касательной к дуге окружности);

$t$  – шаг лопаток;

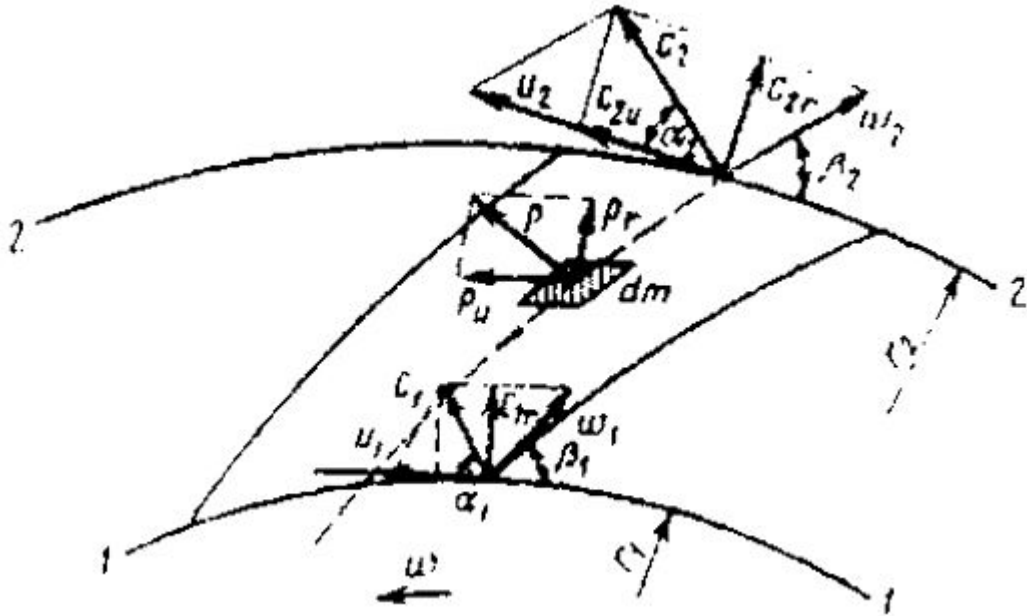
$a$  – длина хорды сечения лопаток.

# Ступень осевого нагнетателя

- 1 – входной патрубок
- 2 – рабочее колесо
- 3 – неподвижный лопаточный диффузор
- 4 – выходной патрубок
- 5 – вал



# Уравнение Эйлера



Изменение скорости в межлопаточном канале рабочего колеса

Изменение скорости некоторой массы  $dm$  в течении времени  $\tau$  от  $c_1$  до  $c_2$  вызвано действием силы  $P$ , приложенной к массе:  $P d\tau = dm (c_2 - c_1)$

Момент силы, действующей со стороны лопаток на элементарную массу газа:

$$dM = dm (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1)$$

Элементарная работа:

$$dl = dM \omega = dm (u_2 c_{2u} - u_1 c_{2u})$$

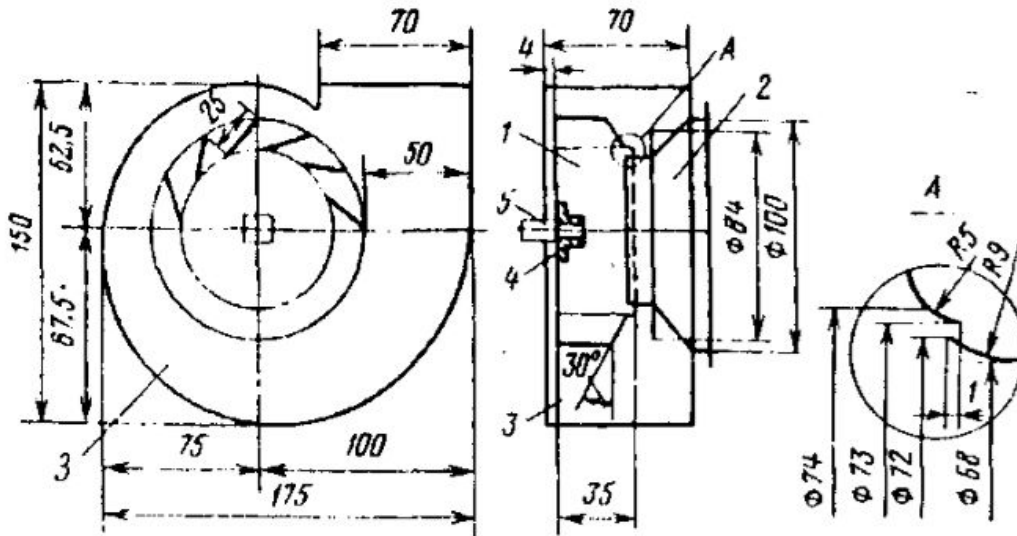
Интегрируя в пределах от 1 до 2, получим:

$$l = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1$$

Уравнение Эйлера



# Центробежные вентиляторы



Аэродинамическая схема  
центробежного вентилятора Ц 4-70 с  
размерами.

- 1 – рабочее колесо
- 2 – входной патрубок
- 3 – спиральный корпус
- 4 – гайка
- 5 – вал

# Основные характеристики вентиляторов

Давление создаваемое вентилятором  $p = (p_{2ст} + \rho c_2^2 / 2) - (p_{1ст} + \rho c_1^2 / 2) =$   
 $= (p_{2ст} - p_{1ст}) + \rho (c_2^2 - c_1^2) / 2,$

Полезная мощность:  $N_{пол} = p V$  Где  $V$  - производительность

Полный КПД:  $\eta = p V / N$  Статический КПД:  $\eta_{ст} = p_{ст} V / N$

Где  $p_{ст} = p_{2ст} - p_{1ст}$

Мощность двигателя:  $N_{дв} = (1,05 \div 1,15) p V / (\eta \eta_{пер} \cdot 1000)$

Где  $\eta_{пер}$  - КПД передачи (для валов =1, для клиноременной = 0,95)

Коэффициент давлени  $\psi = 2\bar{p},$   $\bar{p} = \eta_r \mu_2 = p / (\rho u_2^2)$  Коэффициент  
 мощности:

Коэффициент  $\varphi = 4 V / (\pi D_2^2 u_2^2)$   $\lambda = N / [\rho (\pi D_2^2 / 4) u_2^3]$   
 производительности:

Коэффициент быстроходности  $n = 53 n V^{1/2} p^{-3/4}$

Вентиляторы	Коэффициент быстроходности
Центробежные высокого давления	10–30
Центробежные низкого и среднего давления с лопатками:	
отогнутыми вперед	30–60
отогнутыми назад	50–80
Центробежные двустороннего всасывания	80–120
Осевые для повышенных давлений со спрямляющими аппаратами	120–200
Осевые с листовыми лопатками двойной кривизны (закрученными)	200–400

# Диапазон применения ВЕНТИЛЯТОРОВ

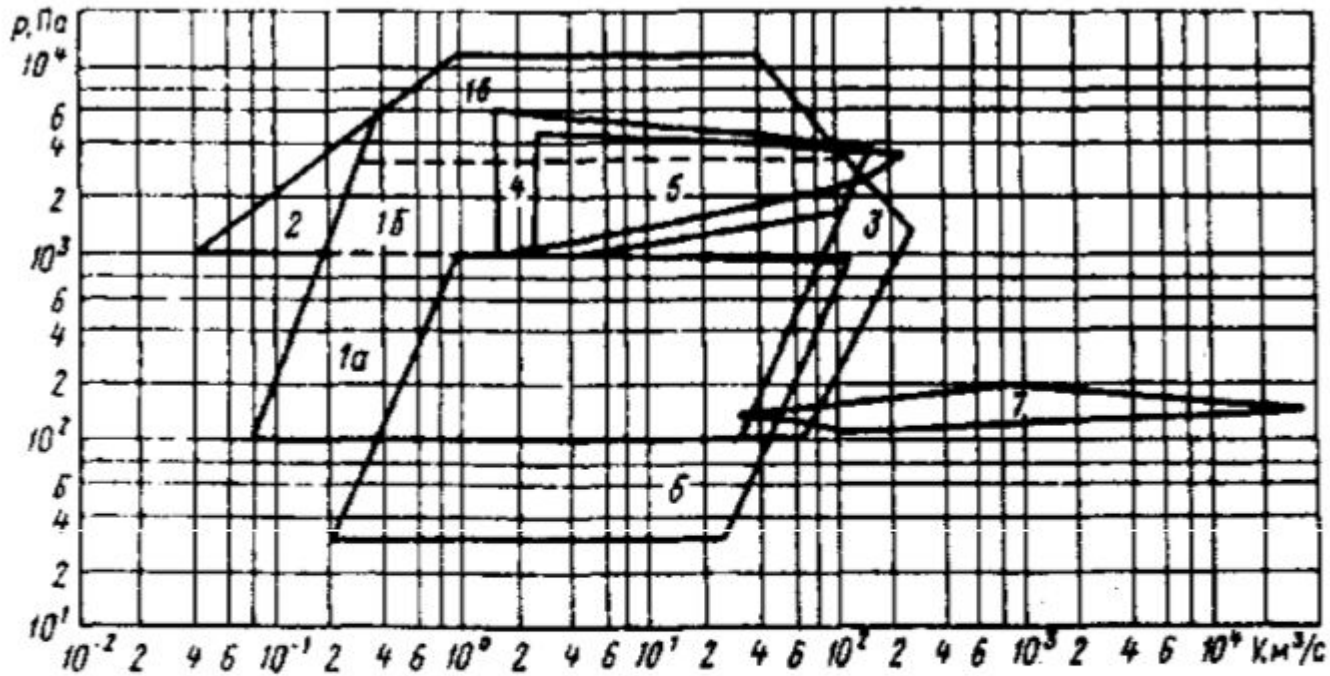
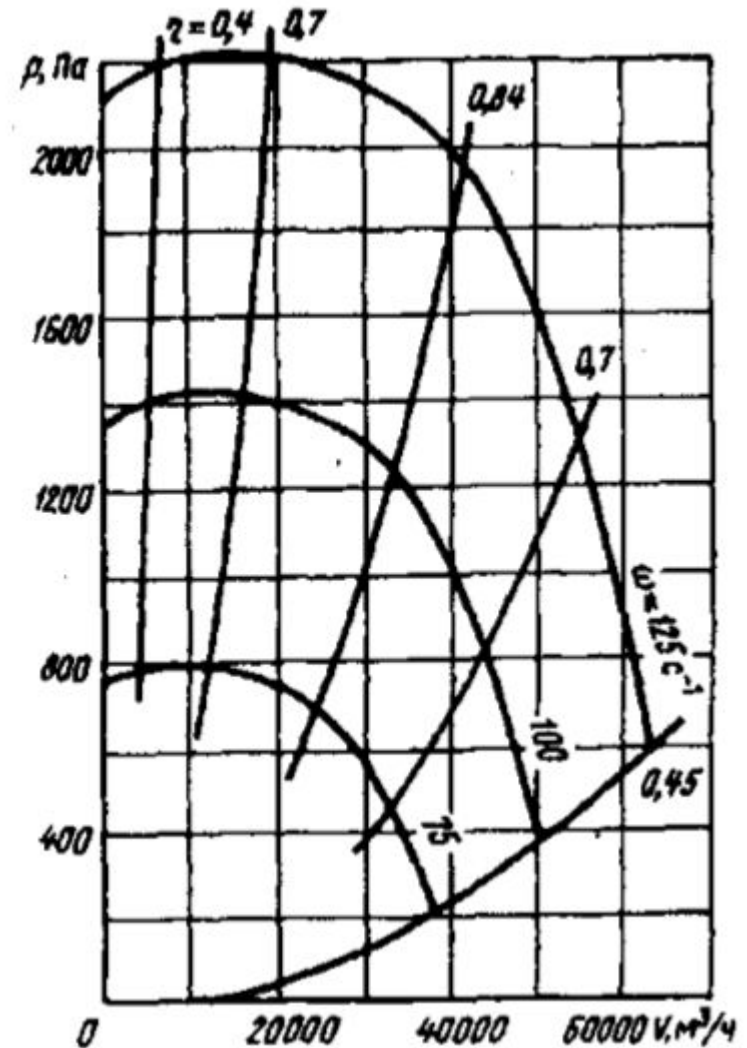


Рис. 7.1. Диапазоны применения вентиляторов:

1а, 1б, 1в – центробежных общего назначения одностороннего всасывания соответственно низкого, среднего и высокого давления; 2 – центробежных одностороннего всасывания при  $n = 3000$  об/мин; 3 – центробежных двухстороннего всасывания; 4 – дутьевых вентиляторов; 5 – дымососов; 6 – осевых одноступенчатых; 7 – осевых для градирен

# Характеристики вентиляторов

Размерная аэродинамическая характеристика – совокупность зависимостей полного и статического давления, потребляемой мощности, КПД, производительности при постоянной частоте вращения.



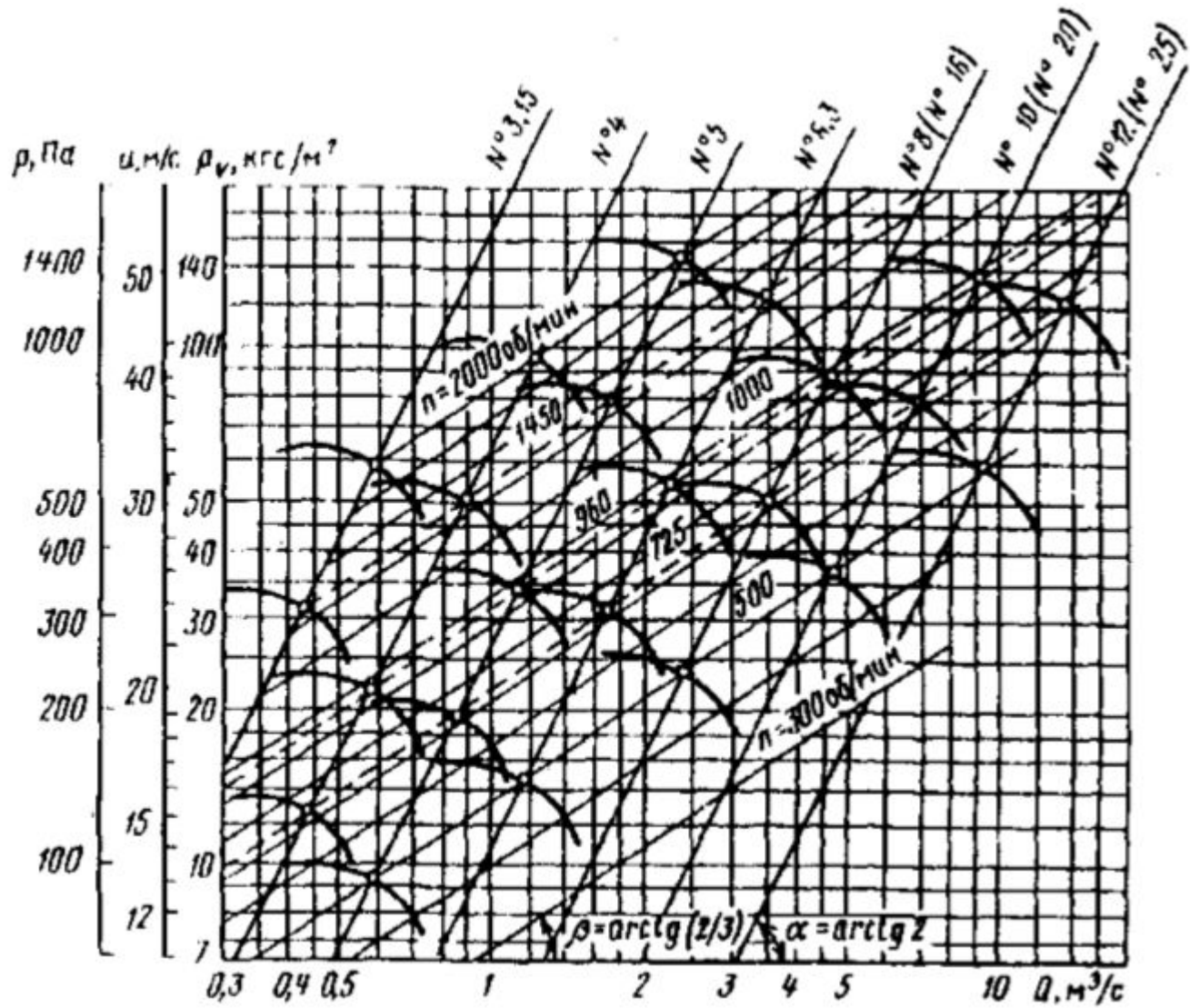


Диаграмма для выбора размера и частоты вращения центробежного вентилятора Ц 4-70

# Безразмерная характеристика

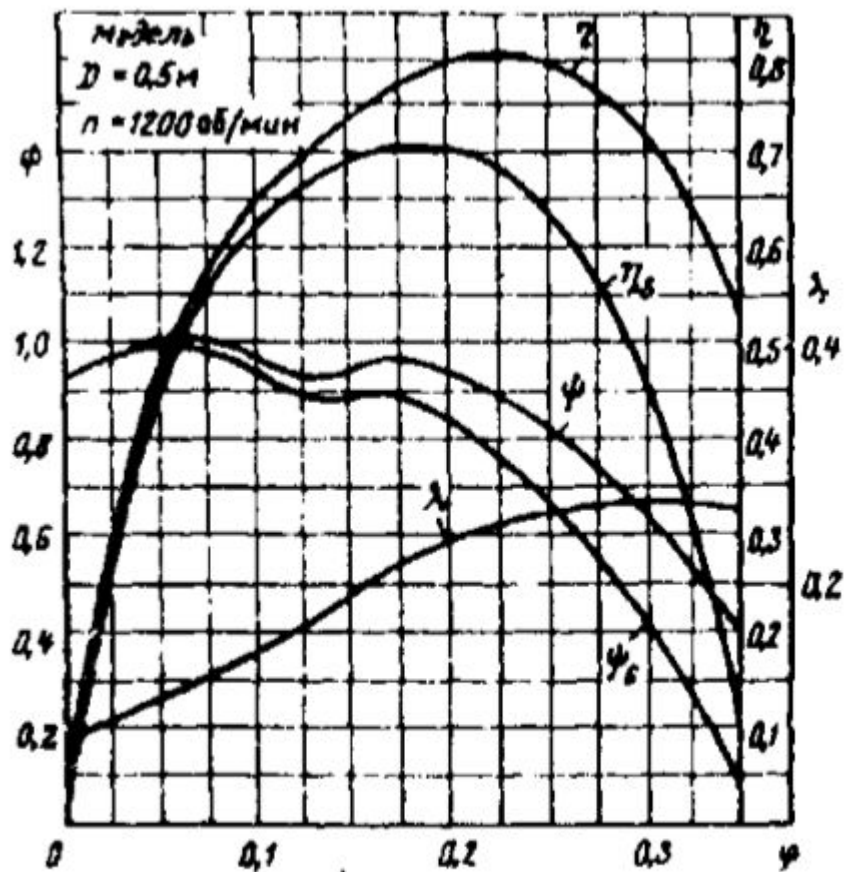
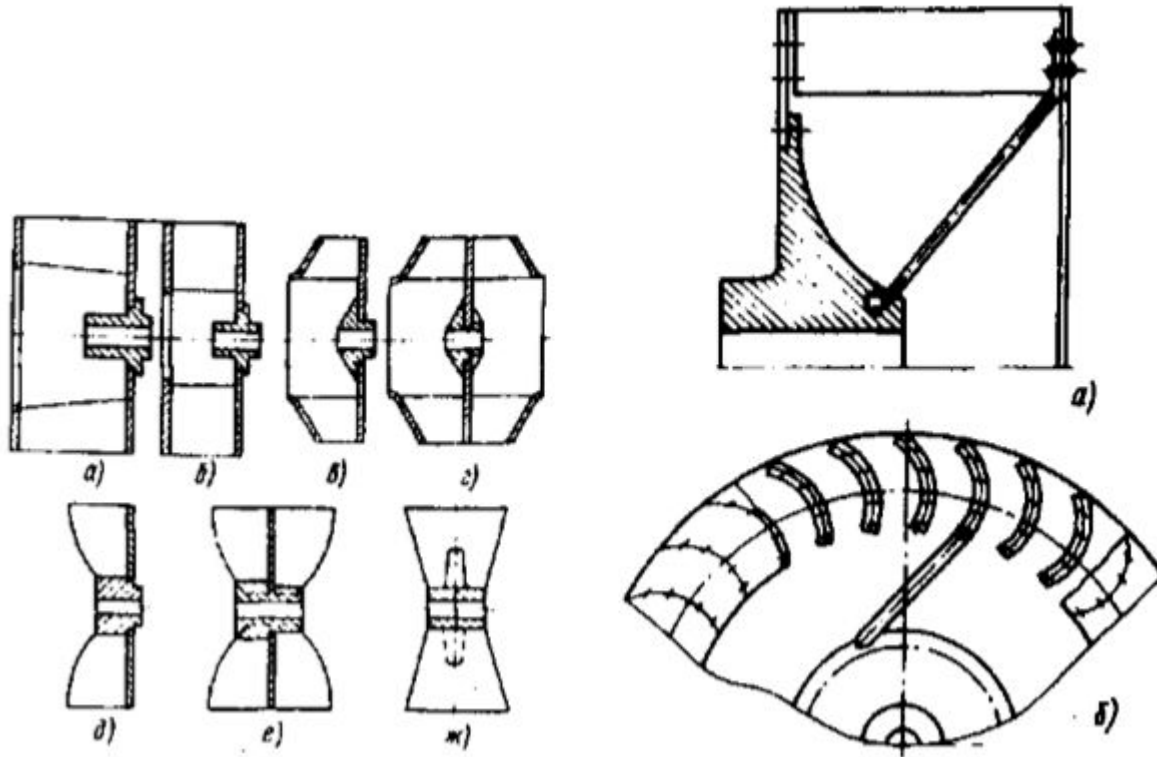


Рис. 7.15. Безразмерные характеристики вентилятора II 4-70

# Рабочие колеса центробежного вентилятора



Клепанные колеса  
повышенной жесткости  
а – со стержневыми  
тягами  
б – с удлинёнными  
лопатками

а – барабанное, б – кольцевое, в – коническое, г -  
трехдисковое, д – однодисковое, е – двустороннего  
всасывания, ж – бездисковое.



# Лопатки вентилятора

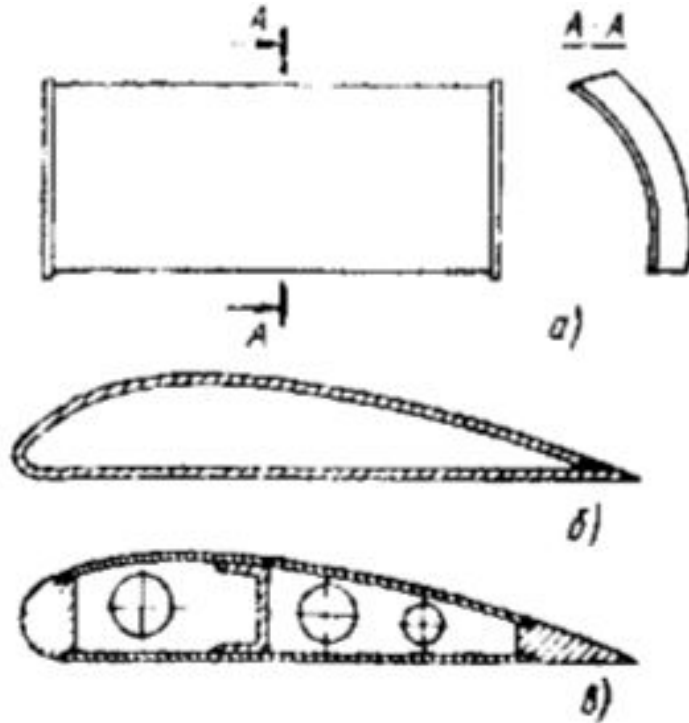


Рис. 7.5. Конструкции лопаток колес вентиляторов:

а — листовые; б — оболочные;  
в — оболочно-стержневые

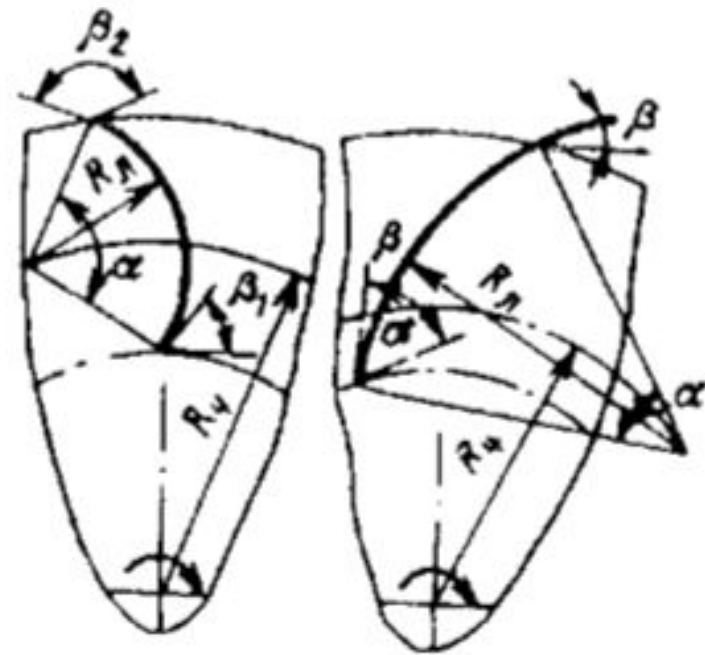


Рис. 7.6. Сечения листовых лопаток, очерченных одной дугой окружности:

а — лопатки, отогнутые вперед (л.о.в); б — лопатки, отогнутые назад (л.о.н.)

# Входной коллектор

## ВОХИДПЕТОР

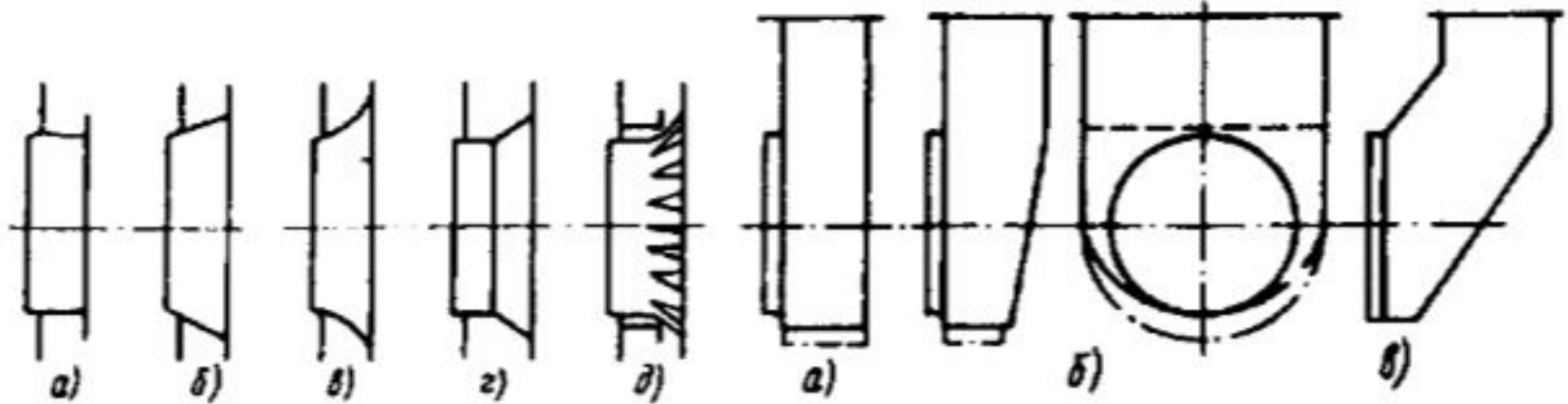


Рис. 7.7. Формы входного патрубка:  
а – цилиндрический; б – конический; в – с плавным очертанием; г – составной; д – разрезной

Рис. 7.8. Формы входных коленообразных коробок:  
а – прямоугольная; б – прямоугольная со скошенной стенкой; в – составная

# Корпус вентилятора

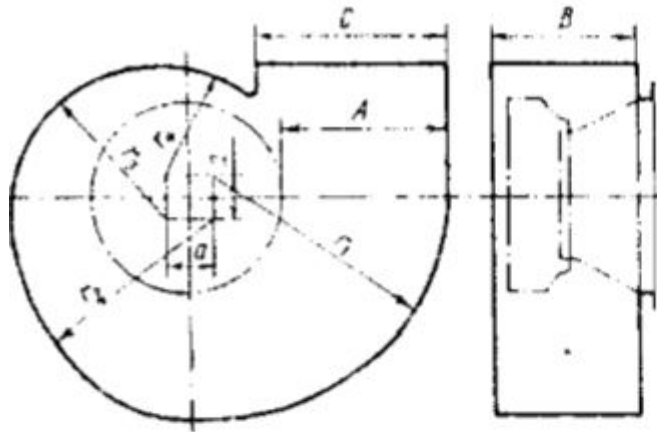
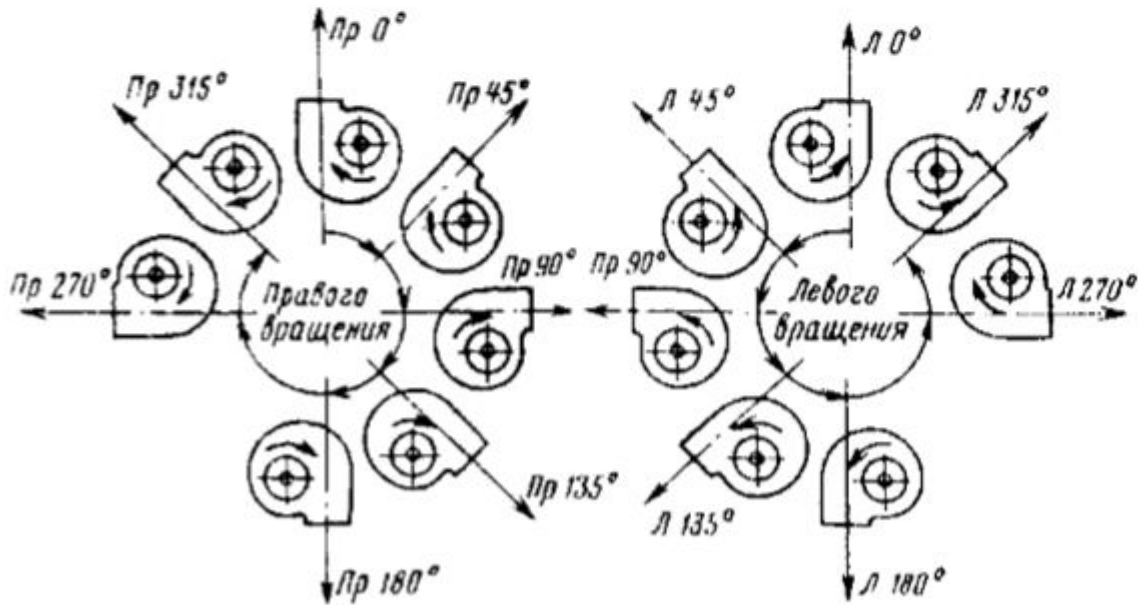
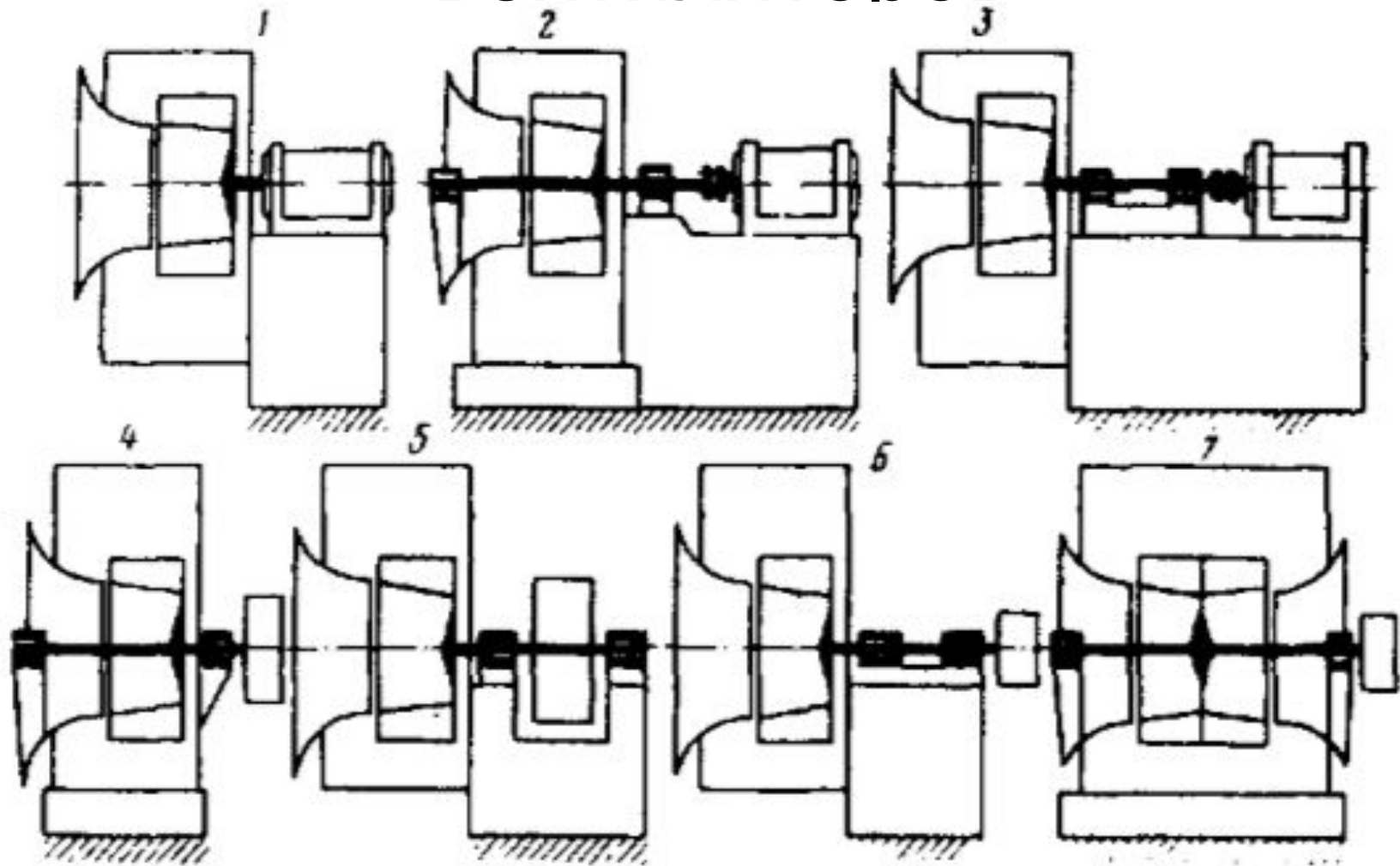


Рис. 7.9. Обечайка спирально-го корпуса, очерченная дугами окружностей

Рис. 7.10. Положения корпуса центробежного вентилятора



# Конструктивные схемы ВЕНТИЛЯТОРОВ



# Осевые вентиляторы

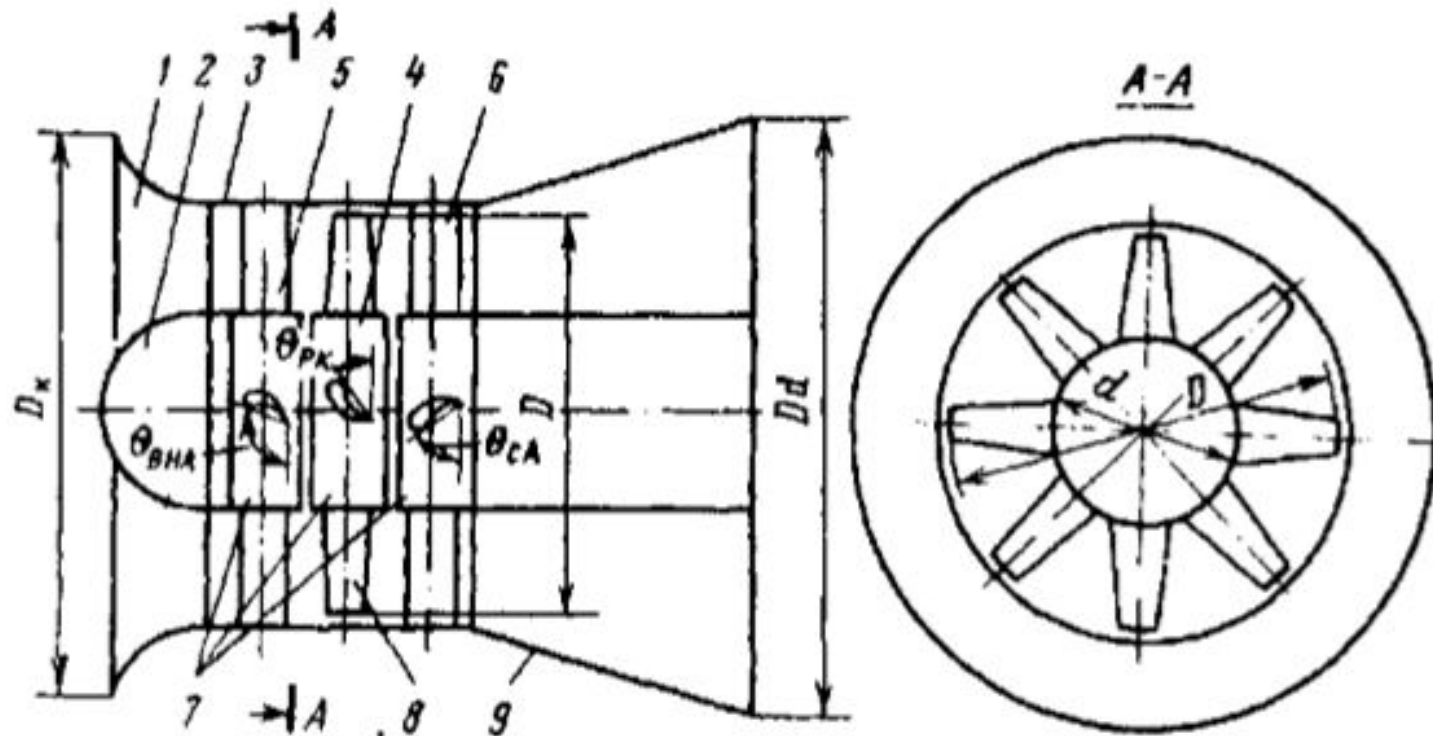
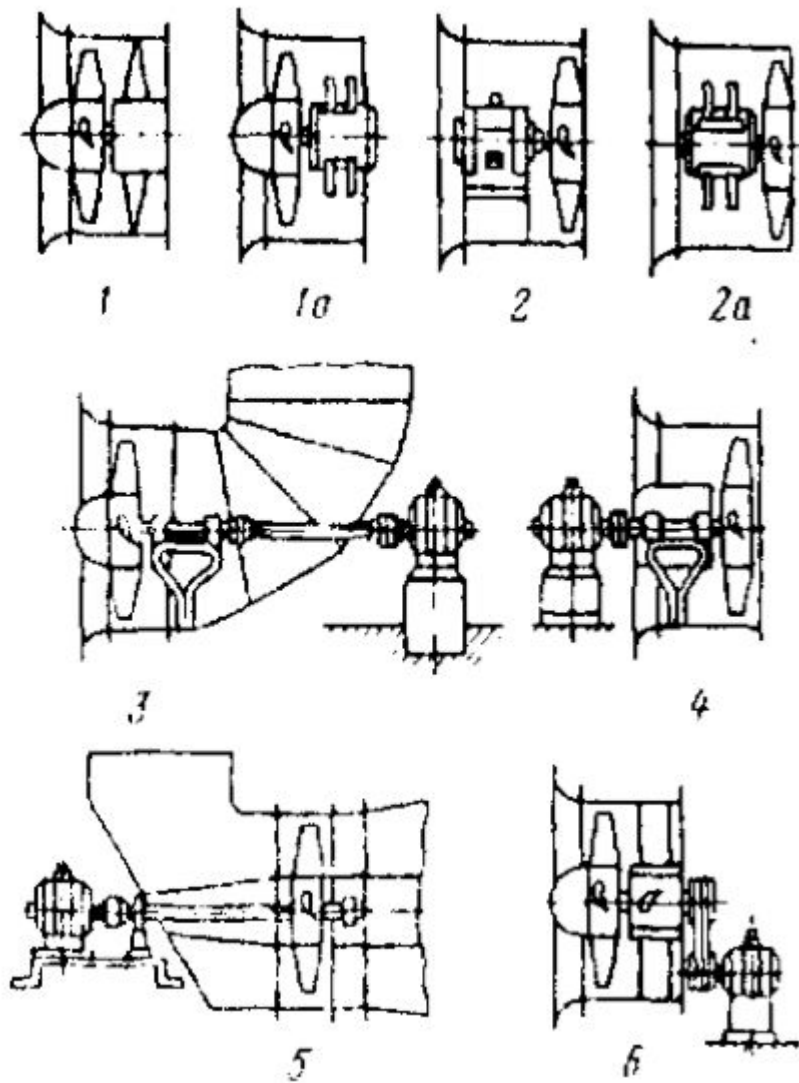


Рис. 7.16. Аэродинамическая схема осевого вентилятора:

1 – коллектор; 2 – передний обтекатель; 3 – корпус; 4 – рабочее колесо (РК); 5 – входной направляющий аппарат (ВНА); 6 – спрямляющий аппарат (СА); 7 – втулки: РК, ВНА, СА; 8 – лопатки РК; 9 – диффузор;  $\theta_{ВНА}$ ,  $\theta_{РК}$  и  $\theta_{СА}$  – углы установки лопаток ВНА, РК и СА

# Классификация вентиляторов



1 – на одном валу рабочее колесо, двигатель и спрямляющий аппарат

1а – на одном валу рабочее колесо и двигатель

2 – на одном валу двигатель на опоре и рабочее колесо

2а – на одном валу двигатель и рабочее колесо

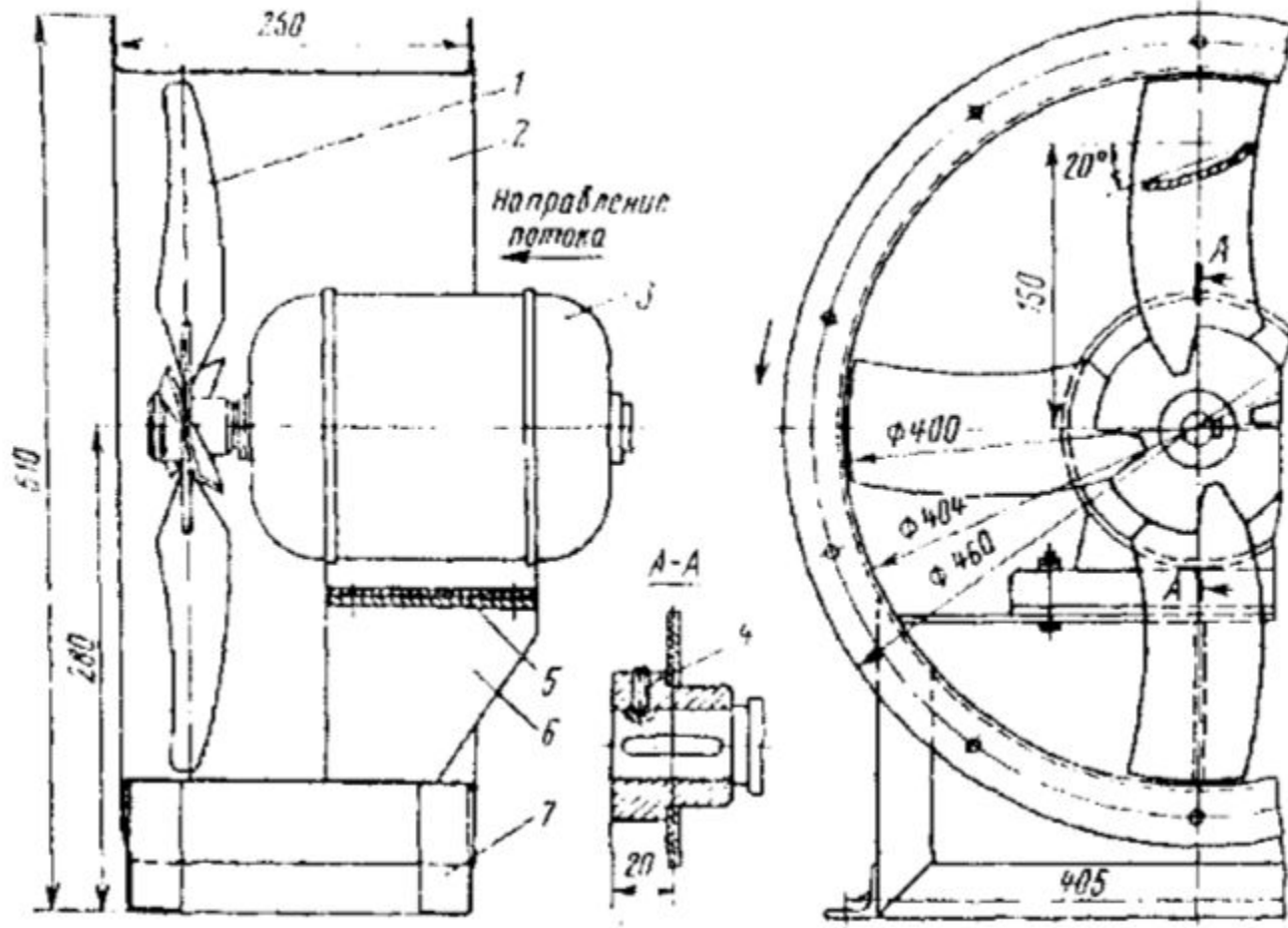
3 – колесо находится в воздуховоде, двигатель вынесен наружу

4 – двигатель вынесен впереди всасывающего патрубка

5 – двигатель вынесен за поворотное колесо

6 – двигатель подсоединен с помощью клиноременной передачи

# Конструкции осевых вентиляторов



1 – рабочее колесо 2 – корпус 3 – электродвигатель 4 – фиксирующий винт 5 – прокладка 6 – рама 7 - стойка