

Л и т е р а т у р а

1. Герасимов Н.В., Шатилов Ю.В. Амортизатор. № 621916, кл. F 16 f 9/06. Бюллетень № 32, 1978.

2. Герасимов Н.В., Шатилов Ю.В. Амортизация на основе упругого элемента с переменной жесткостью. - В кн.: Вопросы прочности элементов авиационных конструкций: Межвуз. сборник.- Куйбышев, 1975, вып. П.

УДК 532.595.001

А.Н.Головин

К РАСЧЕТУ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Одним из способов защиты гидросистем от динамических нагрузок, вызванных колебательными режимами течения рабочей жидкости, является установка гасителей колебаний. Показателем эффективности работы гасителя является коэффициент $K_{БН}$ вносимого затухания [1], величина которого зависит от соотношения частотных характеристик гасителя и гидросистемы (в месте установки гасителя). С учетом "удаляемого" отрезка трубопровода, вместо которого устанавливается гаситель,

$$K_{БН} = K_C \left| \frac{Z_\beta}{\sqrt{Z_{C1} Z_{C2}}} \right| \frac{\left| 1 + \frac{Z_{C1}}{Z_1} \right| \left| 1 + \frac{Z_{C2}}{Z_2} \right|}{\left| 1 + \frac{Z_\beta}{Z_1} \right| \left| 1 + \frac{Z_\beta}{Z_2} \right|} \times$$

$$\times \frac{\left| 1 - \frac{e^{-j^2 \eta_r}}{K_C^2} \left(\frac{Z_1 - Z_{C1}}{Z_1 + Z_{C1}} \right) \left(\frac{Z_2 - Z_{C2}}{Z_2 + Z_{C2}} \right) \right|}{\left| 1 - \frac{e^{-j^2 \eta_{пр}}}{K_{Cпр}^2} \left(\frac{Z_1 - Z_\beta}{Z_1 + Z_\beta} \right) \left(\frac{Z_2 - Z_\beta}{Z_2 + Z_\beta} \right) \right|}, \quad (I)$$

где K_C , $K_{Cпр}$ - коэффициенты собственного затухания гасителя и "удаляемого" отрезка трубопровода; Z_β , Z_{C1} , Z_{C2} - волновые сопротивления "удаляемого" отрезка трубопровода и гасителя со сторо-

ны входа и выхода; Z_1, Z_2 - входные сопротивления источника колебаний и нагрузки; $\varphi_r, \varphi_{\tau p}$ - собственный фазовый сдвиг гасителя и отрезка трубопровода; j - мнимая единица.

Выражение (I) может быть использовано на этапе выбора гасителя при условии, что определены входные импедансные характеристики правой и левой частей гидросистемы, примыкающих к гасителю. Последнее условие на практике оказывается трудно осуществимым и ограничено, как правило, лишь приближенными оценками характера входных и выходных импедансов гидросистемы. Анализ же зависимости (I) позволит выбрать гаситель в условиях ограниченной информации о гидросистеме.

Рассмотрим числитель выражения (I)

$$M = \left| 1 - \frac{e^{-j2\varphi_r}}{K_c^2} \left(\frac{Z_1 - Z_{c1}}{Z_1 + Z_{c2}} \right) \left(\frac{Z_2 - Z_{c2}}{Z_2 + Z_{c2}} \right) \right| = \left| 1 - \frac{e^{-j2\varphi_r}}{K_c^2} P_1 P_2 \right| \quad (2)$$

и его знаменатель

$$N = \left| 1 - \frac{e^{-j2\varphi_{\tau p}}}{K_{cmp}^2} \left(\frac{Z_1 - Z_{\beta}}{Z_1 + Z_{\beta}} \right) \left(\frac{Z_2 - Z_{\beta}}{Z_2 + Z_{\beta}} \right) \right| = \left| 1 - \frac{e^{-j2\varphi_{\tau p}}}{K_{cmp}^2} R_1 R_2 \right|, \quad (3^*)$$

где P_1, P_2, R_1, R_2 - коэффициенты отражения.

Функции M и N при $K_{cmp} \approx 1$ могут принимать любые значения, удовлетворяющие неравенствам

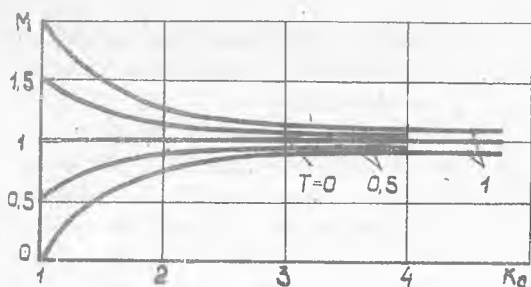
$$1 - \frac{|P_1 P_2|}{K_c^2} \leq M \leq 1 + \frac{|P_1 P_2|}{K_c^2}; \quad (4)$$

$$1 - |R_1 R_2| \leq N \leq 1 + |R_1 R_2|. \quad (5)$$

На рис. I изображен график предельных значений M при различных $T = |P_1 P_2|$, откуда видно, что при $K_c \geq 3-3,5$ можно считать $M \approx 1$.

Из выражений (2), (4) ясно, что M зависит от места установки гасителя в трубопроводную систему и от характеристик гасителя.

Анализируя уравнения (3), (5), видим, что N зависит от места установки гасителя в трубопроводную систему и от его длины. В общем случае $N \in [0; 2]$. Очевидно, что наиболее выгодным местом установки гасителя будет то, для которого выполняется условие $N < 1$.



Р и с. 1. Зависимость верхней и нижней границ функции M от коэффициента собственного затухания гасителя

При этом реальная эффективность гасителя будет всегда не ниже расчетной.

Учитывая это, выражение (1) примет вид

$$K_{вн} \geq \frac{K_c}{2} \theta_1 \theta_2, \quad (6)$$

где θ_1 и θ_2 - коэффициенты взаимодействия входных (источник колебаний - вход гасителя) и выходных (выход гасителя - нагрузка) характеристик.

$$\theta_i = \sqrt{\frac{1}{\lambda_i} \frac{1 + 2n_i \lambda_i \cos \psi_i + n_i^2 \lambda_i^2}{1 + 2n_i \cos \psi_i + n_i^2}}, \quad (7)$$

где

$$n_i = \left| \frac{Z_\beta}{Z_i} \right|; \quad \lambda_i = \left| \frac{Z_{ci}}{Z_\beta} \right|; \quad \operatorname{tg} \psi_i = \frac{\operatorname{Im} \frac{Z_{ci}}{Z_i}}{\operatorname{Re} \frac{Z_{ci}}{Z_i}}; \quad \operatorname{tg} \psi_i = \frac{\operatorname{Im} \frac{Z_\beta}{Z_i}}{\operatorname{Re} \frac{Z_\beta}{Z_i}};$$

$$|\psi_i| \leq \pi; \quad |\psi_i| \leq \frac{\pi}{2}.$$

Для входного коэффициента взаимодействия $i = 1$, для выходного $i = 2$.

Рассмотрим три важных случая.

1. Полагаем, что в выражении (7) $Z_{c1} = Z_\beta$, тогда $\theta_1 = 1$, и выражение (6) примет вид

Например, гаситель, длина которого много меньше длины волны колебаний, устанавливается в пучности или узле давления. Однако, если изменяется частота колебаний, а значит и коэффициенты отражения, что характерно для авиационных гидросистем, то расчет гасителя целесообразно вести, исходя из худшего случая, чему соответствует максимальное значение N .

$$K_{\text{вн}} \geq \frac{K_c}{2} \theta_2. \quad (8)$$

Откуда следует, что минимальная величина вносимого затухания не зависит от импедансных характеристик источника колебаний. При этом гаситель возможно проектировать без учета характеристик источника колебаний.

2. В выражении (7) полагаем $Z_{c2} = Z_g$. Тогда $\theta_2 = 1$, и выражение (6) примет вид

$$K_{\text{вн}} \geq \frac{K_c}{2} \theta_1, \quad (9)$$

Здесь минимальная величина вносимого затухания не зависит от импедансных характеристик нагрузки. В этом случае гаситель, спроектированный для конкретного источника колебаний, будет эффективен практически в любой системе.

3. При

$$Z_{c1} = Z_{c2} = Z_g \quad \theta_1 = \theta_2 = 1 \quad \text{и} \quad K_{\text{вн}} \geq \frac{K_c}{2}. \quad (10)$$

В этом случае минимальная величина вносимого затухания определяется только коэффициентом собственного затухания гасителя. Такой гаситель будет эффективен практически в любой системе.

Однако, как видно из выражений (8) и (9), гасители, волновое сопротивление которых равно волновому сопротивлению "удаленного" отрезка трубопровода, могут быть эффективнее последнего (10). Волновое сопротивление гасителя необходимо выбирать так, чтобы обеспечивалось наибольшее значение θ_i или, по крайней мере, $\theta_i > 1$.

Поясним это на конкретном примере.

Необходимо спроектировать гаситель для источника колебаний, обладающего чисто емкостным импедансом (в первом приближении таким источником являются авиационные плунжерные насосы). Характер нагрузки считаем трудноопределимым. Для этого случая целесообразно проектировать гаситель, у которого $Z_{c2} = Z_g$.

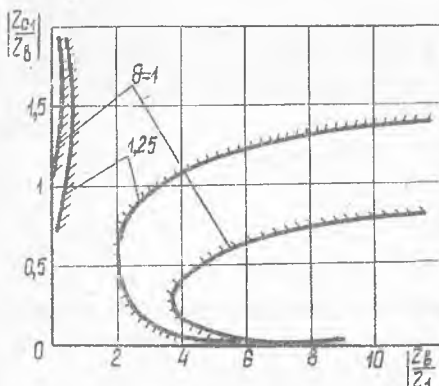
Полагаем, что у проектируемого нами гасителя Z_{c1} будет также чисто емкостным. Задача сводится к определению модуля Z_{c1} ,

при котором будет выполняться $\theta_1 > \theta_{доп}$, где $\theta_{доп}$ - допустимая величина коэффициента взаимодействия.

С учетом сказанного, преобразуем выражение (7) следующим образом:

$$n_1^2 \lambda_1^2 - [(1 + n_1^2) \theta_{доп}^2 - 2n_1] \lambda_1 + 1 > 0. \quad (II)$$

Из выражения (II) определяем, что для выполнения условия $\theta_1 > \theta_{доп}$ необходимо, чтобы $\lambda_1 < \lambda_{1, \min}$ или $\lambda_1 > \lambda_{1, \max}$, где $\lambda_{1, \min}$ и $\lambda_{1, \max}$ - наименьший и наибольший корень левой части соотношения (II).



Р и с. 2. Зависимость области допустимых значений $\left| \frac{Z_{в}}{Z_{г}} \right|$, $\left| \frac{Z_{сг}}{Z_{в}} \right|$ от величины Q доп.

На рис. 2 представлены графики зависимости $\lambda_1 = f(n_1)$ при фиксированных $\theta_{доп}$. Штриховка направлена в область значений λ_1 , для которых $\theta_1 > \theta_{доп}$.

Выводы

1. Эффективность действия гасителя в гидравлической системе существенным образом зависит от места установки гасителя, импедансных характеристик гасителя и системы в месте установки.

2. Минимальная величина вносимого затухания гасителей колебаний при $K_c \gg 3-3,5$ не зависит от импеданса источника колебаний или нагрузки, если волновое сопротивление гасителя с соответствующей стороны равно волновому сопротивлению трубопровода, в которой он устанавливается.

3. Частотный диапазон эффективной работы гасителей с активными волновыми сопротивлениями шире, чем с реактивными. Однако эффективность последних в некотором диапазоне частот может быть выше.

Л и т е р а т у р а

И. Ш о р и н В.Д. К вопросу о гашении вынужденных колебаний давления в гидравлических системах летательных аппаратов и двигателей. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. КуАИ, 1967.

УДК 65I-752.2

А.С.Григанов, О.С.Кочетов, Ю.Г.Сафронов,
А.В.Синев, В.С.Соловьев

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ В ДВУХКАМЕРНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВИБРОИЗОЛЯТОРАХ

Использование пассивных виброзащитных систем при широкополосном возбуждении предполагает определенный компромисс между увеличением колебаний в области собственных частот и снижением их в зарезонансной зоне.

Известны варианты виброизолирующей пассивной подвески сиденья машиниста карьерного экскаватора ЭКГ-4,6Б, виброизолирующей трехплоскостной подвески кресла машиниста экскаваторов ПВ-3 и ЭКГ-8И, разработанные Криворожским горнорудным институтом [1], обеспечивающие коэффициент передачи в октавной полосе 2Гц равный 3 и не менее 0,5 в полосах частот 8,16 и 32 Гц. Конструктивно подвески выполняются как с направляющим механизмом, например, параллелограммного типа, так и без него, т.е. в обычном соосном исполнении.

Низкая эффективность рассматриваемой подвески в зарезонансной области объясняется наличием сухого трения и конструкционного демпфирования в элементах подвески.

С целью оптимального проектирования виброизолирующей пневматической подвески сиденья оператора в ИМАШ создана экспериментальная установка, в которой особое внимание обращалось на снижение сил сухого трения и обеспечение жесткостей конструктивных связей, исключающих возможность появления резонансов в изолируемом частотном диапазоне.

Пневматическая часть подвески представляет собой двухкамерную систему с межкамерным дросселем (рис.1). Рабочая камера I конст-