

Выводы

1. Показатель эффективности действия гасителей пульсаций в гидравлической системе с аксиально-плунжерным насосом в основном определяется числовой характеристикой, выбранной для оценки пульсационного состояния системы.
2. Применение гасителей пульсаций, выполненных по схеме ответвленного резонатора, наиболее эффективно для подавления отдельных составляющих спектра колебаний.
3. Результаты расчетов по определению эффективности гасителей пульсаций с достаточной степенью точности согласуются с экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шорин В. П., Санчугов В. И. Расчет и проектирование ответвленного резонатора как гасителя колебаний рабочей среды трубопроводных систем. В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов», вып. 2. КуАИ, 1975.

2. Старобинский Р. И. Об одном методе определения перемещенной составляющей массового расхода жидкости в трубопроводе. В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов», вып. 36. КуАИ, 1969.

УДК 621.822.5

А. И. Белоусов, Ю. А. Равикович

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ, АВТОКОЛЕБАНИИ И ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИИ РОТОРОВ НА ГИБРИДНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ

Подшипники жидкостного трения, применяемые в качестве опор роторов, могут служить источником вредных вибраций. Несмотря на то, что гидростатические подшипники (ГСП) относятся к одному из наиболее виброустойчивых типов опор жидкостного трения [1], вопросы динамики высокоскоростных роторов на таких опорах весьма актуальны и требуют дальнейшей разработки.

Сложность задач динамики роторов на ГСП заключается в необходимости совместного решения задач гидродинамики

и теории колебаний. Однако представление выражений для проекций относительной несущей способности гибридных ГСП на оси полярной системы координат \bar{W}_y и \bar{W}_x в явном виде от эксцентриситета ε и скоростей шипа в подшипнике [2], [3]

$$\bar{W}_y = A_1 + A_2 a_{см}, \quad \bar{W}_x = B_1 a_{вр} + B_2 a_{пр} \quad (1)$$

или $\bar{W}_y = A_{11} \varepsilon + A_{13} \varepsilon^3 + A_{15} \varepsilon^5 + (A_{20} + A_{22} \varepsilon^2 + A_{24} \varepsilon^4) a_{см}$;

$$\bar{W}_x = (B_{11} \varepsilon + B_{13} \varepsilon^3 + B_{15} \varepsilon^5) a_{вр} + (B_{21} \varepsilon + B_{23} \varepsilon^3 + B_{25} \varepsilon^5) a_{пр} \quad (2)$$

позволяет последовательно решить задачу гидродинамики (определить коэффициенты $A_{11}, A_{13}, \dots, B_{25}$, являющиеся функциями только геометрических параметров опоры) и затем задачу колебаний ротора, что значительно облегчает численные решения и дает возможность использовать аналитические методы.

В выражениях (1) и (2) коэффициенты A_1 и B_1 характеризуют упругие, а A_2 и B_2 — демпфирующие свойства опоры; коэффициенты $A_{11}, A_{13}, \dots, B_{25}$ получены аппроксимацией (с помощью ЭЦВМ) коэффициентов A_1, A_2, B_1, B_2 степенными

рядами по ε ; $a_{вр} = \frac{\mu R b \omega}{p_{вх} \delta_0^2}$, $a_{см} = \frac{\mu R b \varepsilon}{p_{вх} \delta_0^2}$, $a_{пр} = \frac{\mu R b \dot{\gamma}}{p_{вх} \delta_0^2}$ — безразмерные параметры ГСП, пропорциональные скоростям шипа в подшипнике: вращения ω , смещения вдоль линии центров шипа и подшипника ε , прецессии $\dot{\gamma}$; $p_{вх}$ — давление перед дросселирующими элементами опоры; R — радиус шипа; b — ширина осевой перемычки; δ_0 — радиальный зазор при концентричном положении шипа в подшипнике; μ — динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости.

В статье приведено решение задач динамики роторов на гибридных ГСП, в которых в качестве рабочего тела использовалась несжимаемая жидкость. Разработанные методики могут быть использованы и для опор с газовой смазкой, если их несущую способность выразить (используя методы линеаризации) в виде выражения (1).

В работе исследовались модели симметричных жесткого и гибкого с диском роторов в линейной и нелинейной постановках. В качестве аналитического метода теории нелинейных колебаний применялся метод гармонической линеаризации [4].

Уравнения движения модели гибкого ротора в полярной системе координат можно записать в виде

$$G a_{др}^2 (\ddot{\varepsilon} - \varepsilon \dot{\gamma}^2) + 2N G a_{пр}^2 (\ddot{\bar{W}}_y - 2\dot{\bar{W}}_x \dot{\gamma} - \bar{W}_y \dot{\gamma}^2 - \dot{\bar{W}}_x \dot{\gamma}) + 2\dot{\bar{W}}_y = \\ = \bar{M} \cos \gamma + G a_{вр}^2 \bar{\Delta} \cos(\bar{t} - \gamma);$$

$$G a_{\text{BP}}^2 (\ddot{\varepsilon} \dot{\gamma} + 2\varepsilon \ddot{\gamma}) + 2N G a_{\text{BP}}^2 (2\ddot{W}_y \dot{\gamma} + \ddot{W}_y \dot{\gamma} + \ddot{W}_x - \ddot{W}_x \dot{\gamma}^2) + 2\ddot{W}_x = \\ = -\bar{M} \cos \gamma + G a_{\text{BP}}^2 \bar{\Delta} \sin(\bar{t} - \gamma), \quad (3)$$

где $G = \frac{4 M \delta_0^5 \rho_{\text{вх}}}{\mu^2 l^2 D^3 (m+l)}$; $N = \frac{\rho_{\text{вх}} D (m+l)}{\delta_0 C}$; $\bar{M} = \frac{Mg}{\rho_{\text{вх}} D (m+l)}$;

$$\ddot{W}_y = \frac{W_y}{\rho_{\text{вх}} D (m+l)}; \quad \ddot{W}_x = \frac{W_x}{\rho_{\text{вх}} D (m+l)}; \quad \bar{\Delta} = \frac{\Delta}{\delta_0};$$

D — диаметр шипа; m и l — длина камеры и торцевой перемычки подшипника соответственно; M — масса ротора; C — жесткость вала; Δ — дисбаланс; g — ускорение свободного падения.

Точки сверху в системе (3) означают дифференцирование величины по безразмерному времени, $\bar{t} = t \omega$.

На основании решения уравнений (3) разработана методика расчета амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) системы «ротор-ГСП» в линейной и нелинейной постановках, получены выражения для границы зон устойчивой работы моделей уравновешенного и прецессирующего под действием возбуждающих сил от дисбаланса роторов [5]. Проанализировано влияние вынужденных колебаний ротора на границу его устойчивой работы. Разработана методика расчета параметров автоколебаний жесткого и гибкого ненагруженного и жесткого нагруженного роторов.

Остановимся подробнее на некоторых наиболее интересных результатах, полученных при решении рассмотренных задач.

На рис. 1 приведены АЧХ жесткого ненагруженного ротора, рассчитанные по нелинейной методике на шестикамерных ГСП при $\Phi = 0,1$, где Φ — наиболее сильно влияющий параметр ГСП, характеризующий соотношение гидродинамических сопротивлений входных дросселирующих элементов и выходных торцевых щелей подшипника [2]. На рисунке штрих-пунктирными линиями обозначены результаты расчетов АЧХ в линейной по-

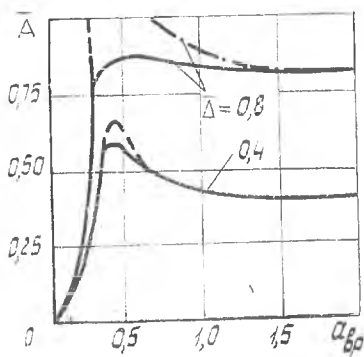


Рис. 1. АЧХ ненагруженного жесткого ротора ($G = 10$)

становке. Видно, что отличие в АЧХ существенно при больших значениях амплитуд вынужденных колебаний. Поэтому при нахождении АЧХ ненагруженного ротора на ГСП в случае больших дисбалансов ($\Delta > 0,5$) и особенно в зоне критической скорости необходимо пользоваться нелинейной методикой.

На рис. 2 показано развитие автоколебаний ненагруженного ротора на шестикамерных ГСП. Изменение значений параметра Φ влияет на вид нагрузочной характеристики ГСП. В случае «жесткой» нагрузочной характеристики подшипников ($\Phi > 0,5$) автоколебания до скорости $a_{врс}$, соответствующей границе устойчивости ротора (на рис. 2 и далее вертикальными штрих-пунктирными линиями отмечены границы устойчивой работы роторов, рассчитанные при решении задачи в линейной постановке), невозможны. При $a_{вр} > a_{врс}$ автоколебания могут существовать с конечной амплитудой, причем с ростом параметра $a_{вр}$ амплитуда растет («мягкое» самовозбуждение). При «мягкой» нагрузочной характеристике ($\Phi < 0,5$) автоколебания могут существовать в системе и до скорости $a_{врс}$, причем с увеличением параметра $a_{вр}$ амплитуда автоколебаний падает («жесткое» самовозбуждение).

Характер развития автоколебаний с увеличением податливости ротора (с ростом параметра N от 0 до 1, рис. 2, б) принципиально не изменяется, однако становится «более резким», т. е. рост амплитуды колебаний происходит при меньшем изменении скорости (параметра $a_{вр}$).

Увеличение статической нагрузки на подшипники (соот-

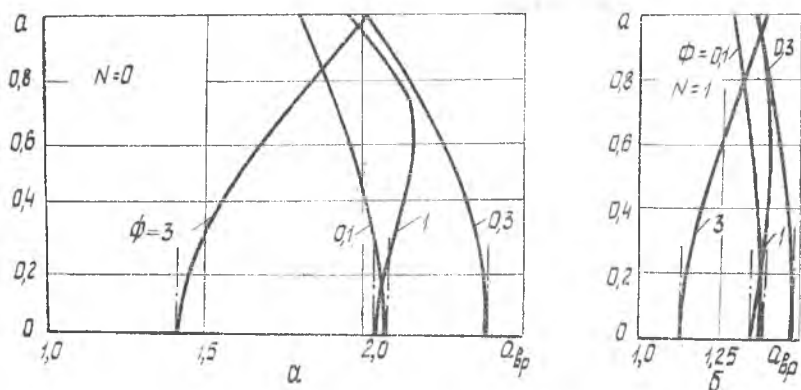


Рис. 2. Амплитуды автоколебаний ненагруженного ротора ($G = 1$)

ответственно рост эксцентриситета шипа ε_0 , относительно которого происходят колебания) существенно изменяет как границу устойчивой работы ротора, так и характер развития автоколебаний, который может измениться с «жесткого» на «мягкий», и наоборот (рис. 3).

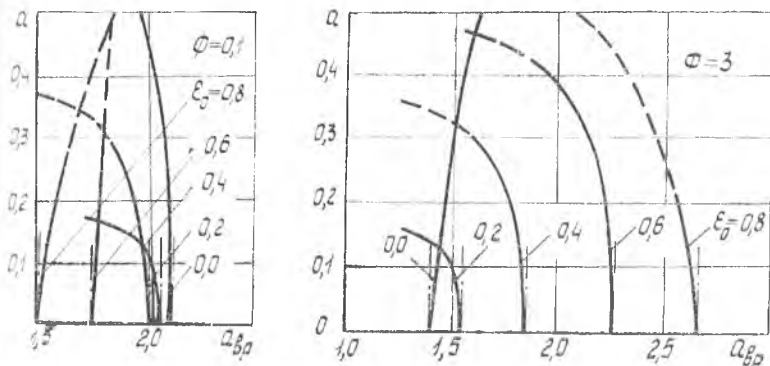


Рис. 3. Амплитуды автоколебаний нагруженного жесткого ротора ($G = 1$)

Для нагруженных роторов на ГСП характерно «жесткое» самовозбуждение. При появлении автоколебаний амплитуда резко возрастает, стремясь к величине зазора в подшипнике. Работа роторов на ГСП в режиме автоколебаний исключительно опасна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сергеев С. И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения. М., «Машиностроение», 1973.
2. Белоусов А. И., Равикович Ю. А. Несущая способность гидростатических подшипников в условиях динамического нагружения. «Машиноведение», 1977, № 6.
3. Белоусов А. И., Равикович Ю. А. Динамические характеристики жидкостной пленки в гибридном гидростатическом подшипнике. Изв. вузов «Авиационная техника», 1978, № 3.
4. Позняк Э. Л. Нелинейные колебания роторов на подшипниках скольжения. В сб.: «Динамика гибких роторов». М., «Наука», 1972.
5. Белоусов А. И., Равикович Ю. А. Устойчивость движения роторов на гидростатических подшипниках. В сб.: «Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин», вып. 4. Харьков, ХАИ, 1977.