

Рис. 1-15. Истечение из заполненного отверстия

Для случая $l \approx 0$ и $\frac{F_0}{F_1} = 0$ получаем

$$\omega_{сж} = \varphi \sqrt{\frac{2}{\rho} (g\rho z_0 + p_A - p_B)}$$

и

$$Q = \mu F_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (g\rho z_0 + p_A - p_B)},$$

где $z_0 = z_A - z_B$.

Если p_A и p_B равны атмосферному давлению, то при относительно малом отверстии

$$\omega_{сж} = \varphi \sqrt{2gz_0}$$

и

$$Q = \mu F_0 \sqrt{2gz_0}.$$

Значения φ и μ находят так же, как и выше.

Истечение сжимаемого газа

1. При истечении газа (пара, воздуха) в атмосферу под высоким давлением резко изменяется его объем. Поэтому необходимо учитывать сжимаемость газа. Пренебрегая потерями в насадке, из которого происходит истечение идеального газа, и влиянием его массы, скорость адиабатического истечения можно определить по формуле Сен-Венана—Венцеля:

$$\omega_0 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1-53)$$

и

$$G = \mu F_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \rho_1 p_1 \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (1-54)$$

где индекс «1» показывает, что соответствующие величины относятся к сечению трубы (сосуда) до узкого сечения насадки, а «0» — к самому узкому сечению насадки или к среде, куда происходит истечение газа (например, атмосфера).

2. При уменьшении p_0/p_1 скорость истечения ω_0 возрастает до тех пор, пока это отношение давлений не станет равным критическому:

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

При $p_0/p_1 = (p_0/p_1)_{кр}$ скорость в узком сечении F_0 насадка равна скорости звука в данной среде.

При дальнейшем понижении p_0/p_1 скорость в узком сечении остается равной скорости звука, а струя на выходе начинает расширяться. Таким образом, при понижении отношения давлений ниже критического массовый расход газа не увеличивается, а остается

$$G = \mu \rho_0 F_0 \omega_0 = \mu F_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \rho_1 p_1}. \quad (1-55)$$

Поэтому формула (1-53) или (1-54) может быть применена для вычисления скорости и соответственно расхода лишь при $p_0/p_1 \geq (p_0/p_1)_{кр}$. При $p_0/p_1 < (p_0/p_1)_{кр}$ следует пользоваться формулой (1-55).

1-8. Работа нагнетателя в сети

1. Для приведения в движение жидкой или газовой среды на концах данного участка следует создать определенную разность пол-

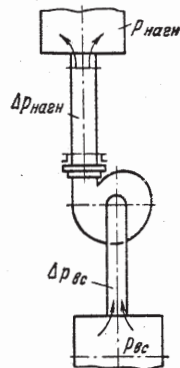


Рис. 1-16. Установка нагнетателя в сети

ных давлений с помощью нагнетателя (насоса, вентилятора, дымососа, компрессора).

2. Полное давление, развиваемое нагнетателем, в самом общем случае расходится: а) на покрытие разности давлений в объеме всасывания и объеме нагнетания; б) на преодоление избыточного геометрического давления (отрицательной самотяги), т. е. на подъем жидкости или газа, который тяжелее атмосферного воздуха, на высоту z от начального сечения сети до конечного сечения (при положительной самотяге последнюю вычитают из давления нагнетателя; в) на создание скоростного давления на выходе жидкости (газа, рис. 1-16) из сети (не из нагнетателя),

т. е. полное давление p_n (Па)¹, развиваемое нагнетателем,

$$p_n = (p_{\text{нагн}} - p_{\text{вс}}) \pm p_c + (\Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_{\text{нагн}}) + \frac{\rho \omega_{\text{вых}}^2}{2}, \quad (1-56)$$

где $p_{\text{вс}}$ — избыточное давление в объеме всасывания; $p_{\text{нагн}}$ — избыточное давление в объеме нагнетания; p_c — избыточное геометрическое давление (самотяга); $\Delta p_{\text{вс}}$ — потери давления (сопротивление) на всасывающем участке сети; $\Delta p_{\text{нагн}}$ — потери давления (сопротивление) на участке нагнетания; $\omega_{\text{вых}}$ — скорость выхода потока из сети, м/с.

3. Для случая, когда давления в объемах всасывания и нагнетания равны между собой ($p_{\text{вс}} = p_{\text{нагн}}$),

$$p_n = \Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_{\text{нагн}} + \frac{\rho \omega_{\text{в}}^2}{2} \pm p_c = \Delta p_{\text{общ}}, \quad (1-57)$$

где $\Delta p_{\text{общ}}$ вычисляют по формуле (1-44) или (1-46) для всей сети как сумму потерь во всасывающем и нагнетательном участках сети (включая потерю скоростного давления на выходе из сети) и самотяги p_c по формуле (1-41).

4. Так как при $p_c = 0$ сумма всех потерь в сети равна разности полных давлений перед и за нагнетателем, то

$$p_n = \left(p_{\text{ст. нагн}} + \frac{\rho \omega_{\text{нагн}}^2}{2} \right) - \left(p_{\text{ст. вс}} + \frac{\rho \omega_{\text{вс}}^2}{2} \right) = p_{\text{п. нагн}} - p_{\text{п. вс}}, \quad (1-58)$$

где $p_{\text{п. вс}}$ и $p_{\text{п. нагн}}$ — избыточное полное давление соответственно перед и за нагнетателем, Па; $p_{\text{ст. вс}}$ и $p_{\text{ст. нагн}}$ — избыточное статическое давление соответственно перед и за нагнетателем, Па; $\omega_{\text{вс}}$ и $\omega_{\text{нагн}}$ — средняя скорость потока соответственно перед и за нагнетателем, м/с.

5. При нормальных условиях работы нагнетателя величина p_n больше нуля, т. е.

$$p_{\text{п. нагн}} > p_{\text{п. вс}}.$$

В то же время как величина статического, так и величина скоростного давления после нагнетателя могут быть ниже соответствующих величин до нагнетателя.

6. В частном случае, когда площади сечений всасывающего и нагнетательного отверстий нагнетателя одинаковы,

$$\frac{\rho \omega_{\text{вс}}^2}{2} = \frac{\rho \omega_{\text{нагн}}^2}{2},$$

и, следовательно, давление, создаваемое нагнетателем,

$$p_n = p_{\text{ст. нагн}} - p_{\text{ст. вс}}, \quad (1-59)$$

т. е. давление, создаваемое нагнетателем, равно разности статических давлений непосредственно за нагнетателем и перед ним.

7. Мощность на валу нагнетателя, Вт

$$N_n = \frac{Q_p p_n}{\eta_{\text{полн}}},$$

где Q_p — объемный расход перемещаемой среды при рабочих условиях, м³/с; p_n — давление, создаваемое нагнетателем, при рабочих условиях, Па; $\eta_{\text{полн}}$ — полный к. п. д. нагнетателя.

8. Объемный расход перемещаемой среды обычно является заданной величиной. Давление же, создаваемое нагнетателем, вычисляют по формулам (1-56) — (1-59) для заданных условий сети, т. е. для разности давлений в объемах всасывания и нагнетания ($p_{\text{нагн}} - p_{\text{вс}}$), избыточного геометрического давления ($\pm p_c$), форм и размеров всех элементов сети. Последние определяют значение коэффициентов сопротивления $\zeta_{\text{тр}}$ и $\zeta_{\text{м}}$ и скорости потока в каждом элементе, а следовательно, величину $\Delta p_{\text{общ}}$.

9. Чтобы определить, удовлетворяет ли данный нагнетатель требуемым расчетным значениям Q_p и p_n , необходимо предварительно привести их величины к тем условиям (плотности перемещаемой среды), для которых дается характеристика нагнетателя. При этом, если расход перемещаемой среды задан в м³/с для нормальных условий, то пересчитывают его на рабочие условия по формуле (1-13).

Приведенное давление нагнетателя

$$p_{\text{прив}} = p_{\text{расч}} \frac{\rho_{\text{хар}}}{\rho_{\text{н. у}}} \cdot \frac{T_p}{T_{\text{хар}}} \cdot \frac{p_{\text{хар}}}{p_{\text{нагн}}}, \quad (1-60)$$

где $p_{\text{расч}}$ — расчетное давление нагнетателя, Па; $\rho_{\text{хар}}$ — плотность среды, при которой получена характеристика нагнетателя при нормальных условиях ($t = 0^\circ \text{C}$, $p = 101,325 \text{ кПа}$), кг/м³; $\rho_{\text{н. у}}$ — плотность среды, для которой подбирают нагнетатель при нормальных условиях, кг/м³; T_p — рабочая температура перемещаемой среды в нагнетателе, К; $T_{\text{хар}}$ — температура среды по характеристике нагнетателя, К; $p_{\text{нагн}}$ — рабочее давление (абсолютное) перемещаемой среды в нагнетателе, Па; $p_{\text{хар}}$ — давление (абсолютное) среды, при котором получена характеристика нагнетателя; для вентиляторов $p_{\text{хар}} = 101,325 \text{ кПа}$.

10. Для высоконапорных нагнетателей плотность перемещаемой среды относится к среднему давлению в рабочем колесе. В этом случае в формулу (1-60) вместо $p_{\text{нагн}}$ подставляют среднее абсолютное давление в колесе:

$$p_{\text{ср}} = p_{\text{нагн}} + (\Delta p_{\text{нагн}} - 0,5 \Delta p_{\text{общ}}),$$

где $\Delta p_{\text{нагн}}$ — потери давления на участке нагнетания сети, Па; $\Delta p_{\text{общ}}$ — общие потери полного давления в сети, Па.

¹ В дальнейшем величину p_n будем называть просто давлением, а не полным давлением.

11. Мощность при расчетных условиях на валу нагнетателя

$$N_n = \frac{Q_p P_{расч}}{\eta_{поли}} = \frac{Q_p P_{хар}}{\eta_{поли}} \cdot \frac{\rho_n \cdot \gamma}{\rho_{хар}} \cdot \frac{T_{хар}}{T_p} \times \\ \times \frac{P_{нагн}}{P_{хар}} = N_{хар} \cdot \frac{\rho_n \cdot \gamma}{\rho_{хар}} \cdot \frac{T_{хар}}{T_p} \cdot \frac{P_{нагн}}{P_{хар}}$$

где $P_{хар}$ — давление нагнетателя по заданной характеристике, Па; $N_{хар}$ — мощность на валу нагнетателя по заданной характеристике, Вт.

1-9. Примеры расчета гидравлического сопротивления сетей

Пример 1-1. Приточная система вентиляции

Расчетная схема сети системы вентиляции дана на рис. 1-17.

Задано:

1) общее количество засасываемого из атмосферы воздуха $Q = 0,89 \text{ м}^3/\text{с}$ при нормальных условиях;

2) плотность газа при нормальных условиях $\rho = 1,3 \text{ кг}/\text{м}^3$;

3) кинематическая вязкость газа при нормальных условиях $\nu = 13 \text{ мм}^2/\text{с}$;

4) внутренняя обшивка основных газопроводов (имеющих сравнительно большую протяженность) — листовая сталь; шероховатость ее берут как для цельнотянутых корродированных стальных труб (после нескольких лет эксплуатации) $\Delta \approx 1,0 \text{ мм}$ (см. табл. 2-3, А);

5) газ очищается в мокром скруббере; степень орошения $A \approx 0,014 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ (см. диаграмму 12-11).

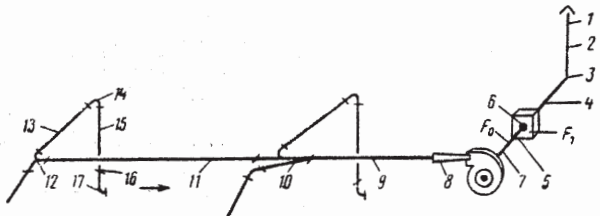
В данном случае вдоль сети изменяется температура газа (за счет охлаждения), поэтому, как в примере 1-1, принимаем первый метод наложения потерь: суммирование абсолютных потерь в отдельных элементах сети.

Расчет сопротивления приведен в табл. 1-13. Самотяга, создаваемая дымовой трубой,

$$p_c = H_{тр} (\rho_a - \rho_r) g,$$

где $H_{тр} = 62 \text{ м}$ — высота трубы; ρ_a — плотность атмосферного воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; ρ_r —

Рис. 1-17. Расчетная схема сети системы вентиляции



2) расход через четыре боковых ответвления — $Q = 0,22 \text{ м}^3/\text{с}$ при нормальных условиях;

3) температура наружного (атмосферного) воздуха $t = -20^\circ \text{С}$;

4) температура воздуха за калорифером $t = 20^\circ \text{С}$;

5) материал воздухопроводов — кровельная сталь (проолифенная); шероховатость $\Delta \approx 0,15 \text{ мм}$ (см. табл. 2-3, группа А).

Так как вдоль сети температура газа изменяется (нагревание в калорифере), то применим первый метод наложения потерь — суммирование абсолютных потерь в отдельных элементах сети.

Расчет сопротивления приведен в табл. 1-12. Согласно этой таблице для подбора вентилятора имеем:

$$Q_p = 0,955 \text{ м}^3/\text{с} \text{ и } p_n = \Delta p_{общ} = 225 \text{ Па.}$$

Мощность на валу вентилятора при к. п. д. вентилятора $\eta_{поли} = 0,6$

$$N_n = \frac{Q_p p_n}{\eta_{поли}} = \frac{0,955 \cdot 225}{0,6} \cdot 10^{-3} = 0,36 \text{ кВт.}$$

Пример 1-2. Установка для мокрой очистки агломерационных газов

Схема установки дана на рис. 1-18.

Задано:

1) общий объемный расход газа (при $t = 20^\circ \text{С}$ и $p = 101,325 \text{ кПа}$) $Q = 278 \text{ м}^3/\text{с}$;

плотность газа на входе в дымовую трубу, $\text{кг}/\text{м}^3$; g — ускорение свободного падения; принимаем $g = 9,8 \text{ м}/\text{с}^2$.

При температуре атмосферного воздуха $t_a = 0^\circ \text{С}$ имеем

$$\rho_a = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

При температуре $t_r = 40^\circ \text{С}$ средняя плотность газа

$$\rho_r = 1,13 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

отсюда

$$p_c = 62 (1,29 - 1,13) \cdot 9,81 \approx 98 \text{ Па.}$$

Эта положительная самотяга способствует перемещению потока, поэтому ее следует вычитать из общих потерь (см. табл. 1-13).

Пример 1-3. Аэродинамическая труба малых скоростей замкнутого типа с открытой рабочей частью

Схема аэродинамической трубы (аэродинамический контур) приведена на рис. 1-19.

1) диаметр рабочей части (выходного сечения сопла) $D_0 = 5000 \text{ мм}$;

2) длина рабочей части $l_{р.ч} = 8000 \text{ мм}$;

3) скорость потока в рабочей части (на выходе из сопла) $w_0 = 60 \text{ м}/\text{с}$;

4) температура воздуха $t \approx 20^\circ \text{С}$;

5) кинематическая вязкость $\nu = 1,5 \text{ мм}^2/\text{с}$;