

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Ухтинский государственный технический университет»
(УГТУ)

**УПРОЩЁННЫЕ СПОСОБЫ РАСЧЁТА
НАГНЕТАТЕЛЕЙ**

Методические указания

2 издание, исправленное

Ухта, УГТУ, 2013

УДК 621.63(076.1)

ББК 31.56 я7

П 99

Пятибрат, В. П.

П 99 Упрощенные способы расчета нагнетателей [Текст] : метод. указания / В. П. Пятибрат. – 2-е изд., исправ. – Ухта : УГТУ, 2013. – 22 с.

Методические указания предназначены для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» и направления подготовки «Строительство».

В методических указаниях приведены основы теории, варианты РГР, упрощённые способы расчёта осевого и радиального вентиляторов, а также центробежного насоса, вопросы и задачи для контроля знаний студентов при защите РГР.

Содержание указаний соответствует рабочей учебной программе.

УДК 621.63(076.1)

ББК 31.56 я7

Методические указания рассмотрены и одобрены кафедрой «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений и подземная гидромеханика» 18 июня 2004 г., пр. №24, и рекомендованы к изданию.

Рецензент: Н. А. Сорокин, доцент кафедры «Безопасность технологических процессов», к.т.н.

Редактор: О. М. Корохонько, старший преподаватель кафедры «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений и подземная гидромеханика».

Корректор: К. В. Коптяева.

Технический редактор: Л. П. Коровкина.

В методических указаниях учтены замечания рецензента и редактора.

План 2013 г., позиция 209.

Подписано в печать 29.11.2013. Компьютерный набор.

Объем 22 с. Тираж 100 экз. Заказ №280.

© Ухтинский государственный технический университет, 2004, 2013

169300, Республика Коми, г. Ухта, ул. Первомайская, д. 13.

Типография УГТУ.

169300, Республика коми, г. Ухта, ул. Октябрьская, д. 13.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Q – расход, подача, производительность насоса, м³/с;

L – расход, подача, производительность вентилятора, м³/с;

P, P_s, P_d – полное, статическое и динамическое давления, Па;

ΔP_{1-2} – потери давления, Па;

H_n – напор насоса, м;

h_{1-2} – потери напора, м;

N – мощность, Вт;

η_g, η_o, η_m – гидравлический, объёмный и механический КПД;

C, W, U – абсолютная, относительная и окружная скорость в рабочем колесе, м/с;

C_u, C_r – касательная и нормальная к колесу составляющая абсолютной скорости;

b, D – ширина и диаметр рабочего колеса, м;

β – угол установки лопаток в рабочем колесе, град (рад);

$\varphi = C_u / u$ – коэффициент закручивания потока в рабочем колесе;

$\psi = P / P_d$ – коэффициент давления;

n_s – коэффициент быстроходности;

ρ – плотность, кг/м³;

ω – площадь поперечного сечения, м²;

ω_o – угловая скорость вращения, рад/с;

n_m – частота вращения вала, об./мин.;

n – частота вращения вала, об./с.

ИНДЕКСЫ

1, 2 – входное и выходное сечение рабочего колеса;

T – теоретические параметры;

Ф – фактические параметры.

1. ОСНОВНЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

1.1. Напор насоса – это разница полных удельных энергий на выходе и на входе в насос:

$$H_H = H_2 - H_1. \quad (1.1)$$

Полная удельная энергия или полный гидродинамический напор в данном поперечном сечении определяется по формуле:

$$H = z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha C^2}{2g}, \quad (1.2)$$

где z – расстояние от плоскости сравнения до данной точки поперечного сечения;

P – в данной точки поперечного сечения;

ρ – плотность жидкости;

α – коэффициент Кариолиса (обычно принимают $\alpha = 1$);

C – средняя скорость в данном поперечном сечении.

Теоретический напор центробежных нагнетателей без закрутки потока на входе рассчитывается по уравнению Эйлера:

$$H_{HT} = \frac{u_2 C_{2u}}{g}. \quad (1.3)$$

Фактический напор, из-за наличия потерь напора, меньше:

$$H_\phi = H_T - h_{1-2} = \eta_\Gamma H_T \quad (1.4)$$

Для вентиляторов используется не напор, а полное давление, которое связано с напором соотношением $P = \rho g H$, тогда формулы (1.1, 1.3, 1.4) запишутся

$$P = P_2 - P_1, \quad P_T = \rho u_2 C_{2u}, \quad P_\phi = P_T - \Delta P_{1-2} = \eta_\Gamma P_T \quad (1.5)$$

1.2. Производительностью (расходом, подачей) насоса Q или вентилятора L называется объём жидкости или газа перекачиваемой нагнетателем за единицу времени:

$$Q = L = \frac{V}{t}. \quad (1.6)$$

Теоретическая производительность связана со средней скоростью на выходе рабочего колеса соотношением

$$Q_T = \omega_2 C_{2r} = \pi D_2 b_2 C_{2r}. \quad (1.7)$$

Фактическая производительность, из-за наличия утечек, меньше:

$$Q_{\phi} = Q_T - Q_{\text{ут}} = \eta_0 Q_T. \quad (1.8)$$

1.3. Мощность, которую нужно передать жидкости для обеспечения заданной производительности и давления, вычисляется по формуле:

$$N_T = P_T Q_T = \rho g H_{\text{нт}} Q_T. \quad (1.9)$$

Так как часть мощности тратится на механические потери в нагнетателе, то мощность, которую необходимо подвести от электродвигателя к валу нагнетателя, должна быть больше:

$$N_{\text{ВАЛ}} = \frac{N_T}{\eta_M} = \frac{P_T Q_T}{\eta_M} = \frac{P_{\phi} Q_{\phi}}{\eta_M \eta_{\Gamma} \eta_0} = \frac{N_{\phi}}{\eta}, \quad (1.10)$$

где η – полный КПД нагнетателя.

Режим работы нагнетателя, соответствующий максимальному КПД, называется оптимальным.

Режим работы, при котором полный КПД лежит в пределах $0,9\eta_{\text{max}} < \eta < \eta_{\text{max}}$, называется областью оптимальных работ или рабочим участком характеристики.

1.4. Выведем основные зависимости для проточной части рабочего колеса радиального вентилятора. Выделим в проточной части два сечения. Индекс 1 относится к входному сечению, индекс 2 - выходному (рис. 2).

Энергия, передаваемая потоку рабочим колесом, определяется значениями относительных W , окружных U и абсолютных C скоростей при входе и выходе из межлопастного пространства.

Относительная скорость W – это скорость движения потока относительно вращающегося рабочего колеса. Вектор её направлен по касательной к лопатке, т. е. вдоль линии тока.

Вектор окружной скорости U , направленный по касательной к данной точке окружности рабочего колеса радиусом r в сторону вращения рабочего колеса, вращающегося с угловой скоростью ω_o , равен:

$$U = \omega_o r = \omega_o D/2. \quad (1.11)$$

Для окружных скоростей на входе и выходе из колеса выполняется условие $U_1 < U_2$.

Абсолютная скорость – это скорость движения потока относительно неподвижного корпуса нагнетателя. Абсолютная C скорость равна геометрической сумме относительной W и переносной (окружной) U скоростей. Вектор

абсолютной скорости разложим на две составляющие C_r и C_u . C_r направлена перпендикулярно сечению и связана с расходом, который идёт через данную поверхность ω :

$$L = C_r \omega = C_r \pi D b. \quad (1.12)$$

Скорость C_u является проекцией абсолютной скорости на вектор окружной скорости U и называется скоростью закручивания. От этой скорости зависит давление, создаваемое вентилятором. Векторы окружной и абсолютной скоростей образуют угол α ; вектор относительной скорости с обратным направлением окружной скорости – угол β .

Пусть на выходе лопатки рабочего колеса (сечение 2 – 2) имеются окружная скорость U_2 , относительная скорость W_2 и абсолютная скорость C_2 (см. рис. 2). Направление скорости W_2 определяется углом β_2 , который называется углом выхода. На входе в рабочее колесо (сечение 1 – 1) имеем, соответственно, скорости U_1 , W_1 и C_1 . Таким образом, на входе и выходе из рабочего колеса получаем треугольники скоростей.

1.5. Характеристикой нагнетателя называется зависимость полного давления (для насосов напора) от производительности. Полной характеристикой называется зависимость давления (напора), мощности на валу, полного КПД от производительности. Эти зависимости строятся при постоянных геометрических размерах, плотности и угловой скорости вращения вала. Используя соотношение для составляющей абсолютной скорости на внешнем диаметре рабочего колеса (рис. 1)

$$C_{2u} = u_2 - \operatorname{ctg} \beta_2 C_{2r} \quad (1.13)$$

и выражения (1.14, 1.15) для полного давления и производительности, получим теоретическую характеристику вентилятора:

$$P_T = \rho u_2 \left(u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} L_T \right). \quad (1.14)$$

Если угол лопаток на внешнем диаметре колеса лежит в пределах $0 \leq \beta_2 \leq 90^\circ$, то теоретическая характеристика падающая, т. е. с увеличением производительности давление уменьшается. Если же $90 < \beta_2 < 180^\circ$, то с увеличением производительности давление растёт.

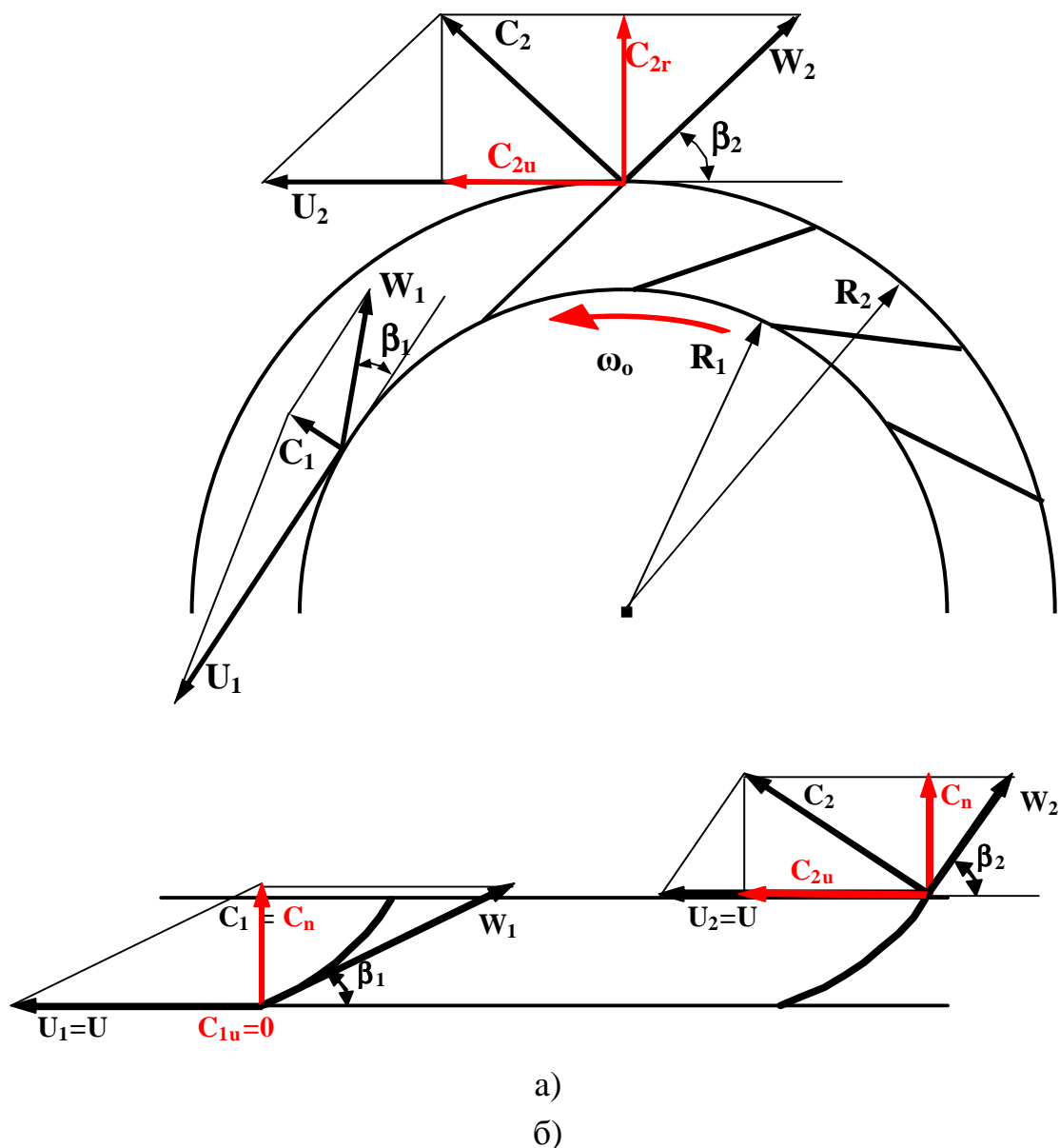


Рис. 1. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателей:
а – центробежный; б – осевой

1.6. Для нагнетателей, в которых выполняется геометрическое кинематическое и динамическое подобие, величины производительности Q полного давления P , плотности жидкости ρ и угловой скорости ω_0 или частоты вращения вала n связаны друг с другом. Используя теорию размерности, можно показать, что величина, определённая следующим образом:

$$n_s = C \frac{Q^{0,5} \omega_0}{\left(\frac{P}{\rho}\right)^{0,75}} = C' \frac{Q^{0,5} n}{\left(\frac{P}{\rho}\right)^{0,75}}, \quad (1.15)$$

является безразмерной. C, C' – безразмерные числовые коэффициенты. Эту величину назовем коэффициентом быстроходности. Для геометрически подобных вентиляторов коэффициент быстроходности одинаков и не зависит ни от производительности, ни от давления, ни от геометрических размеров и т. д., коэффициент быстроходности является критерием подобия (в трубной гидравлике критерием подобия является число Рейнольдса).

В общем случае формулу (1.9) можно было бы использовать независимо от типа жидкости, т. е. и для жидкости (насосы), и для воздуха (вентиляторы), но в каждой из этих областей используются свои числовые коэффициенты, и формулы приводятся к виду, удобному в этой области. Для насосов:

$$n_s = C_H \frac{Q^{0,5} n}{\left(\frac{\rho g H}{\rho}\right)^{0,75}} = 3,65 \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad n_m = 35 \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \omega_0. \quad (1.16)$$

Для вентиляторов:

$$n_s = C_B \frac{L^{0,5} n}{\left(\frac{P}{\rho_{воз}}\right)^{0,75}} = 5,54 \frac{L^{0,5}}{P^{0,75}} \quad n_m = 53 \frac{L^{0,5}}{P^{0,75}} \omega_0. \quad (1.17)$$

Коэффициенты 3,65 и 5,54 в этих формулах – размерные коэффициенты.

2. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ НА РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКУЮ РАБОТУ

2.1. ДАННЫЕ К РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЕ

В расчётно-графической работе необходимо рассчитать один из указанных типов нагнетателей и ответить на теоретический вопрос. Порядок расчёта нагнетателей приведён в главах 3, 4, 5. Данные для расчёта взять из таблицы, а теоретический вопрос – из раздела 2.2.

Данные к вариантам заданий

Таблица 1.1

№ вар.	Угловая скорость вала, рад/с	I. Радиальный вентилятор		II. Осевой вентилятор		III. Центробежный насос	
		Давление P , Па	Подача L , м ³ /с	Давление P , Па	Подача L , м ³ /с	Напор H , м	Подача Q , л/с
1	300	620	0,4	300	3	39	13
2	300	520	0,2	250	2	25	5
3	300	400	0,1	200	1	20	3
4	300	300	0,02	150	0,5	24	2
5	300	300	0,01	100	0,2	60	2
6	150	550	1	90	2	21	15
7	150	450	0,05	70	1	30	14
8	150	350	0,3	50	0,5	20	6
9	150	250	0,05	40	0,25	18	3
10	150	150	0,05	40	0,2	22	2
11	75	200	1	70	4	10	15
12	75	200	0,2	50	1	10	5
13	60	300	2	100	10	15	40
14	50	200	0,5	160	15	15	20

2.2. Вопросы к расчётно-графической работе

2.2.1. Классификация нагнетателей.

2.2.2. Основные рабочие параметры нагнетателей.

2.2.3. Схемы, достоинства и недостатки лопастных нагнетателей. Область их использования.

2.2.4. Схемы, достоинства и недостатки струйных и объёмных нагнетателей. Область их использования.

2.2.5. Уравнение Эйлера для работы лопастного колеса радиального (центробежного) нагнетателя.

2.2.6. Понятие о циркуляции потока в радиальном (центробежном) нагнетателе. Факторы, влияющие на значение коэффициента давления.

2.2.7. Назначение и конструкции направляющих устройств и спирального кожуха радиальных (центробежных) нагнетателей.

2.2.8. Назначение диффузора и аэродинамическая схема радиального (центробежного) нагнетателя.

2.2.9. Связь между развиваемым давлением и подачей радиального (центробежного) нагнетателя.

2.2.10. Теоретическая характеристика радиального (центробежного) нагнетателя.

2.2.11. Действительная характеристика радиального (центробежного) нагнетателя. Условия подобия и пересчёт характеристик.

2.2.12. Универсальные и акустические характеристики радиальных (центробежных) нагнетателей.

2.2.13. Характеристика сети. Способ наложения характеристик для анализа работы радиального (центробежного) нагнетателя при изменении характеристик сети и нагнетателя.

2.2.14. Совместная работа радиальных (центробежных) нагнетателей в сети.

2.2.15. Техничко-экономические основы выбора радиальных (центробежных) нагнетателей для работы в сети.

2.2.16. Выбор рациональной схемы совместной работы радиальных (центробежных) нагнетателей.

2.2.17. Неустойчивая работа радиального (центробежного) нагнетателя в сети и способы её предупреждения.

2.2.18. Необходимость и способы регулирования радиальных (центробежных) нагнетателей.

2.2.19. Сравнение способов и автоматизация процесса регулирования радиальных (центробежных) нагнетателей.

2.2.20. Конструктивные особенности радиальных вентиляторов. Классификация радиальных вентиляторов.

2.2.21. Соединение радиального вентилятора с электродвигателем. Мероприятия по борьбе с шумами и вибрацией, возникающими при работе вентиляторов. Испытания радиальных вентиляторов.

2.2.22. Конструктивные особенности центробежных насосов. Классификация центробежных насосов.

2.2.23. Схема установки центробежных насосов.

2.2.24. Кавитация, допустимая высота всасывания, осевое давление, маркировка центробежных насосов.

- 2.2.25. Область использования и особенности характеристик центробежных (радиальных) компрессоров.
- 2.2.26. Регулирование, расчёт и подбор центробежных (радиальных) компрессоров.
- 2.2.27. Основы теории осевых нагнетателей.
- 2.2.28. Характеристики, способы регулирования подачи и выбор осевых нагнетателей.
- 2.2.29. Конструктивные особенности осевых вентиляторов.
- 2.2.30. Конструктивные особенности осевых насосов.
- 2.2.31. Конструктивные особенности осевых компрессоров.
- 2.2.32. Диаметральные нагнетатели.
- 2.2.33. Вихревые нагнетатели.
- 2.2.34. Струйные нагнетатели.
- 2.2.35. Принцип действия, классификация и область применения поршневых нагнетателей.
- 2.2.36. Поршневые насосы.
- 2.2.37. Поршневые компрессоры.
- 2.2.38. Ротационные нагнетатели /машины/.
- 2.2.39. Ротационные насосы.
- 2.2.40. Ротационные компрессоры.
- 2.2.41. Определение установочной мощности электродвигателя.
- 2.2.42. Типы электродвигателей, применяемых в системах теплогазоснабжения и вентиляции, в тягодутьевых установках.
- 2.2.43. Техничко-экономические принципы выбора электродвигателей.

3. РАСЧЁТ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ПРОСТЕЙШЕГО ТИПА

3.1. Порядок расчёта радиальных вентиляторов дан в [2, 3], его и приводим ниже.

3.2. Вычисляют коэффициент быстроходности:

$$n_s = 53 \frac{L^{0.5} \omega_0}{P^{0.75}}, \quad (3.1)$$

и округляют его значение до целого числа.

При значениях $n_s = 20 \div 55$ рекомендуют вентиляторы с лопатками, загнутыми вперёд, $\beta_2 > 90^\circ$, а при $n_s = 40 \div 80$ – лопатки загнуты назад, $\beta_2 < 90^\circ$.

3.3. Определяют диаметр всасывающего отверстия:

$$D_k = K \sqrt[3]{\frac{L}{\omega_0}}; K = \begin{cases} 1,65 & n_s = 20 \div 50^\circ \\ 1,75 & n_s = 40 \div 80^\circ \end{cases}. \quad (3.2)$$

Диаметр округляют до значений: 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000, 5000 мм.

3.4. Диаметр входа в колесо принимают равным диаметру всасывающего отверстия:

$$D_1 = D_k. \quad (3.3)$$

3.5. Наружный диаметр колеса постоянной ширины ($b_2 = b_1 = b$) рассчитывается:

$$D_2 = \begin{cases} D_1 \frac{60}{n_s} & n_s = 20 \div 55^\circ \\ D_1 \frac{105}{n_s} & n_s = 40 \div 80^\circ \end{cases}. \quad (3.4)$$

3.6. Ширину квадрата нагнетательного отверстия, а соответственно и ширину кожуха, находят из условия равенства площадей нагнетательного отверстия и всасывающего отверстия:

$$\frac{\pi D_k^2}{4} = B^2; \quad B = D_k \frac{\sqrt{\pi}}{2}. \quad (3.5)$$

3.7. Для уменьшения потерь желательно скорость на входе в колесо сохранить равной скорости на входе в вентилятор, т. е. должно выполняться равенство площадей

$$\frac{\pi D_k^2}{4} = \pi D_1 b, \text{ откуда получим } b = \frac{D_1}{4}. \quad (3.6)$$

Но при повороте потока происходит сжатие струи, и фактическая площадь уменьшается, потому ширину колеса выбирают с запасом:

$$b = \frac{K D_1}{4}; K = \begin{cases} 1,05 \div 1,25; & n_s = 20 \div 55^\circ \\ 1,20 \div 2,50; & n_s = 40 \div 80^\circ \end{cases} \quad (3.7)$$

При этом коэффициент K выбирают тем больше, чем больше отношение $\frac{D_k}{D_2}$, которое лежит в пределах $0 < \frac{D_k}{D_2} < 1$.

3.8. Определяют величину раскрытия спирального корпуса:

$$l = \begin{cases} D_2 \frac{n_s}{90} & n_s = 20 \div 55^\circ \\ D_2 \frac{n_s}{125} & n_s = 40 \div 80^\circ \end{cases} \quad (3.8)$$

За величину раскрытия l принимают ближайшее значение, соответствующее 20, 30, 40, 50, 60, 70 и 80% диаметра колеса.

3.9. Число лопастей колеса вентилятора выводится из условия обеспечения достаточного воздействия лопаток на поток:

$$Z = \pi \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}. \quad (3.9)$$

Полученное число округляют до чисел, кратных 4 и 6.

3.10. В целях уменьшения гидравлических потерь угол входа на лопатки принимают в пределах $\beta_1 = 40 \div 80^\circ$. При этом больший угол соответствует колёсам вентиляторов с меньшим значением коэффициента быстроходности.

3.11. Угол установки лопаток на выходе рабочего колеса принимают равным:

$$\beta_2 = \begin{cases} 140^\circ \div 160^\circ & n_s = 20 \div 50 \\ 20 \div 40^\circ & n_s = 40 \div 80 \end{cases} \quad (3.10)$$

3.12. Мощность вентилятора:

$$N = \frac{L P}{\eta}, \quad (3.11)$$

где КПД вентилятора принимает значения:

$$\eta = \begin{cases} 0,55 \div 0,6 & n_s = 20 \div 50 \\ 0,6 \div 0,7 & n_s = 40 \div 80 \end{cases}.$$

3.13. Корпус вентилятора очерчивается по правилу конструкторского квадрата (рис. 2). Сторона квадрата равна четверти раскрытия корпуса $a = 0,25l$. Из вершин этого квадрата радиусами

$$\begin{aligned} r_4 &= 0,5(D_2 + \alpha); & r_3 &= r_4 + a; \\ r_2 &= r_3 + \alpha; & r_1 &= r_2 + a \end{aligned} \quad (3.12)$$

проводят дуги окружности, по которым очерчивается корпус.

3.14. Для построения треугольника скоростей на выходе из рабочего колеса находят окружную скорость

$$u_2 = \frac{\omega_0 D_2}{2} \quad (3.13)$$

и нормальную к колесу составляющую полной скорости

$$C_{2r} = \frac{L}{\pi D_2 b_2}. \quad (3.14)$$

По значениям этих скоростей и известному углу лопаток на выходе строят треугольник скоростей.

3.15. Строят теоретическую характеристику нагнетателя и выделяют фактическую рабочую точку на этом графике. При правильном расчёте она должна лежать ниже теоретической характеристики.

3.16. Вычисляют коэффициент полного давления:

$$\psi = \frac{2P}{\rho u_2^2}. \quad (3.15)$$

3.17. Условное обозначение типоразмера вентилятора включает:

Ц – для радиальных вентиляторов;

ЦП – для пылевых и т. д.;

4 – пятикратная величина коэффициента полного давления на оптимальном режиме, округлённого до целого числа;

70 – через дефис значение коэффициента быстроходности;

2,5 – через дефис номер вентилятора – это диаметр внешней кромки колеса в дециметрах.

Пример: Ц 4 - 70-2,5.

3.18. Выбирают масштаб и строят аэродинамическую схему, аналогично рис. 2.

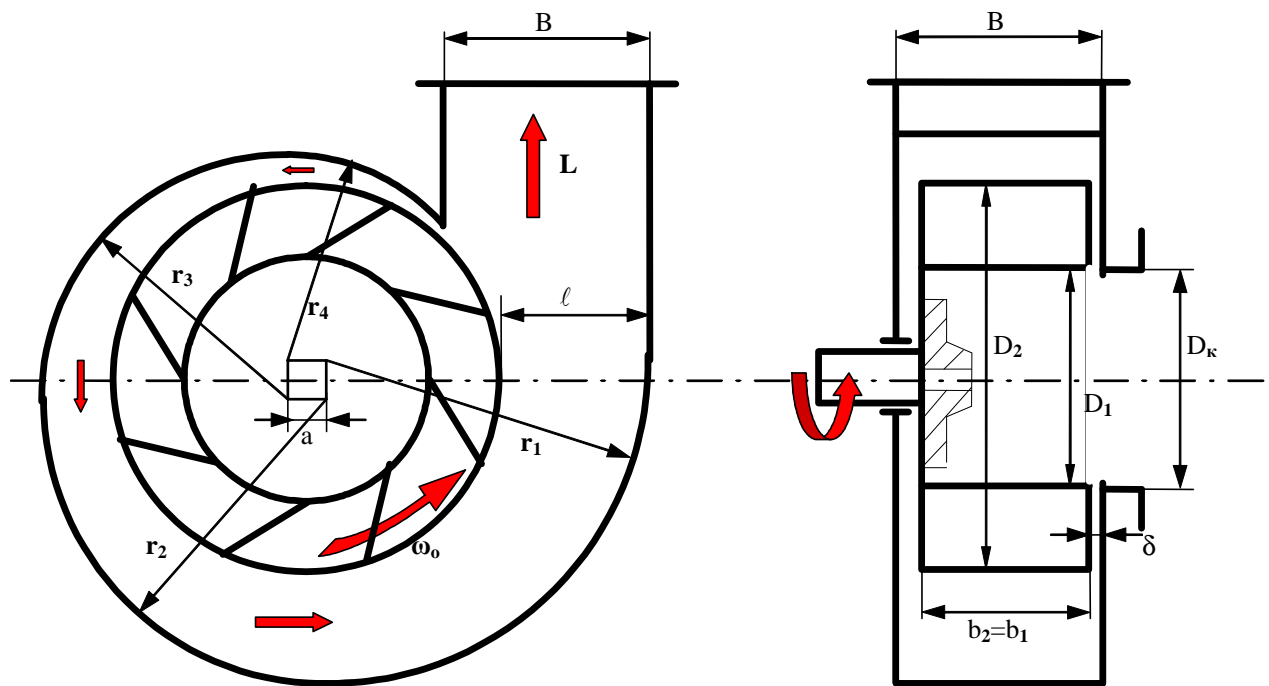


Рис. 2. Аэродинамическая схема радиального вентилятора

4. РАСЧЁТ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

4.1. Приведённый ниже расчёт осевого вентилятора предложен в [3].

4.2. Вычисляют коэффициент быстроходности

$$n_s = 53 \frac{L^{0,5}}{P^{0,75}} \omega_0 \quad (4.1)$$

и проверяют, соответствует ли полученное значение области работы осевых вентиляторов $n_s = 200 \div 400$.

4.3. Задаются отношением диаметра втулки D_1 к внешнему диаметру колеса D_2 :

$$\nu = \frac{D_1}{D_2} = 0,35 \div 0,7. \quad (4.2)$$

Причём большие значения ν выбирают для больших значений давлений (для осевых векторов $P = 40 \div 300$ Па).

4.4. Задаются коэффициентом K_φ , который лежит в пределах $K_\varphi = 0,6 \div 1,0$. Этот коэффициент представляет собой отношение скорости потока вдоль оси вентилятора к окружной скорости на втулке.

4.5. Вычисляем диаметр внешней кромки колеса

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{L}{\nu(1-\nu^2) K_\varphi \omega_0}}. \quad (4.3)$$

Диаметр округляем до следующих значений: 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000, 5000 мм.

4.6. Окружная скорость на внешнем диаметре колеса определяется по формуле

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{D_2 \omega_0}{2} \leq 100 \text{ м/с}. \quad (4.4)$$

Последнее значение не рекомендуется превышать во избежание сильного шума.

4.7. Вычисляем коэффициент давления

$$\psi = \frac{2 P}{\rho u_2^2} \quad (4.5)$$

и теоретическое значение коэффициента давления $\psi_T = 1,25 \psi$.

4.8. Находим диаметр втулки

$$D_1 = \nu D_2 \text{ и длину лопатки } l = (D_2 - D_1)/2 = (1 - \nu) D_2/2. \quad (4.6)$$

4.9. Находим площадь кольцевого сечения:

$$\omega_K = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} = (1 - \nu^2) \frac{\pi D_2^2}{4}. \quad (4.7)$$

4.10. Вычисляем коэффициент расхода

$$\varphi = \frac{L}{\omega_K u_2} \quad (4.8)$$

и осевую составляющую абсолютной скорости

$$C_{1n} = C_{2n} = \varphi u_2. \quad (4.9)$$

4.11. При $\nu \geq 0,7$ применяются цилиндрические лопатки, т. е. форма лопатки по длине не меняется. При $\nu \leq 0,7$ лопатки винтовые, т. е. изогнуты по длине лопатки. В этом случае расчёт усложняется из-за того, что лопатки разбиваются на 7-10 участков, каждый из которых рассчитывается по отдельности. Поэтому далее приводится упрощённый расчёт.

4.12. Средний диаметр лопатки:

$$D_{CP} = \sqrt{\frac{D_2^2 + d_1^2}{2}} = D_2 \sqrt{\frac{(1 + \nu^2)}{2}}. \quad (4.10)$$

4.13. Окружная скорость на среднем диаметре:

$$u_{CP} = \frac{D_{CP} \omega_0}{2}. \quad (4.11)$$

4.14. Определяем угол лопаток на входе:

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{C_n}{u_{CP}}. \quad (4.12)$$

4.15. Для определения угла лопаток на выходе определяют по уравнению Эйлера окружную составляющую абсолютной скорости на выходе, рассчитанной по среднему диаметру:

$$C_{2u} = \frac{P}{\rho u_{CP} \eta_{\Gamma}}, \quad (4.13)$$

где гидравлический КПД $\eta_{\Gamma} = 0,75 \div 0,92$. Тогда угол лопаток на выходе

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{C_n}{u_{CP} - C_{2u}} \right). \quad (4.14)$$

4.16. Число лопаток $Z = 2 \div 12$.

4.17. Шаг профиля:

$$t = \frac{\pi D_{CP}}{Z}. \quad (4.15)$$

4.18. Длина хорды сечения лопатки:

$$b = (0,6 \div 0,8) t. \quad (4.16)$$

4.19. Угол установки лопатки:

$$\theta = \beta_1 + 2^\circ. \quad (4.17)$$

4.20. Мощность вентилятора:

$$N = \frac{P L}{\eta}, \quad (4.18)$$

где полный КПД $\eta = \eta_G \eta_M$, $\eta_M = 0,94 \div 0,98$.

4.21. Для осевых вентиляторов применяют такую же систему обозначений, но без буквы (см. п. 3.17).

4.22. Строим рабочее колесо вентилятора и его решётку (рис. 3).

4.23. Строим треугольники скоростей на входе и выходе в рабочее колесо по средней скорости (рис. 1, б).

4.24. Строим теоретическую характеристику нагнетателя и выделяем на ней фактическую рабочую точку. При правильном расчёте она должна лежать ниже теоретической характеристики.

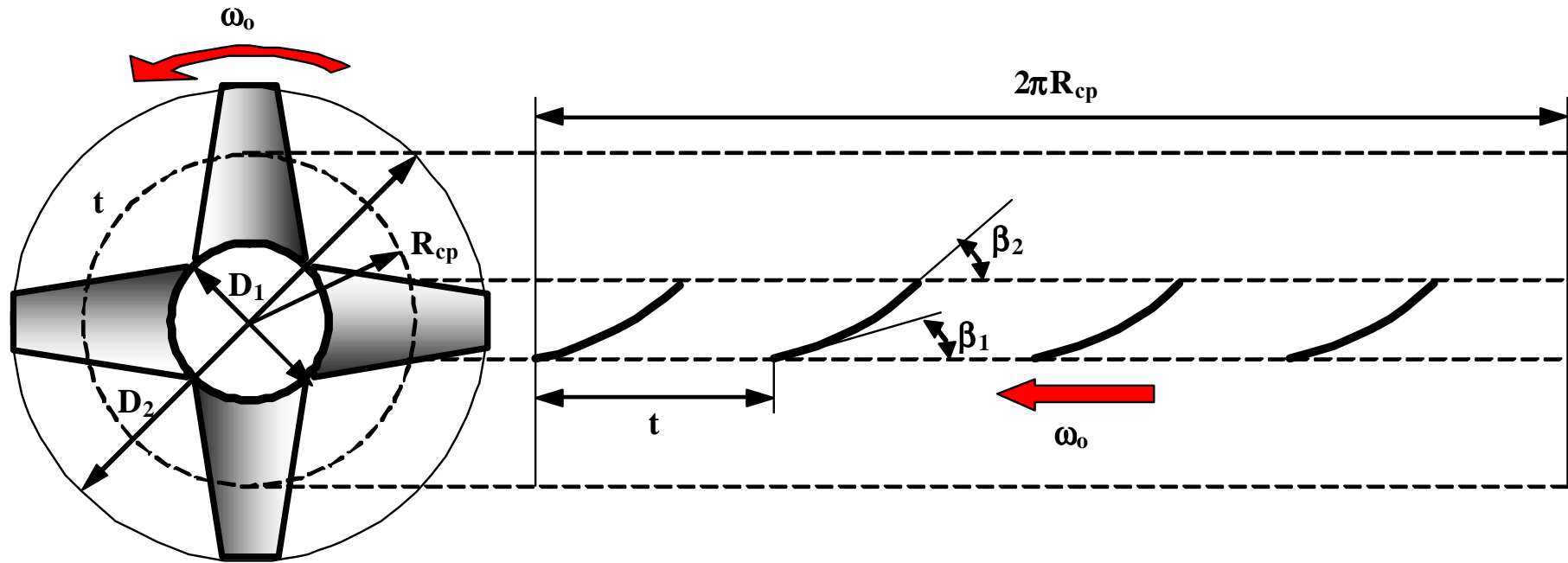


Рис. 3. Аэродинамическая схема осевого вентилятора

5. УПРОЩЁННЫЙ СПОСОБ РАСЧЁТА РАБОЧЕГО КОЛЕСА НАСОСА МАЛОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

5.1. Приведённый ниже порядок расчёта и численные значения коэффициентов взяты из [5] с некоторыми изменениями.

5.2. Рассчитывают коэффициент быстроходности насоса:

$$n_s = 34,8 \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \omega_0. \quad (5.1)$$

Для рабочего колеса малой быстроходности $n_s < 80$.

5.3. Условный диаметр живого сечения входа в рабочее колесо (приведённый диаметр на входе):

$$D_{1n} = 2 \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega_0}}. \quad (5.2)$$

5.4. Определяют объёмный, гидравлический и механический КПД.

При тщательном изготовлении:

$$\eta_0 = 0,96 \div 0,98; \quad \eta_z = 0,85 \div 0,96; \quad \eta_m = 0,92 \div 0,96.$$

При мелких и средних заказах:

$$\eta_0 = 0,85 \div 0,95; \quad \eta_z = 0,80 \div 0,85; \quad \eta_m = 0,92 \div 0,96.$$

Тогда полный КПД равен $\eta = \eta_0 \eta_z \eta_m$.

5.5. Мощность на валу насоса:

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta}. \quad (5.3)$$

5.6. Мощность связана с крутящим моментом M соотношением:

$$M = \frac{N}{\omega_0}. \quad (5.4)$$

5.7. Диаметр вала насоса рассчитываем по формуле:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \tau_{don}}}, \quad (5.5)$$

где допустимое напряжение кручения $\tau_{don} = (1,2 \div 2) 10^7$ Па.

5.8. Определяем геометрические размеры колеса – диаметр входа в колесо D_0 , диаметр ступицы $d_{СТ}$ и длину ступицы:

$$D_0 = \sqrt{D_{1n}^2 + d_{СТ}^2}. \quad (5.6)$$

Диаметр входа на рабочие лопатки больше диаметра входа в колесо на 20 мм. Это сделано для того, чтобы вынести входные кромки лопаток из зоны поворота потока $D_1 = D_0 + 0,020$. Диаметр ступицы $d_{CT} = (1,2 \div 1,4)d_6$, длина ступицы $l_{cm} = 1,4d_{cm}$.

5.9. С целью уменьшения потерь напора, ширину лопаток на входе подбирают такой, чтобы скорости лопаток на входе в колесо и на входе лопаток были равны. Поэтому и площади соответствующих сечений будут равны

$$\frac{\pi}{4}(D_0^2 - d_{CT}^2) = \pi D_1 b_1. \text{ Поэтому } b_1 = \frac{(D_0^2 - d_{CT}^2)}{\mu 4D_1}, \quad (5.7)$$

где $\mu \approx 0,9$ – коэффициент стеснения входного сечения лопатками колеса.

5.10. Так как закрутки потока на входе в колесо нет, то

$$C_{1r} = C_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \mu \eta_0}. \quad (5.8)$$

5.11. Окружную скорость на входе в колесо и угол наклона лопаток определим по формулам:

$$u_1 = \frac{D_1 \omega_0}{2}; \quad \beta_1 = \text{arctg} \frac{C_{1r}}{u_1}. \quad (5.9)$$

Обычно этот угол лежит в пределах $20 \div 30^\circ$.

5.12. Для уменьшения гидравлических потерь в колесе нормальную составляющую скорости жидкости в колесе принимают постоянной, то есть $C_{2r} = C_{1r} = C_1$.

5.13. Задаёмся углом выхода лопаток β_2 , который обычно лежит в пределах $\beta_2 = 20 \div 70^\circ$. Тогда из основного уравнения рабочего колеса найдём необходимую окружную скорость на выходе

$$u_2 = \frac{1}{2} \left[C_{2r} \text{ctg} \beta_2 + \sqrt{(C_{2r} \text{ctg} \beta_2)^2 + \frac{4 g H}{\eta_z}} \right]. \quad (5.10)$$

5.14. Внешний диаметр колеса, ширина лопаток по внешнему диаметру и число лопаток определяем по формулам:

$$D_2 = \frac{2 u_2}{\omega_0}, \quad b_2 = \frac{b_1 D_1}{D_2}, \quad Z = 6,5 \mu \frac{(D_2 + D_1)}{(D_2 - D_1)} \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right). \quad (5.11)$$

Обычно число лопаток $Z = 6$ или 8 .

5.15. Для построения разреза рабочего колеса необходимо в выбранном масштабе (рис. 4):

- построить окружности диаметром D_1 и D_2 ;
- задать положение выходной кромки лопатки – любой точки на окружности D_2 , которую обозначим А;
- построить угол $\beta_1 + \beta_2$ и определить точку пересечения этой линии с окружностью D_1 – точку В;
- найти положение входной кромки лопатки – точку С. Для этого провести прямую линию через точки А и В до пересечения с окружностью D_1 ;
- определить положение точки Е. Для этого разделить отрезок АС пополам, используя условие $AE = EC$;
- из точки Е провести перпендикуляр к АС;
- в точке А отложить угол β_2 и провести его сторону до пересечения с линией АС;
- провести окружность радиусом O_1 и разделить её на Z частей;
- из полученных точек на окружности (O_1 и т. д.) провести дуги АС радиусом $O_1A = O_1C$.

5.16. Строим теоретическую характеристику вентилятора и выделяем на ней фактическую рабочую точку. При правильном расчете она должна лежать ниже теоретической характеристики.

5.17. Строим треугольники скоростей на входе и выходе в рабочее колесо.