

РАСЧЕТ ГАСИТЕЛЕЙ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В.Ф. Дрозденко, к.т.н.
ОАО НИКТИД

Представлены методические подходы и алгоритмы расчетов гасителей крутильных колебаний коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания. Приведены результаты расчета гасителей крутильных колебаний автомобильного двигателя ЗМЗ 405.10 с резиновым и жидкостным силиконовым демпфером.

Эффективным способом гашения и снижения амплитуд крутильных колебаний коленчатого вала является применение демпфера жидкостного трения (силиконового) или демпфера внутреннего трения (резинового). При этом необходимо обеспечить условия, при которых на всех режимах работы двигателя касательные напряжения в узловом сечении коленчатого вала не превышали бы допустимых значений.

Ниже приводятся общие методические подходы к расчету демпферов жидкостного и внутреннего трения, а также результаты расчета демпфера крутильных колебаний коленчатого вала автомобильного двигателя ЗМЗ 405.10. Основные технические данные двигателя: 4-цилиндровый, рядный, бензиновый номинальной мощностью 143,4 кВт при частоте вращения коленчатого вала 4500 об/мин с диаметром цилиндра 92 мм и ходом поршня 94 мм.

Вынужденные колебания приведенной шести-массовой системы крутильных колебаний коленчатого вала двигателя ЗМЗ 405.10 (первая масса включает массы механизма газораспределения и масляного насоса, со второй по пятую — моторные массы, шестая масса — момент инерции маховика коленчатого вала с муфтой сцепления) в общем виде описываются следующей системой дифференциальных уравнений [1]:

$$J_j \ddot{\varphi}_j - b_{j-1} (\dot{\varphi}_{j-1} - \dot{\varphi}_j) + b_j (\dot{\varphi}_j - \dot{\varphi}_{j+1}) + \xi_j \dot{\varphi}_j - C_{j-1} (\varphi_{j-1} - \varphi_j) + C_j (\varphi_j - \varphi_{j+1}) = M_j, \quad (1)$$

где φ_j — угловые перемещения масс j ($j = 1, \dots, n$), рад; b_j — коэффициент демпфирования на участке между массами j и $j + 1$, Н·м·с; C_j — коэффициент жесткости коленчатого вала между массами j и $j + 1$, Н·м·рад⁻¹; ξ_j — коэффициент демпфирования массы j (моторной массы),

Н·м·с; M_j — вынуждающий момент, действующий на массу j , Н·м.

В случае прекращения подачи топлива в какой-либо цилиндр двигателя (отключение цилиндра) приравняются к нулю вынуждающий момент и коэффициент демпфирования.

При установке на носок коленчатого вала демпфера первое уравнение системы (1) принимает вид:

для жидкостного демпфера:

$$J_d \ddot{\varphi}_d + \xi_d (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_1) = 0;$$

для демпфера внутреннего трения:

$$J_d \ddot{\varphi}_d + \xi_d (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_1) + c_d (\varphi_d - \varphi_1) = 0,$$

где J_d — момент инерции маховика демпфера, кг·м²; ξ_d — коэффициент демпфирования демпфера, Н·м·с; c_d — коэффициент жесткости упругого элемента демпфера, Н·м; φ_d — угловые перемещения маховика демпфера, рад.

После расчета вынуждающих моментов M_j , действующих на моторные массы, система дифференциальных уравнений (1) представляется в матричном виде, решение которой легко реализуется ПЭВМ [1].

На рис. 1 (кривая 1) представлены результаты расчета вынужденных колебаний коленчатого вала двигателя ЗМЗ 405.10 без демпфера от действия 12 гармоник вынуждающего момента. Из расчетов следует, что резонансные частоты вращения коленчатого вала равны 3800 и 5700 об/мин, им соответствуют углы закрутки носка коленчатого вала — 0,0065 и 0,0113 рад. При этом касательные напряжения τ в узловом сечении вала соответствуют 28,2 и 50,1 МПа, что превышает предельно допустимые значения, равные 22–25 МПа и указывает на необходимость применения демпфера.

При расчете вынужденных колебаний в приведенной многомассовой крутильной системе коленчатого вала с жидкостным демпфером для заданного момента инерции маховика демпфера требуется определить оптимальный коэффициент демпфирования, при котором амплитуды угловых колебаний масс крутильной системы будут минимальны. Оптимальный коэффициент демпфирования можно определить при расчете вынужденных колебаний в приведенной многомассовой

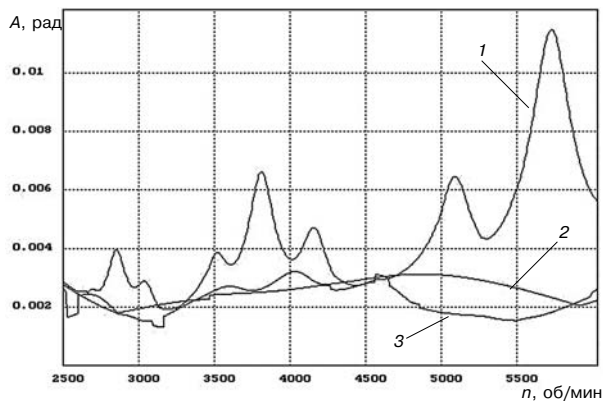


Рис. 1. Изменение амплитуды A угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя ЗМЗ 405.10 от частоты вращения:

1 — двигатель без демпфера; 2 — двигатель с силиконовым демпфером $J_d = 0,0233 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $\xi_{\text{опт}} = 39 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$; 3 — двигатель с резиновым демпфером $J_d = 0,01 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $c_d = 39980 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\xi_d = 3,71 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$

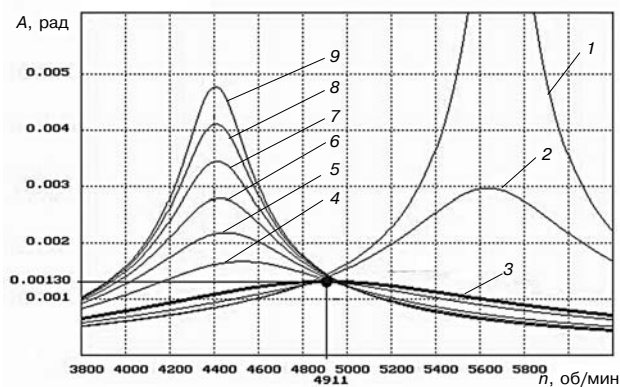


Рис. 2. Амплитуды A угловых колебаний носка коленчатого вала для 4-й основной гармоники при использовании жидкостного демпфера ($J_d = 0,0233 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$):

1 — $\xi_d = 0$; 2 — $\xi_d = 8 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$; 3 — $\xi_d = 39 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$; 4 — $\xi_d = 80 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$; 5 — $\xi_d = 48 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$; 6 — $\xi_d = 168 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$; 7 — $\xi_d = 224 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$; 8 — $\xi_d = 288 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$; 9 — $\xi_d = 360 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$

крутильной системе с жидкостным демпфером и вынуждающем моменте, действующем на моторные массы от одной основной гармоники. На рис. 2 представлена зависимость изменения угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя ЗМЗ-405.10 для 4-й гармоники вынуждающего момента от частоты вращения при различных значениях коэффициента демпфирования. Из приведенных данных следует, что для демпфера с моментом инерции маховика $J_d = 0,0233 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ оптимальный коэффициент демпфирования $\xi_d = 39 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$. На рис. 3 представлена зависимость резонансных угловых амплитуд колебаний носка коленчатого вала от величины момента инерции маховика демпфера при оптимальных значениях его коэффициента демпфирования, по которой можно оценивать степень гашения крутильных колебаний коленчатого вала жидкостным демпфером.

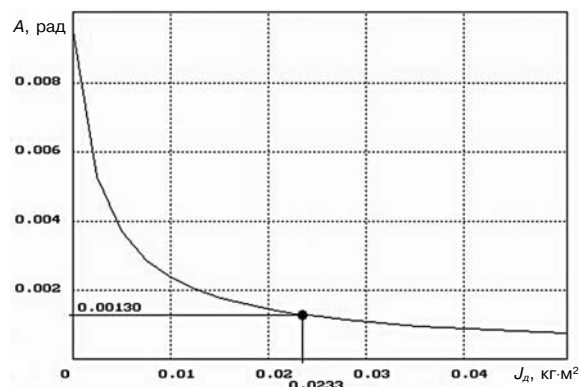


Рис. 3. Изменение резонансных амплитуд A для 4-й основной гармоники угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя при оптимальных коэффициентах демпфирования

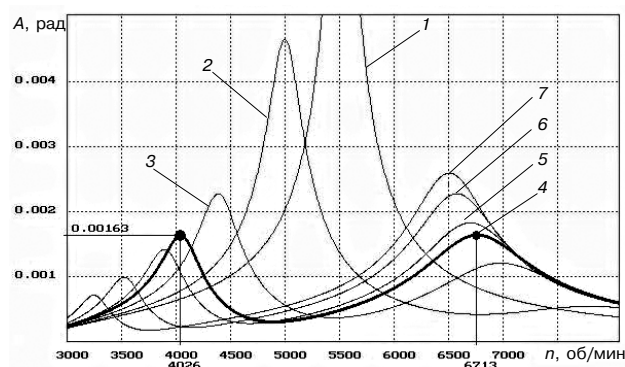


Рис. 4. Амплитуды колебаний A носка коленчатого вала для 4-й основной гармоники при различных значениях момента инерции маховика резинового демпфера J_d ($c_d = 39980 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\xi_d = 3,71 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$):

1 — $J_d = 0,002 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 2 — $J_d = 0,005 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 3 — $J_d = 0,008 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 4 — $J_d = 0,01 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 5 — $J_d = 0,011 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 6 — $J_d = 0,014 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 7 — $J_d = 0,017 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

При расчете вынужденных колебаний в приведенной многомассовой крутильной системе коленчатого вала с демпфером внутреннего трения (резиновым демпфером) необходимо определить оптимальное значение момента инерции маховика демпфера, то есть значение момента инерции маховика, при котором амплитуды угловых колебаний масс крутильной системы будут минимальны. При этом значения коэффициентов жесткости и демпфирования упругого элемента должны быть заданы. Оптимальный момент инерции маховика демпфера можно определить при расчете вынужденных колебаний в приведенной многомассовой крутильной системе с демпфером внутреннего трения и вынуждающем моменте, действующем на моторные массы от одной основной гармоники. На рис. 4 представлена зависимость изменения угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя ЗМЗ-405.10 для 4-й гармоники вынуждающего момента от частоты его вращения при различных значениях момента

инерции маховика демпфера. Для заданных значений коэффициента жесткости и демпфирования упругого элемента, определенных экспериментально, $c_d = 39\ 980$ Н·м, $\xi_d = 3,71$ Н·м·с, оптимальный момент инерции маховика демпфера $J_d = 0,01$ кг·м².

По результатам выполненных расчетов и условий компоновки демпферов на двигателе были выбраны оптимальные значения моментов инерции маховика демпфера: для силиконового демпфера $J_d = 0,0233$ кг·м², при этом $\xi_d = 39$ Н·м·с; $\tau = 13,5$ МПа; для резинового демпфера $J_d = 0,01$ кг·м², при этом $c_d = 39\ 980$ Н·м, $\xi_d = 3,71$ Н·м·с; $\tau = 13,2$ МПа.



Рис. 5. Схема жидкостного демпфера:
1 — маховик; 2 — корпус

Момент трения демпфера в крутильной системе коленчатого вала двигателя равен

$$M_T' = \xi_d \omega_c (A_1 - A_d), \quad (2)$$

где ω_c — собственная угловая частота колебаний крутильной системы.

С другой стороны момент трения в демпфере $M_{тр}''$ складывается из моментов, возникающих на цилиндрической $M_{т.ц}$ и торцевых (их две) $M_{т.т}$ поверхностях демпфера

$$M_{тр}'' = M_{т.ц} + 2M_{т.т}. \quad (3)$$

Момент трения $M_{т.ц}$ на цилиндрической поверхности маховика, при установке его на подшипник скольжения по внутреннему диаметру, равен

$$M_{т.ц} = \frac{2\pi D l R_n^2 \eta_t}{\sqrt{1 - \psi D - \Phi D^2 + H D^3}}, \quad (4)$$

где $D = [\omega_c(A_1 - A_d)R_n]/h_p$ — скорость сдвига; $\psi = 0,1864 \cdot 10^{-2}(1 - 0,187\eta_t)$; $\Phi = 0,4871 \cdot 10^{-5}(1 + 0,0145\eta_t)$; $H = 0,3393 \cdot 10^{-8}$; R_n — наружный радиус маховика демпфера; l — ширина маховика демпфера; η_t — динамическая вязкость силиконовой жидкости при температуре t °С.

Момент трения на каждой торцевой поверхности

$$M_{т.т} = 2\pi D_0 \eta_t \int_{R_b}^{R_n} \frac{R^3 dR}{\sqrt{1 - \Psi D_0 R - \Phi D_0^2 R^2 + H D_0^3 R^3}}, \quad (5)$$

где $D_0 = [\omega_c(A_1 - A_d)]/h_t$; R_b — внутренний радиус маховика демпфера.

Формулы (4) и (5) получены с учетом зависимости вязкости силиконовой жидкости от скорости сдвига, полученной по данным экспериментальных исследований [2].

Расчет величин η , h_p , h_t при значении момента инерции маховика J_d , соответствующего оптимальному коэффициенту демпфирования ξ_d , проводится из условия равенства моментов трения, определенных по зависимостям (2) и (3)

$$M_{тр}' = M_{тр}''.$$

На рис. 6 для демпфера двигателя ЗМЗ405.10 представлена расчетная зависимость вязкости силиконовой жидкости типа ПМС от величины радиального и торцевых зазоров $h_p = h_t$. По результатам расчетных исследований для этого демпфера ($J_d = 0,0233$ кг·м²) были приняты следующие конструктивные параметры, соответствующие его оптимальному моменту трения:

- вязкость силиконовой жидкости $\eta = 250$ Па·с (ПМС-250 000);
- радиальный и торцевые зазоры между корпусом и маховиком демпфера $h_p = h_t = 0,35$ мм.

Резиновые демпферы крутильных колебаний достаточно эффективны. Однако при современных методах вулканизации резины трудно получить идентичные их свойства по коэффициенту жесткости упругого элемента во всех демпферах.

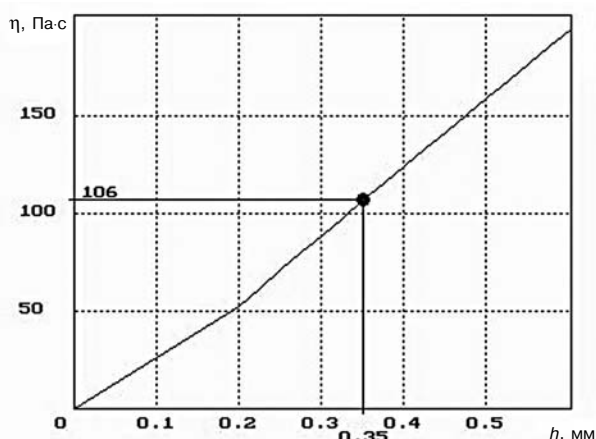


Рис. 6. Зависимость динамической вязкости η силиконовой жидкости типа ПМС-250 000 от радиального h_p и торцевых h_t зазоров ($h_p = h_t$):

$t, ^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$\eta, \text{Па}\cdot\text{с}$	280	199	156	130	111	98	87	79	72	67	62

Кроме того, коэффициент жесткости упругого элемента резинового демпфера изменяется с течением времени, а также зависит от действия температуры и света.

Силиконовые демпферы обладают более стабильными свойствами по сравнению с резиновыми. В качестве демпфирующего элемента в них используется полиметилсилоксановая (силиконовая) жидкость, вязкость которой мало зависит от температуры и не изменяется с течением времени.

Для расчета на ПЭВМ жидкостного (силиконового) демпфера и демпфера внутреннего

трения (резинового) в ОАО НИКТИД разработан комплекс программ.

Литература

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. 12–15.
2. Доброгаев Р.П., Гоц А.Н., Дрозденко В.Ф. Регрессионный анализ силиконовых жидкостей типа ПМС // Тракторы и сельхозмашины. — 1986. — № 6. — С. 22–25.

ЮБИЛЕЙ!



Виктору Валентиновичу Эфросу 80 лет

*27 июня 2010 г. исполняется восемьдесят лет
Виктору Валентиновичу Эфросу,
академику Академии инженерных наук и транспорта РФ,
заслуженному деятелю науки и техники РФ,
лауреату Государственной премии СССР,
доктору технических наук, профессору ВлГУ*

Виктор Валентинович Эфрос после окончания в 1954 г. МВТУ им. Н.Э.Баумана начал работать на Владимирском тракторном заводе, где при его непосредственном участии сначала как исследователя, а в дальнейшем (1966–1983 гг.) как главного и генерального конструктора был разработан ряд прогрессивных двигателей и тракторов. За создание семейства дизелей с воздушным охлаждением и организацию их массового производства В.В. Эфросу в 1979 г. присуждена Государственная премия СССР. По результатам проведенных на заводе исследований в 1964 г. Виктор Валентинович защитил кандидатскую, а в 1979 г. докторскую диссертации.

В период с 1983 по 1986 г. В.В. Эфрос работал директором научно-исследовательского и конструкторско-технологического института тракторных и комбайновых двигателей и обеспечил уверенное развитие научно-экспериментальной базы института, преобразованного в отраслевой научно-технический центр. В 1985 г. Виктору Валентиновичу присвоено звание профессора.

В 1986 г. В.В. Эфрос возглавил кафедру «Двигатели внутреннего сгорания» Владимирского государственного университета. При его активном участии разработаны новые учебные планы подготовки специалистов, сформированы новые научные направления и создана школа подготовки кадров высшей квалификации. С 2007 г. Виктор Валентинович работает профессором кафедры ДВС ВлГУ.

Под научным руководством В.В. Эфроса защищено 26 кандидатских и докторских диссертаций. Им опубликовано 300 научных работ, получено более 50 авторских свидетельств и патентов на изобретения. Он избран действительным членом Академии инженерных наук и транспорта России. В 1991 г. ему присуждено звание заслуженного деятеля науки и техники РФ, в 2000 г. — почетного машиностроителя РФ. Его деятельность отмечена орденами и медалями СССР и РФ, медалями ВДНХ СССР и множеством отраслевых наград.

Высокий общепризнанный авторитет В.В. Эфроса как в университете, так и в коллективах других предприятий и организаций страны является результатом его продуктивной научной, педагогической и инженерной деятельности, принципиальности, доброжелательности, высокой культуры, активной поддержки творческих начинаний.

Коллектив автотранспортного факультета, кафедры «Тепловые двигатели и энергетические установки» Владимирского государственного университета и редакция журнала «Двигателестроение» сердечно поздравляют Виктора Валентиновича с юбилеем и желают ему здоровья, благополучия и творческих успехов