

Исследование системы струйный гаситель - гидроимпульсатор

Схема и принцип действия струйного гасителя.

Схема струйного гасителя колебаний давления приведена на рис. 3.1. Гаситель состоит из конфуза 1, диффузора 2, корпуса 3 с патрубком 4 для отвода жидкости. Между конфузом и диффузором имеется зазор 1.

Предположим, что поток жидкости, подводимый к гасителю, характеризуется избыточным давлением P_0 и расходом Q_0 . В конфузоре энергия давления превращается в кинетическую. Если патрубок 4 сообщен с атмосферой, то давление между конфузуром и диффузором снижается до атмосферного. Постоянный перепад давлений на конфузоре P_0 обеспечивает неизменную нагрузку насосу, питающему гаситель. В диффузоре происходит обратное превращение кинетической энергии в статическую. Обозначим избыточное давление жидкости на выходе диффузора P . Если потребитель, подключенный к гасителю, отбирает не всю жидкость, поступающую в него, а только часть, то расход на выходе Q будет меньше Q_0 .

Под индивидуальными характеристиками гасителя будем понимать зависимость между давлением на выходе P и коэффициентом полезного действия η от расхода Q при постоянных давлении, плотности и вязкости жидкости на входе в конфузор, а также постоянном избыточном давлении в камере корпуса P_0 . КПД гасителя будем определять по формуле:

$$\eta = PQ / P_0 Q_0$$

Течение жидкости в конфузорах и диффузорах хорошо изучено (14, 26, 89). Но построить индивидуальные характеристики гасителя по имеющимся данным нельзя, т.к. процессы в нем не сводятся к простому последовательному течению жидкости через диффузор и конфузор. При расходах $Q < Q_0$ часть жидкости, обтекая входной участок диффузора, сливается через патрубок 4. В этих режимах наблюдается изменение количества движения секундной массы жидкости на ось, возникновение импульса силы во входном сечении диффузора и, следовательно, рост давления в сравнении с атмосферным. При расходах Q_0 и низких давлениях на выходе из гасителя струя полностью не перекрывает входное сечение диффузора поэтому будет наблюдаться, и, как следствие, значительные потери воздуха. Из изложенного следует, что имеющиеся зависимости для течения жидкости в конфузорах и диффузорах можно использовать при расчетах только одной точки индивидуальных характеристик, когда подсос отсутствует и $Q = Q_0$. По этой точке можно оценить только гидравлическое совершенство гасителя, установить направление по выбору основных конструктивных размеров, поэтому следует остановиться на определении ее параметров.

В гасителе конфузор представляет собой сужающийся насадок. Для насадка:

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2P}{\rho}}$$

где v – скорость жидкости в выходном сечении, м/с;

φ – коэффициент скорости;

$P = P_0 - P_c$ – перепад давлений, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

При истечении жидкости в атмосферу $P_c = 0$ поэтому жидкости в выходном сечении:

$$\rho \frac{v^2}{2} = \varphi^2 P_0$$

Таким образом, потери давления в насадке:

$$\Delta P_H = (1 - \varphi^2) P_0.$$

Известно (14), что максимальное значение φ имеют коноидальные насадки ($\varphi = 0,98$). В этом случае $\Delta P_H \approx 0,04 P_0$. Но их изготовление – дело сложное. При работе на загрязненной жидкости они быстро изнашиваются, следовательно, целесообразно ориентироваться на применение серийных конических насадков с цилиндрической вставкой, для которых угол конусности $\beta_H = 20^\circ$ и $\varphi \approx 0,95$. В этом случае $\Delta P_H \approx 0,1 P_0$. Минимальное значение зазора между диффузором и насадком обусловлено необходимостью получения малого сопротивления при отводе сливающегося через сброс расхода $Q_0 - Q$.

В первом приближении потерями давления в струе между насадком и диффузором можно пренебречь. Можно также пренебречь потерями на входе в диффузор. Потери в самом диффузоре в соответствии с (26)

$$\Delta P_d = \varphi_y \Delta P_{p.p.},$$

Где φ_y – коэффициент зависящий от угла конусности;

$\Delta P_{p.p.}$ – потери давления при резком расширении тока, Па.

Известно, что:

$$\Delta P_{p.p.} = \frac{\rho (v_1 - v_2)^2}{2}$$

Где v^1 и v^2 – скорости на входе и на выходе из диффузора, м /с.

Коэффициент φ_y при угле конусности шесть градусов будет минимальным ($\varphi_y \approx 0,16$). Однако длина диффузора при этом получается значительной и изготовить его трудно. Например, при изменении диаметра диффузора от 0,022 м. до 0,115 м. необходима длина заготовки равная 1,225

м. Поэтому приходится идти на увеличение угла конусности. Для углов 12 градусов коэффициент $\varphi''_y \approx 0,24$. Длина диффузора при прежних диаметрах входа и выхода составляет 0,425 м. Расчеты показывают, что при $\varphi'_y = 0,16$ потери в диффузоре $\Delta P'_d \approx 0,055 P_o$, а при $\varphi''_y \approx 0,24$, $\Delta P''_d \approx 0,08 P_o$. Таким образом, в рассматриваемом режиме при угле конусности шесть градусов расчетные потери давления примерно всего на 205 % меньше, чем при угле 12 градусов. При угле 12° следует ожидать, что общие потери в гасителе составят в режиме $Q = Q_o$ примерно 18%, а КПД – около 0,82.

В связи со сложностью процессов теоретический расчет визуальных характеристик гасителя на данном этапе провести нельзя. Необходимы сложные объемные исследования, которые составляют собой самостоятельный интерес и выходят за пределы настоящей прикладной работы. Поэтому определение индивидуальных характеристик гасителя колебаний давления были проведены экспериментально.

Подобие струйных гасителей.

Для обобщения результатов экспериментальных исследований распространения на гасители произвольных конструктивных соотношений необходимо найти безразмерные комплексы, определяющие подобие.

При решении этой задачи используем теорию размерностей. Из изложенного выше следует, что давление в выходном патрубке гасителя является функцией следующих фундаментальных переменных: диаметра подводющего трубопровода D , длины конфузора диаметра выходного насадка d , зазора l , диаметра входного сечения диффузора d_d , диаметра отводящего трубопровода D длины диффузора l_d , подводимого давления P_o , давления в камере сброса P_c , расхода Q , плотности ρ и вязкости жидкости μ .

Предположим, что между давлением на выходе из гасителей и определяющими факторами существует соотношение:
 $P = f (D^a, l^b, d^c, l^e, d^f, D^h, l^k, P_o^m, P_c^n, Q^r, \rho^s, \mu^t)$.

Размерность всех переменных в выражении (3.1) можно представить размерностями массы M , длины L и времени T . Представим в выражении (3.1) вместо символов переменных их размерности:
 $ML^{-1}T^{-2} = f (L^a, L^b, L^c, L^e, L^f, L^h, L^k, M (L^{-1}T^{-2})^m, (ML^{-1}T^{-2})^n, (L^3T^{-1})^r, (ML^{-3})^s, (ML^{-1}T^{-1})^t)$

Чтобы размерность правой части последнего выражения была равна размерности левой, должны быть выполнены соотношения:

$$\begin{aligned} I &= m + n + s + t; \\ -I &= a + b + c + e + f + h + k - m - n - 3r - 3s - t; \\ -2 &= -2m - 2n - r - t. \end{aligned}$$

После соответствующих преобразований имеем:

$$m = I - n - 0.5 r - 0.5 t; \quad (3.2)$$

$$s = 0.5 r - 0.5 t; \quad (3.3)$$

$$c = -a - b - e - f - h - k - t - 2r \quad (3.4)$$

Подставив в (3.1.) показатели степеней $a, b, e, f, h, k, n, r, t$, а так же из выражений (3.2), (3.3.), (3.4) m, s, c , получим :

$$\frac{P}{P_0} = f\left[\left(\frac{D}{d}\right), \left(\frac{L_H}{d}\right), \left(\frac{l}{d}\right), \left(\frac{d_6}{d}\right), \left(\frac{D_e}{d}\right), \left(\frac{L_e}{d}\right), \left(\frac{P_c}{P_0}\right), \left(\frac{Q\sqrt{P}}{d^2\sqrt{P_0}}\right), \left(\frac{\mu}{d\sqrt{P_0}}\right)\right]$$

Соотношения $\frac{D}{d_c}, \frac{l_H}{d}, \frac{l}{d}, \frac{d_e}{d}, \frac{D_e}{d}, \frac{l_e}{d}$,

определяют геометрическое подобие струйных гасителей. Комплекс $\frac{Q\sqrt{P}}{d^2\sqrt{P_0}}$ пропорционален $\frac{Q}{Q_0}$ безразмерному расходу на выходе диффузора, А комплекс $\frac{Q\sqrt{P}}{d^2\sqrt{P_0}}$ является вариантом записи числа Рейнольдса.

Таким образом из изложенного следует, что безразмерные характеристики

$$\frac{P}{P_0} = f\left(\frac{Q}{Q_0}, \frac{P_c}{P_0}\right)$$

Будут одинаковы для геометрически подобных гасителей при равенстве чисел Рейнольдса для их потоков.

Для эффективной работы гидроимпульсатора в условиях шахт обычной технологии к струйному разделителю с $d = 20-22$ мм необходимо подводить поток с $P_0 = (3-7)$ МПа и $Q_0 = (0,025-0,04)$ м³/с. Числа Рейнольдса потока в зазоре гасителя при этом составят $(1,5-2,0) \cdot 10^6$. При таких числах Рейнольдса потоки становятся автомодельными (коэффициенты потерь давления не зависят от числа Рейнольдса) (89). Следовательно, для подобия режимов струйных гасителей выполнение условия $Re = const$ не обязательно. Об этом убедительно свидетельствует рис. 3.2., на котором приведены экспериментальные зависимости $\frac{P}{P_0} = f\left(\frac{Q}{Q_0}\right)$ для гасителя с $d = 1,7 \cdot 10^{-2}$ м, $d_d = 1,95 \cdot 10^{-2}$ м, $l = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м, угле конусности диффузора $\beta_d = 12^\circ$, $P_0 = 1,0; 2,0; 3,0$ МПа, $P_c = 0$.