

УДК 621.01:539.4.001.2(075.8)

## РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФЕРА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Гоц А.Н.

ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет им. Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, e-mail: hotz@mail.ru

Показано, что вследствие действия на коленчатый вал ДВС непрерывно меняющихся периодических нагрузок в нем возникают переменные деформации кручения и изгиба, возбуждающие в нем, как во всякой упругой системе с материальными массами, механические колебания. Относительные угловые колебания сосредоточенных на валу масс, вызывающие закручивание отдельных участков вала, вызывают крутильные колебания. Предложена методика разложения в ряды крутящего момента двигателя, а также матричный метод расчета крутильных колебаний для крутильно-колеблющейся системы с произвольным числом масс. Для уменьшения амплитуды крутильных колебаний на валу устанавливаются демпферы, среди которых в автомобильных двигателях являются резиновые. Приведена методика выбора оптимальных параметров демпферов внутреннего трения (резиновых) с использованием данных свободных колебаний по первой и второй формам. Рассмотрен пример расчета и выбора параметров резинового демпфера.

**Ключевые слова:** колебания, крутильно-колеблющаяся система, коэффициент жесткости, амплитуда колебаний

## CALCULATION OF PARAMETERS OF VIBRATION DAMPER

Gots A.N.

Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru

It is shown that owing to action on a cranked shaft of the internal combustion engine of continuously changing periodic loadings in it there are variable deformations of torsion and a bend exciting in it as in any elastic system with a material masses, mechanical oscillations. The relative angular fluctuations of the masses concentrated on a shaft causing twisting of separate sites of a shaft cause torsional fluctuations. The decomposition technique in ranks of a torque of the engine, and also a matrix method of calculation of torsional fluctuations for the torsional fluctuating system with any number of masses is offered. For reduction of amplitude of torsional fluctuations on a shaft dampers among which in automobile engines are rubber are established. The technique of a choice of optimum parameters of dampers of internal friction of these free fluctuations, (rubber) with use, after the first and second forms is given. An example of calculation and a choice of parameters of a rubber damper is reviewed.

**Keywords:** vibrations, torsional oscillating system, the stiffness coefficient, amplitude

Заметим, что при составлении расчетной модели приведенной крутильной системы не учитывались переменные силы внутреннего трения в материале коленчатого вала (упругий гистерезис), так как они невелики по сравнению с силами жидкостного трения в подшипниках и цилиндрах двигателя.

Приведенная  $n$ -массовая крутильная система коленчатого вала ДВС (рис. 1) в общем виде описывается системой диффе-

ренциальных уравнений, которые запишем в матричном виде:

$$D_{is} \bar{A} = \bar{M}^a, \quad (1)$$

где  $D_{is}$  – матрица, учитывающая свойства приведенной крутильной системы [ $D_{is} = f(I_i, \omega, C_{i,i+1}, C_{i+1,i}, \xi_i)$ ];  $\bar{A}$  – вектор-столбец амплитуд крутильных колебаний масс;  $\bar{M}^a$  – вектор-столбец амплитуд гармонических составляющих моментов, действующих в крутильной системе.

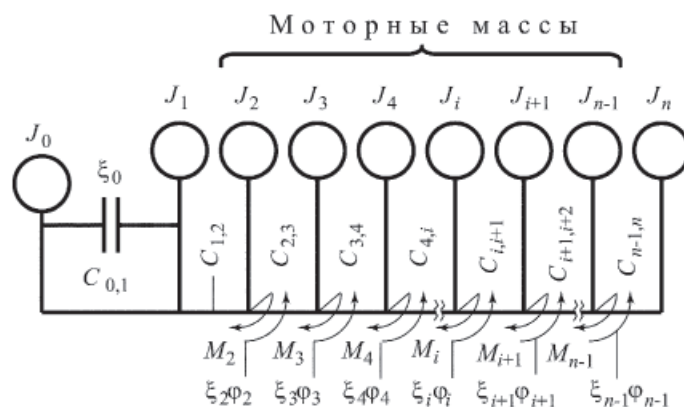


Рис. 1. Приведенная  $n$ -массовая эквивалентная крутильная система коленчатого вала ДВС

Для определения амплитуд вынужденных колебаний примем, что массы  $i$  ( $i = 0, 1, 2, \dots, n$ ) при вынужденных колебаниях совершают гармонические колебания одной и той же частоты [4, 5, 6]:

$$\begin{aligned} \varphi_i &= A_{i,k}^0 \sin(k\omega t + \alpha_{i,k}) = \\ &= A_{i,k} \sin k\omega t + B_{i,k} \cos k\omega t; \end{aligned} \quad (2)$$

$$A_{i,k} = A_{i,k}^0 \cos \alpha_{i,k};$$

$$B_{i,k} = A_{i,k}^0 \sin \alpha_{i,k};$$

$$A_{i,k}^0 = \sqrt{A_{i,k}^2 + B_{i,k}^2};$$

$$\alpha_{i,k} = \arctg(B_{i,k}/A_{i,k}), \quad (3)$$

где  $A_{i,k}^0$  –  $k$ -я гармоническая амплитуда массы  $i$ , рад;  $\alpha_{i,k}$  – фазовый угол амплитуды  $k$ -й гармоники массы  $i$ , град;  $\omega$  – угловая частота возмущающего момента, рад·с<sup>-1</sup>;  $k$  – порядок гармоники возмущающего момента.

Возмущающий момент на каждую моторную массу представим в виде

$$\begin{aligned} M_i &= \sum_{k=0,5}^N M_{i,k}^a \sin(k\omega t + \beta_{i,k} + k\delta_i) = \\ &= \sum_{k=0,5}^N (P_i \sin k\omega t + L_i \cos k\omega t); \end{aligned} \quad (4)$$

$$P_i = M_{i,k}^a \cos(\beta_{i,k} + k\delta_i);$$

$$L_i = M_{i,k}^a \sin(\beta_{i,k} + k\delta_i),$$

где  $N$  – число гармоник (0,5; 1,0; 1,5; ...  $N$ ), для двухтактных двигателей – 1, 2, 0, ...,  $N$ );

$M_{i,k}^a$  – амплитуда  $k$ -й гармоники возмущающего момента  $M_i$ , действующего на массу  $i$  от газовых и инерционных сил, Н·м;  $\beta_{i,k}$  – ее фазовый угол, град;  $\delta_i$  – угол поворота коленчатого вала между вспышками в первом и  $i$ -ом цилиндрах двигателя, град.

Таким образом матрица-столбец  $\bar{A}$  содержит по два компонента амплитуд крутильных колебаний масс  $I_p$ , а матрица-столбец  $\bar{M}^a$  содержит нулевые компоненты – по два для масс  $I_0, I_1$  и  $I_n$ , так как на них не действуют никакие вынуждающие моменты (для экономии места для векторов  $\bar{A}$  и  $\bar{M}^a$  используем строчечную запись):

$$\bar{A} = \{ A_{0,k} \ B_{0,k} \ A_{1,k} \ B_{1,k} \ \dots \ A_{n,k} \ B_{n,k} \};$$

$$\bar{M}^a = \{ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ P_{2,k} \ L_{2,k} \ P_{3,k} \ L_{3,k} \ \dots \ P_{n-1,k} \ L_{n-1,k} \ P_{n,k} \ L_{n,k} \ 0 \ 0 \}. \quad (5)$$

Матрица  $D_{ts}$  – квадратная, имеющая порядок  $2n$ , где  $n$  – число масс в приведенной крутильной системе. По своей структуре она является ленточной, поскольку только на главной диагонали, а также на двух верхних и двух нижних кодиагоналях располагаются отличные от нуля элементы. Для подробного анализа разобьем матрицу  $D_{ts}$  на блоки  $D_{ii}$ , которые сами являются квадратными матрицами второго порядка:

$$D = \begin{pmatrix} D_{1,1,2} D & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ D_{1,2} & D_{2,2} & D_{2,3} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & D_{3,2} & D_{3,3} & D_{3,4} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & D_{4,3} & D_{4,4} & D_{4,5} & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & D_{i,i-1} & D_{i,i} & D_{i,i+1} & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & D_{n-1,n-2} & D_{n-1,n-1} & D_{n-1,n} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 & D_{n,n-1} & D_{n,n} \end{pmatrix}, \quad (6)$$

где  $D_{1,2} = D_{2,1} = \begin{vmatrix} -C_{0,1} & \xi_0 k \omega \\ -\xi_0 k \omega & -C_{0,1} \end{vmatrix}; \quad D_{i,i+1} = D_{i+1,i} = \begin{vmatrix} -C_{ij+1} & 0 \\ 0 & -C_{ij+1} \end{vmatrix}; \quad (7)$

$$D_{i,i} = \begin{vmatrix} -I_i k^2 \omega^2 + C_{i-1,i} + C_{i,i+1} & -\xi_i k \omega \\ \xi_i k \omega & -I_i k^2 \omega^2 + C_{i-1,i} + C_{i,i+1} \end{vmatrix}. \quad (8)$$

Блоки  $D_{1,2} = D_{2,1}$  описывают связь между массами  $I_0$  и  $I_1$  – учитывается коэффициент жесткости  $C_{0,1}$  на этом участке приведенной системы, а также сопротивление крутильным колебаниям, вызванное демпфером –  $\xi_0 k\omega$ . Для демпфера жидкостного трения  $C_{0,1} = 0$ , т.е. на главной диагонали располагаются нулевые компоненты. Если между какими-то массами приведенной системы отсутствует демпфирование, то компоненты, стоящие на побочной диагонали, равны нулю ( $\xi_i = 0$ ). Для моторных масс, имеющих собственное демпфирование (переменные силы жидкостного трения в подшипниках и цилиндрах), сопротивление учитывается компонентом  $\xi_i k\omega$ . Матрица несимметрична, поскольку при дифференцировании угловой координаты  $\varphi_i$  (2) по времени  $t$  функция  $\cos k\omega t$  при  $B_{i,k}$  – нечетная.

Блоки несимметричных матриц  $D_{ii}$ , расположенные на главной диагонали, учитывают свойства  $i$ -й массы – ее момент инерции, демпфирование собственно самой массы, а также коэффициенты жесткости участков приведенной системы перед массой и после нее. Несимметричность блоков матрицы  $D_{ii}$  вызвана как раз тем, что функция  $\cos k\omega t$  при  $B_{i,k}$  – нечетная.

Умножив матричное уравнение (1) слева на матрицу  $D^{-1}$ , обратную матрице  $D$ , получим

$$\bar{A} = D^{-1} \bar{M}^a. \quad (9)$$

Решение (9) легко реализуется на ЭВМ. Расчет компонентов матрицы  $D$  можно провести по формулам (8) и (9).

Матрица-столбец амплитуд гармонических составляющих вынуждающих моментов, действующих на массы  $i$ , может быть определен на основе гармонического анализа кривой крутящего момента двигателя. Для вычисления амплитуд необходимо подставить поочередно в уравнение (10) значения амплитуд вынуждающих моментов для всех гармоник, начиная с 0,5 (и с таким же шагом) для четырехтактного или с 1,0 – для двухтактного. Амплитуды и фазовые углы колебаний и фазовые углы для каждой массы  $i$  и гармоники определяются по формуле (3).

Для определения суммарной амплитуды угловых колебаний  $A_i$   $i$ -ой массы от угла поворота коленчатого вала двигателя воспользуемся зависимостью

$$A_i = \sum_{0,5}^N A_{i,k}^0 \sin(k\omega t + \alpha_{i,k}). \quad (10)$$

Численное решение системы (1) приведенной крутильной системы коленчатого вала ДВС с помощью ЭВМ позволяет вы-

брать такой демпфер крутильных колебаний, при котором амплитуды колебаний носка будут минимальными [7, 8]. На рис. 2 приведена структурная схема оптимизации коэффициента демпфирования и момента инерции маховика демпфера внутреннего трения. Предварительно нужно оптимизировать коэффициент жесткости резинового слоя  $C_{0,1}$ . Из условий компоновки на носке коленчатого вала демпфера внутреннего трения выбираются ориентировочно его габаритные размеры. Величина динамического коэффициента жесткости демпфера  $C_{0,1}$  можно определить по формулам [8, 9]:

для резинового слоя цилиндрической формы

$$C_{0,1} = \frac{4\pi G l r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, \quad (11)$$

где  $G$  – модуль упругости второго рода резинового слоя;  $r_1$  и  $r_2$  – внутренний и внешний радиусы резинового кольца;  $l$  – ширина демпфера; для резинового слоя демпфера Г-образной формы

$$C_{0,1} = \frac{C_{0,1\text{л}} C_{0,1\text{т}}}{C_{0,1\text{л}} + C_{0,1\text{т}}}, \quad (12)$$

где  $C_{0,1\text{л}}$  определяется по (11);  $C_{0,1\text{т}} = GI_p/L_t$  – коэффициенты жесткости слоя в торцевой поверхности соответственно;  $I_p$  – полярный момент инерции его;  $L_t$  – размер резинового слоя в торцевой поверхности.

Вместе с тем, как показывают расчеты, значение коэффициента жесткости резинового слоя  $C_{0,1}$  можно определить следующим образом. После расчетов по формулам (11)–(12) определяются пределы изменения  $C_{0,1}$ . Необходимо иметь в виду, что по (11) и (12) определяют статический коэффициент жесткости  $C_{\text{ст}}$ , а для определения динамического коэффициента  $C_{\text{дл}}$  необходимо умножить полученное значение  $C_{\text{ст}}$  на 2...2,5. Кроме того, при работе двигателя демпфер нагревается до температуры  $t = 50...60^\circ\text{C}$  и динамическая жесткость резинового слоя изменяется [10].

Для определения зависимости  $C_{\text{дл}}$  от температуры демпферы устанавливались на безмоторной установке и нагревались потоком теплого воздуха или охлаждались до температуры минус  $20^\circ\text{C}$ . После обработки результатов экспериментальных исследований получена следующая эмпирическая зависимость, позволяющая определить действительное значение динамического коэффициента жесткости  $C_{\text{дл}}$  (при известном статическом  $C_0$ ) резинового слоя при изменении температуры  $t$ :

$$C_{\text{дл}} = -6t^2 + (151 - 0,0024C_0)t + 1,06C_0 - 1574. \quad (14)$$

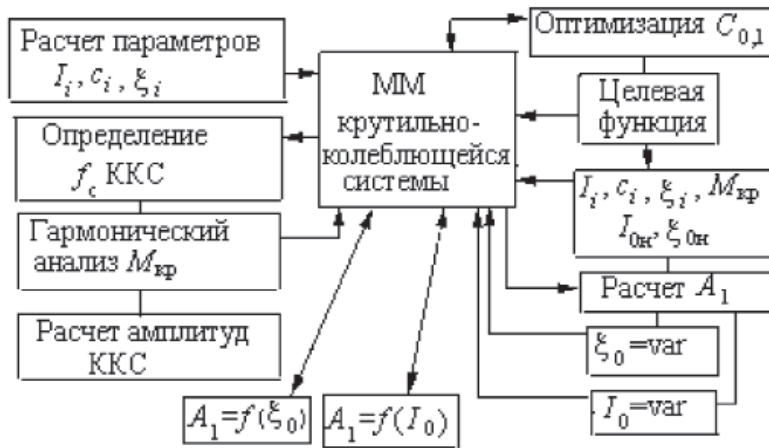


Рис. 2. Структурная схема оптимизации коэффициента демпфирования и момента инерции маховика демпфера внутреннего трения

Покажем на конкретном примере выбор резинового слоя для демпфера для коленчатого вала дизеля с воздушным охлаждением 6ЧН 10,5/12.

#### Пример расчета резинового демпфера

Дизель 6ЧН 10,5/12 с показателями: номинальная мощность  $N_e = 76$  кВт; среднее эффективное давление  $p_e = 0,68$  МПа; номинальная частота вращения коленчатого вала  $n = 2200$  мин<sup>-1</sup>; порядок работы цилиндров 1-5-3-6-2-4.

Параметры девятимассовой приведенной крутильной системы коленчатого вала дизеля 6ЧН 10,5/12 приведены в табл. 1, а результаты гармонического анализа кривой крутящего момента одного цилиндра в табл. 2.

Расчетом было установлено, что круговая частота свободных крутильных колебаний по первой форме (табл. 2) составляет  $\omega_{c1} = 1364$  с<sup>-1</sup> (частота  $f_1 = 217$  Гц), а те же параметры по второй форме колебаний –  $\omega_{c2} = 2935$  с<sup>-1</sup> ( $f_2 = 467$  Гц). Демпфирование каждой моторной массы составляет по расчету [3]  $\xi_i = 2,18$  Н×м×с.

После расчета резонансных крутильных колебаний выяснилось, что на частотах вращения 1448, 1738, 2172 и 2890 мин<sup>-1</sup> (для гармоник 9-й, 7,5-й, 6-й и 4-й) амплитуды носка (масса 1), а также касательные напряжения в узловой точке превышают допустимые (рис. 3 и 4 – кривые 1). Так, в пределах рабочих частот амплитуда крутильных колебаний носка коленчатого вала достигает  $A_1 = 13 \cdot 10^{-3}$  рад, а касательные напряжения  $\tau_{\max} = 60$  МПа.

По нашим исследованиям [1, 4, 5] на резонансных режимах уровень касательных напряжений не должен превышать 15...25 МПа. В связи с этим было принято решение об установке резинового демпфера крутильных колебаний.

Выбрав из условий компоновки габаритные размеры демпфера, по формуле (13) определим ориентировочные значения динамического коэффициента жесткости:  $C_{0,1} = 10000 \dots 40000$  Н·м. Начальное значение момента инерции маховика демпфера выбрали  $I_0 = 0,014$  кг·м<sup>2</sup>.

Таблица 1

Параметры приведенной крутильной системы дизеля коленчатого вала 6ЧН 10,5/12

Моменты инерции масс приведенной крутильной системы, кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-2</sup>								
$I_0$	$I_1$	$I_2$	$I_3$	$I_4$	$I_5$	$I_6$	$I_7$	$I_8$
1,40	0,75	5,64	3,89	5,64	5,64	3,89	5,64	69,2
Коэффициенты жесткости, Н·м·10 <sup>4</sup>								
$C_{0,1}$	$C_{1,2}$	$C_{2,3}$	$C_{3,4}$	$C_{4,5}$	$C_{5,6}$	$C_{6,7}$	$C_{7,8}$	
2,295	7,64	116	116	116	116	116	145	

Таблица 2

Гармонический анализ кривой крутящего момента одного цилиндра дизеля 6ЧН 10,5/12

Гармоника $k$	$M_{i,k}^a$ , Н·м	$\beta_{i,k}$ , град	Гармоника $k$	$M_{i,k}^a$ , Н·м	$\beta_{i,k}$ , град
0,5	139,0	249°33'	5,0	58,1	326°33'
1,0	168,94	28°15'	5,5	49,6	149°38'
1,5	143,0	196°20'	6,0	41,8	323°11'
2,0	97,65	169°41'	6,5	35,1	138°38'
2,5	118,9	180°28'	7,0	29,3	314°27'
3,0	10,4	329°41'	7,5	24,5	130°19'
3,5	91,4	177°08'	8,0	20,7	307°04'
4,0	69,6	346°55'	8,5	17,7	122°32'
4,5	67,4	162°38'	9,0	14,9	298°18'

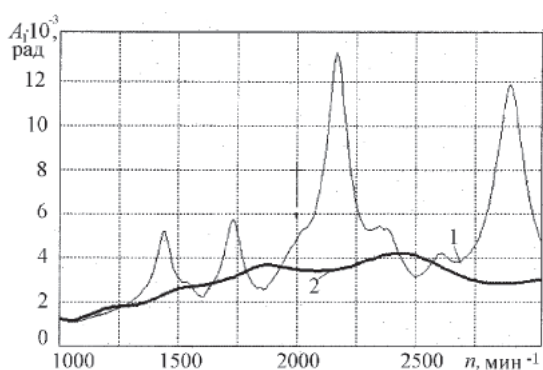


Рис. 3. Изменение амплитуд угловых колебаний первой массы приведенной системы коленчатого вала дизеля 6ЧН 10,5/12 от частоты вращения:  
1 – без демпфера; 2 – с резиновым демпфером

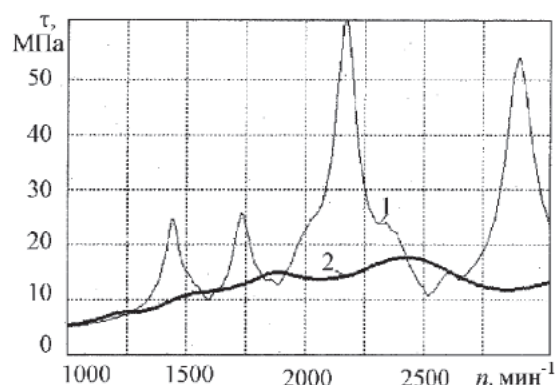


Рис. 4. Изменение касательных напряжений в узловом сечении коленчатого вала дизеля 6ЧН 10,5/12 от частоты вращения:  
1 – без демпфера; 2 – с резиновым демпфером

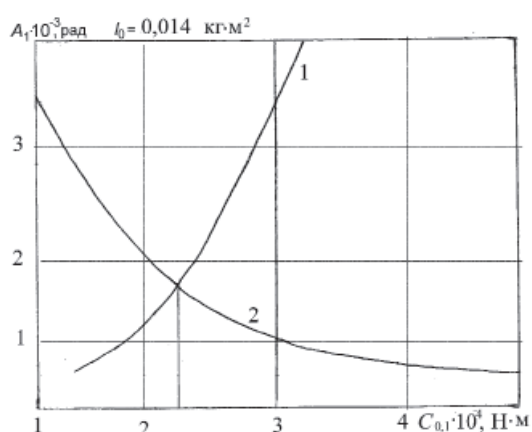


Рис. 5. Зависимость резонансных амплитуд  $A_1$  колебаний первой массы от коэффициента жесткости резинового слоя с моментом инерции маховика  $I_0 = 0,014 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ :  
1 – изменение  $A_1$  по первой форме;  
2 – то же – по второй форме

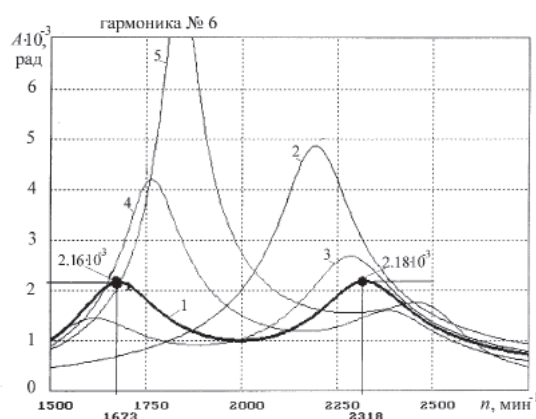


Рис. 6. Амплитуда крутильных колебаний массы 2 при изменении жесткости резинового слоя  $C_{0,1}$ , Н·м:  
1 – 22950; 2 – 10000; 3 – 20000;  
4 – 30000; 5 – 40000

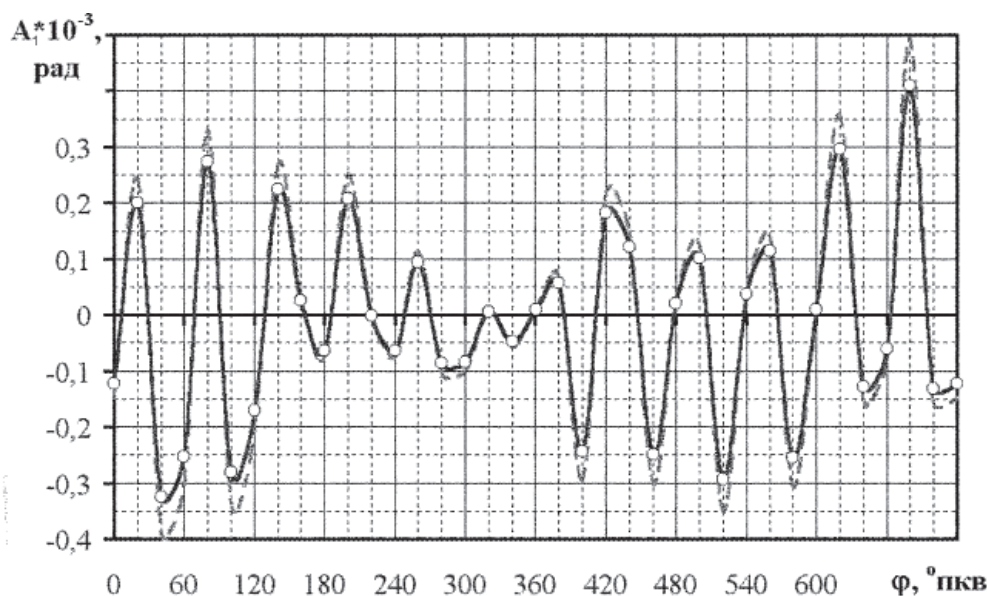


Рис. 7. Изменение амплитуды крутильных колебаний носка коленчатого вала дизеля 6ЧН 10,5/12 (Д-160) при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  по углу поворота коленчатого вала  $\varphi$ :  
 ————— — расчетные;  
 - - - - экспериментальные данные

Для приведенной крутильной системы коленчатого вала дизеля 6ЧН 10,5/12 найдем максимальную амплитуду крутильных колебаний первой массы  $A_1$  при изменении  $C_{0,1}$  от 10000 до 40000 Н·м по первой и второй формам колебаний. Результаты этих расчетов приведены на рис. 5. На основании их примем значение коэффициента жесткости резинового слоя  $C_{0,1} = 22950 \text{ Н·м} \approx 23000 \text{ Н·м}$ , (на пересечении кривых 1 и 2) поскольку при увеличении  $C_{0,1}$  амплитуда колебаний по первой форме (кривая 1) резко возрастает. Частота свободных крутильных колебаний демпфера равна  $\omega_d = 1281 \text{ с}^{-1}$ . На рис. 6 приведена амплитудно-частотная характеристика для массы 2 многомассовой крутильно-колеблющейся системы коленчатого вала дизеля 6ЧН 10,5/12 (Д-160) при изменении коэффициента жесткости резинового слоя демпфера ( $I_0 = 0,014 \text{ кг·м}^2$ ).

Значение логарифмического коэффициента затухания по результатам наших исследований [8, 10]  $\delta = 0,87$ . Отсюда легко определяется начальное значение коэффициента демпфирования в резиновом слое  $\xi_0 = 5,45 \text{ Н·м·с}$ .

Результаты расчетов амплитуды крутильных колебаний, а также касательных напряжений в узловой точке приведенной системы с выбранным резиновым демпфером приведены на рис. 3.23 и 3.24 (кривые 2), из которых следует, что для первой массы амплитуда  $A_1$  уменьшилась

в 3,17 раза, а касательные напряжения в узловой точке – в 4 раза.

На рис. 7 приведены расчетные и экспериментальные кривые амплитуд крутильных колебаний носка  $A_1$  коленчатого вала 6ЧН 10,5/12 (Д-160) по углу поворота с резиновым демпфером ( $I_0 = 0,014 \text{ кг·м}^2$ ;  $C_{0,1} = 2,3 \cdot 10^4 \text{ Н·м}$ ;  $\xi_0 = 5,5 \text{ Н·м·с}$ ) [3] на номинальной частоте вращения  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ .

#### Список литературы

1. Гоц А.Н., Дрозденко В.Ф., Доброгаев Р.П. Методика и алгоритм расчета вынужденных крутильных колебаний коленчатого вала ДВС от полного спектра крутящего момента // Двигателестроение. – 1987. – № 8. – С. 12–14.
2. Гоц А.Н., Дрозденко В.Ф. Методика и алгоритм расчета силиконового демпфера крутильных колебаний // Двигателестроение. – 1987. – № 3. – С. 11–13.
3. Гоц А.Н. Динамическая жесткость и рассеяние энергии в упругодемпфирующих материалах // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VIII Междунар. науч.-практ. семинара. Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2001. – С. 111–116.
4. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей. – 3-е изд., исп. и доп. – М.: ФОРУМ: инфра-м, 1970. – 384 с.
5. Гоц А.Н., Красулин А.Н. Определения жесткостных характеристик резинового слоя демпферов // Двигателестроение. – 1984. – № 10. – С. 42–46.
6. Гоц А.Н. Расчет демпфера крутильных колебаний с упругим поглощающим элементом // Транспорт, экология – устойчиво развитие: сб. докл. VII науч.-техн. конфер. с междунар. участием. – Болгария, Варна, техн. ун-т, 2001. – С. 93–101.
7. Гоц А.Н. Расчет резинового слоя демпферов внутреннего трения // Совершенствование мощностных,

экономических и экологических показателей ДВС: материалы VIII Междунар. науч.-практ. конференции. Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2000. – С. 116–119.

8. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов. Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 151 с.

9. Конструкция и расчёт автотракторных двигателей // М.М. Вихерт, Р.П. Доброгоаев, М.И. Ляхов и др. под ред. Ю.А. Степанова. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.

10. Gotz A.N., Frolov S.M. Modeling of external speed performance of diesel at design stage // Konmot-Autoprogres 2004. Silniki spalinoe, T.1. – Krakow: Wydawnictwo politechniki Krakowskiej. t. 1., 2004. – P. 257–262.

### References

1. Goc A.N., Drozdenko V.F., Dobrogaev R.P. Metodika i algoritm rascheta vyzhdenykh krutilykh kolebanij kolenchatogo vala DVS ot polnogo spektra krutjashhego momenta // Dvigatellestroenie. 1987. no. 8. pp. 12–14.

2. Goc A.N., Drozdenko V.F. Metodika i algoritm rascheta silikonovogo dempfera krutilykh kolebanij // Dvigatellestroenie. 1987. no. 3. pp. 11–13.

3. Goc A.N. Dinamicheskaja zhestkost i rassejanie jenerгии v uprugodemfirujushchih materialah // Sovershenstvovanie moshhnostnyh, jekonomicheskikh i jekologicheskikh pokazatelej DVS: Materialy VIII Mezhdunar. nauchn.-prakt. seminar. Vladim. gos. un-t. Vladimir, 2001. pp. 111–116.

4. Goc A.N. Kinematika i dinamika krivoshipno-shatunno-go mehanizma porshnevnyh dvigatelej. 3-e izd., isp. i dop. M.: FORUM: infra-m, 1970. 384 p.

5. Goc A.N., Krasulin A.N. Opredelenija zhestkostnyh harakteristik rezinovogo sloja demp-ferov // Dvigatellestroenie. 1984. no. 10. pp. 42–46.

6. Goc A.N. Raschet dempfera krutilykh kolebanij s uprugim pogloshhajushhim jelementom // Transport, jekologija ustojchivo razvitie: sb. dokl. VII nauchn.-tehn. konfer. s mezhdunar. uchastiem. Bolgarija, Varna, tehn. un-t, 2001. pp. 93–101.

7. Goc A.N. Raschet rezinovogo sloja dempferov vnutrennego trenija // Sovershenstvovanie moshhnostnyh, jekonomicheskikh i jekologicheskikh pokazatelej DVS: materialy VIII Mezhdunar. nauch.-prakt. konferencii. Vladim. gos. un-t. Vladimir, 2000. pp. 116–119.

8. Maslov G.S. Raschety kolebanij valov. Spravochnik. M.: Mashinostroenie, 1980. 151 p.

9. Konstrukcija i raschjot avtotraktornyh dvigatelej // М.М. Вихерт, Р.П. Доброгоаев, М.И. Ляхов и др. под ред. Ю.А. Степанова. М.: Машиностроение, 1964. 552 p.

10. Gotz A.N., Frolov S.M. Modeling of external speed performance of diesel at design stage // Konmot-Autoprogres 2004. Silniki spalinoe, T.1. Krakow: Wydawnictwo politechniki Krakowskiej. t. 1., 2004. pp. 257–262.

### Рецензенты:

Кобзев А.А., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой, ФГБОУ «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», г. Владимир;

Кульчицкий А.Р., д.т.н., профессор, главный специалист ООО «Завод инновационных продуктов» КТЗ, г. Владимир.