

В. А. Марцинковский, д-р техн. наук, проф., С. Н. Гудков, канд. техн. наук, ст. преподаватель (Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина); Ч. Кундера, д-р техн. наук, проф. (Технологический университет, г. Кельце, Польша)

Осевые колебания системы ротор-торцовое сальниковое уплотнение

В работе представлены результаты динамического анализа системы ротор – торцовое сальниковое уплотнение. Получены зависимости для определения амплитуды вынужденных колебаний аксиально-подвижной втулки и колебаний ротора.

Ключевые слова: торцовое сальниковое уплотнение, ротор, осевые колебания, амплитуда колебаний.

У роботі представлені результати динамічного аналізу системи ротор – торцеве сальникове ущільнення. Отримані залежності для визначення амплітуди вимушених коливань аксіально-рухомої втулки та коливань ротора.

Ключові слова: торцеве сальникове ущільнення, ротор, осеві коливання, амплітуда коливань.

The paper presents results of dynamic analysis of rotor – face packing seal system. Dependences for determining of forced vibrations amplitude of axially movable sleeve and rotor vibrations were obtained.

Keywords: face packing seal, rotor, axial vibrations, amplitude of vibrations.

1 Схема уплотнения и его особенности

Рассматривается конструкция торцового уплотнения (рис. 1), в котором одно из колец пары трения заменено кольцом упругой сальниковой набивки [1, 2]. Герметизация достигается за счет торцового поджатия кольца сальниковой набивки 3, расположенного в аксиально-подвижной втулке 2, к опорному кольцу 4. Как и в механических торцовых уплотнениях, предварительное поджатие осуществляется упругими элементами 1. В процессе работы для этого используется давление p_e уплотняемой среды, что позволяет обеспечить оптимальное контактное давление p_c на расчетном режиме путем выбора соответствующего коэффициента нагрузки K и коэффициента кратности $a = p_c / p_e$.

На рис. 2 а и 2 б для сравнения показаны варианты конструкций механического торцового уплотнения и торцового сальника с не вращающимися аксиально-подвижными кольцами. Как видно из рисунков, принципиальным отличием этих конструкций является лишь то, что в торцовом сальнике одним из уплотняющих колец является кольцо сальниковой набивки. Набивка в первом приближении представляет упругий материал. Благодаря этому отпадает необходимость в прецизионной обработке торцевой контактной поверхности опорного кольца, обязательной для механических торцовых уплотнений, для которых допустимая неплоскостность не более 0,9 мкм при шероховатости $Ra \leq 0,1$ мкм.

При разработке торцовых сальников используются все лучшие конструктивные решения, накопленные практикой производства и эксплуатации механических торцовых уплотнений. В частности, на рис. 2 показаны блочные конструкции. Уплотнение представляет собой отдельный узел, собранный на базе защитной втулки 2 и крышки 9, которые скреплены монтажной скобой 10. При установке уплотнения на машину скоба удаляется.

Результаты детальных экспериментальных и теоретических исследований [3, 4], а также практика эксплуатации доказывают, что по технико-экономическим

показателям (протечки, ресурс, потери мощности на трение, расход набивки, затраты на ремонт и обслуживание) торцовые набивочные уплотнения (торцовые сальники) превосходят традиционные радиальные сальниковые уплотнения. В то же время их стоимость и эксплуатационные затраты значительно ниже по сравнению с механическими торцовыми уплотнениями [5]. Благодаря отсутствию прецизионных пар в торцовых сальниках разница в стоимости механических и сальниковых торцовых уплотнений резко возрастает с увеличением диаметра уплотняемого вала: для больших диаметров торцовые сальники особенно эффективны.

Отмеченные преимущества торцовых сальников позволяют ожидать, что уже в ближайшее время они получат более широкое распространение, особенно в центробежных насосах различного назначения.

2 Постановка задачи

Ротор и аксиально-подвижная втулка с сальниковой набивкой, с упругими и демпфирующими элементами

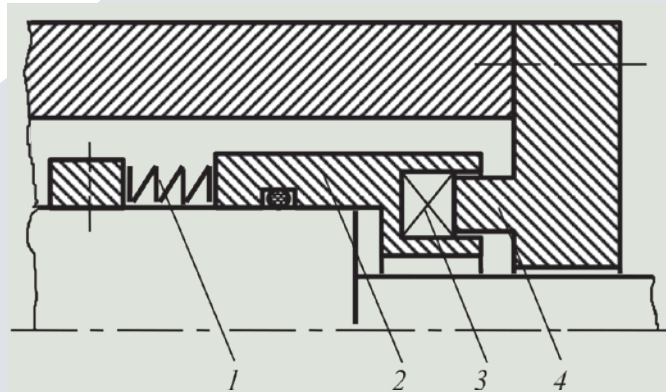
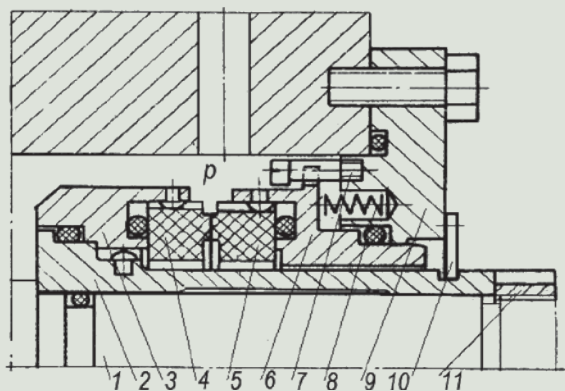
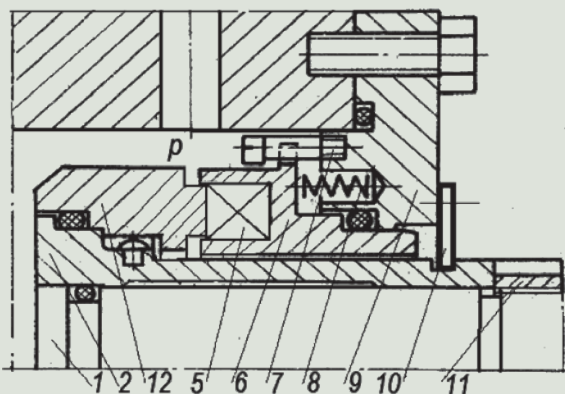


Рис. 1. Схема торцового сальникового уплотнения



а)



б)

Рис. 2. Механические уплотнения: а) торцовое; б) сальниковое

- 1 – вал, 2 – защитная втулка, 3 – обойма вращающегося уплотнительного кольца, 4 – вращающееся уплотнительное кольцо, 5 – аксиально подвижное уплотнительное кольцо, 6 – аксиально подвижная втулка, 7 – штифт, 8 – упругий элемент, 9 – крышка, 10 – монтажная скоба, 11 – гайка, 12 – опорный диск

представляют связанную двухмассовую колебательную систему, которая совершает малые осевые колебания. В первом приближении сальниковую набивку можно рассматривать как линейно упругий материал [6]. Такое допущение позволяет легко оценить динамические характеристики системы – собственные частоты и амплитуды вынужденных колебаний. В качестве внешних гармонических возмущений выступают малые пульсации уплотняемого давления p_e относительно его установившегося значения:

$$p_e = p_{e0} + \delta p_e.$$

Сам ротор упруго оперт в осевом направлении (коэффициент жесткости k_2 , а при осевых колебаниях преодолевает силу $-c_2 \dot{z}_2$ вязкого сопротивления). Во многих случаях характер осевых колебаний ротора определяется устройством автоматического уравнивания осевых сил – автоматом разгрузки. В предлагаемом анализе выведены уравнения связанной системы ротор-уплотнение, получены амплитуды вынужденных колебаний аксиально подвижной втулки и колебаний ротора.

Расчетные схемы и динамические модели уплотнений с вращающейся А и не вращающейся В аксиально-подвижными втулками показаны на рис. 3.

На рисунке использованы следующие обозначения: B, M – массы аксиально-подвижной втулки и ротора, z_1, z_2 их осевые смещения, s_0 – предварительное смещение нажимной втулки, k, k_1 – приведенный коэффициент жесткости упругих элементов и жесткость на сжатие сальниковой набивки, k_2 – жесткость осевого крепления ротора, c, c_2 – коэффициенты демпфирования аксиально-подвижного кольца и ротора. Обе схемы близки к схемам динамических гасителей колебаний массы m [7].

Решение задачи о колебаниях только аксиально-подвижной втулки механических торцовых уплотнений, для которых $k_1 \rightarrow \infty$ (оба контактных кольца абсолютно жесткие), приведено в работах [8, 9].

3 Статический расчет

Аксиально-подвижная втулка совершает осевые колебания относительно положения статического равновесия, которое определяется необходимой по требованиям герметичности величиной контактного давления p_c между набивкой и торцевой поверхностью опорного диска. Требуемое контактное давление достигается за счет предварительного осевого перемещения нажимной втулки s . Предварительное перемещение s_0 создается при монтаже уплотнения. Нажимное устройство, расположено, как правило, в крышке уплотнительного узла. В процессе работы насоса набивка дополнительно сжимается осевым смещением вала z_{20} и усилием уплотняемого давления p_{e0} . Статический расчет позволяет определить предварительное сжатие s , обеспечивающее оптимальное контактное давление p_c на установившемся режиме работы насоса.

Если неуравновешенную торцевую площадь втулки, на которую действует уплотняемое давление, обозначить $A_e = \pi(r_2^2 - r_e^2)$, то сила осевого давления

$$F = A_5 p_5 = A_0 K p_e,$$

где $A_0 = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ – площадь контактной поверхности, $K = A_e/A_0$ – коэффициент нагрузки, используемый в теории и практике механических торцовых уплотнений.

Этим коэффициентом определяется, главным образом, ресурс уплотнения, так как от него зависит режим работы пары трения. Рекомендации по выбору численных значений K для различных конструкций торцовых уплотнений и условий их работы основываются на опыте эксплуатации. Учитывая практическую значимость коэффициента нагрузки, в дальнейшем через него будем выражать силу давления F .

Условия равновесия аксиально-подвижной втулки (m) и ротора (M) принимают вид.

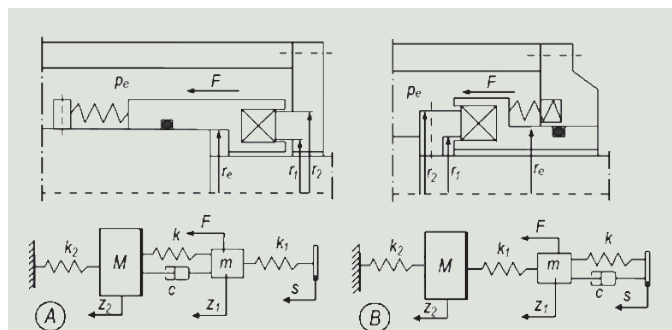


Рис. 3. Расчетные схемы уплотнений и их динамические модели

Схема А – масса m :

$$(k+k_1)z_{10} = kz_{20} + F_0 - k_1s_0,$$

масса M :

$$kz_{10} = (k+k_2)z_{20}.$$

Из уравнений равновесия находим

$$\begin{aligned} z_{10}^A &= \frac{k+k_2}{kk_1+k_1k_2+k_2k}(k_1s_0 - F_0), \\ z_{10}^A &= \frac{k}{kk_1+k_1k_2+k_2k}(k_1s_0 - F_0). \end{aligned} \quad (1)$$

Схема В – масса m :

$$(k+k_1)z_{10} = k_1z_{20} - F_0 + ks_0,$$

масса M :

$$\begin{aligned} k_1z_{10} &= (k_1+k_2)z_{20}, \\ z_{10}^B &= \frac{k_1+k_2}{kk_1+k_1k_2+k_2k}(ks_0 + F_0), \\ z_{20}^B &= \frac{k_1}{kk_1+k_1k_2+k_2k}(ks_0 + F_0) \end{aligned} \quad (2)$$

Нулевыми индексами отмечены установившиеся значения переменных; z_{10} , z_{20} – смещения втулки и вала относительно ненагруженного ($F_0=s_0=0$) состояния.

Пользуясь формулами (1, 2) найдем связь между необходимым средним контактным давлением и предварительным смещением нажимной втулки. Для схемы А деформация набивки:

$$\Delta_0^A = s_0 - z_{10}^A,$$

усилие сжатия набивки:

$$k_1(s_0 - z_{10}^A),$$

а среднее контактное давление в паре трения:

$$p_{c0}^A = k_1(s_0 - z_{10}^A)/A_0.$$

Для обеспечения герметичности нужно, чтобы выполнялось условие $p_{c0} = ap_{e0}$. Подставив (1), найдем

$$s_*^A = A_0 \frac{\alpha^A}{k_e} - \frac{K}{Sk_{e2}} p_{e0}. \quad (3)$$

$$k_e = \frac{kk_1k_2}{kk_1+k_1k_2+k_2k}, \quad k_{e2} = \frac{kk_2}{k+k_2}, \quad (4)$$

где k_e , k_{e2} – эквивалентные жесткости последовательно соединенных пружин.

Требуемое контактное давление пропорционально уплотняемому давлению: $p_{c0} = ap_{e0}$. Коэффициент кратности $a = p_{c0}/p_{e0} \approx 1-1,5$ принимается на основании опыта эксплуатации подобных конструкций и зависит от рабочих параметров, требований по герметичности и ресурсу, условий работы.

Для схемы В усилие сжатия набивки $k_1(z_{10}^B - z_{20}^B)$, а необходимое предварительное смещение нажимной втулки

$$s_*^B = A_0 \left(\frac{\alpha^B}{k_e} - \frac{K}{k} \right) p_{e0}. \quad (5)$$

Из формул (3) и (5) следует, что при $s_* = 0$, т. е. при отсутствии предварительного смещения нажимной втулки от ненагруженного состояния набивки:

$$\alpha^A = \kappa_1 K, \quad \kappa_1 = \frac{k_1}{k+k_1}, \quad \alpha^B = \frac{p_{c0}^B}{p_{e0}} = \frac{k_e}{k} K. \quad (6)$$

Таким образом, коэффициент кратности a связан с коэффициентом нагрузки K , и его можно рассматривать как модифицированный коэффициент нагрузки, зависящий от схемы нагружения сальниковой втулки.

Нужно иметь в виду, что в большинстве случаев, особенно в центробежных машинах, уплотняемое давление пропорционально квадрату частоты вращения ротора:

$$p_0 = B_n \omega_n^2,$$

где обобщенный коэффициент B_n определяется конструкцией машины, геометрией ее проточной части. Оценить величину B_n можно по номинальным паспортным параметрам:

$$B_n = p_{en} / \omega_n^2.$$

4 Вынужденные колебания системы ротор-аксиально подвижная втулка

Динамические модели А и В представляют собой связанные двух-массовые системы, совершающие малые осевые колебания относительно положения статического равновесия. При этом текущие значения переменных можно представить в виде:

$$z_1 = z_{10} + \delta z_1, \quad z_2 = z_{20} + \delta z_2,$$

$$p_e = p_{e0} + \delta p_e, \quad F = F_0 + \delta F.$$

На основании 2-го закона Ньютона для модели А:

$$\begin{aligned} m\delta\ddot{z}_1 &= -c(\delta\dot{z}_1 - \delta\dot{z}_2) - (k+k_1)\delta z_1 + \\ &+ k\delta z_2 + k_1(s_0 - z_{10}) - k(z_{10} - z_{20}) = F_0 + \delta F, \end{aligned}$$

$$M\delta\ddot{z}_2 = -c(\delta\dot{z}_2 - \delta\dot{z}_1) - k(\delta z_2 - \delta z_1) - k_2\delta z_2 - k(z_{20} - z_{10}) - k_2z_{20}.$$

Исключив уравнения равновесия и опуская для краткости знак δ , получим связанную систему

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + 2n_1\dot{z}_1 + \Omega_1^2 z_1 - 2nz_2 - \frac{k}{k+k_1}\Omega_1^2 z_2 &= f, \\ -\mu \left(2n\dot{z}_1 + \frac{k}{k+k_1}\Omega_1^2 z_1 \right) + \ddot{z}_2 + 2\mu n\dot{z}_2 + \Omega_2^2 z_2 &= 0, \end{aligned} \quad (7)$$

где

$$\Omega_1^2 = \frac{k+k_1}{m}, \quad n_1 = \frac{c}{2m}, \quad \Omega_{2A}^2 = \frac{k+k_2}{M}, \quad \mu = \frac{m}{M}, \quad f = \frac{A_0 K}{m} p_e. \quad (8)$$

Введем оператор дифференцирования по времени $p = d/dt$ и представим уравнения (7) в операторной форме:

$$D_1(p)z_1 - D_{12}(p)z_2 = f, \quad \mu D_{12}(p)z_1 - D_2(p)z_2 = 0, \quad (9)$$

где

$$D_1(p) = p^2 + 2np + \Omega_1^2, \quad D_2(p) = p^2 + 2np + \Omega_{2A}^2,$$

$$D_{12}(p) = 2np + \kappa\Omega_1^2, \quad \kappa = \frac{k}{k+k_1}. \quad (10)$$

Дифференциальные операторы D_1, D_2 – собственные операторы изолированных (парциальных) систем, D_{12} – перекрестный оператор, определяющий упруго-демпферную связь между колебаниями масс m, M .

Подобным образом получим систему уравнений совместных колебаний модели В:

$$D_1(p)z_1 - D_{12}(p)z_2 = f, \quad \mu D_{12}(p)z_1 - D_2(p)z_2 = 0. \quad (11)$$

Модель В отличается от модели А собственной частотой парциальной системы вала и перекрестным оператором:

$$\Omega_2^2 = \frac{k_1 + k_2}{M}, \quad D_{12}(p) = \kappa_1 \Omega_1^2, \quad \kappa_1 = \frac{k_1}{k + k_1}. \quad (12)$$

Здесь рассматриваются колебания сальниковой втулки и ротора, обусловленные малыми гармоническими колебаниями уплотняемого давления $p_e = p_{ea} e^{i\omega t}$ относительно его установившегося значения. Последнее, как правило, является давлением нагнетания рассматриваемого насоса или компрессора. При этом возмущение и реакция на него системы имеют вид:

$$f = f_a e^{i\omega t}, \quad f_a = \frac{A_0 K}{m} p_{sa}, \quad (13)$$

$$z_1 = Z_1 e^{i(\omega t + \phi_1)}, \quad z_2 = Z_2 e^{i(\omega t + \phi_2)}, \quad (14)$$

где $Z_1, Z_2; \phi_1, \phi_2$ – амплитуды и фазы вынужденных колебаний втулки и ротора соответственно, знаки вариаций при f, z_1, z_2 опущены.

Пользуясь формулами Крамера, запишем решения систем уравнений (9) и (11):

для схемы А:

$$z_1^A = \frac{1}{D^A} \begin{vmatrix} f & -D_{12}^A \\ 0 & D_2 \end{vmatrix} = f \frac{D_2}{D^A}, \quad z_2^A = \frac{1}{D^A} \begin{vmatrix} D_1 & f \\ \mu D_{12}^A & 0 \end{vmatrix} = -f \mu \frac{D_{12}^A}{D^A},$$

для схемы В:

$$z_1^B = \frac{1}{D^B} \begin{vmatrix} f & -D_{12}^B \\ 0 & -D_2 \end{vmatrix} = -f \frac{D_2}{D^B}, \quad z_2^B = \frac{1}{D^B} \begin{vmatrix} D_1 & f \\ \mu D_{12}^B & 0 \end{vmatrix} = -f \mu \frac{D_{12}^B}{D^B}, \quad (15)$$

где собственные операторы систем

$$D^A = \begin{vmatrix} D_1 & -D_{12}^A \\ \mu D_{12}^A & D_2 \end{vmatrix}, \quad D^B = \begin{vmatrix} D_1 & -D_{12}^B \\ m D_{12}^B & -D_2 \end{vmatrix}. \quad (16)$$

Для гармонических колебаний оператор дифференцирования $p \equiv i\omega$. Введем эту замену и разделим вещественные и мнимые части операторов. Для этого умножим числитель и знаменатель на сопряженное знаменателю комплексное число. В результате получим для собственного оператора систем $D = U + i\omega V$:

для схемы А:

$$U = \omega^4 - (\Omega_1^2 + \Omega_2^2) \omega^2 + \Omega_1^2 \Omega_2^2 - \mu \kappa^2 \Omega_1^4,$$

$$V = 2n [\Omega_2^2 - \omega^2 + \mu (\Omega_1^2 - \omega^2) - 2\mu \kappa \Omega_1^2],$$

для схемы В:

$$U = \omega^4 - (\Omega_1^2 + \Omega_{2B}^2) \omega^2 + \Omega_1^2 \Omega_{2B}^2 - \mu \kappa_1^2 \Omega_1^4 - 4\mu n^2 \omega^2, \quad (17)$$

$$V = 2n [\Omega_2^2 - \omega^2 + \mu (\Omega_1^2 - \omega^2)].$$

Остальные операторы имеют вид:
для обеих схем

$$D_1 \equiv U_1 + i\omega V_1, \quad U_1 = \Omega_1^2 - \omega^2, \quad V_1 = 2n;$$

для схемы А:

$$D_2 = U_2 + i\omega V_2, \quad U_2 = \Omega_2^2 - \omega^2, \quad V_2 = 2n,$$

$$D_{12} = U_{12} + i\omega V_{12}, \quad U_{12} = \kappa \Omega_1^2, \quad V_{12} = 2n, \quad (18)$$

для схемы В:

$$U_2 = \Omega_2^2 - \omega^2, \quad V_2 = 2\mu n, \quad U_{12} = \kappa_1 \Omega_1^2, \quad V_{12} = 0.$$

Подставив (17) и (18) в формулы (15), получим

$$z_1^A = Z_1^A e^{i(\omega t + \phi_1)} = f_a e^{i\omega t} \frac{D_2}{D^A}, \quad Z_1^A e^{i\phi_1} = f_a \frac{D_2}{D^A}.$$

В качестве амплитудной частотной характеристики примем безразмерную величину, которая пропорциональна модулю частотной передаточной функции $W_1(\omega) = (Z_1^A / f_a) e^{i\phi_1} = D_2 / D^A$:

$$A_1^A(\omega) = \frac{Z_1^A}{f_a} \Omega_1^2 = \Omega_1^2 \left| \frac{D_2}{D^A} \right| = \Omega_1^2 \sqrt{\frac{U_2^2 + \omega^2 V_2^2}{U^A + \omega^2 V^A}}. \quad (19)$$

Фазовая частотная характеристика – аргумент передаточной функции:

$$\phi_1^A(\omega) = -\arctg \omega \frac{U_2 V^A - U^A V_2}{U^A U_2 + \omega^2 V^A V_2}. \quad (20)$$

Для дальнейших расчетов введем безразмерную частоту и показатели затухания: $\nu = \omega / \Omega_1$, $\zeta = n / \Omega_1$, $\eta = \Omega_2 / \Omega_1$. При этом формулы (19) и (20) запишем в развернутом виде:

$$A_1^A(\nu) = \sqrt{\frac{(\eta^2 - \nu^2)^2 + 4\mu^2 \zeta^2 \nu^2}{[\nu^4 - (1 + \eta^2) \nu^2 + \eta^2 - \mu \kappa^2]^2 + 4\zeta^2 \nu^2 [\eta^2 - \nu^2 + \mu(1 - \nu^2) - 2\mu \kappa]^2}}$$

$$\phi_1^A = -\arctg \nu \frac{2\zeta (\eta^2 - \nu^2)^2 + 4\mu^2 \zeta^2 \nu^2 + \mu^2 \kappa^2}{[\nu^4 - (1 + \eta^2) \nu^2 + \eta^2 - \mu \kappa^2] (\eta^2 - \nu^2) + 4\mu \zeta^2 [\eta^2 - \nu^2 + \mu(1 - \nu^2) - 2\mu \kappa]}.$$

Амплитудная характеристика вала

$$A_2^A(\omega) = \frac{Z_2^A}{\mu f_a} \Omega_1^2 = \Omega_1^2 \left| \frac{D_{12}^A}{D^A} \right| = \Omega_1^2 \sqrt{\frac{U_{12}^2 + \omega^2 V_{12}^2}{U^A + \omega^2 V^A}},$$

а после перехода к безразмерному виду

$$A_2^A(\nu) = \sqrt{\frac{\kappa^2 + 4\zeta^2 \nu^2}{[\nu^4 - (1 + \eta^2) \nu^2 + \eta^2 - \mu \kappa^2]^2 + 4\zeta^2 \nu^2 [\eta^2 - \nu^2 + \mu(1 - \nu^2) - 2\mu \kappa]^2}}. \quad (22)$$

Подобным образом найдем амплитудные частотные характеристики втулки и ротора схемы В:

$$A_1^B(\omega) = \frac{Z_1^B}{f_a} \Omega_1^2 = \Omega_1^2 \sqrt{\frac{U_2^2 + \omega^2 V_2^2}{U^B + \omega^2 V^B}},$$

$$A_2^B(\omega) = \frac{Z_2^B}{f_a \mu} \Omega_1^2 = \Omega_1^2 \sqrt{\frac{U_{12}^2 + \omega^2 V_{12}^2}{U^B + \omega^2 V^B}}.$$

С учетом (17) и (18), получим

$$A_1^B(\nu) = \sqrt{\frac{(\eta^2 - \nu^2)^2 + 4\mu^2 \zeta^2 \nu^2}{[\nu^4 - (1 + \eta^2) \nu^2 + \eta^2 - \mu \kappa_1^2 - 4\mu \zeta^2 \nu^2]^2 + 4\zeta^2 \nu^2 [\eta^2 - \nu^2 + \mu(1 - \nu^2)]^2}}$$

$$A_2^B(\nu) = \sqrt{\frac{\kappa_1}{[\nu^4 - (1 + \eta^2) \nu^2 + \eta^2 - \mu \kappa_1^2 - 4\mu \zeta^2 \nu^2]^2 + 4\zeta^2 \nu^2 [\eta^2 - \nu^2 + \mu(1 - \nu^2)]^2}}. \quad (23)$$

Для сравнения приведем амплитудные характеристики соответствующей консервативных систем, полагая $\zeta = 0$, и учитывая различие вторых собственных частот парциальных систем $\eta_A = \frac{\Omega_{2A}}{\Omega_1}$, $\eta_B = \frac{\Omega_{2B}}{\Omega_1}$:

$$A_1^A(\nu) = \frac{\eta_A^2 - \nu^2}{\nu^4 - (1 + \eta_A^2)\nu^2 + \eta_A^2 - \mu\kappa^2},$$

$$A_2^A(\nu) = \frac{\kappa}{\nu^4 - (1 + \eta_A^2)\nu^2 + \eta_A^2 - \mu\kappa^2}. \quad (24)$$

$$A_1^B(\nu) = \frac{\eta_B^2 - \nu^2}{\nu^4 - (1 + \eta_B^2)\nu^2 + \eta_B^2 - \mu\kappa_1^2},$$

$$A_2^B(\nu) = \frac{\kappa_1}{\nu^4 - (1 + \eta_B^2)\nu^2 + \eta_B^2 - \mu\kappa_1^2}. \quad (25)$$

Из первых формул (24) и (25) видно, что на частоте вращения $\omega = \Omega_2$ ($\nu = \eta$), т. е. на частоте вращения, равной собственной частоте второй парциальной системы, амплитуда вынужденных колебаний втулки равна нулю, несмотря на то, что на втулку действует гармоническая сила $f_a e^{i\omega t}$. В теории колебаний это явление получило название антирезонанс, а схемы, подобные приведенным на рис. 3, близки к схемам динамических гасителей колебаний массы t . В диссипативных системах явление антирезонанса несколько сглаживается демпфирующими силами.

Формулы (21–23) дают возможность оценить размерную амплитуду для любой частоты вращения по заданной амплитуде гармонического воздействия p_{ea} (13):

$$Z_1^A = \frac{f_a}{\Omega_1^2} A_1^A(\nu), \quad Z_2^A = \frac{f_a \mu}{\Omega_1^2} A_2^A(\nu),$$

$$Z_1^B = \frac{f_a}{\Omega_1^2} A_1^B(\nu), \quad Z_2^B = \frac{f_a \mu}{\Omega_1^2} A_2^B(\nu). \quad (26)$$

Нормальная работа уплотнения характеризуется наличием постоянного контакта между торцовыми поверхностями сальниковой набивки и опорного диска. Однако, при вынужденных осевых колебаниях диска изменяется деформация набивки и контактное давление, а при достаточно больших амплитудах возможно периодическое раскрытие торцового стыка. Раскрытие стыка сопровождается резким увеличением протечек, поэтому его нужно избегать.

Для модели A величина сжатия набивки в равновесном положении $\Delta z^A = s_0 - z_{10}^A$ отсчитывается от ее недеформированного состояния. Если амплитуда вынужденных колебаний втулки превысит Δz , то на полупериоде отхода втулки от опорного диска торцовый стык будет раскрываться. Плотность стыка не нарушается при условии $Z_1^A < \Delta z^A$. Для некоторого упрощения будем полагать, что колебания вала происходят относительно несмещенного статического положения: $z_{20} = 0$. Из формулы (1) следует, что это возможно при $\kappa_2 \rightarrow \infty$. В этом случае $\kappa_e = \frac{\kappa \kappa_1}{\kappa + \kappa_1}$, $\kappa_{e2} = \kappa$, а условие сохранения контакта с учетом (25) принимает вид:

$$\kappa s_0 + \frac{A_0 K}{\kappa + \kappa_1} p_{e0} > \frac{A_0 K}{\kappa + \kappa_1} p_{ea} A_1(\nu). \quad (27)$$

Для модели B $\Delta z^B = z_{10}^B$, и условие плотности контакта

$$\kappa s_0 + \frac{A_0 K}{\kappa + \kappa_1} p_{e0} > \frac{A_0 K}{\kappa + \kappa_1} p_{ea} A(\nu). \quad (28)$$

Последние неравенства можно использовать для выбора относительной жесткости $\kappa = k/(k + \kappa_1)$.

5 Численные примеры

1. Насос двустороннего входа (типа D), давление нагнетания $p_{e0} = 0,65$ МПа, рабочая частота вращения $\omega_n = 150$ с⁻¹. Диаметр вала (защитной рубашки) под уплотнением 120 мм; $r_1 = 70$ мм, $r_2 = 90$ мм, сечение набивки 20×20 мм, $A_0 = 10,1 \cdot 10^{-3}$ м²; из опыта принимаем $K = 1,1$. Коэффициенты жесткости упругих элементов и набивки $k = 10^5$ Н/м, $\kappa_1 = 10^5$ Н/м, коэффициент осевой жесткости подшипников качения $\kappa_2 = 2 \cdot 10^7$ Н/м, $m = 6$ кг, $M = 75$ кг. По формулам (8), (10), $\kappa = 0,5$, $\Omega_1 = 183$ с⁻¹, $\Omega_2 = 518$ с⁻¹, $\eta^2 = 8,05$, $\eta = 2,84$, $\nu_n = \omega_n / \Omega_1 = 0,82$, $\mu = 0,08$.

2. Консольный конденсатный насос, давление нагнетания $p_{e0} = 0,8$ МПа, рабочая частота вращения $\omega_n = 300$ с⁻¹. Диаметр вала под уплотнением 40 мм; $r_1 = 23$ мм, $r_2 = 31$ мм сечение набивки 8×8 мм, $A_0 = 1,36 \cdot 10^{-3}$ м², $K = 1,15$; из опыта принимаем $k = 10^5$ Н/м; $\kappa_1 = 10^6$ Н/м, $\kappa_2 = 2 \cdot 10^7$ Н/м, $m = 2$ кг, $M = 12$ кг, $\mu = 0,17$. По формулам (8), (10) $\kappa = 0,01$, $\Omega_1^2 = 5,5 \cdot 10^5$ с⁻², $\Omega_1 = 742$ с⁻¹, $\Omega_2^2 = 1,67 \cdot 10^6$ А⁻², $\Omega_2 = 1290$ с⁻¹, $\eta^2 = 3,06$, $\eta = 1,75$. На рабочей частоте $\nu_n = \omega_n / \Omega_1 = 0,4$, при амплитуде пульсаций давления $0,01 p_{e0}$ по формуле (26) получаем $Z_1^A = 0,014$ мм. амплитуда колебаний вала значительно меньше. Таким образом, если амплитуда пульсаций давлений составляет 1 % от уплотняемого давления, то амплитуда осевых колебаний втулки и вала не представляет опасности.

Большинство подобных насосов по параметрам занимает промежуточное положение, поэтому расчет таких крайних вариантов позволяет судить о динамике уплотнений с промежуточными параметрами.

На рисунках 4 и 5 приведены амплитудно-частотные характеристик для консервативных систем ($\zeta = 0$).

Выводы

1. Ротор и аксиально-подвижная втулка торцового сальника образуют связанную двухмассовую систему с упруго-демпферными связями. Статический расчет системы позволяет выбрать начальное смещение нажимной втулки s_0 так, чтобы в процессе работы обеспечивалось необходимое контактное давление p_{e0} в паре трения – формулы (3) и (5).

2. В качестве первого приближения в дифференциальных уравнениях совместных колебаний (9) и (11) можно пренебречь перекрестными связями, если $m/M \ll 1$. В этом случае можно рассматривать вынужденные колебания втулки, возбуждаемые заданными, независимыми осевыми колебаниями ротора и колебаниями уплотняемого давления.

3. Собственная частота ротора как второй парциальной системы в схеме A с вращающейся втулкой не зависит от жесткости набивки, в отличие от схемы B , в которой колебания ротора напрямую воздействуют на набивку.

4. На АЧХ колебаний втулки видны антирезонансы ($A_1 = 0$) на второй парциальной частоте.

5. В работе получены выражения см. (26), которые позволяют расчетным путем оценить размерные значе-

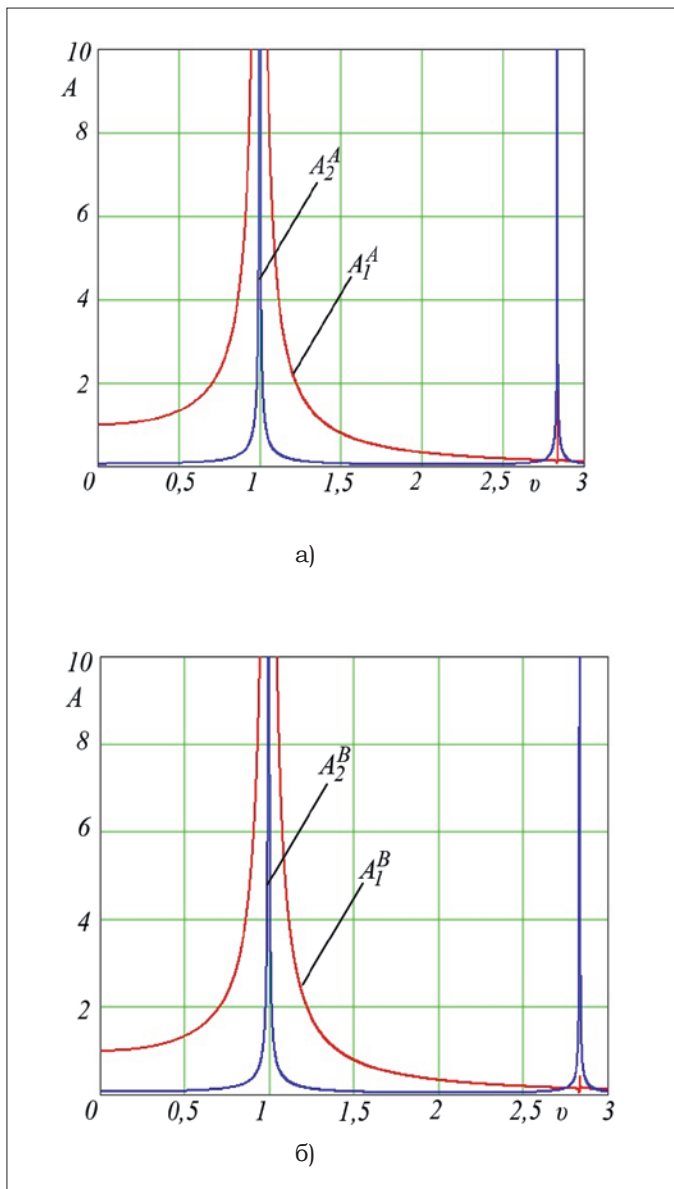


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики втулки и ротора схемы А (а) и схемы В (б) – пример 1

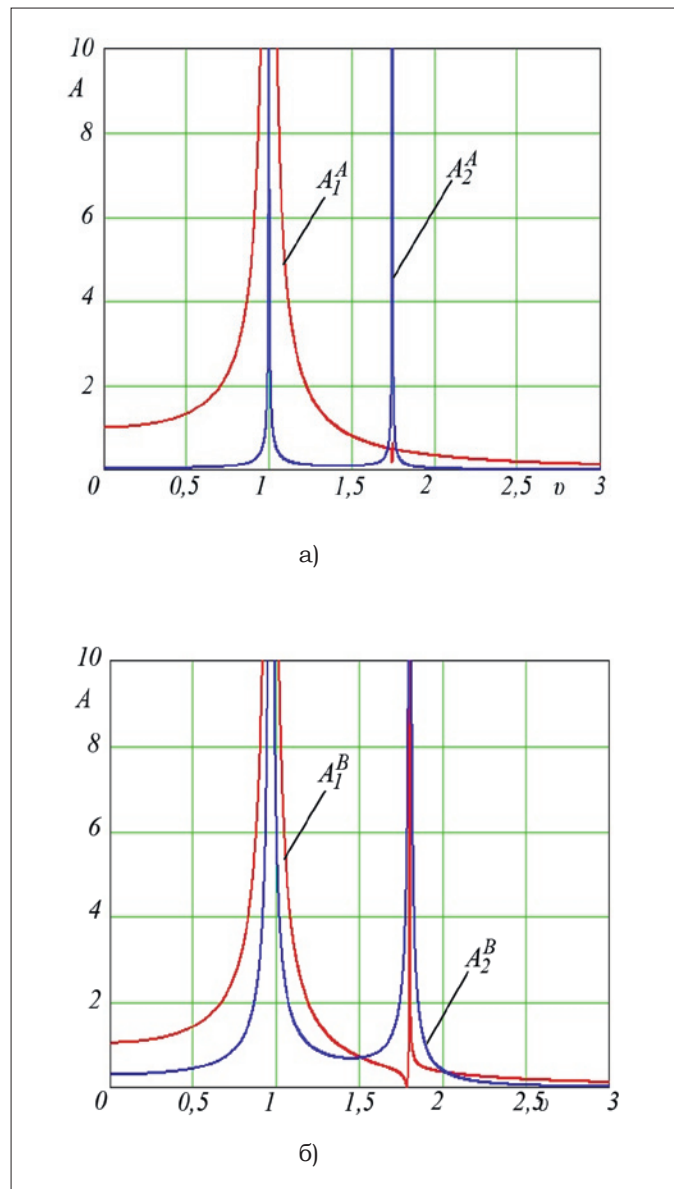


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики втулки и ротора схемы А (а) и схемы В (б) – пример 2

ния амплитуд осевых колебаний втулки и вала на рабочей частоте вращения.

Список литературы:

1. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
2. Загорулько А. В. Экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения / А. В. Загорулько, С. М. Гудков // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – № 3. – С. 91–97.
3. Gaft Y. Face packing seals: new opportunities for pump rotor hermetic sealing / [Y. Gaft, A. Zahorulko, V. Martsynkovsky, S. Shevchenko] // Proc. XVI Int. Conf. Fluid Sealing. – Brugge, Belgium, 2000. – pp. 335–349.
4. Dianu M. An Experimental-Numerical Procedure for Stuffing Box Packing Characterization and Leak Tests / M. Dianu, A. – H. Bouzid // Journal of Tribology, 2011. – Vol. 133, No. 1.

5. Gaft J. A choice of the seal for the shaft of the pump / J. Gaft, W. Marcinkowski // Proc. Pump users International Forum, 29–30 September. – Karlsruhe, 2004.
6. Загорулько А. Экспериментальные исследования физико-механических свойств сальниковых набивок / А. Загорулько, С. Гудков, Я. Гафт // Zeszyty naukowe «Nauki techniczne – budowa i eksploatacja maszyn» – Kielce: Politechniki Swietokrzyskiej, 2008. – Vol. 2. – pp. 115–121.
7. Green I. Dynamic response to axial oscillation and rotating seat runout in contacting mechanical face seals / I. Green, S. Bair // STLE Trans, 1991. – Vol. 34, No. 2. – pp. 169–176.
8. Kundera Cz. Seals of rotating systems: monograph M53 / Cz. Kundera. – Kielce University of Technology, Kielce, 2013. – pp. 286.
9. Timoshenko S. Vibration problems in engineering / S. Timoshenko, D. H. Young, W. Weaver // John Wiley & Sons. – 1974.
10. Марцинковский В. А. Динамика роторов центробежных машин: монография / В. А. Марцинковский. – Сумы: СумГУ, 2012. – 562 с.