

собой частный случай и при других соотношениях геометрических и рабочих параметров могут иметь место другие результаты.

При исследовании влияния различных параметров на области устойчивой работы ротора получено, что увеличением давления питания и уменьшением радиального зазора можно значительно сдвинуть границу устойчивости ротора (рис. 3). Величина входного компенсатора имеет оптимальную величину, которая обеспечивает максимальную жесткость опоры, а следовательно, и наибольшую область устойчивой работы ротора.

При сравнении теоретических и опытных данных получено удовлетворительное их совпадение (рис. 1,б).

#### Л и т е р а т у р а

1. А р т е м е н к о Н.П., У с и к В.В., Ч а й к а А.И. Теоретическое исследование потерь на трение в радиальных гидростатических подшипниках. - В сб.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. Харьков, 1975.
2. А р т е м е н к о Н.П., Д о ц е н к о В.Н., П о д д у б н ы й А.И., У с и к В.В. К расчету характеристик опор роторов при периодически изменяющихся во времени нагрузках. - В сб.: Самолетостроение. Техника воздушного флота. Харьков, 1975, вып. 38.

А.И. Белоусов, И.П. Токарев

#### ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ С УЧЕТОМ ИНЕРЦИОННОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТАХ

В работах, посвященных исследованию динамики гидростатических опор (ГСО) [1], [2], не учитываются инерционные свойства потоков в дросселирующих элементах.

В работе [3] показано, что время переходного процесса дросселирующих элементов  $t_{cp}$  может быть велико и учет его вносит существенные погрешности в определение динамических характеристик гидростатических опор. Однако  $t_{cp}$  характеризует только длительность пере-

ходных процессов и не может дать исчерпывающего представления о влиянии инерции жидкости в них на динамическое состояние всей опоры. Наиболее полную информацию об изменениях в динамике, вызванных инерционными запаздываниями процессов в дросселирующих элементах, можно получить лишь при рассмотрении всей динамической системы "входной дроссель - рабочая камера - выходная щель".

Решение поставленной задачи осуществляется путем определения зависимости входного  $M_{вх}$  и выходного  $M_{вых}$  расходов от изменения давления в камере  $p_k$ . Для этого рассмотрим движение рабочей жидкости плотностью  $\rho$  в дросселе длиной  $l$  и площадью сечения  $F$  при скачкообразном изменении перепада давления  $\Delta p$  на величину  $\delta p$ . Переходный процесс разгона выделенной массы жидкости определяется уравнением равенства сил давления, инерции и трения [4]:

$$(\Delta p + \delta p)F = \rho \delta F \frac{d}{dt}(V + \delta V) + T_c, \quad (1)$$

где  $V$  - скорость рабочей жидкости при перепаде давления  $\Delta p$  в дросселе;  $T_c = (\tau + \delta\tau) f$  - полная касательная сила по поверхности  $f$  дросселя;  $\tau = \Delta p \frac{F}{f}$  - касательное напряжение на стенках дросселирующего канала до скачка давления;  $\delta V, \delta\tau$  - приращения скорости и касательного напряжения.

Считая плотность рабочей жидкости  $\rho$  постоянной, переходим в уравнении (1) от скоростей к расходам  $M$  и их приращениям  $\delta M$ :

$$(\Delta p + \delta p)F = \ell \frac{d}{dt}(M + \delta M) + T_c \quad (2)$$

или

$$F \delta p = \ell \frac{d}{dt} \delta M + f \delta\tau \quad (3)$$

Считаем, что в неустановившемся режиме существует та же зависимость между касательными напряжениями и перепадом давления на дросселе, что и в установившемся, и получаем

$$\delta\tau = \frac{F}{f} \frac{\delta M}{\left(\frac{\partial M}{\partial \Delta p}\right)_0} \quad (4)$$

Здесь индекс "0" обозначает, что производная  $\frac{\partial M}{\partial \Delta p}$  подсчитывается при заданном значении перепада давления на дросселе  $\Delta p$ . Подставляя выражение (4) в уравнение (3), получаем

$$\delta p = \frac{c}{F} \frac{d}{dt} \delta M + \frac{\delta M}{\left(\frac{\partial M}{\partial \Delta p}\right)_0} \quad (5)$$

или в операторной форме

$$\delta p(s) = \left[ \frac{c}{F} s + \frac{1}{\left(\frac{\partial M}{\partial \Delta p}\right)_0} \right] \delta M(s). \quad (6)$$

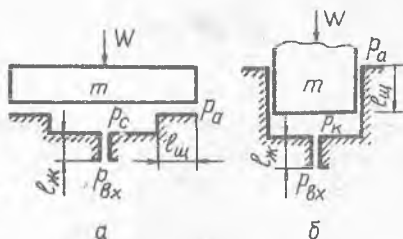
Обозначая в (6)

$$\left(\frac{\partial M}{\partial \Delta p}\right)_0 = \beta \quad \text{и} \quad \frac{\beta c}{F} = T, \quad (7)$$

получаем обыкновенное дифференциальное уравнение первого порядка с передаточной функцией

$$\frac{\delta M(s)}{\delta p(s)} = \frac{\beta}{1 + Ts}. \quad (8)$$

Таким образом, дросселирующий элемент представляет собой инерционное звено с коэффициентом усиления  $\beta$  и постоянной времени  $T$ , определяемыми из выражений (7). Учет этого обстоятельства может существенно изменить динамические характеристики гидростатических устройств, рассчитанные при условии, что дросселирующие элементы представляют собой масштабные звенья с коэффициентами усиления  $\beta_1$  и  $\beta_2$  [1], [2]. Покажем это на примере одностороннего гидростатического подпятника (рис. 1). Скачок давления  $\delta p$  создается внезапным изменением давления в рабочей камере  $p_k$  на величину  $\delta p_k$ .



Р и с. 1. Гидростатические подпятники:  
 а) упорный подпятник; б) опора большого хода

Решения уравнений

$$\frac{\delta M_{Bx}(s)}{\delta p_k(s)} = \frac{b_1}{1 + T_{жс} s} \quad (9)$$

и

$$\frac{\delta M_{B0ix}(s)}{\delta p_k(s)} = \frac{b_2}{1 + T_{цз} s} \quad (10)$$

описывают переходные процессы во входном и выходном дросселирующих устройствах. При этом  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $T_{жс}$ ,  $T_{цз}$  представляют собой коэффициенты усиления и постоянные времени входного жиклера и выходной щели. Они определяются из выражений (7) подстановкой соответствующих значений  $M$ ,  $\ell$  и  $F$ :

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{\partial M_{Bx}}{\partial p_k}, & b_2 &= \frac{\partial M_{B0ix}}{\partial p_k} \\ T_{жс} &= \frac{b_1 \ell_{жсз}}{F_{жс}}, & T_{цз} &= \frac{b_2 \ell_{цз}}{F_{цз}} \end{aligned} \quad (11)$$

где  $\ell_{жсз}$ ,  $\ell_{цз}$  - эффективные длины входного жиклера и выходной щели;  $F_{жс}$ ,  $F_{цз}$  - площади жиклера и щели;  $D$  - диаметр рабочей камеры;  $\sigma_0$  - радиальный зазор в выходной щели.

Введением эффективных длин дросселирующих элементов [3] учтено влияние потерь на формирование профиля скоростей на начальном участке и местных потерь на их инерционное запаздывание. Связь между изменением безразмерного давления в камере  $\delta \bar{p}_k$  и приращением хода подвижной массы опоры  $\delta x$  определяется выражением

$$\frac{\rho_{Bx}}{L} \left[ \frac{V_k}{\pi \rho_k} + \frac{b_2}{1 + T_{цз} s} - \frac{b_1}{1 + T_{жс} s} \right] \delta \bar{p}_k = (\alpha_1 - \alpha_2 + \rho_k \frac{\pi D^2}{4} s) \delta x. \quad (12)$$

а передаточная функция разомкнутой схемы подпятника отличается от полученной в работах [1, 2]:

$$\bar{G}_{дин}(s) = \frac{\delta \bar{p}_k}{\delta x} = \bar{c} \left( \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + \frac{k_2}{T_{цз} s + 1} - \frac{k_1}{T_{жс} s + 1}} \right), \quad (13)$$

где  $\alpha_1 = \frac{\partial M_{Bx}}{\partial \ell}$ ,  $\alpha_2 = \frac{\partial M_{B0ix}}{\partial \ell}$ ;  $\rho_{Bx}$  - давление рабочей жидкости на входе в опору;  $\bar{c} = \frac{L}{F_{Bx}} \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{b_2 - b_1}$  - коэффициент статической жесткости;  $T_1 = \rho_k \frac{\pi D^2}{4(\alpha_1 - \alpha_2)}$  - постоянная времени опережения;  $T_2 = V_k \frac{\rho_k}{\pi \rho_k (b_2 - b_1)}$  - постоянная времени запаздывания;  $k_1 = \frac{b_1}{b_2 - b_1}$ ,  $k_2 = \frac{b_2}{b_2 - b_1}$ .

Частотная функция, получаемая подстановкой в выражение (13)  $s = i\omega$ , представляет собой динамическую жесткость подпятника:

$$C_{дин} = \bar{c} \frac{(1+i\omega T_1)(1+i\omega T_{экс})(1+i\omega T_{цз})}{i\omega T_2(1+i\omega T_{цз})(1+i\omega T_{экс}) + K_2(1+i\omega T_{экс}) - K_1(1+i\omega T_{цз})} \quad (14)$$

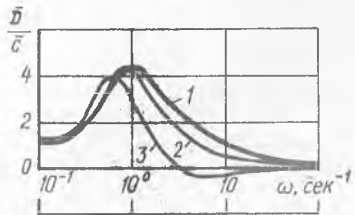
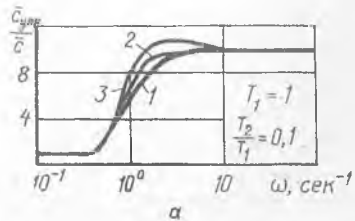
Полагая в выражении (14)  $\omega = 0$  и  $\omega \rightarrow \infty$ , получаем, что в первом случае динамическая жесткость равна статической  $\bar{C}_{дин} = \bar{c}$ , а во втором  $\bar{C}_{дин}$  представляет собой жесткость условно непроточной опоры  $\bar{C}_{дин} = \bar{c} \frac{T_1}{T_2}$ . Таким образом, для предельных значений частот полученные результаты определения динамической реакции подпятника совпадают с приведенными в работах [1], [2]. Это позволяет сделать вывод о влиянии инерционности дросселирующих элементов на динамические характеристики ГСО лишь в определенном частотном диапазоне, который имеет верхнюю и нижнюю границу, зависящие от соотношении параметров дросселирующих устройств. Это подтверждается результатами расчетов упругой  $\bar{C}_{упр}$  и диссипативной  $\bar{D}$  составляющих динамической реакции подпятника, приведенными на рис. 2,

$$\bar{C}_{дин} = \bar{C}_{упр} + i\bar{D}. \quad (15)$$

Р и с. 2. Зависимости составляющих динамической реакции подпятника от частоты  $\omega$  при различных соотношениях параметров  $\frac{T_{экс}}{T_2}$  и  $\frac{T_{цз}}{T_1}$ :

(кривая 1 соответствует  $\frac{T_{экс}}{T_2} = \frac{T_2 T_{экс}}{T_2} = 0$ ;  
 кривая 2 -  $\frac{T_{экс}}{T_2} = -0,1$ ;  $\frac{T_{цз}}{T_1} = 0,1$ ;  
 кривая 3 -  $\frac{T_{экс}}{T_2} = -1$ ;  $\frac{T_{цз}}{T_1} = 1$ )

а) упругая составляющая  $\bar{C}_{упр}$ , отнесенная к статической жесткости  $\bar{c}$ .  
 б) демфирующая составляющая  $\bar{D}$ , отнесенная к статической жесткости  $\bar{c}$



б

При расчете амплитудно-частотных характеристик опоры учет переходных процессов в дросселирующих элементах приводит при некоторых соотношениях параметров устройств к существенным отличиям получаемых результатов от приведенных в работе [2].

Обозначая  $\rho_0^2 = \frac{c \rho_0 F}{m L}$  и  $K(s) = \frac{z_2(s)}{z_1(s)}$ , получаем передаточную функцию замкнутой схемы в виде

$$K(s) = \frac{\rho_0^2 (T_1 s + 1)(T_{цз} s + 1)(T_{эс} s + 1)}{T_2 s^2 (T_{эс} s + 1)(T_{цз} s + 1) + k_2 s^2 (T_{эс} s - 1) - k_1 s^2 (T_{цз} s + 1) + \rho_0^2 (T_1 s + 1)(T_{эс} s + 1)(T_{цз} s + 1)} \quad (16)$$

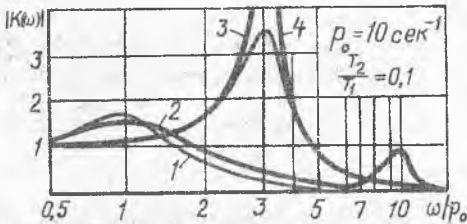
Известно, что динамическая система имеет количество резонансов по числу пар комплексных полюсов ее передаточной функции. Функция (16) может при некоторых условиях иметь две пары таких полюсов, определяемых уравнением

$$T_2 (T_{эс} s + 1)(T_{цз} s + 1)s^3 + k_2 s^2 (T_{эс} s + 1) - k_1 s^2 (T_{цз} s + 1) + \rho_0^2 (T_1 s + 1)(T_{эс} s + 1)(T_{цз} s + 1) = 0, \quad (17)$$

которое в этих случаях представляется в виде произведения трех элементарных сомножителей

$$T_2 T_{эс} T_{цз} (s - s_1)(s^2 - 2n_1 s + \omega_1^2)(s^2 - 2n_2 s + \omega_2^2) = 0. \quad (18)$$

Это свидетельствует о возможном появлении в гидростатическом подъятнике двух резонансных режимов с частотами  $\omega_1$  и  $\omega_2$  и коэффициентами демпфирования  $n_1$  и  $n_2$  (рис. 3), зависящими от рабочих параметров  $T_1$ ,  $T_2/T_1$ ,  $T_{цз}$ ,  $T_{эс}$ ,  $k_2$ ,  $k_1$ ,  $\rho_0$ .



Р и с. 3. Амплитудно-частотные характеристики подъятника при различных значениях параметров  $T_1$ ,  $\frac{T_{эс}}{T_2}$  и  $\frac{T_{цз}}{T_2}$ :  
 кривая 1 соответствует  $T_1 = 0,1$ ;  
 $\frac{T_{эс}}{T_2} = \frac{T_{цз}}{T_2} = 0$ ; кривая 2 -  
 $T_1 = 0,1$ ;  $\frac{T_{эс}}{T_2} = 1$ ;  $\frac{T_{цз}}{T_2} = 1$ ;  
 кривая 3 -  $T_1 = 1$ ;  $\frac{T_{эс}}{T_2} = \frac{T_{цз}}{T_2} = 0$ ;  
 кривая 4 -  $T_1 = 1$ ;  $\frac{T_{эс}}{T_2} = 1$ ;  
 $\frac{T_{цз}}{T_2} = 1$

Таким образом, принятие для неустановившихся режимов в гидростатических опорах тех же расходных характеристик дросселей, что и при стационарных условиях, не вносит существенных погрешностей только при условии, если  $T_{жс} \ll T_2$  и  $T_{цз} \ll T_2$ , т.е. когда в переходном режиме время установления расходов в каналах дросселей много меньше времени протекания переходных процессов для рабочей камеры опоры в целом. В противном случае инерционное запаздывание оказывает существенное влияние на динамические характеристики опоры, которое проявляется в определенном частотном диапазоне, ограниченном как снизу, так и сверху. При этом изменяется величина динамической жесткости опоры и коэффициенты усиления. При некоторых соотношениях параметров  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_{цз}$ ,  $T_{жс}$  возможно существование двух резонансов. Появление отрицательного демпфирования (см.рис. 2,б) несомненно приведет к неустойчивости подвижной массы опоры. Таким образом, инерционность дросселей оказывает влияние и на устойчивость опоры.

#### Л и т е р а т у р а

1. Белоусов А.И., Чегодаев Д.Е. Динамические характеристики газостатических устройств. - В сб.: Вопросы виброизоляции оборудования и приборов. Ульяновск, 1974.
2. Чегодаев Д.Е., Белоусов А.И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. - В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. Труды КуАИ, 1974, вып. 67.
3. Белоусов А.И., Равикович Ю.А., Ржевский В.П., Макушин А.Б. Время срабатывания дросселирующих элементов гидростатических устройств. - В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. Труды КуАИ, 1974, вып. 67.
4. Залманзон Л.А. Теория элементов пневмоники. М., "Наука", 1969.

А.Н.Брагин, Г.Л.Луцкий

КОЭФФИЦИЕНТ ДИНАМИЧНОСТИ ПОДШИПНИКА  
С ВНЕШНИМ НАДДУВОМ

При повышенных давлениях наддува и малых нагрузках подшипник с внешним наддувом считаем изотропным. В этом случае систему "цапфа -