

Выбор массы динамического виброгасителя для опор турбоагрегатов

• Панькин В. М.¹, ПАО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Приведены формулы для определения значения массы виброгасителя в относительных единицах, равного отношению массы виброгасителя к массе опоры, и его геометрических параметров с учётом размеров места, выбранного для присоединения виброгасителя на опоре турбоагрегата.

Ключевые слова: вибрация, турбоагрегат, динамический виброгаситель, расчёт.

Инерционные динамические виброгасители (ДВ) без специального внешнего демпфирования применяют для эффективного снижения резонансной вибрации опор в узкой полосе частот с центром на номинальной частоте вращения ω_n вала провода турбоагрегата [1 – 3].

Для определения основных параметров ДВ опор турбоагрегатов используют двухмассовую механическую модель [1]. На результаты расчёта параметров существенно влияет учёт потерь энергии, обусловленных наличием сил вязкого трения в виброгасителе [4, 5].

При проведении расчётов масса ДВ m_r относительно массы опоры m_o турбоагрегата характеризуется параметром

$$\mu = \frac{m_r}{m_o} \ll 1. \quad (1)$$

При этом условие оптимальной настройки ДВ на рабочую частоту [6]

$$\omega_r = \omega_o, \quad (2)$$

где ω_r – собственная частота колебаний (СЧК) ДВ, с^{-1} ; ω_o – СЧК опоры, установленной на фундаменте, до присоединения виброгасителя (по условиям резонанса $\omega_o = \omega_n$), с^{-1} .

Согласно [5], при рассмотрении линейной модели, когда сила трения пропорциональна первой степени скорости и выполняются условия (1) и (2), относительное значение амплитуды A_o остаточных колебаний опоры турбоагрегата на рабочей частоте ДВ, численно равной ω_r , может быть определено из следующей формулы:

$$\frac{A_o}{X} = 2 \frac{\beta_r}{\mu}, \quad (3)$$

где X – статический прогиб опоры, м; β_r – коэффициент демпфирования ДВ, отн. ед.

Формула (3) получена из выражения для расчёта остаточных колебаний объекта гашения, приведённого в [5].

Кроме того, при выполнении условия (2) оптимальный коэффициент демпфирования виброгасителя β_r рассчитывается по формуле [5]

$$\beta_r = \left[\frac{\mu(\mu+3) \left[1 + \sqrt{\frac{\mu}{2+\mu}} \left(1 + \sqrt{\frac{\mu}{2+\mu}} \right) \right]}{8(1+\mu)} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (4)$$

Так как в рассматриваемой механической системе $\mu \ll 1$, то с достаточной точностью может быть использована формула

$$\beta_r = \sqrt{\frac{3\mu}{8}}. \quad (5)$$

Расчёты по формуле (5) показывают, что определённый по этому выражению коэффициент β_r отличается от β_r , рассчитанного по формуле (4), не более чем на 3% для значений параметра $\mu \leq 0,02$.

Согласно [1], величина параметра X в формуле (3) может быть рассчитана по результатам измерений амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) вибрации опоры турбоагрегата до присоединения ДВ

$$X = (2\beta_o) A_p, \quad (6)$$

где $2\beta_o$ – удвоенный коэффициент демпфирования опоры до присоединения ДВ, отн. ед.; A_p – амплитуда колебаний опоры на резонансной частоте до присоединения ДВ, м.

После подстановки выражения (6) в формулу (3) амплитуда остаточных колебаний опоры может быть рассчитана следующим образом:

¹ Панькин Василий Михайлович: pankinvm@mail.ru

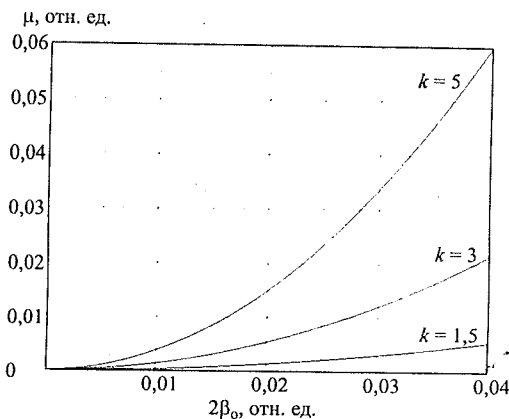


Рис. 1. Графики зависимости отношения μ массы виброгасителя m_r и массы опоры m_o от удвоенного относительного коэффициента демпфирования опоры $2\beta_o$ для некоторых значений эффективности виброгасителя k

$$A_o = \frac{(2\beta_r)(2\beta_o)A_p}{\mu} \quad (7)$$

Значение параметра $(2\beta_o)$ может быть определено согласно известной методике [1].

Из уравнения (7) следует, что относительное значение массы ДВ для оптимального коэффициента демпфирования виброгасителя, рассчитанного по формуле (5),

$$\mu = 1,5k^2(2\beta_o)^2, \quad (8)$$

где $k = A_p/A$ – отношение амплитуды колебаний опоры турбоагрегата на рабочей полосе частот виброгасителя до и после присоединения ДВ (эффективность виброгасителя).

На рис. 1 для некоторых значений параметров k и $2\beta_o$, соответствующих малым значениям параметра μ , построены графики, рассчитанные по формуле (8). Из графиков видно, что относительное значение массы μ в большой степени зависит от заданной величины эффективности ДВ и расчётного удвоенного значения коэффициента демпфирования опоры.

Поэтому при ограниченных размерах места, выбранного для присоединения ДВ на опоре турбоагрегата, необходим рациональный выбор массы m_r (параметра μ). При этом значение этой массы и её габаритные размеры должны быть рассчитаны с учётом требований, предъявляемых к значению параметра μ при проектировании ДВ.

Присоединение ДВ на опоре турбоагрегата образует двухмассовую механическую систему “опора – ДВ” с двумя новыми СЧК – ω_1 и ω_2 – взамен одной СЧК опоры ω_o [5].

Собственные частоты колебаний системы “опора – ДВ” в относительных единицах могут быть рассчитаны по формулам [6]

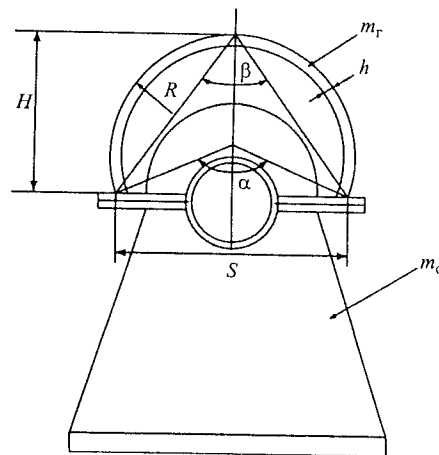


Рис. 2. Схема расположения основных элементов виброгасителя на крышке подшипника опоры:

m_r и m_o – масса виброгасителя и опоры; α , β , H , R , h , s – соответственно центральный и вписанный угол изогнутой пластины НДВ, высота, средний радиус, толщина и расстояние между концами закрепления пластины виброгасителя на опоре турбоагрегата

$$\frac{\omega_1}{\omega_n} = \sqrt{1 - \sqrt{\mu}}; \quad (9)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_n} = \sqrt{1 + \sqrt{\mu}}. \quad (10)$$

При малых значениях μ разложение разности этих СЧК

$$\frac{\omega_2}{\omega_n} - \frac{\omega_1}{\omega_n} = \Delta \quad (11)$$

в ряд Тейлора приближённо может быть рассчитано по формуле

$$\Delta = \sqrt{\mu}. \quad (12)$$

В [2] приведены графики для определения величины параметра Δ для диапазона изменения параметра $\mu \leq 0,05$, характерного при проектировании ДВ для опор турбоагрегатов.

Сопоставление формул (8) и (12) показывает, что

$$\sqrt{\mu} = \Delta = 1,22k(2\beta_o). \quad (13)$$

Из выражения (13) видно, что при одинаковых значениях параметра μ наибольшая эффективность ДВ возможна при меньшем значении параметра $2\beta_o$.

Согласно [2], достаточное снижение вибрации опоры при присоединении ДВ может быть на половине полосы частот Δ , примерно симметрично разделённой относительно рабочей частоты ДВ, равной ω_r .

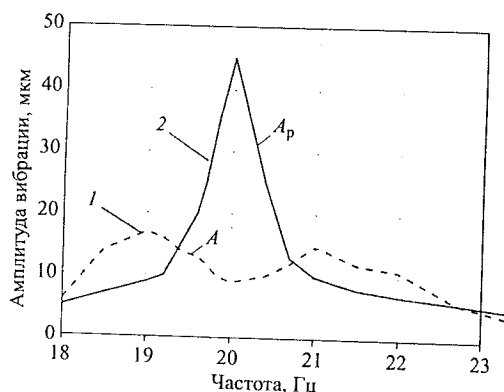


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика вибрации корпуса подшипника в вертикальном направлении с присоединённым виброгасителем (1) и без него (2)

Ввиду высоких требований к стабильности номинальной частоты вращения ω_n валопровода турбоагрегата [7] снижение вибрации его опоры возможно при малом значении величины параметра μ . Проведённые исследования показывают, что ДВ может эффективно работать даже при $\mu \leq 0,01$ [1, 2, 6, 8 – 10].

Однако при относительно малом значении параметра μ для многотонных опор турбоагрегатов абсолютное значение массы виброгасителя m_r может быть значительным.

При ограниченных размерах места, выбранного для присоединения ДВ, например, между крышкой подшипника и корпусом цилиндра, допустимо использование низкочастотного динамического виброгасителя (НДВ), выполненного в виде пластины, изогнутой в форме дуги окружности [6, 8 – 10].

В этом случае габаритные размеры места на опоре турбоагрегата должны удовлетворять геометрическим параметрам виброгасителя, указанным на рис. 2.

Для снижения вибрации опоры турбоагрегата присоединение НДВ на крышке подшипника представляется оптимальным. При концентричном размещении пластины НДВ на фланце крышки подшипника численное значение параметра s равно расстоянию между центрами отверстий двух противоположных болтов относительно оси валопровода турбоагрегата.

Для проведения расчётов НДВ необходимо определить коэффициент жёсткости пластины $c(\alpha)$, который зависит от величины угла α (рис. 2).

Согласно [6], этот коэффициент может быть рассчитан в интервале изменений угла α от 0 до 60° по формуле

$$c(\alpha) = 0,5 + \pi, \quad (14)$$

а в интервале от 60 до 180°

$$c(\alpha) = 0,5 \exp(4,3\tau), \quad (15)$$

где $\tau = \alpha/360^\circ$ – значение центрального угла, отн. ед.

Если величина параметра H задана при проектировании НДВ, например в соответствии с геометрическими размерами крышки подшипника и корпуса цилиндра, то согласно обозначениям, приведённым на рис. 2, вписанный угол

$$\beta = 2 \arctg \left(\frac{s}{2H} \right). \quad (16)$$

Известно, что

$$\beta = \alpha/2. \quad (17)$$

Тогда

$$R = \frac{s}{2 \sin \beta}, \quad (18)$$

а толщина пластины при заданной рабочей частоте ω_n и выбранном материале пластины, согласно [6],

$$h = \frac{\omega_n R^2}{c(\alpha)} \sqrt{\frac{12\rho}{E}}, \quad (19)$$

где ρ – плотность материала пластины, кг/м³; E – модуль упругости материала пластины, Н/м².

Внешний диаметр пластины ДВ

$$D = 2R + h. \quad (20)$$

Если в процессе проектирования необходимо изменить значение угла α (или β), то высота пластины может быть рассчитана по формуле

$$H = R(1 + \cos \beta) + \frac{h}{2}. \quad (21)$$

Величина параметра μ должна соответствовать механическим характеристикам материала пластины НДВ и её геометрическим параметрам, рассчитанным по формулам (13) – (19).

Тогда ширина пластины [6]

$$l = \frac{\mu m_o}{2\pi R(1 - \tau)h\rho}. \quad (22)$$

Например, при проектировании НДВ, согласно [9], для заданных значений параметра s опоры турбоагрегата и центрального угла виброгасителя

$$\alpha = 90^\circ, \quad (23)$$

геометрические размеры места, выбранного для присоединения НДВ на опоре турбоагрегата на основании формул (18), (19), (22), должны удовлетворять условию

$$D = s\sqrt{2}; \quad (24)$$

$$H = 1,707R + \frac{h}{2}, \quad (25)$$

$$l = \frac{2\mu m_0}{3\pi R h \rho}, \quad (26)$$

а при проектировании ДВ, согласно [10], значение центрального угла

$$\alpha = 180^\circ, \quad (27)$$

и в этом случае

$$D = s + h; \quad (28)$$

$$H = R + \frac{h}{2}; \quad (29)$$

$$l = \frac{\mu m_0}{\pi R h \rho}. \quad (30)$$

Расчётные значения параметров пластины виброгасителя R , h и l должны быть проверены по известным методикам [11] на соответствие требованиям прочности НДВ при изгибных колебаниях тонкого кольца, жёстко закреплённого с обоих концов.

Экспериментальные исследования НДВ массой 37 кг, рассчитанного согласно [9], проводились при его присоединении на корпусе подшипника массой 3600 кг натурной модели опоры турбины большой мощности [6]. Модель была установлена на испытательном стенде так, чтобы её СЧК f_0 в вертикальном направлении была равна рабочей частоте виброгасителя.

На рис. 3 представлена АЧХ вибрации корпуса подшипника в вертикальном направлении до и после присоединения НДВ, из которого видно, что на рабочей частоте 20 Гц эффективность виброгасителя $k = A_p/A = 5$.

При этом удвоенное значение коэффициента демпфирования (в относительных единицах) корпуса подшипника, рассчитанное согласно методике [1] по данным измерений АЧХ вибрации корпуса подшипника до присоединения НДВ (рис. 3),

$$2\beta_0 = 0,016. \quad (31)$$

В результате подстановки значений параметров k и $2\beta_0$ в формулу (8) получаем соответствующее им расчётное значение параметра $\mu = 0,0096$. Также значение параметра μ согласуется с численным значением полосы частот, рассчитанной по формуле (13) в относительных единицах.

Данные измерения резонансных частот АЧХ вибрации корпуса подшипника после присоединения НДВ соответствуют численным значениям

СЧК системы “опора – ДВ” в относительных единицах, рассчитанных по формулам (9) и (10).

Вывод

Приведённые в статье формулы позволяют по заданной величине эффективности виброгасителя рационально выбрать его массу в относительных единицах, а также рассчитать геометрические параметры виброгасителя, выполненного в виде изогнутой пластины в форме дуги окружности, с учётом геометрических размеров места, выбранного для присоединения на опоре турбоагрегата.

Список литературы

1. Трунин, Е. С. Динамические поглотители резонансных колебаний опор турбоагрегатов [Текст] / Е. С. Трунин // Электрические станции. – 1972. – № 10. – С. 74 – 76.
2. Гольдин, А. С. Вибрации роторных машин [Текст] / А. С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с.
3. Куменко, А. И. Применение виброгасителей для снижения вибраций турбоагрегатов в эксплуатации [Текст]: сб. докладов VI Международной научно-технической конференции “Проблемы вибрации, виброналадки и вибродиагностики оборудования электрических станций” / А. И. Куменко, О. А. Злобин, П. В. Кузнецов. – М.: ОАО “ВТИ”, 2011. – С. 111 – 115.
4. Карамышкин, В. В. Динамическое гашение колебаний [Текст] / В. В. Карамышкин. – Л.: Машиностроение, 1988. – 108 с.
5. Вибрации в технике [Текст]: справочник в шести томах / ред. совет под председательством В. Н. Челомея. – М.: Машиностроение, 2001. Т. 6. – 456 с.
6. Панькин, В. М. Динамический низкочастотный гаситель колебаний для опор турбоагрегатов [Текст] / В. М. Панькин // Электрические станции. – 2014. – № 10. – С. 53 – 56.
7. Бененсон, Е. И. Теплофикационные паровые турбины [Текст] / Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе. – М.: Энергоиздат, 1986. – 272 с.
8. Панькин, В. М. Эффективность динамического низкочастотного гасителя колебаний для опор турбоагрегатов [Текст]: сб. докладов VII Международной научно-технической конференции “Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций” / В. М. Панькин. – М.: ОАО “ВТИ”, 2013. – С. 117 – 121.
9. Динамический низкочастотный гаситель колебаний [Текст]: пат. 97177 Рос. Федерация: МПК F16F7 / 104, F16F15 / 04 / Панькин В. М.; заявитель и патентообладатель ОАО “Силовые машины”. – № 2010121899 / 11; заявл. 24.05.2010; опубл. 27.08.2010, Бюл. № 24. – 7 с.
10. Динамический гаситель колебаний [Текст] / пат. 81542 Рос. Федерация: МПК F16F15 / 02 / Панькин В. М., Егоров Н. П., Шкляров М. И., Спиридонов А. Ф.; заявитель и патентообладатель ОАО “Силовые машины”. – № 2008151895 / 22; заявл. 23.12.2008; опубл. 20.03.2009, Бюл. № 8. – 6 с.
11. Прочность. Устойчивость. Колебания [Текст]: справочник в трёх томах / под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – Т. 3. – 568 с.