

синхронного резонанса от давления наддува. Кривые построены при постоянных относительных удлинениях. С уменьшением удлинения безразмерная амплитуда колебаний возрастает, что указывает на рост коэффициента динамичности. Начальные участки кривых имеют линейный характер. В области  $\bar{P}_H = 4,0 - 4,5$  кривые имеют максимумы, связанные с нелинейностью характеристик газового слоя. Резкое возрастание динамичности с уменьшением относительного удлинения требует повышения точности балансировки ротора. При уменьшении удлинения подшипника от 1,0 до 0,5 величина допустимой неуравновешенности понижается в 2 - 10 раз по сравнению с вычисленной по формуле (3). Уменьшение длины подшипника с малым зазором требует большего увеличения точности балансировки.

В коротком подшипнике увеличение резонансной амплитуды сопровождается снижением жесткости газового слоя. Это подтверждается обнаруженным при испытаниях снижением резонансной частоты и уменьшением длины подшипника (при постоянном давлении наддува). Исключение составил подшипник с зазором 23,5 мкм, в котором частота синхронного резонанса, а следовательно, и жесткость газового слоя, имеют максимум при удлинении

$L/2R = 0,75$ . Этому удлинению соответствует оптимальное по жесткости значение параметра наддува (при данных  $\bar{P}_H$  и  $C_r$ ). Уменьшение жесткости при укорачивании подшипника указывает на то, что рост коэффициента динамичности в коротком подшипнике происходит за счет снижения демпфирования газового слоя.

## Л и т е р а т у р а

1. Брагин А.Н., Воронин В.Г., Луцкий Г.Л. Синхронный резонанс неуравновешенного ротора в опорных газовых подшипниках с внешним наддувом. - "Вестник машиностроения", 1975, № 8.
2. Брагин А.Н., Воронин В.Г., Луцкий Г.Л. Вихревая неустойчивость неуравновешенного ротора в опорных газовых подшипниках с внешним наддувом. - "Вестник машиностроения", 1975, № 9.

Л.И.Брудков, В.П.Шорин

ВЛИЯНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА,  
ОТДЕЛЕННОГО ОТ ИСТОЧНИКА КОЛЕБАНИЙ ДЛИННОЙ ТРУБОЙ,  
НА ВЕЛИЧИНУ МАКСИМАЛЬНОЙ АМПЛИТУДЫ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБЕ

Поскольку постановка акустического демпфера непосредственно за

источником колебаний часто является нежелательной по конструктивным и технологическим причинам, то демпфер оказывается отделенным от источника трубопроводом либо системой трубопроводов. В этом случае к демпферу предъявляется требование защиты от пульсаций рабочей среды не только участка гидросистемы, расположенной за демпфером, но части гидросистемы, расположенной до него (входного участка) [1], [2]. Последнее сводится к требованию снижения максимальной амплитуды давления во входном трубопроводе. Величина максимальной амплитуды давления в трубопроводе зависит от входного сопротивления демпфера, установленного в конце трубопровода, которое в полосе гашения близко к волновому его сопротивлению [3]. Для конструктора важно выявить взаимосвязь между величиной максимальной амплитуды на входном участке и сопротивлением нагрузки, что позволит оценить "нагруженность" входного участка. На этапе проектирования демпфера приходится решать и обратную задачу, т.е. необходимо наложить ограничения на волновое сопротивление демпфера по известному ограничению на величину амплитуд давления на входном участке.

Ниже рассматривается влияние сопротивления нагрузки, отделенной от источника колебаний трубопроводом, на величину максимальной амплитуды давления в этом трубопроводе. Длина  $l$  трубопровода полагается соизмеримой с длиной  $\lambda$  волны возмущения ( $l \gg \lambda$ ). Получены соотношения и номограммы, позволяющие аналитически и численно оценить величину максимальной амплитуды давления на входном участке по известному сопротивлению нагрузки либо определить ограничения на волновое сопротивление проектируемого демпфера по заданному ограничению амплитуд давления в трубопроводе.

Определим величину максимальной амплитуды на входном участке, пренебрегая распределенными по длине трубопровода потерями. Условимся помечать подстрочными индексами 1, 2,  $x$  величины, относящиеся к сечениям в начале, конце трубы и некоторому промежуточному. Осевая координата  $x$  трубы направлена от источника колебаний к нагрузке (демпферу), т.е. от сечения 1 к сечению 2. Величины  $z$  импедансов и соответствующие им величины проводимостей  $y = 1/z$  будем считать нормированными относительно волнового сопротивления  $z_0$  трубы.

Распределение амплитуд  $p_x$  колебаний давления по длине трубопровода можно выразить соотношением

$$p_x = p_1 \left| \cos \frac{\omega x}{a} - jy_2 \sin \frac{\omega x}{a} \right|$$

или в экспоненциальной форме

$$p_x = p_1 \left\{ \frac{1}{2} (y_1 + 1) - (y_1 - 1) e^{j2 \frac{\omega x}{a}} \right\}, \quad (1)$$

где  $\omega$  - круговая частота возмущения;  $a$  - скорость звука;  $p_1$ ,  $y_1$  - амплитуда колебаний давления и нормированная проводимость трубопровода в сечении I;  $j$  - мнимая единица.

В некотором сечении  $x = \bar{x}$ ,  $\bar{x} \in [0, \lambda/2]$  трубы реализуется максимум (по параметру  $x$ ) амплитуды  $p_{\bar{x}}$ , соответствующий максимальному значению сомножителя в фигурных скобках уравнения (1):

$$T(y_1) = \frac{1}{2} (|y_1 + 1| + |y_1 - 1|); \quad (2)$$

$$p_{\bar{x}} = p_1 T(y_1). \quad (3)$$

Причем условие  $\ell > \lambda/2$  является достаточным для выполнения соотношений (2) и (3). В частном случае  $y_1 = 1$  (режим бегущей волны) амплитуда колебаний давления для всех значений  $x \in [0, \ell]$  одна и та же:

$$p_{\sigma} = p_1 / y_1 = 1 \quad (4)$$

Для дальнейшего анализа удобно воспользоваться относительной величиной  $\Phi$  максимальной амплитуды давления, определяемой как отношение  $\Phi = p_{\bar{x}} / p_{\sigma}$ . На основании формул (2), (4) можно записать

$$\Phi = \frac{p_1}{p_{\sigma}} T(y_1). \quad (5)$$

Для случая источника колебаний давления либо источника колебаний расхода с внутренним сопротивлением  $z_n$  величина первого сомножителя в выражении (5) определяется соотношением

$$\frac{p_1}{p_{\sigma}} = \left| \frac{1 + z_n}{1 + z_n y_1} \right|. \quad (6)$$

В случае идеального источника колебаний расхода ( $z_n = \infty$ )  $p_1 / p_{\sigma} = |z_n|$ . Для идеального источника колебаний давления ( $z_n = 0$ ) предельным переходом в уравнение (6) получим  $p_1 / p_{\sigma} = 1$ .

Следовательно, для идеальных источников колебаний величина относительной максимальной амплитуды  $\Phi$  давления зависит от величины

иммитанса  $W_1$  (т.е. проводимости  $W_1 = y_1$ , или импеданса  $W_1 = z_1$ ) в сечении I и равна  $T(W_1)$ , определяемой соотношением (2).

Величины входных иммитансов  $W_1$  и  $W_2$  в сечениях I и 2 взаимосвязаны. Для проводимости  $y_1$  можно записать

$$y_1 = \frac{1+d}{1-d}, \text{ где } d = \frac{z_2-1}{z_2+1} e^{-j2\frac{\omega \ell}{a}};$$

$$|d| = |\Gamma_2|, \text{ arg } d = -2\frac{\omega \ell}{a} + \text{arg } \Gamma_2. \quad (7)$$

Через  $\Gamma_2$  здесь обозначен коэффициент отражения в сечении 2:

$$\Gamma_2 = \frac{z_2-1}{z_2+1}; \quad |\Gamma_2| \leq 1, \text{ arg } \Gamma_2 \in [-\pi, +\pi].$$

Соотношения (2), (5) - (7) позволяют численно получить величину максимальной амплитуды давления в соединительном трубопроводе. Однако для практических расчетов они малоприменимы, так как требуют громоздких вычислений. Некоторое упрощение достигается переходом к оценке величины максимальной относительной амплитуды  $\phi$  по ее верхнему пределу, которое соответствует наихудшему в указанном смысле соотношению  $\ell$  и  $\lambda$ . Действительно, рассматривая  $\ell$  как параметр и варьируя его в пределах от  $\bar{x}$  до  $\bar{x} + \frac{\lambda}{2}$ , мы можем изменять аргумент комплекса  $d$  в выражении (7) на величину от 0 до  $2\pi$ . Некоторому значению  $\ell = \ell_0$  из указанного диапазона будет соответствовать максимально достижимое (для данного  $z_2$  или  $y_2$ ) значение  $T[W_1(W_2)]$ . Помечая дополнительным подстрочным индексом "0" соответствующие ему значения параметров, получим

$$|\text{arg } d_0| = \begin{cases} 0, & \text{если } W_1 = y_1; \\ \pi, & \text{если } W_1 = z_1; \end{cases} \quad \text{arg } W_{10} = 0; \quad (8)$$

$$T(W_{10}) = W_{10} = \frac{1+|\Gamma_2|}{1-|\Gamma_2|}.$$

Из анализа функциональной зависимости  $T(W_{10})$  от входного иммитанса  $W_{20}$  ( $W_{20} = y_{20}$  либо  $W_{20} = z_{20}$ ) следует, что наименьшее значение  $T_0(W_{10})$  при фиксированном значении  $|W_{20}|$  соответствует нулевому аргументу сопротивления в сечении 2 и равно наибольшему из иммитансов  $W_{20}$ , т.е.

$$T_0[W_{10}(W_{20})] = \begin{cases} z_2, & \text{если } z_2 > 1, \text{ arg } z_2 = 0; \\ y_2, & \text{если } y_2 > 1, \text{ arg } y_2 = 0. \end{cases} \quad (9)$$

$$P_{\bar{x}} \leq P_{\delta} T_0 (W_{10}) \quad (10)$$

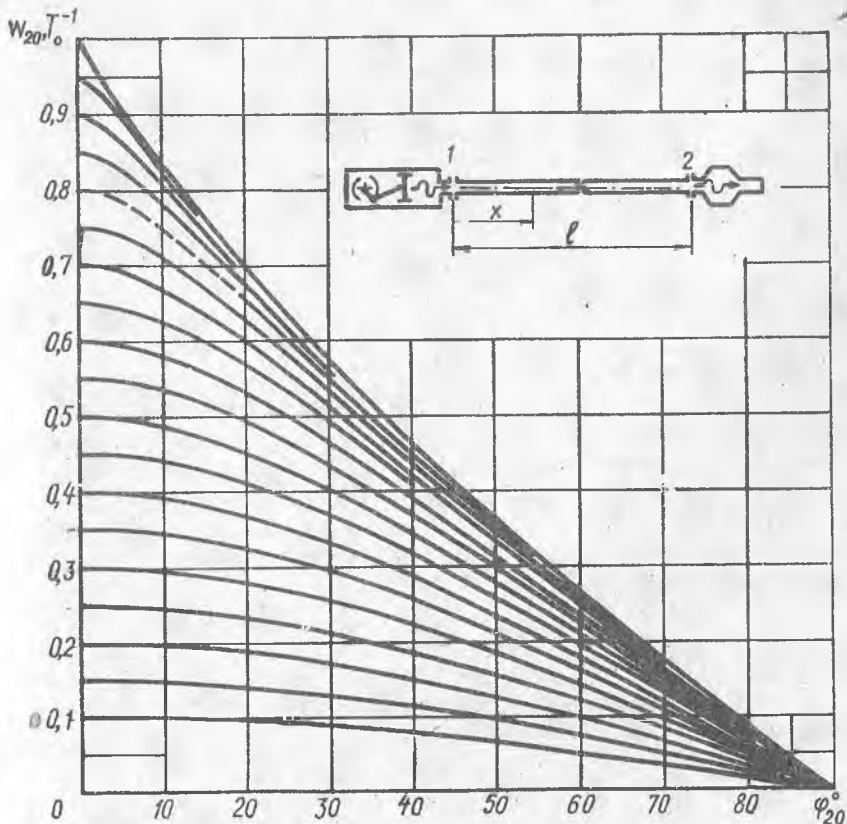
Для случая эквивалентного источника ( $0 < \bar{z}_n < \infty$ ) ограничение на величину  $P_{\bar{x}}$  можно записать в виде

$$P_x \leq P_{\delta} \frac{1 + |\Gamma_2|}{1 - |\Gamma_2| |\Gamma_n|} \quad (11)$$

где  $\Gamma_n = (\bar{z}_n - 1) / (\bar{z}_n + 1)$  - коэффициент отражения в сечении I.

Из сравнения зависимостей (10) и (11) следует, что (10) является более строгим условием, но в то же время более простым, так как не требует знания внутреннего сопротивления источника колебаний. Последнее замечание часто оказывается определяющим при выборе расчетных соотношений.

На рис. I приведена графическая зависимость  $1/T_0$  как функции меньшего по модулю входного иммитанса  $W_{20}$  и абсолютной величины  $\varphi_{20}$



его аргумента. Зная величину иммитанса  $W_{20}$ , легко оценить максимальную относительную амплитуду давления  $p_x/p_\sigma$  на входном участке. Проиллюстрируем это на примере. Пусть задан входной импеданс  $Z_2$  ( $|Z_2|=1,25$ ;  $\arg Z_2 = -20^\circ$ ). Необходимо определить, во сколько раз пиковая амплитуда давления может превысить амплитуду  $p_\sigma$  бегущей волны. В этом случае, меньшим по модулю иммитансом является проводимость  $W_{20} = 0,8$ ;  $\varphi_{20} = 20^\circ$ . На основании уравнения (9) находим на оси ординат отметку 0,9 и двигаемся вниз по кривой до пересечения с вертикальной линией  $\varphi_{20} = 20^\circ$ . В точке пересечения с осью ординат в соответствии с (8) получим  $T_0 \approx 0,6$  или  $T_0 \approx 1,55$ , т.е. превышение пиковой амплитуды давления согласно формуле (10) составит не более 55% от амплитуды давления бегущей волны:

$$p_x \leq 1,55 p_\sigma, \quad 0 \leq x \leq l$$

При необходимости учета влияния характеристик источника колебаний аналогичные расчеты следует проводить по соотношению (II). Такая необходимость, очевидно, возникает в тех случаях, когда ограничение зависимости (10) оказывается неприемлемо завышенным по сравнению с ограничением выражения (II), либо в тех случаях, когда перед конструктором ставится задача защиты от пульсаций давления не только соединительного трубопровода, нагрузки, но и самого источника колебаний (насоса). В последнем случае для успешного решения поставленной задачи требуется сформулировать дополнительные критерии защиты (например, ограничивающие  $|G_n|$ ), учитывающие конструктивные особенности источника колебаний.

Переходя к задаче синтеза волнового сопротивления демпфера, установленного в конце соединительной трубы, ограничимся случаем идеального источника колебаний. Волновое сопротивление демпфера (для полосы эффективного гашения) отождествляется с входным сопротивлением  $Z_2$  нагрузки. По заданному ограничению  $\frac{p_x}{p_\sigma} \leq T_{\text{гол}}$  необходимо определить поле значений  $Z_2$  (либо  $\varphi_2$ ), удовлетворяющих этому ограничению. Из соотношений (8), (10) получаем ограничение на поле допустимых значений иммитансов в виде

$$|W_2| \in [T_{\text{гол}}^{-1}, 1];$$

$$\varphi_2 = \left| \arccos \left[ \frac{1 - (1 - T_{\text{гол}})^2}{1 + (1 - T_{\text{гол}})^2} \frac{1 + |W_2|^2}{2|W_2|} \right] \right|, \quad (12)$$

где  $W_2$  - меньший по модулю волновой нормированный иммитанс демпфера,  $\varphi_2 = \arg W_2$ .

По соотношениям (12) построен график (рис. 2), облегчающий численное решение поставленной задачи. Кривая, исходящая из точки  $T_{гор}^{-1}$  на оси ординат, ограничивает сектор в верхнем левом углу координатной сетки. Множество точек с ординатами  $|W_2|$  и абсциссами  $\varphi_2$ , принадлежащих этому сектору, образуют поле допустимых значений импедансов сечения 2. Указанным точкам соответствуют ограничения одновременно на модули импеданса, проводимости и соответствующие им аргументы

$$|W_2(T_{гор})| \leq |y_2| \leq |W_2(T_{гор})|^{-1}$$

или

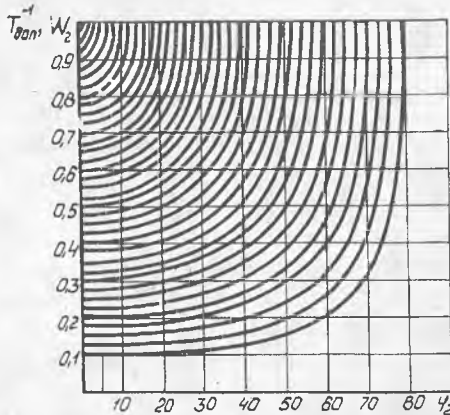
$$|W_2(T_{гор})| \leq |z_2| \leq |W_2(T_{гор})|^{-1};$$

$$|\arg z_2| = |\arg y_2| \leq \varphi_2(T_{гор}).$$

При выполнении этих соотношений обеспечивается выполнение условия

$$P_x / P_0 \leq T_{гор}; \quad 0 \leq x \leq l.$$

Использование графика (рис. 2) для численных расчетов можно



Р и с. 2

проиллюстрировать на следующем примере. Известно, что аргумент входного импеданса  $z_2$  может изменяться от  $-10^0$  до  $+10^0$ . Необходимо определить максимально допустимые границы изменения модуля  $|z_2|$ , гарантирующие превышение пиковой амплитуды не более 25% от амплитуды бегущей волны. Согласно условию  $T_{гор} = 1,25$ , т.е.  $T_{гор}^{-1} = 0,8$ . Точка, лежащая на пересечении кривой (исходящей из ординаты 0,8) с вертикальной прямой  $10^0$ , имеет ординату  $W_2 = 0,875$ . Следовательно, для гаран-

тии выполнения условия  $p_x \leq 1,25 p_{\sigma}$  на входном участке достаточно потребовать, чтобы модуль  $|z_2|$  лежал в границах

$$0,875 \leq |z_2| \leq 1/0,875.$$

### Л и т е р а т у р а

1. В л а д и с л а в л е в А.С. и др. Трубопроводы поршневых и компресорных машин. М., "Машиностроение", 1972.
2. К о л е с н и ч е н к о К.А. Влияние полости в напорной магистрали насоса на пульсацию давления. - В сб.: Проблемы гидроавтоматики. М., "Наука", 1969.
3. Ш о р и н В.П. 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. Труды КуАИ, 1967, вып. 30.

В.А.Гришин, А.А.Камаева

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ ТРАНСПОРТНЫХ ЭКИПАЖЕЙ МЕТОДОМ ИДЕНТИФИКАЦИИ И ОПТИМИЗАЦИЯ ИХ НА ЭЦВМ

Работа посвящена разработке и апробации методик определения параметров упругого и неупругого сопротивления пневматических амортизаторов и оптимизации их на ЭЦВМ.

Расчетная схема четыреххвостого экипажа представляет собой механическую систему, состоящую из трех абсолютно твердых инерционных тел, соединенных между собой упругими и неупругими (диссипативными) связями.

Задача оптимизации параметров упругого и неупругого сопротивления амортизатора включала два этапа.

Построение математической динамической модели пневматического амортизатора. Конструктивно пневматические амортизаторы транспортных экипажей оформляются в виде систем двух пневмобаллонов последовательно соединенных при помощи специального дросселя. Один из них воспри-