

ДИНАМИКА ЗАТВОРНОЙ ГИДРОПЯТЫ

В.А. Марцинковский, д-р техн. наук, профессор;

А.В. Загорюлько, канд. техн. наук, доцент;

С.А. Мищенко, мл. науч. сотрудник,

Сумский государственный университет, г. Сумы

Рассмотрена новая перспективная конструкция автоматического уравновешивающего устройства многоступенчатой центробежной машины, выполняющего одновременно функции гидравлического затвора и радиально-упорного гидростатического подшипника. Выведено линеаризованное уравнение динамики системы, получены выражения амплитудных и фазовых частотных характеристик, дана оценка динамической устойчивости системы.

Ключевые слова: гидропята, уравнения динамики, автоматический регулятор, динамическая жесткость, амплитудные и фазовые частотные характеристики, условия стойкости.

Розглянута нова перспективна конструкція зрівноважуючого пристрою багатоступеневої відцентрової машини, яка виконує одночасно функції гідравлічного затвора і радіально-осового підшипника. Виведено лінеаризовані рівняння динаміки системи, отримані вирази амплітудних і фазових частотних характеристик, подана оцінка динамічної стійкості системи.

Ключові слова: гідроп'ята, рівняння динаміки, автоматичний регулятор, динамічна жорсткість, амплітудні та фазові частотні характеристики, умови стійкості.

ВВЕДЕНИЕ

Для уравновешивания осевых сил, действующих на ротор центробежного компрессора или насоса, часто используются разгрузочные поршни. Они не обеспечивают стабильного осевого положения ротора, поэтому требуется установка дополнительных двусторонних упорных подшипников. Для предотвращения или уменьшения вытоков перекачиваемой среды в атмосферу в полость за разгрузочным поршнем подается запирающая или буферная жидкость. Ее протечки ограничиваются концевыми уплотнениями: целевыми уплотнениями с плавающими кольцами, или механическими торцовыми уплотнениями [1,2]. Наличие упорных подшипников и сложной системы концевых масляных уплотнений приводит к тому, что система осевого уравновешивания ротора является сложной, неэкономичной и недостаточно надежной.

Ниже рассмотрено автоматическое уравновешивающее устройство (система авторазгрузки) центробежного компрессора или насоса, которое работает как радиально-упорный гидростатический подшипник с высокой несущей способностью и как затворное бесконтактное уплотнение с саморегулируемой протечкой.

Затворное уравновешивающее устройство представляет собой традиционную гидропяту с уравновешивающим диском I , цилиндрическими дросселями A , C и торцовым дросселем B , проводимость которого зависит от торцового зазора, т.е. от осевого смещения ротора. Смещение вправо (увеличение зазора) приводит к уменьшению давления в камере V_2 перед торцовым дросселем и увеличению давления в камере V_3 после дросселя. В результате уменьшается сила, действующая на диск, и ротор смещается влево, приближаясь к исходному положению. Для обеспечения гарантированного торцового зазора на переходных режимах (режимах

пуска- остановки) иногда применяют отжимные устройства 2. Запирание перекачиваемой среды осуществляется подачей в камеру с объемом V_2 затворной среды под давлением p_e , несколько превышающим давление нагнетания машины.

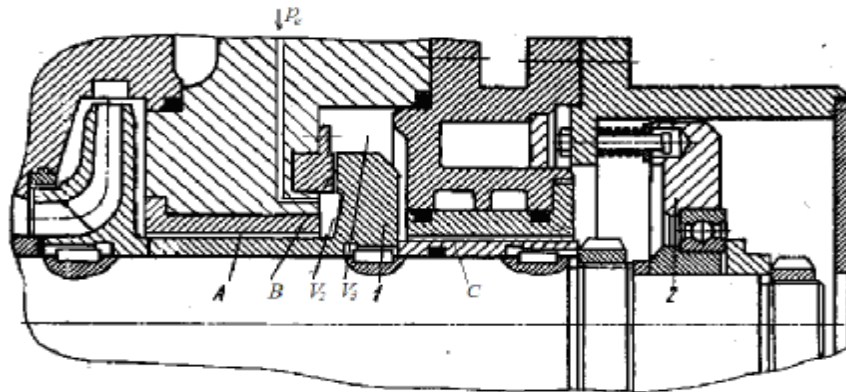


Рисунок 1 - Затворное уравнивающее устройство

Статический расчет устройства приведен в работе [3]. Здесь предложен расчет свободных и вынужденных колебаний системы ротор-затворная гидropята, а также анализ ее динамической устойчивости. Задача расчета решается в простейшей постановке: затворная среда – вязкая сжимаемая жидкость, течение во всех дросселирующих каналах ламинарное изотермическое.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Расчетная модель с основными обозначениями приведена на рис. 2.

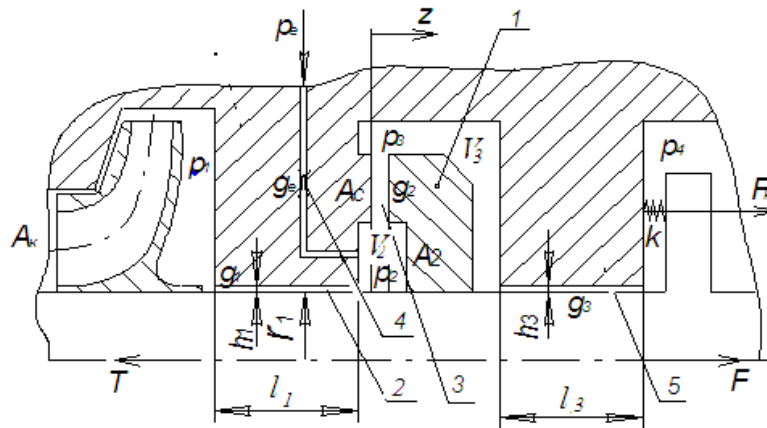


Рисунок 2 - Расчетная схема уравнивающего устройства

Осевая сила T , действующая на ротор, воспринимается закрепленным на валу уравнивающим диском 1, образующим с корпусом торцовый уплотняющий зазор 3. Полость V_2 между диском и корпусом отделена от давления нагнетания щелевым втулочным уплотнением 2. В полость V_2 между щелевым и торцовым уплотнениями через дроссель 4 подводится затворная или буферная среда (жидкость или газ). За диском установлено концевое уплотнение 5, например щелевое. Давление перед диском и

после него (в полости V_3) зависит от торцового зазора, т.е. от осевого положения ротора. Уменьшение осевой силы, действующей на ротор, приводит к увеличению торцового зазора. При этом давление перед диском уменьшается, а за диском увеличивается. В результате уменьшается осевая сила давления на диск, и ротор возвращается в равновесное состояние с торцовым зазором, близким к исходному номинальному значению. Таким образом, устройство одновременно выполняет функции осевого гидро- или газостатического подшипника и комбинированного саморегулируемого бесконтактного уплотнения.

Систему уравнивания будем рассматривать как систему автоматического регулирования, для которой торцовый зазор z и расход затворной среды Q_e - регулируемые величины, осевая сила давления на уравнивающий диск - регулирующее воздействие. Осевая сила T , действующая на ротор, затворное давление p_e и давление нагнетания p_1 являются внешними воздействиями.

ВЫВОД УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ

Уравнение осевых колебаний ротора с уравнивающим устройством на основании второго закона Ньютона имеет вид

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + k_*z = F - T + k_* \quad ,$$

где k_* - коэффициент жесткости отжимного устройства, используемого в некоторых многоступенчатых центробежных машинах для предотвращения возможных задиров торцовых поверхностей на режимах пуска и останова [4]; Δ - величина предварительного сжатия пружин отжимного устройства; F - осевая сила давления, действующая на уравнивающий диск и выполняющая роль регулирующего воздействия. Для линейного изменения давления по радиусу торцового зазора значение регулирующего воздействия

$$F = A_2 p_2 + 0,5A_c (p_2 + p_3) - (A_2 + A_c) p_3 = A_0 (p_2 - p_3),$$

где $A_0 = A_2 + 0,5A_c$ - эффективная площадь разгрузочного диска.

Приведем силы к безразмерному виду и введем безразмерную осевую координату $u = z/z_n$, где z_n - наиболее предпочтительное с точки зрения протечек и надежности значение торцового зазора:

$$\varphi = \frac{F}{A_n p_n} = \sigma (\psi_2 - \psi_3),$$

$$\tau = \frac{T}{A_n p_n}, \quad \chi = \frac{k_* \Delta}{A_n p_n}, \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{A_0}{A_n}, \quad \psi_2 = \frac{p_2}{p_n}, \quad \psi_3 = \frac{p_3}{p_n},$$

где A_n , p_n - номинальные значения площади и давления. В качестве A_n удобно принимать площадь A_k (рис.1) входной воронки рабочего колеса, в качестве p_n - номинальное давление нагнетания компрессора или насоса.

Уравнение осевых колебаний в безразмерных переменных приобретает

p_2, p_3 вид

$$T^2 \ddot{u} + T_1 \dot{u} + \kappa_* u = \varphi - \tau + \chi, \quad (2)$$

где

$$T^2 = \frac{mz_n}{A_n p_n} [c^2]; \quad T_1 = \frac{cz_n}{A_n p_n} [c]; \quad \kappa_* = \frac{k_* z_n}{A_n p_n}. \quad (3)$$

В дальнейшем будем использовать оператор дифференцирования по времени $p \equiv \frac{d}{dt}$. В операторной форме уравнение (2)

$$D_1(p)u = (T^2 p^2 + T_1 p + \kappa_*)u = \varphi - \tau + \chi. \quad (4)$$

Выражение $D_1(p) = (T^2 p^2 + T_1 p + \kappa_*)$ - собственный оператор ротора.

Уравнение регулятора. Давления, которые входят в выражение силы давления F , находим из уравнений баланса расходов. Для гидравлического тракта, схема которого представлена на рис.3,

$$Q_e = Q_1 + Q_2 + Q_{2сж} + Q_{2выт}, \quad Q_2 + Q_{2сж} + Q_{2выт} = Q_3 + Q_{3сж} + Q_{3выт}. \quad (5)$$

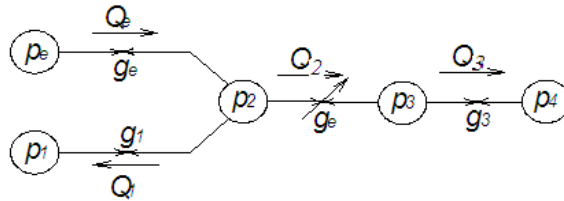


Рисунок 3 - Схема гидравлического тракта

В отличие от статического расчета, уравнения баланса расходов включают расходы сжатия и вытеснения:

$$Q_{2сж} = \frac{V_2}{E} \dot{p}_2, \quad Q_{3сж} = \frac{V_3}{E} \dot{p}_3, \quad Q_{2выт} = Q_{3выт} = A_0 \dot{z},$$

где V_2, V_3 - объемы камер перед диском и за ним (рис.1);

E - адиабатический модуль упругости запирающей среды.

Для ламинарных режимов течения значения расходов пропорциональны перепадам давления:

$$Q_e = g_e (p_e - p_2), \quad Q_1 = g_1 (p_2 - p_1), \quad Q_2 = g_2 (p_2 - p_3), \quad Q_3 = g_3 (p_3 - p_4).$$

Проводимости кольцевых и торцового дросселей [4]:

$$g_1 = \frac{\pi r_1 h_1^3}{6\mu l_1}, \quad g_3 = \frac{\pi r_1 h_3^3}{6\mu l_3}, \quad g_2 = g_{2n} u^3, \quad g_{2n} = \frac{\pi r_m z_n^3}{6\mu l_2}, \quad (6)$$

где μ - коэффициент динамической вязкости.

Подставив выражения отдельных составляющих расхода в уравнения (5), получим

$$g_e (p_e - p_2) = g_1 (p_2 - p_1) + g_{2n} u^3 (p_2 - p_3) + \frac{V_2}{E} \dot{p}_2 + A_0 z_n \dot{u}, \quad (7)$$

$$g_{2n} u^3 (p_2 - p_3) + \frac{V_2}{E} \dot{p}_2 = g_3 (p_3 - p_4) + \frac{V_3}{E} \dot{p}_3.$$

Расход $Q_2 = g_{2n} u^3 (p_2 - p_3)$ является нелинейной функцией безразмерного зазора и перепада давления. Чтобы остаться в рамках линейной теории, заменим полученную систему уравнениями в вариациях (противодавление $p_4 = const$, $\delta p_4 = 0$):

$$g_e (\delta p_e - \delta p_2) = g_1 (\delta p_2 - \delta p_1) + 3g_{2n} u_0^2 (p_{20} - p_{30}) \delta u + g_{20} (\delta p_2 - \delta p_3) + \frac{V_2}{E} \delta \dot{p}_2 + A_0 z_n \delta \dot{u},$$

$$3g_{2n} u_0^2 (p_{20} - p_{30}) \delta u + g_{20} (\delta p_2 - \delta p_3) + \frac{V_2}{E} \delta \dot{p}_2 = g_3 \delta p_3 + \frac{V_3}{E} \delta \dot{p}_3.$$

Переходя к безразмерным давлениям и опуская для краткости знаки вариаций, приведем полученные уравнения к виду

$$\frac{V_2}{E} \dot{\psi}_2 + (g_e + g_1 + g_{20}) \psi_2 - g_{20} \psi_3 = g_e \psi_e + g_1 \psi_1 - \frac{A_e z_n}{p_n} \dot{u} - 3g_{20} \frac{\Delta \psi_{20}}{u_0} u,$$

$$-\frac{V_2}{E} \dot{\psi}_2 - g_{20} \psi_2 + \frac{V_3}{E} \dot{\psi}_3 + (g_{20} + g_3) \psi_3 = 3g_{20} \frac{\Delta \psi_{20}}{u_0} u.$$

Наконец, запишем эти уравнения в операторной форме:

$$(T_2 p + 1 + \alpha_{c2}) \psi_2 - \psi_3 = \alpha_{e2} \psi_e + \alpha_{12} \psi_1 - (\tau_2 p + \kappa_2) u, \quad (8)$$

$$- (T_2 p + 1) \psi_2 + (T_3 p + 1 + \alpha_{32}) \psi_3 = \kappa_2 u,$$

где

$$T_2 = \frac{V_2}{E g_{20}}; \quad T_3 = \frac{V_3}{E g_{20}}; \quad \tau_2 = \frac{A_e z_n}{g_{20} p_n}; \quad \kappa_2 = 3 \frac{\Delta \psi_{20}}{u_0}; \quad \Delta \psi_{20} = \frac{p_{20} - p_{30}}{p_n}; \quad (9)$$

$$g_{20} = g_{2n} u_0^3; \quad g_c = g_e + g_1; \quad \alpha_{12} = g_1 / g_{20}; \quad \alpha_{32} = g_3 / g_{20}; \quad \alpha_{c2} = g_c / g_{20}.$$

Нулевыми индексами обозначены установившиеся (равновесные) значения переменных, которые определяются в статическом расчете [3]. В частности,

$$\psi_{20} = \frac{g_e \psi_{e0} + g_1 \psi_{10} + g_{u0} \psi_4}{g_c + g_{u0}}, \quad g_{u0} = \frac{g_{2n} u_0^3 g_3}{g_{2n} u_0^3 + g_3}, \quad (10)$$

$$\psi_{30} = g_{u0} \frac{g_e \psi_{e0} + g_1 \psi_{10} + g_3 \left(1 + \frac{g_c}{g_{2n} u_0^3} \right) \psi_4}{g_3 (g_c + g_{u0})}.$$

Из системы уравнений (8), пользуясь правилом Крамера, находим неизвестные давления:

$$\psi_2 = \frac{1}{D_a(p)} \begin{vmatrix} \alpha_{e2} \psi_e + \alpha_{12} \psi_1 - (\tau_2 p + \kappa_2) u & -1 \\ \kappa_2 u & T_3 p + 1 + \alpha_{32} \end{vmatrix}, \quad (11)$$

$$\psi_3 = \frac{1}{D_a(p)} \begin{vmatrix} T_2 p + 1 + \alpha_{c2} & \alpha_{e2} \psi_e + \alpha_{12} \psi_1 - (\tau_2 p + \kappa_2) u \\ -T_2 p - 1 & \kappa_2 u \end{vmatrix},$$

собственный оператор автоматического регулятора – определитель системы (8):

$$D_a(p) = \begin{vmatrix} T_2 p + 1 + \alpha_{c2} & -1 \\ -T_2 p - 1 & T_3 p + 1 + \alpha_{32} \end{vmatrix} = \\ = T_2 T_3 p^2 + [T_2 \alpha_{32} + T_3 (1 + \alpha_{c2})] p + \alpha_{c2} + \alpha_{32} (1 + \alpha_{c2}). \quad (12)$$

Раскрыв определители (11), представим давления в таком виде:

$$\psi_2 = \frac{1}{D_a} [-D_2 u + M_2 (\alpha_{e2} \psi_e + \alpha_{12} \psi_1)], \quad M_2 = T_3 p + 1 + \alpha_{32}, \\ \psi_3 = \frac{1}{D_a} [-D_3 u + M_3 (\alpha_{e2} \psi_e + \alpha_{12} \psi_1)], \quad M_3 = T_2 p + 1, \quad (13)$$

$$D_2 = T_3 \tau_2 p^2 + [(1 + \alpha_{32}) \tau_2 + \kappa_2 T_3] p + \alpha_{32} \kappa_2, \quad D_3 = T_2 \tau_2 p^2 + \tau_2 p - \alpha_{c2} \kappa_2.$$

Безразмерное регулирующее воздействие (1) с учетом (13)

$$\varphi = \sigma (\psi_2 - \psi_3) = -\frac{\sigma}{D_a} [(D_2 - D_3) u - (M_2 - M_3) (\alpha_{e2} \psi_e + \alpha_{12} \psi_1)]. \quad (14)$$

Используя выражения (13), найдем:

$$D_2 - D_3 = (T_3 - T_2) \tau_2 p^2 + (\kappa_2 T_3 + \alpha_{32} \tau_2) p + (\alpha_{c2} + \alpha_{32}) \kappa_2, \\ M_2 - M_3 = (T_3 - T_2) p + \alpha_{32}. \quad (15)$$

Передаточная функция регулятора по отклонению

$$W_\varphi(p) = \frac{\varphi}{u} = -\frac{\sigma}{D_a}(D_2 - D_3). \quad (16)$$

В положении равновесия производные по времени равны нулю ($p=0$) и передаточная функция вырождается в коэффициент гидростатической жесткости разгрузочного устройства:

$$W_\varphi(0) = K_s = -3 \frac{\sigma \Delta \psi_{20}}{u_0 (1 + \alpha_{s2})}, \quad (17)$$

$$\alpha_{s2} = \frac{g_c g_3}{g_{20} (g_c + g_3)}.$$

Для традиционной конструкции без подвода запирающей среды ($g_e = 0, g_c = g_1$) выражение (17) совпадает с полученной ранее в работе [4] формулой (4.11).

Реакция регулятора на гармонические осевые колебания $u = u_a e^{i\omega t}$ тоже гармоническая функция той же частоты: $\varphi = \varphi_a e^{i(\omega t + \phi_a)}$. В этом случае оператор дифференцирования по времени $p = i\omega$ и выражение (16) представляет частотную передаточную функцию регулятора, которая является комплексной или динамической жесткостью регулятора:

$$W_\varphi(i\omega) = \frac{\varphi_a}{u_a} e^{i\phi_a} = -\sigma \frac{D_2(i\omega) - D_3(i\omega)}{D_a(i\omega)} = -\sigma \frac{U_\psi(\omega) + i\omega V_\psi(\omega)}{U_a(\omega) + i\omega V_a(\omega)}, \quad (18)$$

где

$$U_a(\omega) = -T_2 T_3 \omega^2 + \alpha_{c2} + \alpha_{32} (1 + \alpha_{c2}); \quad V_a(\omega) = [\alpha_{32} T_2 + (1 + \alpha_{c2}) T_3]; \quad (19)$$

$$U_\psi(\omega) = -(T_3 - T_2) \tau_2 \omega^2 + (\alpha_{32} + \alpha_{c2}) \kappa_2; \quad V_\psi(\omega) = (\alpha_{32} \tau_2 + \kappa_2 T_3).$$

Разделим вещественную и мнимую части (18):

$$W_\varphi(i\omega) = \frac{\varphi}{u} = \frac{\varphi_a}{u_a} e^{i\phi_a} = -\sigma [U_\varphi(\omega) + i\omega V_\varphi(\omega)],$$

$$\varphi = -\sigma [U_\varphi(\omega) + i\omega V_\varphi(\omega)] u; \quad (20)$$

$$U_\varphi = \frac{U_a U_\psi + \omega^2 V_a V_\psi}{U_a^2 + \omega^2 V_a^2}, \quad V_\varphi = \frac{U_a V_\psi - V_a U_\psi}{U_a^2 + \omega^2 V_a^2}.$$

$$|W_\varphi(i\omega)| = \frac{\varphi_a}{u_a} = A_a = \sqrt{U_\varphi^2 + \omega^2 V_\varphi^2} = \sqrt{\frac{U_\psi^2 + \omega^2 V_\psi^2}{U_a^2 + \omega^2 V_a^2}}, \quad \phi_\varphi = \text{arctg} \frac{\omega V_\varphi}{U_\varphi} \quad (21)$$

- соответственно амплитудная и фазовая частотные характеристики регулятора.

Физический смысл вещественной и мнимой частей частотной передаточной функции регулятора. Собственный оператор (4) ротор после замены $p = i\omega$ принимает вид

$$D_1(i\omega) = -T^2\omega^2 + \kappa_* + i\omega T_1.$$

Исключим регулирующее воздействие φ из равенств (4) и (20):

$$\left[-T^2\omega^2 + \kappa_* + \sigma U_\varphi + i\omega(T_1 + \sigma V_\varphi) \right] u = -D_a(\tau - \chi) + \sigma(M_2 - M_3)(\alpha_{c2}\psi_e + \alpha_{12}\psi_1)$$

Первое слагаемое левой части $-T^2\omega^2 u = T^2(i\omega)^2 u = T^2 p^2 u = T^2 \ddot{u}$ представляет силу инерции ротора с обратным знаком. Второе слагаемое $(\kappa_* + \sigma U_\varphi)u$ - консервативная позиционная сила или сила жесткости; вещественная часть частотной передаточной функции регулятора характеризует вклад регулятора в увеличение жесткости системы, если $U_\varphi > 0$. С учетом выражений (20) и (19) последнее условие сводится к неравенству $\alpha_{32}(1 + \alpha_{c2}) \geq 1$, которое в реальных конструкциях всегда выполняется. Наконец, $(T_1 + \sigma V_\varphi)i\omega u = (T_1 + \sigma V_\varphi)\dot{u}$ - линейная сила вязкого сопротивления. Мнимая часть σV_φ - демпфирование регулятора, увеличивающее внешнее демпфирование T_1 . При отсутствии внешнего демпфирования ($T_1 = 0$) свободные колебания гасятся демпфированием регулятора при условии, что $V_\varphi > 0$. При отрицательной мнимой части система без внешнего демпфирования становится неустойчивой. Таким образом, в первом приближении с некоторым запасом условием устойчивости можно считать $V_\varphi > 0$, а с учетом выражений (20) и (19) для систем без дополнительного дросселя $g_3 \rightarrow \infty$ (рис. 2):

$$(1 + \alpha_{12})\tau_2 > \kappa_2 T_2. \quad (22)$$

Уравнение системы ротор-гидропята. Для вывода уравнения системы в операторной форме подставим выражение (14) в (4):

$$\left[\sigma(D_2 - D_3) + D_a D_1 \right] u = -D_a(\tau - \chi) + \sigma(M_2 - M_3)(\alpha_{c2}\psi_e + \alpha_{12}\psi_1)$$

или

$$D(p)u = -D_a(p)(\tau - \chi) + \sigma \left[(T_3 - T_2)p + \alpha_{32} \right] (\alpha_{c2}\psi_e + \alpha_{12}\psi_1). \quad (23)$$

Выполнив с учетом (15) необходимые операции и сгруппировав слагаемые по степеням оператора p , получим собственный оператор системы

$$D(p) = \sigma(D_2 - D_3) + D_a D_1 = (a_0 p^4 + a_1 p^3 + a_2 p^2 + a_3 p + a_4), \quad (24)$$

где

$$\begin{aligned}
 a_0 &= T^2 T_2 T_3; \\
 a_1 &= T^2 [(1 + \alpha_{c_2}) T_3 + \alpha_{32} T_2] + T_1 T_2 T_3; \\
 a_2 &= T_1 [(1 + \alpha_{c_2}) T_3 + \alpha_{32} T_2] + \sigma (T_3 - T_2) \tau_2 + [\alpha_{c_2} + \alpha_{32} (1 + \alpha_{c_2})] T^2 + \kappa_* T_2 T_3; \\
 a_3 &= \sigma (\alpha_{32} \tau_2 + \kappa_2 T_3) + [\alpha_{c_2} + \alpha_{32} (1 + \alpha_{c_2})] T_1 + \kappa_* [(1 + \alpha_{c_2}) T_3 + \alpha_{32} T_2]; \\
 a_4 &= \sigma (\alpha_{c_2} + \alpha_{32}) \kappa_2 + [\alpha_{c_2} + \alpha_{32} (1 + \alpha_{c_2})] \kappa_*.
 \end{aligned} \tag{25}$$

Операторы воздействия по уравниваемой силе τ и задающему воздействию χ , уплотняемому давлению ψ_1 и давлению запирающей среды ψ_e соответственно

$$\begin{aligned}
 D_a(p) &= c_0 p^2 + c_1 p + c_2, \quad c_0 = T_2 T_3, \quad c_1 = (1 + \alpha_{c_2}) T_3 - \alpha_{32} T_2, \\
 c_2 &= \alpha_{c_2} + \alpha_{32} (1 + \alpha_{c_2}); \\
 \alpha_{12} (M_2 - M_3), \quad \alpha_{c_2} (M_2 - M_3), \quad M_2 - M_3 &= (T_3 - T_2) p + \alpha_{32}.
 \end{aligned} \tag{26}$$

Из равенства (23) определяются соответствующие передаточные функции:

$$\begin{aligned}
 W_\tau(p) &= \frac{u}{\tau - \chi} = \frac{D_a(p)}{\sigma D(p)}, \quad W_1(p) = \frac{u}{\psi_1} = -\frac{\alpha_{12} [M_2(p) - M_2(p)]}{\sigma D(p)}, \\
 W_e(p) &= \frac{u}{\psi_e} = -\frac{\alpha_{c_2} [M_2(p) - M_2(p)]}{\sigma D(p)} = \frac{\alpha_{c_2}}{\alpha_{12}} W_1(p) = \alpha_{c_1} W_1(p).
 \end{aligned} \tag{27}$$

АМПЛИТУДНЫЕ И ФАЗОВЫЕ ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Реакция на гармонические воздействия

$$\tau = \tau_a e^{i\omega t}, \quad \chi = \chi_a e^{i\omega t}, \quad \psi_1 = \psi_{1a} e^{i\omega t}, \quad \psi_e = \psi_{ea} e^{i\omega t}$$

для рассматриваемой линейной системы является гармонической функцией $u = u_a e^{i(\omega t + \phi)}$, поэтому, подобно (21),

$$W_\tau(i\omega) = \frac{u_{a\tau}}{\tau_a - \chi_a} e^{i\phi_\tau} = A_\tau(\omega) e^{i\phi_\tau(\omega)},$$

$$W_1(i\omega) = \frac{u_{a1}}{\psi_{a1}} e^{i\phi_1} = A_1(\omega) e^{i\phi_1(\omega)}, \quad A_e(\omega) = \alpha_{c_1} A_1(\omega).$$

Если в формулах (27) ввести замену $p = i\omega$, то получим частотные

передаточные функции в виде комплексных чисел, модуль которых представляет амплитудные, а аргумент – фазовые частотные характеристики. После указанной замены и выделения вещественных и мнимых частей представим операторы (24) и (26) в виде

$$D(i\omega) = U + iV, \quad D_a(i\omega) = U_a + iV_a, \quad M_2(i\omega) - M_3(i\omega) = U_1 + iV_1,$$

где

$$U = a_0\omega^4 - a_2\omega^2 + a_4, \quad V = -a_1\omega^3 + a_3\omega; \quad (28)$$

$$U_a = -c_0\omega^2 + c_2, \quad V_a = c_1\omega; \quad U_1 = \alpha_{32}, \quad V_1 = (T_3 - T_2)\omega.$$

Теперь можно разделить вещественные и мнимые части (27):

$$W_\tau(i\omega) = \frac{1}{\sigma} [U_\tau(\omega) + iV_\tau(\omega)],$$

$$W_1(i\omega) = -\frac{\alpha_{12}}{\sigma} [U_M(\omega) + iV_M(\omega)], \quad W_e(\omega) = \alpha_{c1}W_1(\omega),$$

где

$$U_\tau = \frac{UU_a + VV_a}{U^2 + V^2}, \quad V_\tau = \frac{UV_a - VU_a}{U^2 + V^2}; \quad U_M = \frac{UU_1 + VV_1}{U^2 + V^2}, \quad V_M = \frac{UV_1 - VU_1}{U^2 + V^2}.$$

Амплитудные и фазовые частотные характеристики определяются следующими формулами:

$$A_\tau(\omega) = \frac{1}{\sigma} \sqrt{\frac{U_a^2 + V_a^2}{U^2 + V^2}}, \quad A_1(\omega) = \frac{1}{\sigma} \sqrt{\frac{U_1^2 + V_1^2}{U^2 + V^2}}, \quad A_e(\omega) = \alpha_{c1}A_1(\omega); \quad (29)$$

$$\phi_\tau = \arctg \frac{V_\tau}{U_\tau} = \arctg \frac{UV_a - VU_a}{UU_a + VV_a}, \quad \phi_1 = \phi_e = \arctg \frac{V_M}{U_M} = \arctg \frac{UV_1 - VU_1}{UU_1 + VV_1}. \quad (30)$$

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ

Если в уравнении (23) принять равными нулю внешние воздействия, то придем к уравнению свободных колебаний – дифференциальному уравнению четвертого порядка

$$(a_0p^4 + a_1p^3 + a_2p^2 + a_3p + a_4)u = 0,$$

решение которого $u = Be^{\lambda t}$, где λ – характеристический показатель. Вводя замену $\dot{u} = pu = \lambda u$, $p = \lambda$, получим характеристическое уравнение

$$a_0\lambda^4 + a_1\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda + a_4 = 0. \quad (31)$$

Мнимые части корней уравнения представляют собственные частоты системы.

Для рассматриваемой системы четвертого порядка алгебраический критерий устойчивости Рауса-Гурвица (4.59) сводится к требованию

$$a_{0,\dots,4} > 0, \quad a_1a_2a_3 > a_0a_3^2 + a_1^2a_4.$$

Первое требование всегда выполняется. Второе требование, учитывая громоздкие выражения коэффициентов, трудно поддается анализу. Некоторые практические выводы можно сделать, если рассмотреть систему без дополнительного цилиндрического дросселя 5, т.е. принять проводимость $g_3 \rightarrow \infty$. В этом случае второе неравенство приводится к уже известному условию (22), которое после подстановки коэффициентов (9) устанавливает ограничение на объем камеры гидропаты:

$$V_2 < \frac{E}{3p_{20}} A_e z_0 (1 + \alpha_{c2}). \quad (32)$$

ВЫВОДЫ

Рассмотренная конструкция уравнивающего устройства отличается простотой и надежностью, позволяет отказаться не только от двуступенчатых затворных концевых уплотнений, но и от выносных подшипников.

Выведенное уравнение динамики дает возможность вычислить собственные частоты осевых колебаний ротора, определить границы динамической устойчивости по основным геометрическим и режимным параметрам, построить частотные характеристики – реакции системы на заданные внешние воздействия.

Приведенный анализ является лишь первым шагом. Необходимо провести расчет для турбулентных режимов течения в дросселирующих каналах с учетом инерционных сопротивлений, рассмотреть систему с регулируемым отбором из камеры после пяты в деаэрактор, исследовать совместные радиально-осевые колебания ротора. Затворная пята, как и другие затворные устройства, требует установки автоматического регулятора перепада давления, поэтому актуальной является задача совместного анализа системы авторазгрузка-регулятор перепада давления.

SUMMARY

BUFFER AXIAL THRUST BALANCING DEVICE DYNAMICS

*V.A. Martsinkovsky, A.V. Zahorulko, S.A. Mishenko,
Sumy State University, Sumy*

New perspective design of axial thrust balancing device of multistage centrifugal machine that performs both functions of hydraulic seal and a radial-thrust hydrostatic bearing was considered. The linearized equation of the system dynamics was derived. The expressions of amplitude and phase frequency characteristics were obtained. An assessment of dynamic stability of the system was performed.

Key words: *axial thrust balancing device, dynamics equations, automatic regulator, dynamic stiffness, amplitude and phase frequency characteristics, stability conditions.*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины / В.Ф. Рис. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
2. Малюшенко В.В. Энергетические насосы: справочное пособие / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 200 с.
3. Корчак А. Использование гидропаты в качестве затворно-уравнивающего устройства ротора / А. Корчак, Г. Печкис, В. Марцинковский // Вісник СумДУ. - 2005. - №1 (73). - С.68-76.
4. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.

Поступила в редакцию 19 мая 2010 г.