

Анализ колебательной системы силоизмерительного узла поршневого трибометра

10, октябрь 2011

авторы: Путинцев С. В., Аникин С. А., Чирский С. П.

УДК 621.43

МГТУ им. Н.Э. Баумана

putintsev50@yandex.ru

anikin@tvcom.ru

baragund@yandex.ru

В ранее опубликованных работах, посвященных моделированию трения и механических потерь на поршневом трибометре [1-5], указывалось на нерешенность проблемы фазового сдвига нулевой точки при регистрации силы трения поршня методом упруго подвешенной полосы. Для решения необходимо выполнить анализ колебательной системы «измерительная полоса – упругий элемент датчика». Поскольку полоса является единой деталью и совершает одноосные колебания под действием искомой вынуждающей силы трения, система может быть представлена хорошо известной (не нуждающейся в дополнительной иллюстрации) одномассовой колебательной системой, работающей в условиях вязкого сопротивления.

Движение (смещение) полосы вдоль стенки цилиндра по оси x описывается известным уравнением движения материальной точки:

$$mx'' = G + R + F_1 + F_2 + F_3, \quad (1)$$

где G - сила тяжести полосы; R - сила упругости датчика (восстанавливающая сила); F_1 - сила трения поршня о полосу (вынуждающая сила); F_2 - сила трения полосы и цилиндр; F_3 - сила трения полосы об уплотнительный элемент (втулку).

В теоретической механике рассматривается аналогичное уравнение колебаний точки:

$$mx'' + bx' + kx = f(t), \quad (2)$$

где mx'' – сила инерции полосы (произведение массы полосы m на ускорение полосы x''); bx' – сила сопротивления; kx – восстанавливающая сила; $f(t)$ – вынуждающая сила (сила трения поршня о полосу).

Для случая измерительного узла поршневого трибометра уравнение вынужденных колебаний полосы (2) с учетом (1) может быть представлено как

$$mx'' + cx' = mg + \text{sign}(v - x')(f_1 N + f_2 F_k) + \text{sign}(x')(F_2 + F_3), \quad (3)$$

где v – скорость поршня; f_1, f_2 – коэффициенты трения поршня и поршневого кольца соответственно; N – боковая сила поршня; F_k – сила упругости поршневых колец.

Уравнение (3) аналитически не решается, поэтому нужно принятие ряда упрощающих допущений:

1) Поскольку скорость поршня v намного больше скорости полосы x' , то можно положить

$$\text{sign}(v - x') = \text{sign} v.$$

2) $\text{sign}(x')$ можно не учитывать, приняв существование вязкого трения в сопряжениях «полоса-паз» и «полоса-втулка». При вязком трении сила трения не зависит от нагрузки, но k -пропорциональна скорости, поэтому:

$$F_2 + F_3 = -kx'.$$

Тогда после преобразований получим обыкновенное уравнение вынужденных колебаний с вязким сопротивлением c :

$$mx'' + kx' + cx = mg + \text{sign}(v)(f_1 N + f_2 F_k)$$

или, после деления левой и правой частей на массу m

$$x'' + \frac{k}{m}x' + \frac{c}{m}x = g + \text{sign}(v)\left(\frac{f_1}{m}N + \frac{f_2}{m}F_k\right). \quad (4)$$

Обозначим:

$2n = \frac{k}{m}$; $p^2 = \frac{c}{m}$; $\tilde{N} = \text{sign}(v)\left(\frac{f_1}{m}N\right)$; $\tilde{F} = \text{sign}(v)\left(\frac{f_2}{m}F_k\right)$, тогда из (4) получим

$$x'' + 2nx' + p^2x = g + \tilde{N} + \tilde{F}. \quad (5)$$

Как показывает анализ правой части уравнения (5), первое слагаемое представляет собой константу, второе – разновидность функции синуса, третье – степенчатую функцию.

Для решения и анализа уравнения (5) функции $\tilde{N}$ и $\tilde{F}$ необходимо разложить в ряды Фурье, используя общеизвестные выражения динамики кривошипно-

шатунного механизма. После выполнения разложения, отбрасывания малозначимых членов и упрощения выражений, получили искомое решение. После соответствующих преобразований это решение примет вид:

$$x(\alpha) = \frac{g}{p^2} + \frac{a\sqrt{2}}{3\sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}} \sin(\alpha + \varphi) - \frac{a\sqrt{2}}{5\sqrt{(p^2 - 9\omega^2)^2 + 36n^2\omega^2}} \cos(3\alpha + \psi), \quad (6)$$

где α и ω - угол поворота и угловая скорость кривошипа коленчатого вала трибометра соответственно.

Здесь

$$a = \frac{2f_l M \lambda r \omega^2}{m\pi}; \quad \varphi = \arctg \frac{p^2 - \omega^2 - 2n\omega}{p^2 - \omega^2 + 2n\omega}; \quad \psi = \arctg \frac{p^2 - 9\omega^2 - 6n\omega}{p^2 - 9\omega^2 + 6n\omega},$$

где M – масса поршня; r - радиус кривошипа; λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

3) Общий анализ решения (6) уравнения движения полосы (5).

Первое слагаемое дает смещение центра колебаний и оно, в общем, может быть исключено путем коррекции нулевого значения датчика.

Остальная часть решения – сумма двух синусоид. При этом параметры, входящие в формулы можно разделить на две группы.

Первая группа – масса поршня M , коэффициент трения в сопряжении «поршень- полоса» f_l , радиус кривошипа r и параметр λ влияют только на амплитуду колебаний.

Вторая группа – члены p^2 , n и ω , которые влияют как на амплитуду, так и на углы φ и ψ .

Построим и рассмотрим графики перемещения полосы при конкретных значениях параметров.

Пусть $M=0,1$ кг, $m=0,01$ кг, $f_l=0,1$; $\lambda=0,3$; $r = 0,04$ м.

Поскольку максимальная скорость поршня около 10 м/с и сила трения полосы о канавку и втулку должна составлять 10–20 Н, то получаем $n=1$.

Попробуем оценить жесткость датчика (тензокольца). Приложим нагрузку в 20 Н и пусть при этом полоса сдвигается на 2 мм. Тогда $20 = c \cdot 0,002$ или $c = 10^4$, т.е.

$$p^2 = 10^4 / 0,01 = 10^6.$$

Угловую скорость вращения вала будем варьировать в пределах от 40 до 200 рад/с.

При таких значениях параметров имеем:

$$\frac{g}{p^2} = \frac{10}{10^6} = 10^{-5};$$

$$a = \frac{2f_1 M \lambda r \omega^2}{m \pi} = \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 0,1 \cdot 0,3 \cdot 0,4}{0,01 \cdot 3,14} \omega^2 \approx 0,06 \omega^2;$$

$$\varphi = \arctg \frac{p^2 - \omega^2 - 2n\omega}{p^2 - \omega^2 + 2n\omega} = \arctg \frac{10^6 - 1600 - 80}{10^6 - 1600 + 80} \approx 45^\circ; \psi = \arctg \frac{p^2 - 9\omega^2 - 6n\omega}{p^2 - 9\omega^2 + 6n\omega} \approx 45^\circ.$$

После чего уравнение (6) может быть представлено в виде

$$x(\alpha) = 10^{-5} (1 + 5 \sin(\alpha + 45^\circ) - 3 \cos(3\alpha + 45^\circ)). \quad (7)$$

Из полученных значений видно, что жесткость датчика недостаточно велика, и коэффициент вязкого сопротивления n не оказывает никакого влияния на характер движения полосы. Значение угловой скорости ω изменяет только амплитуду колебаний полосы.

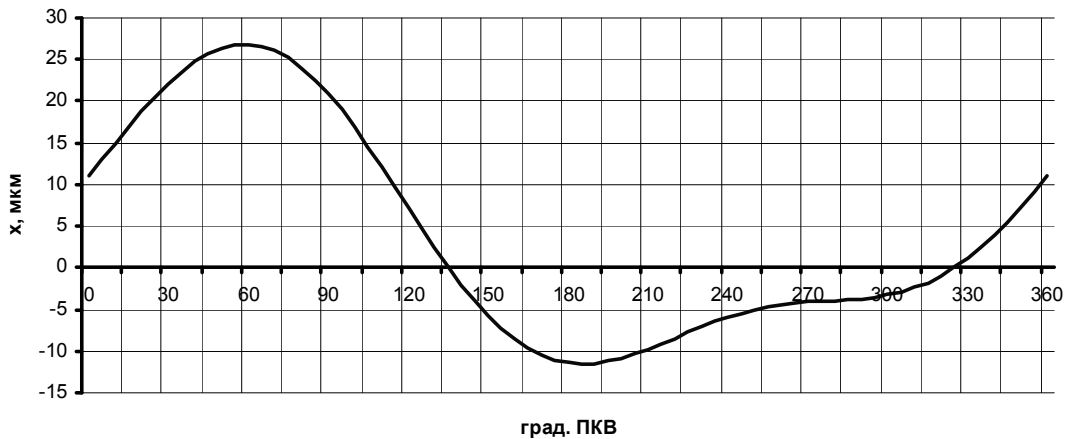


Рис. 1. Результат приближенного решения уравнения вынужденных колебаний полосы трибометра (силы трения поршня) на частоте вращения коленчатого вала $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

Приведенный на рис. 1 графический пример перемещения измерительной полосы трибометра, полученный на основе выражения (7), показывает, что расчетные данные достоверно отражают процесс трения, в целом совпадая с

экспериментальными результатами (рис. 2). Угловой фазовый сдвиг по результатам расчета составил около 42° (в эксперименте около 38°).

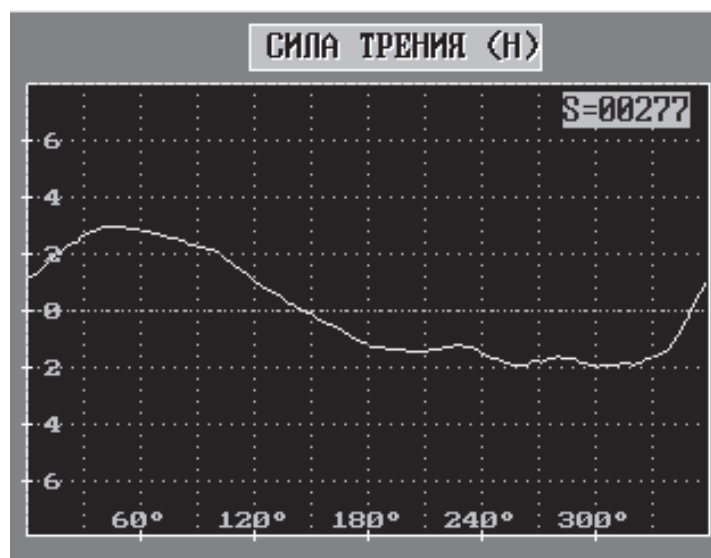


Рис. 2. Копия отображения монитора поршневого трибометра с результатом экспериментального измерения силы трения поршня на частоте вращения коленчатого вала $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

Анализ показал, что одним из путей решения проблемы фазового сдвига может быть увеличение жесткости упругой связи, например, путем перехода от тензометрических преобразователей к пьезоэлектрическим.

Литература

1. Пат. РФ №1712808 МКИЗ G 01 M 15/00. Устройство для измерения силы трения в цилиндропоршневой группе поршневых машин / С.В. Путинцев // Изобретения. - 1992. - № 6. - С. 169.
2. Putintsev S., Anikin S. Measurement of Local Frictional Forces in Actual Operating Piston Machines // Tribology-Solving Friction and Wear Problems: 10th Int. Colloquium. -Ostfildern, 1996. - Vol. 3. - P. 2131-2138.
3. Поршневой трибометр для сравнительной оценки антифрикционных и противоизносных свойств смазочных материалов / С.В. Путинцев, А.С. Шаповалов, С.А. Аникин и др. // Трение и износ.-1998.-Т.19, №2.-С. 218-223.
4. Чирский С.П. Проблемы воспроизводимости и подобию при испытаниях на трение материалов для ДВС // Студенческий научный вестник. Сборник тезисов

докладов общеуниверситетская научно-техническая конференция «Студенческая научная весна-2009». 23 марта – 30 апреля 2009 г., МГТУ им. Н.Э. Баумана / Под ред. К.Е. Демихова. М.: НТА «АПФН», 2009. (Сер. Профессионал). Т. 8. Часть 1 С. 122-123.

5. Путинцев С.В., Чирский С.П. Поршневой трибометр для моделирования процессов трения и изнашивания в ДВС: Сб. научн. трудов междунар. конф. Двигатель -2010, посв. 180-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана//Под ред. Н.А. Иващенко, В.А. Вагнера, Л.В. Грехова-М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2010.-С. 97-99.