

В.А.Марцинковский, И.С.Бережной, Г.А.Бондаренко

ВЛИЯНИЕ ДЕМПФИРОВАНИЯ В УПЛОТНЕНИЯХ  
С ПЛАВАЮЩИМИ КОЛЬЦАМИ НА ДИНАМИКУ РОТОРА

Расчет критических скоростей, амплитуд вынужденных колебаний и границ динамической устойчивости роторов современных турбокомпрессоров требует учета гидродинамических сил в уплотнениях. У центробежных компрессоров высокого давления уплотнение вала осуществляется плавающими кольцами при больших дросселируемых перепадах давления масла.

Теоретических и экспериментальных исследований таких уплотнений мало, поэтому существуют противоречивые мнения о влиянии их на динамику ротора.

В статье приведены результаты исследования динамического взаимодействия в системе ротор-уплотнение с плавающими кольцами.

Вынужденные плоские колебания системы, состоящей из упругого симметричного ротора и плавающих колец, связанных между собой и корпусом упруго-демпфирующими связями, описываются системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 + a\ddot{x} + b\dot{x} + qy + qy + \omega_s^2 x + \omega_1^2 x_1 &= 0; \\ \ddot{y}_1 + a\ddot{y} + b\dot{y} - q\dot{x} + qx + \omega_s^2 y + \omega_1^2 y_1 &= 0; \\ \ddot{x}_2 - \mu_0(a\ddot{x} + b\dot{x} + qy + qy + \omega_s^2 x) + \omega_2^2 x_2 &= \xi \omega^2 \cos \omega t; \\ \ddot{y}_2 - \mu_0(a\ddot{y} + b\dot{y} - q\dot{x} - qx + \omega_s^2 y) + \omega_2^2 y_2 &= \xi \omega^2 \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

Здесь  $x_1, y_1, x_2, y_2$  - позиционные координаты центра тяжести.

На основании работы [1] коэффициенты, характеризующие инерционные, диссипативные, гидроскопические, циркуляционные и гидродинамические силы при турбулентном течении жидкости в зазоре соответственно имеют вид

$$a = \frac{\pi \rho c \ell^3}{12 m_1 h}; \quad b = k_z \frac{\pi \mu c \ell^3}{12 m_1 h^3}; \quad q = 0,5 a \omega; \quad q = 0,5 b \omega;$$

$$\omega_s^2 = \frac{\pi c \ell \Delta p}{2 m_1 h} \alpha (1 - \alpha); \quad \alpha = 1,3 (1,3 + 0,02 \frac{\ell}{h})^{-1}; \quad k_z = 0,0325 Re^{476};$$

$$Re = 2wh\rho\mu^{-1}; \quad w = [4\Delta ph(\rho\lambda\ell)^{-1}]^{0.5}; \quad \lambda = 0,04; \quad x = x_1 - x_2; \quad (2)$$

$$y = y_1 - y_2; \quad \mu_0 = \frac{m_1}{m_2}; \quad \omega_1^2 = \frac{\kappa_1}{m_1}; \quad \omega_2^2 = \frac{\kappa_2}{m_2},$$

где  $\Delta p, \rho$  - уплотняемый перепад и плотность масла;  $\kappa_1$  - жесткость упругой подвески кольца относительно корпуса уплотнения;  $\kappa_2$  - жесткость вала;  $z, \ell, h$  - радиус, длина и зазор в уплотнении;  $\omega$  - частота вращения ротора;  $m_1, m_2$  - масса кольца и ротора;  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости.

Точное решение системы (I) не представляется возможным, поэтому, полагая  $x_1 = y_1 = 0$  или  $x_2 = y_2 = 0, \kappa_2 \rightarrow \infty$ , из выражения (I) можно получить частные случаи, соответствующие колебания ротора и плавающего кольца на жестком роторе.

Из анализа этих частных случаев получим условия для критической частоты вращения  $\omega^*$ , соответствующей границе устойчивости, и частоты автоколебаний  $\Omega$  кольца и ротора

$$\omega_k^* \leq 2\omega_0; \quad \Omega_k \approx \omega_0;$$

$$\omega_p^* \leq 2\omega_0'; \quad \Omega_p \approx \omega_0',$$

$$\text{где } \omega_0 = \sqrt{(\kappa_s + \kappa_1)/m_1}; \quad \omega_0' = \sqrt{\frac{\kappa_2 + 2\kappa_s}{m_2}}.$$

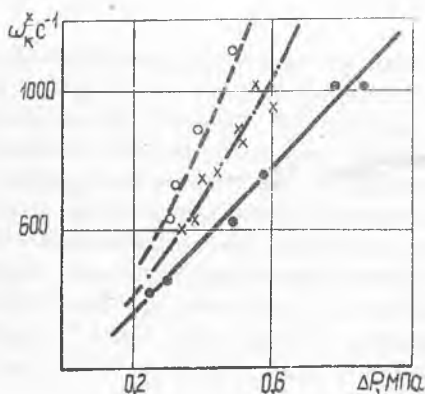
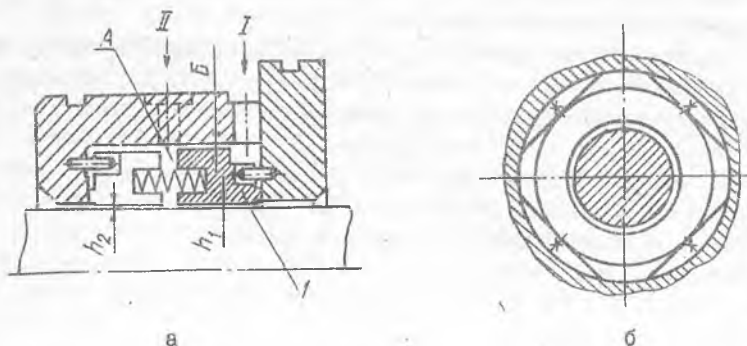
Предлагаемая модель упругогидродинамического взаимодействия ротора с уплотнениями проверена экспериментально на установке, состоящей из упругого ротора на двух жестких опорах. В центральной части, соответствующей максимальному прогибу по первой собственной форме, помещали узел уплотнения с двумя плавающими кольцами, между которыми устанавливались пружины, прижимающие кольца в осевом направлении к опорным деталям корпуса. Установка снабжена системами маслообеспечения и контроля уплотняемого давления, регулируемым приводом и средствами измерения радиальных колебаний колец и вала. Собственная частота ротора в воздухе  $\omega_0'' = 630 \text{ с}^{-1}$ . Эксперименты проводились для уплотнений с различными геометрическими и режимными параметрами.

Исследования показывают, что динамика системы зависит от радиальной подвижности плавающих колец. Если условия самоцентрировки

для них соблюдаются, то в уплотнении возможны режимы самовозбуждающихся колебаний колец с амплитудой соизмеримой с радиальным зазором. При этом вал работает устойчиво.

Увеличение частоты вращения не приводит к стабилизации, а при выбеге ротора или повышении уплотняемого перепада давления неустойчивость исчезает.

Повышения критической скорости во всем исследованном диапазоне параметров не наблюдалось. Амплитуда радиальных колебаний вала вблизи собственной частоты уменьшается с ростом уплотняемого давления, что свидетельствует о демпфирующем влиянии уплотнений.



Р и с. 1. Способы гидравлического (а) и механического (б) демпфирования плавающих колец и их влияние на границы устойчивости (в): x - механический демпфер; o - гидравлический демпфер; • - без демпфирования

в

Границы неустойчивых режимов для плавающих колец и частота автоколебаний согласуются с расчетными соотношениями (2), из которых следует, что для повышения виброустойчивости уплотнения целесообразно уменьшать зазор, увеличивать длину плавающих колец или применять специальные конструктивные решения по их стабилизации.

В уплотнении экспериментально исследованы способы демпфирования автоколебаний путем введения дополнительных демпферов со сжимаемой пленкой, образованных плавающими кольцами и корпусом (рис. 1а), и упругих подвесок (рис. 1б), увеличивающих радиальную жесткость уплотнения. Виброустойчивость плавающих колец при этом повышается (рис. 1в) тем больше, чем выше перепад давления. В случае, когда уплотняемая среда подается в полость А через дросселирующий зазор Б, уплотнительное кольцо I работает устойчиво во всем диапазоне параметров.

Увеличение осевого прижатия колец приводит к нарушению условий самоцентрировки. В этом случае ротор теряет устойчивость вблизи удвоенной собственной частоты, вычисленной с учетом гидродинамической жесткости двух плавающих колец. Амплитуды самовозбуждающихся автоколебаний вала превышают радиальный зазор, и кольца совершают синхронные с валом колебания. При выбеге ротора в увеличении давления жидкости система стабилизируется. Граница устойчивости вала повышается с ростом перепада давления и согласуется с приведенными ранее расчетными зависимостями. Критические скорости ротора в соответствии с соотношениями (2) повышаются, что подтверждается опытом эксплуатации компрессоров высокого давления [2].

## Выводы

1. При соблюдении условий самоцентрировки для плавающих колец критические скорости ротора не увеличиваются. При этом в уплотнении возможны неустойчивые режимы самовозбуждающихся колебаний колец.
2. Для повышения вибронадежности уплотнения необходимо либо увеличивать радиальную гидродинамическую жесткость слоя жидкости в зазоре, либо применять специальные демпферы и упругие подвески для плавающих колец.
3. Неразгруженные плавающие кольца оказывают на ротор влияние, аналогичное жестким целевым уплотнениям. Уплотнение играет роль дополнительной опоры.

## Л и т е р а т у р а

И. Марциковский В.А., Симоновский В.И., Устойчивость элементов гидромашин, взаимодействующих с целевыми уплотнениями. - Вестник машиностроения, 1978, № 1.

2. Соор Дж.С. Неполадки турбомашин: причины и устранение. - Переработка углеводородов. 1977; № 12.

УДК 624.438

В.И.Миронов, И.А.Холмянский

### ИССЛЕДОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЙ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН ТРАНСПОРТНЫХ ГТД

Известно, что уменьшение относительного радиального зазора на 1% приводит к увеличению КПД ступени турбины на 1,5-2,5%. За счет радиальных и осевых зазоров в ГТД имеется реальная возможность повысить КПД на 6-7%, что снизит расход топлива для турбореактивных двигателей на 2-2,5% и для турбовинтовых на 6-7%.

Целью настоящей работы является исследование методов повышения КПД турбины ГТД за счет снижения непроизводительных утечек газа через радиальные зазоры с одновременным снижением веса узлов уплотнения.

Выполненный нами анализ конструктивных особенностей узлов турбины малоразмерных ГТД с точки зрения снижения веса, повышения ремонтпригодности и надежности позволит разработать уплотнения, у которых уплотняющий элемент минимально необходимой толщины закреплен непосредственно на силовых элементах изделия (рис. 1).

В качестве объекта исследования выбран композиционный материал на основе нихромнитрид бора ( $X20H80+BN$ ), обладающий работоспособностью при температуре до  $900^{\circ}C$ . Образцы представляют собой бруски и цилиндры из спеченных материалов, полученных холодной и горячей прокаткой, плазменным напылением композиционного материала на металлическую подложку из жаростойких сталей и сплавов, а также креплением композиционного материала к подложке методами горячей накатки, пайки и сварки.