

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФЕРОВ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Егоров А.В.

ГОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, Россия, e-mail: oid@vlsu.ru

Предложен порядок проектирования демпферов крутильных колебаний внутреннего трения. Проведены численные исследования влияния величины коэффициента жесткости на амплитуды крутильных колебаний носка коленчатого вала по первой и второй формам. Предложены рекомендации по выбору оптимального коэффициента жесткости резинового слоя демпфера.

Ключевые слова: крутильные колебания, демпфер крутильных колебаний.

DETERMINATION OF INTERNAL FRICTION DAMPERS' PARAMETERS AT DESIGN STAGE

Egorov A.V.

Vladimir state university, Vladimir, Russia, e-mail: oid@vlsu.ru

Sequence of designing of torsional vibration dampers is proposed. Numerical investigations of stiffness coefficient influence on amplitude of torsional vibrations at crankshaft nose are carried out at the first and second wave modes. Hints on choosing of optimal stiffness coefficient of damper's rubber layer are proposed.

Key words: torsional vibrations, torsional vibration damper.

Выбор параметров демпферов крутильных колебаний внутреннего трения необходимо проводить таким образом, чтобы обеспечить допустимые значения амплитуд колебаний на носке коленчатого вала и касательных напряжений в узловом сечении вала при минимальном моменте инерции маховика демпфера, а также допустимые напряжения в резиновом слое. Предлагается следующий порядок конструирования демпфера внутреннего трения.

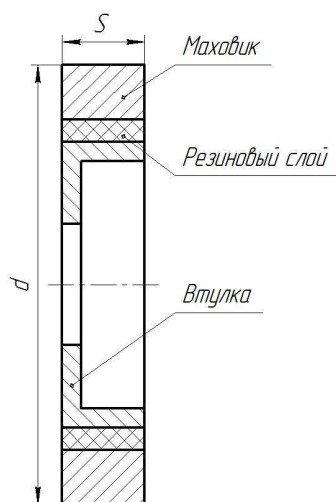
Вначале задаются габаритные размеры S и d из условия компоновки демпфера на носке коленчатого вала (рис. 1).

Затем выбираются:

- момент инерции маховика I_0 ;
- коэффициент демпфирования ζ_0 ;
- толщина резинового слоя h ;
- внутренний r_1 и внешний r_2 радиусы резинового кольца.

Далее с помощью расчета определяются:

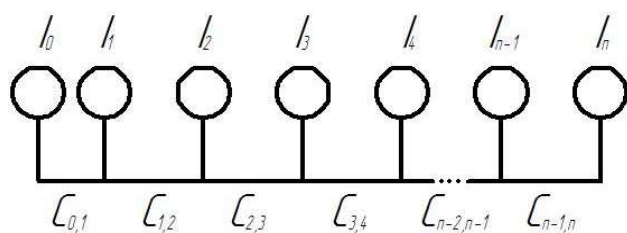
- динамическая жесткость резинового слоя $C_{0,1}$;
- собственная частота колебаний демпфера ω_c .



**Рис. 1. Демпфер
внутреннего трения**

соответствующие высокой частоте $n_{k(2)}$, будут двухузловыми с одним узлом колебаний у маховика двигателя, а другим – в резиновом слое демпфера [1]. Это свойство используется для подбора коэффициента жесткости резинового слоя.

Рассчитываются относительные амплитуды крутильных колебаний первой массы a_1 (носки коленчатого вала) при изменении $C_{0,1}$ по первой и второй формам колебаний. Для этого действительную сложную колеблющуюся систему элементов КШМ заменяют упрощенной эквивалентной системой (рис. 2). Методика приведения к эквивалентной системе подробно изложена в литературе [1]. Здесь I_0 – момент инерции маховика демпфера; $C_{0,1}$ – коэффициент крутильной жесткости упругодемпфирующего слоя; I_1 – приведенный



**Рис. 2. Эквивалентная система
коленчатого вала ДВС**

момент инерции переднего конца коленчатого вала (с учетом установки шкива клиноременной передачи, корпуса демпфера и др.); $I_2 - I_{n-1}$ – приведенные моменты инерции моторных масс; $C_{i,i+1}$ – коэффициенты крутильной жесткости коленчатого вала на участках между кривошипами; I_n – приведенный момент инерции заднего конца коленчатого вала (определяется в основном моментом инерции маховика двигателя); $C_{n-1,n}$ – коэффициент крутильной жесткости коленчатого вала на участке между последним кривошипом и маховиком.

Далее рассчитываются частоты свободных крутильных колебаний по первой (ω_{c1}) и второй (ω_{c2}) формам. Для этого многомассовая система (рис. 2) заменяется трехмассовой со следующими параметрами: I_2' – суммарный приведенный момент инерции моторных масс и

Первоначально момент инерции маховика можно выбрать из расчета, что он составляет 3...5% от момента инерции крутильной системы двигателя.

При установке на коленчатом валу резинового демпфера в крутильной системе добавляется еще одна частота свободных колебаний и соответствующая этой частоте еще одна форма колебаний. Это приводит к тому, что вместо критической частоты вращения n_k (при работе двигателя без демпфера) появляются новые критические частоты вращения $n_{k(1)}$ и $n_{k(2)}$, более низкие и более высокие, чем n_k . При этом резонансные колебания, соответствующие более низкой частоте $n_{k(1)}$, будут одноузловыми. Колебания, соответствующие высокой частоте $n_{k(2)}$, будут двухузловыми с одним узлом колебаний у маховика двигателя, а другим – в резиновом слое демпфера [1]. Это свойство используется для подбора коэффициента жесткости резинового слоя.

момент инерции переднего конца коленчатого вала (с учетом установки шкива клиноременной передачи, корпуса демпфера и др.); $I_2 - I_{n-1}$ – приведенные моменты инерции моторных масс; $C_{i,i+1}$ – коэффициенты крутильной жесткости коленчатого вала на участках между кривошипами; I_n –

маховика двигателя; $C'_{1,2}$ – жесткость коленчатого вала между первой моторной массой и маховиком двигателя.

Находятся частоты свободных крутильных колебаний по первой (ω_{c1}) и второй (ω_{c2}) формам (два положительных корня уравнения) [1]:

$$\frac{I_0 I_1 I_2'}{C_{0,1} C'_{1,2}} \omega_c^2 + \left(\frac{I_0 I_1 + I_0 I_2'}{C_{0,1}} + \frac{I_2' I_1 + I_2' I_0}{C'_{1,2}} \right) \omega_c^2 + (I_0 + I_1 + I_2') = 0 \quad (1)$$

Коэффициент крутильной жесткости упругодемпфирующего слоя цилиндрической формы вычисляется по формуле [2]:

$$C_{0,1} = \frac{4\pi G l r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, \quad (2)$$

где G – модуль упругости второго рода; модуль первого $E_{ст}$ и второго рода G связаны зависимостью $E_{ст} = 3G$; $E_{ст} = 0,98 \dots 4,9$ МПа.

Для резинового слоя демпфера Г-образной формы:

$$C_{0,1} = \frac{C_{0,1ц} C_{0,1Г}}{C_{0,1ц} + C_{0,1Г}}, \quad (3)$$

где $C_{0,1ц}$ определяется по (2), $C_{0,1Г} = GI_p/l_T$ – коэффициенты жесткости слоя в торцевой поверхности; I_p – полярный момент инерции этого слоя; l_T – размер резинового слоя в торцевой поверхности [2].

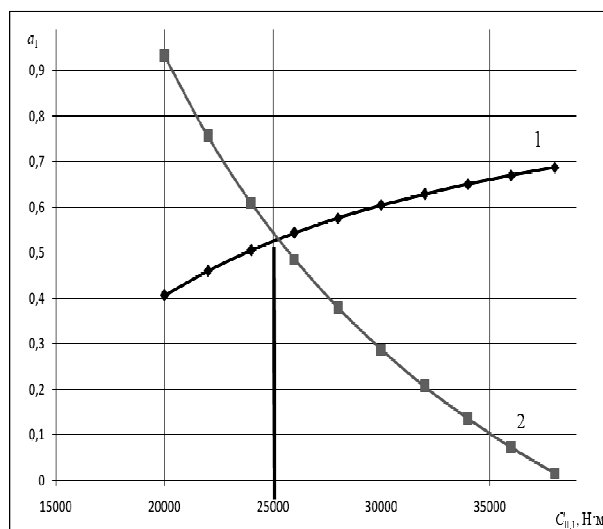


Рис. 3. Зависимость относительных амплитуд a_1 колебаний первой массы от коэффициента жесткости резинового слоя: 1 – изменение a_1 по первой форме; 2 – то же – по второй форме

Вычисление относительной амплитуды первой массы a_1 в зависимости от жесткости демпфирующего элемента удобно производить с помощью программ Virtual, разработанной на кафедре ТД и ЭУ и Microsoft Excel.

При увеличении $C_{0,1}$ амплитуда a_1 при колебаниях по первой форме растет, а по второй форме – падает. Это вызвано тем, что при свободных колебаниях по второй форме с увеличением $C_{0,1}$ узловая точка смещается ближе к первой массе, что естественно уменьшает амплитуду a_1 . Жесткость $C_{0,1}$ выбирается таким образом, чтобы амплитуды a_1 по первой и второй формам колебаний были одинаковыми (рис. 3).

Определяется начальное значение коэффициента демпфирования ζ_0 :

$$\zeta_0 = \frac{I_0 \omega_c \delta}{\pi}, \quad (4)$$

где $\delta = 0,5 \dots 0,8$ – логарифмический декремент затухания [1].

Далее необходимо провести расчет амплитуд крутильных колебаний и касательных напряжений в узловой точке. В случае, когда они превышают допустимые значения, необходимо повысить момент инерции маховика и повторить весь расчет заново.

Подбор проводится, пока амплитуды крутильных колебаний и касательные напряжения в узловой точке не достигнут допустимых значений.

Список литературы

1. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. – 200 с.
2. Расчет параметров демпферов внутреннего трения / А.Н. Гоц, В.Ф. Дрозденко // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы VII Междунар. науч.-практ. семинара / под ред. В.В. Эфроса, А.Н. Гоца, А.А. Гаврилова. Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2005. – С. 49–50.

Рецензенты:

Гоц А.Н., д.т.н., профессор кафедры тепловых двигателей и энергетических установок Владимирского государственного университета имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых Министерства образования и науки, г. Владимир.

Кульчицкий А.Р., д.т.н., профессор, заместитель главного конструктора ООО «ВМТЗ», г. Владимир.

Работа получена 01.07.2011
