

# МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОРОТКОГО ЭЛАСТОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА

Балякин В.Б.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Надежность элементов конструкций турбомашин зависит от их вибрационного состояния. Для снижения уровня вибрации в опорах роторов современных турбомашин нашли широкое применение гидродинамические демпферы (ГДД).

Правильно спроектированные ГДД значительно снижают амплитуду колебаний ротора и уровень вибрации на корпусе турбомашин. Однако если параметры демпфера подобраны не оптимально, то это может привести к увеличению вибрации. Оптимизировать конструкцию необходимо для заданной резонансной амплитуды колебаний ротора и минимального уровня вибрации двигателя на рабочем режиме. Существующие конструкции ГДД не обеспечивают в полной мере выбранных критериев оптимизации.

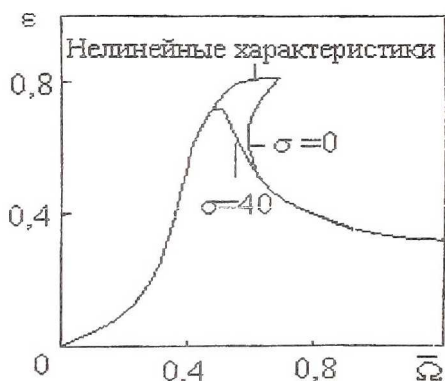


Рисунок 1

Гидродинамические демпферы опор роторов имеют нелинейную демпфирующую и жесткостную характеристику при больших амплитудах прецессии втулки вибратора ( $\varepsilon > 0,4$ ), что приводит к затягиванию резонансных режимов (рисунок 1) [1]. Единственным путем обеспечения минимального уровня вибрации во всем диапазоне работы турбомашин является использование демпфирующих устройств с регулируемыми характеристиками. Возможны различные законы управления динамическими характеристиками: линейный,

экспоненциальный, комбинированный и т.д. В случае использования демпфера с линейной демпфирующей и жесткостной характеристикой можно сузить зону повышенной амплитуды колебаний ротора. При малых амплитудах прецессии втулки вибратора ( $\varepsilon < 0,4$ ) гидродинамический демпфер имеет динамические характеристики, близкие к линейным. Одним из способов обеспечения линейной демпфирующей и жесткостной характеристики ГДД для  $\varepsilon > 0,4$  является применение деформируемой поверхности демпферного зазора. В этом случае происходит автоматическое регулирование характеристик с управлением по отклонению втулки вибратора и обратной связью по давлению в слое смазки. Такие активные системы называются - адаптивными, так как для управления динамическими характеристиками демпфера используется внутренняя энергия колебаний ротора.

В последние годы появились предложения по использованию уплотнений с деформируемым зазором [2], а также ГДД с эластичной поверхностью демпферного зазора [3] (рисунок 2). Однако применение эластогидродинамического (ЭГД) демпфера сдерживается отсутствием достоверных методик расчета. В настоящее время для проектирования подшипников скольжения современных турбомашин широко применяется эластогидродинамическая теория смазки. Основанная на этой теории методика расчета позволяет определять динамические характеристики – тангенциальную  $F\tau$  и радиальную  $F_r$  составляющую гидродинамической силы короткого проточного ЭГД демпфера. Эластичная поверхность выполняется на втулке вибратора (как показано на рисунке 2), или на статорной втулке демпфера. Конструктивное решение выбирается из конкретных условий эксплуатации. Например, при установке втулки вибратора на подшипник качения, на ней выполняют эластичную поверхность для компенсации температурных деформаций от фрикционного нагрева подшипника качения. Это может быть композиционный слой из материала МР (металлорезина) с фторопластовым покрытием. Экспериментально было показано [4], что коэффициент линейного расширения втулки из металлорезины в диапазоне температур 293-373 К при плотности  $\rho_{MP} = 2,2 \text{ г/см}^3$  на 45% меньше чем для стали 1Х18Н9Т, из которой навивалась спираль для МР, и соответственно может равен  $8,9 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ .

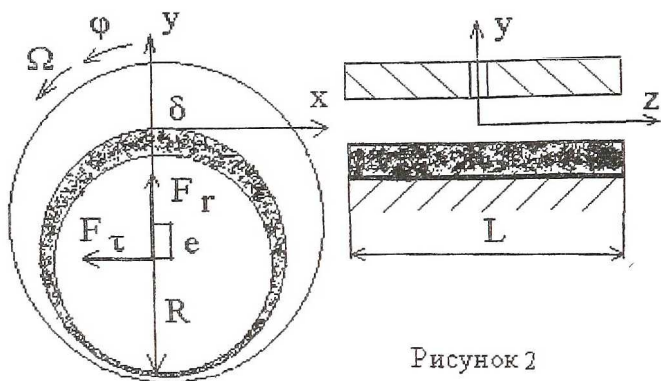


Рисунок 2

Зависимость коэффициента линейного расширения от плотности материала  $M\mu$  для разных материалов проволоки в области температур 77...293 К представлена в работе [5]. Для снижения влияния температуры на изменение величины демпферного зазора втулки статора и вибратора необходимо изготавливать из стали с низким коэффициентом линейного расширения. В качестве примера можно привести сталь 15X16H2AM (ЭП-479), у которой коэффициент линейного расширения  $10,5 \cdot 10^{-6}$ .

Задача гидродинамики решается в изотермической постановке, так как повышение температуры смазки за один цикл колебаний составляет приблизительно 0,03 градуса [6], а в проточном демпфере смазка практически полностью обновляется за каждый цикл. В качестве исходного берется уравнение Рейнольдса для одномерного осевого течения. С учетом составляющих сил инерции находится распределение давления в демпферном зазоре в предположении недеформированных поверхностей. В области с ламинарным режимом течения уравнение для давления имеет вид

$$P_{л} = 6\mu e \Omega [Z^2 - (L/2)^2] \sin(\varphi) / \delta^3 + P_j, \quad (1)$$

где  $\mu$  - динамическая вязкость смазки;  $e$  - эксцентриситет;  $\Omega$  - угловая скорость прецессии;  $L$  - длина демпфера;  $Z$  - осевая координата;  $\varphi$  - угловая координата;  $\delta$  - демпферный зазор;  $P_j = \rho \Omega^2 (L^2/4 - Z^2) (\beta e \sin^2 \varphi / \delta^2 - \cos \varphi / \delta)$  - инерционная составляющая давления, где  $\rho$  - плотность смазки,  $\beta = 1, 2$  - коэффициент профиля скорости.

Для смешанного течения, когда ламинарный поток переходит в турбулентный, до границы перехода, которая описывается зависимостью  $Z_{гр} = 1019 \mu / e \rho \Omega \sin(\varphi)$ , уравнение (1) принимает вид

$$P_{лт} = P_{гр} + 6\mu \Omega [Z^2 - (L/2)^2] \sin(\varphi) / \delta^3 + P_j,$$

где  $P_{гp}$  - давление на границе турбулентной области, вычисленное по зависимости (2) при  $Z=Z_{гp}$ .

Для области с турбулентным режимом течения, который характеризуется числом Рейнольдса  $Re=2\rho e\Omega/\sin(\varphi)/\mu$  большим 2000, уравнение для давления имеет вид.

$$P_T=0,024e^{1,75} \mu^{0,25} \rho^{0,75} \Omega^{1,75} \gamma \sin(\varphi) [Z^{2,75} - (L/2)^{2,75}] / \delta^3 + P_j, \quad (2)$$

где  $\gamma = |\sin(\varphi)|^{0,75}$ .

Для решения задачи используется физически обоснованное предположение о пропорциональности между прогибами поверхности и соответствующими величинами давлений (гипотеза Винклера - Циммермана) [7]. Поверхность демпферного зазора разбивается сеткой на прямоугольные элементы величина, которых выбирается из условия необходимой точности и быстродействия компьютера. Анализ точности численного решения показал, что наиболее приемлемым является число разбиений поверхности демпферного зазора 100x200. При этом погрешность определения составляющих гидродинамической силы не превышает 1%. В каждом элементе сетки определяется величина демпферного зазора с учетом деформации его поверхностей от температуры и давления смазки в виде  $\delta = \delta_0 + e \cos(\varphi) \pm \delta_i + \nu$ .

Здесь  $\delta_0$  - величина демпферного зазора в концентричном положении при нормальной температуре  $t_0$ ;  $\delta_i = (\alpha_{CT} - \alpha_{MP}) R (t - t_0)$  - температурная деформация демпферного зазора при рабочей температуре  $t$ , где  $\alpha_{CT}$  - коэффициент линейного расширения для стали,  $\alpha_{MP}$  - коэффициент линейного расширения для МР (для  $\delta_i$  знак "+" берется при установке МР на втулку вибратора, а "-" при установке МР во втулку статора),  $R$  - радиус демпфера;  $\nu$  - деформация композиционного слоя.

Зависимости деформации сжатия композиционного слоя от давления были получены экспериментально для образцов из материала МР с фторопластовым покрытием в ОНИЛ - 15 СГАУ. Полученные зависимости хорошо аппроксимируются функцией  $\nu = K_P P^n$ , где  $P$  - давление, МПа,  $K_P$  - коэффициент удельной податливости для композиционного материала, мкм/МПа. При малых амплитудах зависимость перемещения от давления можно аппроксимировать линейной функцией  $\nu = K_P P$ .

Далее находится в этой точке давление в слое смазки при уточненном значении демпферного зазора методом последовательных приближений. В качестве исходного приближения используется ранее найденное решение для давления. Сходимость решения обусловлена

достаточно простой формой зазора. После нахождения давления определяются составляющие гидродинамической силы в виде

$$F_{\tau} = \sum_{i=1}^n P_i \sin(\varphi) \Delta x \Delta z \quad \text{и} \quad F_r = \sum_{i=1}^n P_i \cos(\varphi) \Delta x \Delta z, \quad (3)$$

где  $\Delta z$  и  $\Delta x$  - шаги сетки демпферного зазора;  $n$  - число элементов сетки.

Если в расчетах динамическое давление получается меньше давления насыщающих паров, что свидетельствует о разрыве пленки смазки, то для этой области в уравнениях (3) оно принимается равным давлению насыщающих паров.

Для удобства анализа результатов расчета используем безразмерные параметры  $\sigma = \delta^2 \rho \Omega / \mu$ ;  $\varepsilon = e / \delta$ ;  $\lambda = L / R$ ;  $\psi = \delta / R$  и  $\bar{F} = \delta_0^2 F / 12 \mu \Omega L R^3$ .

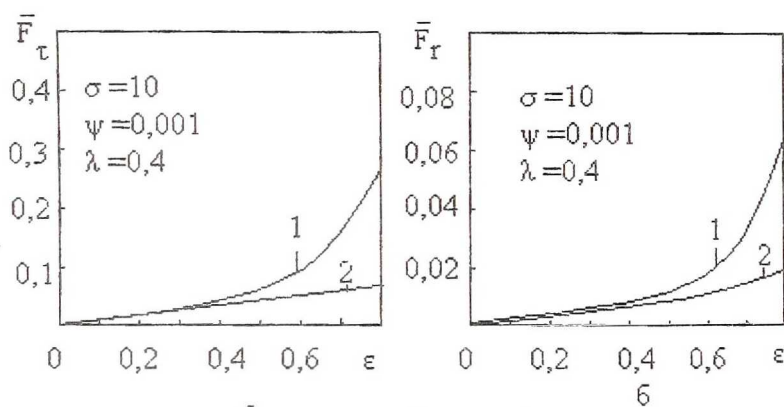


Рисунок 3

На рис.3,а представлена зависимость безразмерной тангенциальной, а на рис.3,б радиальной составляющей гидродинамической силы от относительного эксцентриситета  $\varepsilon$  для короткого демпфера с недеформируемой поверхностью демпферного зазора (кривая 1) и для эластогидродинамического демпфера (кривая 2).

Для производства ЭГД демпферов может быть использована технология изготовления эластогидродинамических подшипников с вкладышами из материала МР со фторопластовым покрытием, которая к настоящему времени достаточно хорошо отработана в ОНИЛ-15 СГАУ [8]. Требуемая податливость поверхности ЭГД демпфера обеспечивается конструктивными и технологическими методами изготовления эластичной втулки. Податливость МР варьируется в очень

широком диапазоне в зависимости от типоразмера проволоки, усилия прессования и преднатяга. Жесткостные характеристики подберутся таким образом, что деформация при увеличении амплитуды колебаний будет компенсировать изменение демпферного зазора так, что отношение амплитуды колебаний к величине демпферного зазора не будет превышать значения 0,4, а следовательно демпфирующая и жесткостная характеристики будут близки к линейным во всем диапазоне работы (кривая 2 на рис.3).

Предложенная методика расчета позволяет подобрать параметры ЭГД демпфера для обеспечения регулирования его динамических характеристик по линейному закону.

#### Список литературы.

1. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин. Куйбышев, 1991. 95с.
2. Белоусов А.И., Фалалеев С.В., Балякин В.Б. Торцовое гидростатическое уплотнение с регулируемым зазором. А.С. № 1523812. Опубликовано 23.11.89 в Бюл. № 43.
3. Балякин В.Б., Белоусов А.И., Фалалеев С.В. Гидродинамический демпфер. А.С. №1567815. Опубликовано 30.05.90 в Бюл. № 20.
4. Пичугин Д.Ф., Борисов В.А., Войтех Н.Д. Исследование некоторых свойств материала МР. – В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1975. Вып.1(68), С.62-65.
5. Борисов В.А., Паровой Ф.В. Исследование термической деформации упругих элементов из материала МР.- В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1983, С. 24-28.
6. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М.: Машиностроение, 1959. 408 с.
7. Коднир Д.С. Контактно-гидродинамическая теория смазки применительно к деталям машин//Применение контактно-гидродинамической теории смазки применительно к исследованию деталей машин: Сб. науч.тр., Куйбышев, 1969. Вып.40. С. 5-41.
8. Байбородов Ю.И. и др. Результаты натурных испытаний подшипника гидроагрегата Братской ГЭС с эластичными металлопластмассовыми сегментами// Гидротехническое строительство, №6, 1982. С. 42-44.