

диапазоне изменения параметра $0 < A < 4$ совпадение экспериментальных и линеаризованных зависимостей удовлетворительное.

Таким образом, активные сопротивления неоднородностей гасителей пульсаций в трубопроводах поршневых компрессоров при $A < 4$ можно определять из выражения (1), используя метод гармонической линеаризации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Черный И. А. Неуставившееся течение реальной жидкости в трубах. Гостоптехиздат, 1951.
2. Ржевкин С. Н. Основы теории звука. МГУ, 1960.
3. Владиславлев А. П. и др. Трубопроводы поршневых компрессоров. М., «Машиностроение», 1972.
4. Седач В. С., Дядичев К. М. Потери в трубопроводе с местными сопротивлениями при пульсирующем течении газа. «Изв. высш. учеб. заведений. Энергетика», 1971, № 1.
5. Шорин В. П. О периодическом течении жидкости через диафрагмы. «Изв. высш. учеб. заведений. Авиацонная техника», 1970, № 4.
6. Zarek I. M., Earles S. M. Use of Sharp-edged orifices for metering pulsating flow. Proceedings of the institution of mechanical engineers v. 177, № 37, p. 997, 1963.
7. Писаревский В. М., Хохлов Ю. М. О характеристике неоднородности в неуставившемся потоке газа. «Изв. высш. учеб. заведений. Нефть и газ», 1974, № 5.

УДК 621.822.2

Д. Е. ЧЕГОДАЕВ

ОПТИМИЗАЦИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР

Динамика любых гидрогазостатических устройств описывается в рамках модели с релаксационным механизмом демпфирования [1], [2]. Особенность таких систем в том, что демпфирование в них имеет оптимум по частоте возмущения. Это обусловлено наличием релаксационной пружины C_2 , установленной последовательно вязкому демпферу h (рис. 1, а). В реальном

подшипнике уменьшение демпфирования на частотах выше оптимальных связано с проявлением сжимаемости рабочего вещества в камерах, что приводит к снижению доли расхода, вытесненного через дроссели.

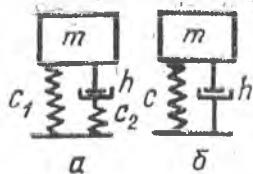


Рис. 1. Динамические модели: а — с релаксационным демпфированием; б — с вязким демпфированием

$$T_2 = \frac{\rho_k \Gamma_k}{n p_k (b_2 - l_2)} \text{ — постоянная времени запаздывания;}$$

ω — частота возмущения; ρ_k — плотность; f_k — площадь; V_k — объем камеры; n — показатель политропы; p_k — давление в камере;

$$a_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial l} ; \quad a_2 = \frac{\partial M_{вых}}{\partial l} ; \quad b_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial p_k} ; \quad b_2 = \frac{\partial M_{вых}}{\partial p_k} ;$$

l — длина выходного канала; $M_{вх}$, $M_{вых}$ — входной и выходной расходы.

Зависимости коэффициента сопротивления от частоты возмущения (рис. 2) показывают слабое изменение демпфирования на низких частотах. Однако с некоторого значения частоты характеристики резко падают, асимптотически приближаясь к оси абсцисс. Таким образом, особенность динамических систем с релаксационным демпфированием в том, что на низких частотах демпфирование пропорционально скорости, как и в известной модели Кельвина (рис. 1, б), а на высоких частотах оно близко к нулю. Значения частот, на которых происходит уменьшение коэффициента сопротивления до нуля, лежат в пределах еди-

В работе [1] получена динамическая реакция газового слоя, откуда следует что коэффициент сопротивления в газостатических опорах определяется соотношением

$$h = C \frac{T_1 - T_2}{1 + T_2^2 \omega^2} \quad (1)$$

где $C = \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1}$ — статическая жесткость системы;

$T_1 = \frac{\rho_k f_k}{a_1 - a_2}$ — постоянная времени опережения;

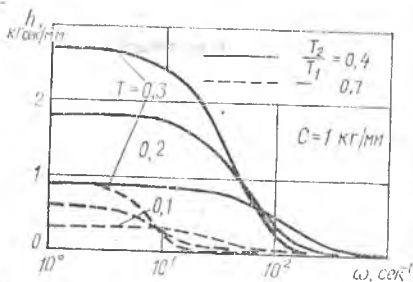


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления h от частоты ω

ниц-десятков герц и зависят от параметров T_1 и T_2 . Демпфирование таких систем при гармоническом возмущении имеет по частоте максимальные значения (рис. 3), величина и расположение которых определяются параметрами T_1 и T_2 . Следовательно, варьируя эти величины можно настраивать систему на оптимальный режим демпфирования. Для сравнения на графике штрихпунктирными линиями приведены соответствующие зависимости вязкого демпфирования от частоты. Видно, что до некоторых частот кривые демпфирования различных моделей расположены весьма близко. Однако с дальнейшим ростом их частоты влияние демпфера ослабляется релаксационной пружиной и при больших значениях частот демпфер отключается.

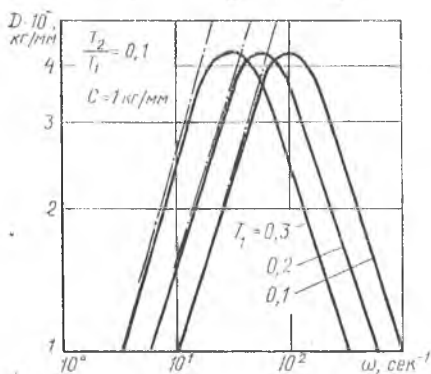


Рис. 3. Зависимость демпфирования D от частоты ω

Условие максимума демпфирования определится из соотношения $\frac{dD}{d\omega} = 0$, что выполняется при $(T_1 - T_2)(1 - T_2^2 \omega^2) = 0$. Если $T_1 = T_2$, то система находится на границе устойчивости. В этом случае демпфирование равно нулю при любых значениях ω . Следовательно, при $T_1 > T_2$ частота, соответствующая максимуму демпфирования,

$$\omega = \frac{1}{T_2}. \quad (2)$$

При подстановке выражения (2) в соотношение (1), с учетом того, что $D = h\omega$, получается равенство $D = \frac{C}{2} \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right)$, из которого видно, что диссипативная составляющая динамической жесткости газостатических опор определяется параметром $\frac{T_2}{T_1}$.

В работе III получено значение оптимального демпфирования минимизацией максимума амплитудно-частотной характеристики газостатической опоры при кинематическом возмущении. Показано, что при условии максимального демпфирования в системе коэффициент перегрузки η объекта, установленного на газостатической опоре,

$$\eta = \frac{1 + T_2/T_1}{1 - T_2/T_1}, \quad (3)$$

а безразмерная частота

$$\bar{\omega} = \frac{\bar{\omega}}{p_0} \sqrt{\frac{2}{1 + T_2/T_1}}, \quad (4)$$

где p_0 — собственная частота объекта.

Выражения (3) и (4), определяющие величины коэффициента перегрузки и собственной частоты, зависят только от отношения $\frac{T_2}{T_1}$, т. е. отношение постоянных времени запаздывания и опережения полностью определяет выбор характеристик при максимальном демпфировании.

Из сравнения выражений (2) и (4) следует, что частота, при которой обеспечивается максимум коэффициента сопротивления демпфера в общем случае не совпадает с частотой, при которой достигается максимум демпфирования в системе при кинематическом возмущении, поскольку минимум максимального значения резонансной характеристики определяется не только величиной демпфирования, но и собственной частотой системы. Совпадение максимумов величины демпфера h и демпфирования системы происходит при условии $p_0 = (T_2 \sqrt{\frac{2}{1 + T_2/T_1}})^{-1}$.

Таким образом, расчет демпфирования в газостатических опорах необходимо проводить с учетом специфики их динамического состояния, свойственной всем системам с релаксационным демпфированием. Эта специфика состоит в том, что демпфирование вязким трением имеет место лишь до частот, определенных параметром $\frac{T_2}{T_1}$. Далее происходит уменьшение его величины до нуля. Максимум диссипативной составляющей динамической жесткости расположен на частоте $\omega = \frac{1}{T_2}$. Его величина инвариантна к каждому из параметров T_1 и T_2 и определяется лишь отношением T_2/T_1 . Максимальное значение резонансной характеристики системы не определяется лишь максимумом диссипативной составляющей, а зависит еще и от собственной частоты объекта.

1. Чесодаев Д. Е., Белоусов А. И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. — В сб.: «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей». Труды КуАИ, 1974, вып. 67.

2. Ruzicka Jerome E. Active vibration and shock isolation SAE Preprints, s. a., 680747. (рус. пер. Активные виброзащитные системы. Экспресс-информация «Испытательные приборы и стенды», 1969, № 10, реф. 59, с. 14—25).

УДК 621.22—522.001.5

В. П. ШОРНН, А. Г. КОНЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПЛУНЖЕРНОГО ГИДРОИУЛЬСАТОРА

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

$F_{др}$ — площадь проходного сечения дросселя; c — жесткость пружины клапана постоянного перепада давлений КППД; x и δx — соответственно осевое перемещение золотника КППД под действием статического и динамического перепада давлений; g — ускорение свободного падения; γ_0 — удельный вес рабочей жидкости; E — модуль упругости жидкости; d_1 и d_2 — соответственно диаметр золотника КППД со стороны высокого и низкого давлений; λ — коэффициент трения золотника КППД; P_1 и δP_1 — статическая и динамическая составляющие давления в первой емкости; P_2 и δP_2 — соответственно статическая и динамическая составляющие давления во второй емкости; P_{10} — давление начала открытия КППД (заданный перепад давления между основной и вспомогательной камерами гидроиульсатора); ΔP и $\delta \Delta P$ — абсолютная статическая и динамическая ошибки регулирования; $P_1^1 = P_1 - P_{10}$ — разность между давлением в первой емкости и давлением начала открытия КППД; V_2 — объем второй емкости; F_1 и F_2 — площади золотника со стороны высокого и низкого давления; Q — сила пружины; Q_0 — сила пружины, соответствующая началу открытия КППД.

Для динамических испытаний элементов гидроавтоматики и датчиков давления часто используются объемные (плунжерные) гидроиульсаторы, реализующие форму кривой давления, близкую к синусоидальной. Они должны обеспечивать плавное изменение амплитуды и частоты колебаний в широком диапазоне, а также проведение испытаний на различных уровнях статического давления. Простейший одноплунжерный гидроиульсатор