

ВИБРОДИАГНОСТИКА ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ МЕТОДОМ ИДЕНТИФИКАЦИИ УПРУГО-ДИССИПАТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Канд. техн. наук, доц. А.А. КОЗЯВИН, канд. техн. наук, доц. Б.В. ЛУПНИКОВ, студ. А.С. ЯЦУН

Рассмотрен способ диагностики поршневых колец двигателей внутреннего сгорания. Поршневые кольца относятся к одной из важных частей автомобиля, их диагностика в настоящее время затруднительна. Описано специально разработанное вибрационное динамическое устройство, позволяющее проводить диагностику, анализируя упруго-диссипативные свойства методом обработки затухающих колебаний кольца, закрепленного в устройстве.

This paper presents the method of diagnostic properties of car engine rings. These rings are one of the most important parts in engines of cars. Original vibration dynamic device for investigation of visco-elastic coefficients is described. Special complex system, including hardware and software parts, can easily find properties of rings and give a result about their quality.

Поршневые кольца относятся к наиболее важным деталям двигателя автомобиля. От их состояния напрямую зависит динамика, расход масла и топлива, пусковые свойства двигателя, токсичность выхлопных газов и многие другие эксплуатационные показатели [1]. На поршневые кольца в автомобильном двигателе возложены три основные задачи: 1) газовое уплотнение камеры сгорания, т. е. сведение к минимуму проникновения газов из цилиндра в картер и обратно; 2) отвод теплоты от нагретого горячими газами поршня в более холодную стенку цилиндра, которая охлаждается жидкостью или потоком воздуха (плохая теплопередача ведет к перегреву поршня, задирам, прогарам и заклиниванию его в цилиндре); 3) управление смазыванием сопрягаемых деталей кольца является посредником между поршнем и цилиндром: они должны исключить или по крайней мере, сильно ограничить поступление масла из картера в камеру сгорания.

Все эти функции выполняет комплект из трех поршневых колец: верхнего компрессионного, среднего компрессионно-маслосъемного и нижнего маслосъемного. Важно, чтобы кольца полноценно работали при любом скоростном и нагрузочном режиме двигателя, в условиях переменных сил давления и трения, больших тепловых потоков, при действии агрессивных химических соединений. Отрицательное влияние на работу двигателя может оказать коробление поршневых колец, которое обычно возникает вследствие внутренних напряжений или неосторожного обращения с кольцами. Качество поршневых колец в значительной степени зависит от плотности прилегания их рабочей поверхности к стенке гильзы, которая целиком определяется упругими свойствами колец.

Конструкция поршневых колец. Верхнее компрессионное кольцо работает при полусухом трении и подвергается максимальному коррозионному износу и большим температурным нагрузкам. Поэтому рабочую поверхность поршневых компрессионных колец, как правило, хромируют. Для стандартных колец прямоугольного сечения предусматривается внутренний односторонний скос. Удельное давление кольца на стенки цилиндра обеспечивается упругими свойствами кольца и у различных двигателей имеет широкий диапазон от 5—29 МПа.

По мере увеличения диаметра колец удельное давление уменьшается. Изменение упругости при одном и том же диаметре достигается, в основном, за счет изменения радиальной

толщины колец. Поршневые кольца должны быть гладкими, свободными от усадочных трещин, пор, раковин, рыхлостей и т.д., влияющих на упругие свойства кольца.

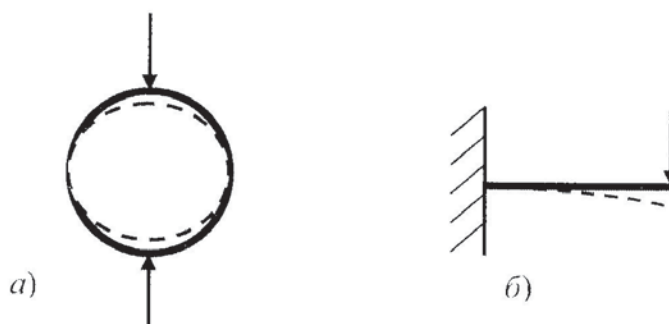


Рис. 1. Виды деформаций поршневых колец

Таким образом, важнейшим свойством поршневых колец является их упругость, связанная с радиальной (рис.1, *а*) и осевой деформациями (рис.2, *б*) [2]. Поэтому важно обеспечить контроль качества колец объективными методами, учитывающими динамический характер деформирования кольца.

Нами рассматривается метод определения упругих свойств кольца на основе анализа свободных колебаний эталонного груза, установленного на кольце.

Методика определения упруго-диссипативных свойств поршневых колец. Далее предлагается методика определения упруго-диссипативных свойств компрессорных поршневых колец прямоугольного сечения. Общий вид такого кольца приведен на рис. 2.

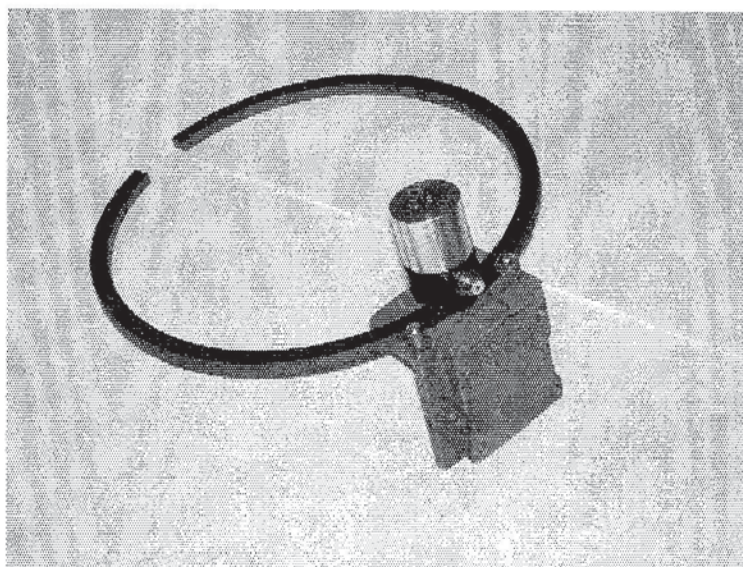


Рис. 2. Общий вид поршневого кольца прямоугольного сечения с установленной эталонной массой

Рассматриваемый метод основан на идее измерения свободных затухающих колебаний эталонного груза, установленного на исследуемом кольце.

Для измерения применялось оригинальное устройство вибрационного типа, схема которого представлена на рис. 3 и 4.

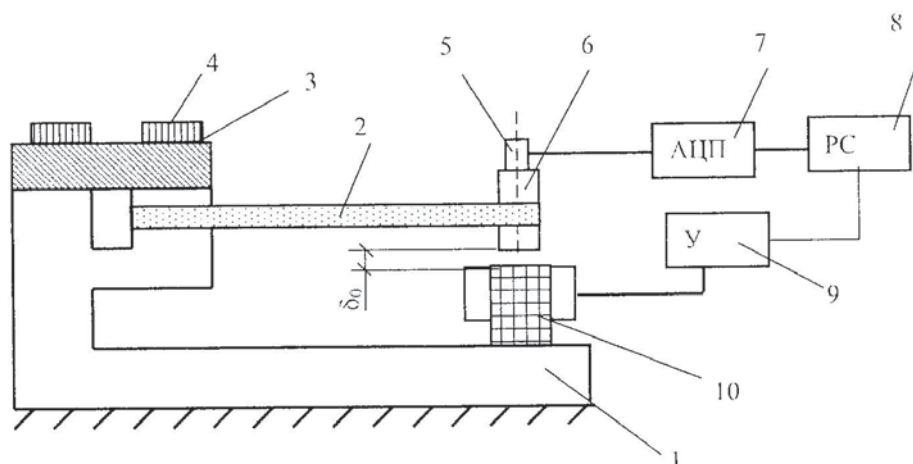


Рис. 3. Схема установки для определения упруго-вязких свойств поршневых колец: 1 — основание; 2 — поршневое кольцо; 3 — прижимная пластина; 4 — прижимные винты; 5 — акселерометр; 6 — кронштейн; 7 — аналого-цифровой преобразователь; 8 — компьютер; 9 — усилитель; 10 — электромагнит; δ_0 — регулируемый воздушный зазор, задающий начальную поперечную деформацию кольца

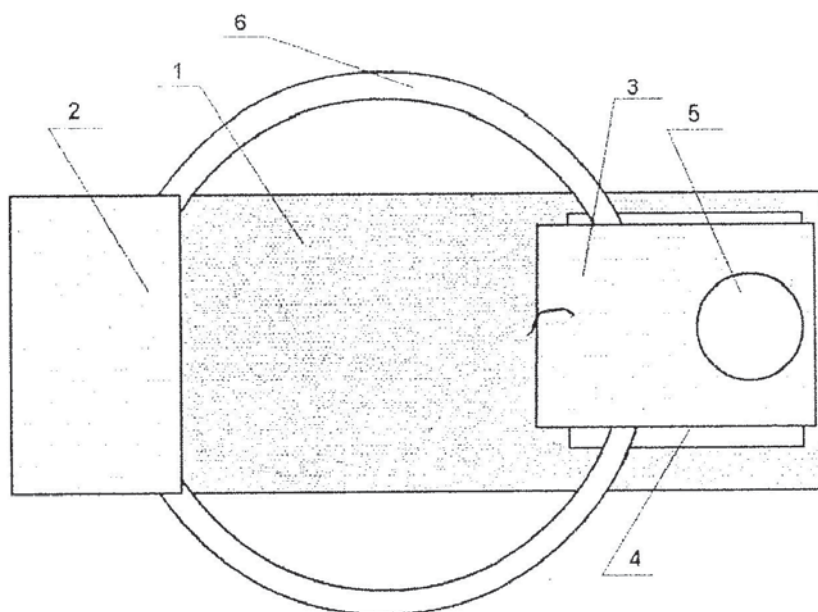


Рис. 4. Схема установки для определения упруго-вязких свойств поршневых колец (вид сверху): 1 — основание (рама) устройства; 2 — место закрепления поршневого кольца к основанию; 3 — якорь электромагнита; 4 — электромагнит; 5 — пьезоэлектрический датчик; 6 — поршневое кольцо двигателя

На основании 1 размещено устройство для закрепления исследуемых поршневых колец 2, состоящее из прижимной пластины 3 и винтов 4. На свободном конце поршневого кольца установлен кронштейн 6, выполняющий роль эталонной массы, с закрепленным на нем пьезоэлектрическим акселерометром 5. Под кронштейном установлен и пусковой электромагнит 10, управляемый с помощью компьютера 8 через усилитель 9. Сигналы с датчика ускорения 5 поступают на входные линии универсальной платы 7 сбора и обработки данных L-Card E14-140. Данная карта сбора данных содержит встроенные аналого-цифровые и цифро-аналоговые преобразователи, имеет возможность оперативной стыковки

с персональным компьютером посредством стандартного порта USB 1.1. Для управления спусковым электромагнитом 5 используется цифро-аналоговый преобразователь системы L-Card E14-140. Регистрация и запись поступающего сигнала, а также формирование управляющих импульсов осуществляются программными средствами, созданными в интегрированной среде разработки приложений Borland C Builder.

Для правильного функционирования прибора необходимо обеспечить жесткое закрепление кольца на раме и гарантированный необходимый зазор в 3—5 мм между электромагнитом и якорем электромагнита, жестко закрепленным на поршневом кольце. Объектом исследования стенда является поршневое кольцо двигателя, предметом исследования – его упруго-диссипативные свойства. Общий вид установки с установленным поршневым кольцом и эталонной массой для определения упруго-диссипативных свойств приведен на рис. 5.

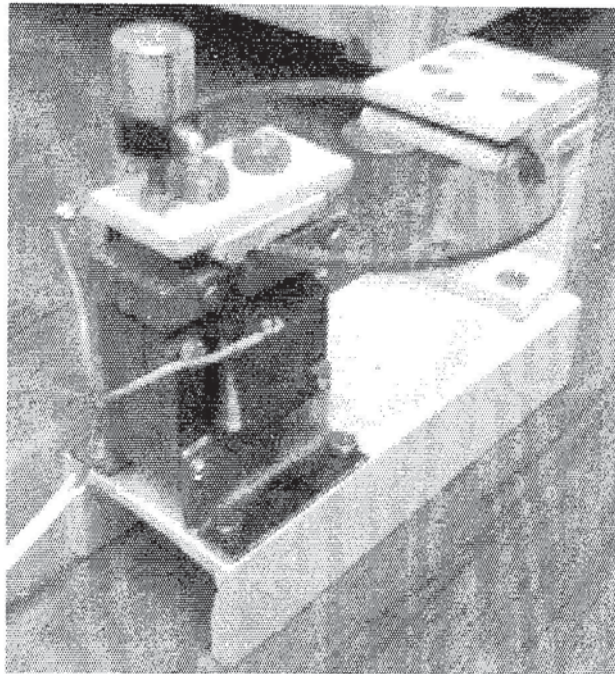


Рис. 5. Внешний вид устройства

Комплекс работает следующим образом. На пусковой электромагнит подается электрическое напряжение, в результате чего поршневое кольцо изгибается, а кронштейн с датчиком притягивается в крайнее нижнее положение. Далее подается сигнал на выключение пускового электромагнита. Вследствие упругой деформации кольца происходят затухающие колебания кронштейна. Колебательный процесс фиксируется датчиком ускорения, сигнал с которого регистрируется платой сбора данных 7 и поступает на персональный компьютер в виде зависимости напряжения от времени.

Для определения упруго-диссипативных свойств поршневых колец рассмотрим упрощенную модель колебаний кронштейна, в которой он устанавливается на нелинейном упруго-диссипативном подвесе, который является упрощенной моделью поршневого кольца. На схеме приняты следующие обозначения: m — масса кронштейна; c , β , b — коэффициенты, определяющие упруго-диссипативные свойства поршневого кольца; δ_0 — начальное расстояние между кронштейном и электромагнитом (рис. 6).

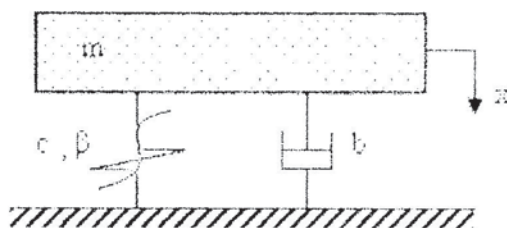


Рис. 6. Расчетная динамическая схема

Будем считать, что нелинейная зависимость силы упругости поршневого кольца $F(x)$ от его деформации x выражается формулой

$$F(x) = cx + \beta x^3,$$

где c — коэффициент упругости кольца; β — коэффициент нелинейности.

Диссипативные свойства кольца R линейно зависят от скорости деформации и приближенно определяются по формуле

$$R = b\dot{x},$$

где R — сила вязкого сопротивления; b — коэффициент вязкого сопротивления исследуемого кольца; \dot{x} — скорость деформации кольца.

Тогда можно записать дифференциальное уравнение, описывающее колебания рассматриваемой системы так:

$$m\ddot{x} = -cx - \beta x^3 - b\dot{x},$$

или, переписав его в безразмерном виде,

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \frac{\beta}{m}x + p^2x = 0,$$

где $n = \frac{b}{2m}$ — коэффициент затухания системы, $p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ — собственная частота системы без учета вязкого сопротивления.

Данное уравнение является нелинейным, поэтому для получения решения применялось численное интегрирование в среде MathCAD методом Рунге—Кутты четвертого порядка с фиксированным шагом. Расчеты выполнялись при следующих начальных условиях $x(0) = \delta_0, \dot{x}(0) = 0$, которые определяются особенностями вибрационного метода и конструкции экспериментальной установки. Параметр δ_0 может изменяться в пределах от 0,001 до 0,005.

Методика количественной оценки упруго-диссипативных свойств поршневых колец. Целью дальнейших исследований являлась разработка методики определения величин c, β, b по результатам полученных экспериментальных данных численными методами в среде MathCAD.

Из полученной экспериментальной зависимости перемещения эталонной массы от времени (рис. 7) выделяется фрагмент колебаний. Далее методом осевой симметрии вы-

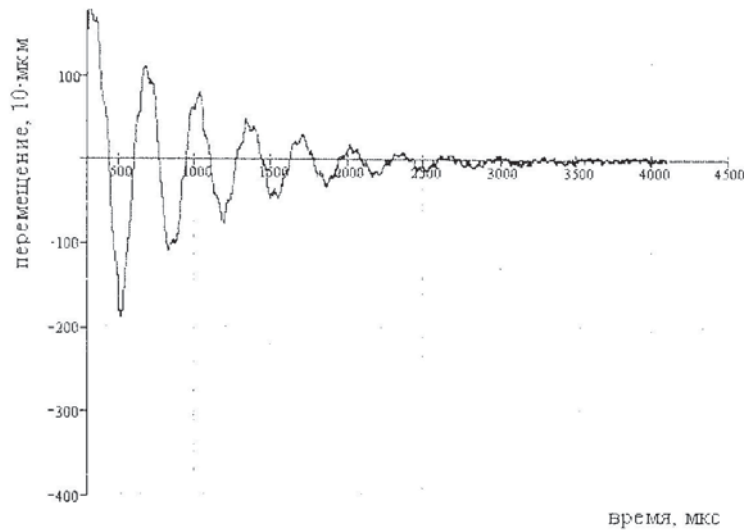


Рис. 7. Экспериментальная виброграмма перемещения кронштейна при свободных затухающих колебаниях

деленный числовой массив расширяется вдвое, что обеспечивает повышение точности процедуры идентификации, особенно на начальном участке виброграммы. Далее используется быстрое преобразование Фурье [3]. В его основе лежит прореживание по частоте и пирамидальный алгоритм, которым исключаются повторные вычисления периодически повторяющихся членов ряда Фурье. Это преобразование дает нам спектр рассматриваемых колебаний (рис.8).

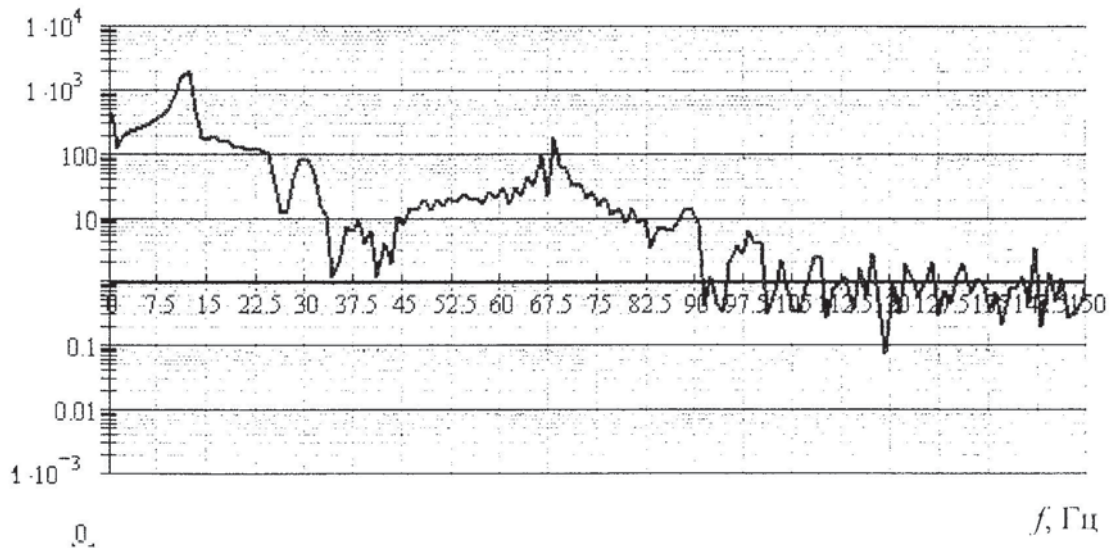


Рис. 8. Амплитудный спектр рассматриваемых колебаний эталонной массы

Для получения функций огибающей (мгновенной амплитуды) и мгновенной частоты используется интегральное преобразование Гильберта. Преобразование Гильберта для любого произвольного сигнала представляет собой идеальный широкополосный фазовращатель, который осуществляет поворот начальных фаз всех частотных составляющих сигнала на угол, равный 90° (сдвиг на $\pi/2$). Применение преобразования Гильберта

позволяет выполнять квадратурную модуляцию сигналов, в каждой текущей координате модулированных сигналов производить определение огибающей и мгновенной фазы (частоты) сигналов, выполнять анализ каузальных систем обработки сигналов[4].

Теоретически формула имеет вид

$$V(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(s)}{t-s} ds = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{x(t-s) - x(t+s)}{s} ds,$$

где $x(t)$ — исходная функция колебаний.

Изменение спектра сигналов при выполнении преобразования Гильберта заключается в следующем. Спектр сигнала содержит реальную и мнимую составляющие, т.е. может быть записан в виде $X(f) = \text{Re}(X(f)) + j\text{Im}(X(f))$. При выполнении преобразования действительная и мнимая части спектра $X(f)$ умножаются на $-j\text{sgn}(f)$. Функция $\text{Re}(X(f))$ умножается на 1 при $f < 0$, на 0 при $f = 0$ и на -1 при $f > 0$. Это означает, что все косинусные гармоники сигнала, которым соответствует реальная часть спектра сигнала, превращаются в синусные гармоники. После обратного быстрого преобразования Фурье получается функция Гильберта в дискретной форме $V(t_j)$.

Тогда дискретную функцию мгновенной амплитуды (огибающей) получают по формуле

$$A(t_j) = \sqrt{[X(t_j)]^2 + [V(t_j)]^2}. \quad (1)$$

График зависимости мгновенной амплитуды совместно с преобразованной виброграммой и функцией Гильберта от времени представлен на рис. 9.

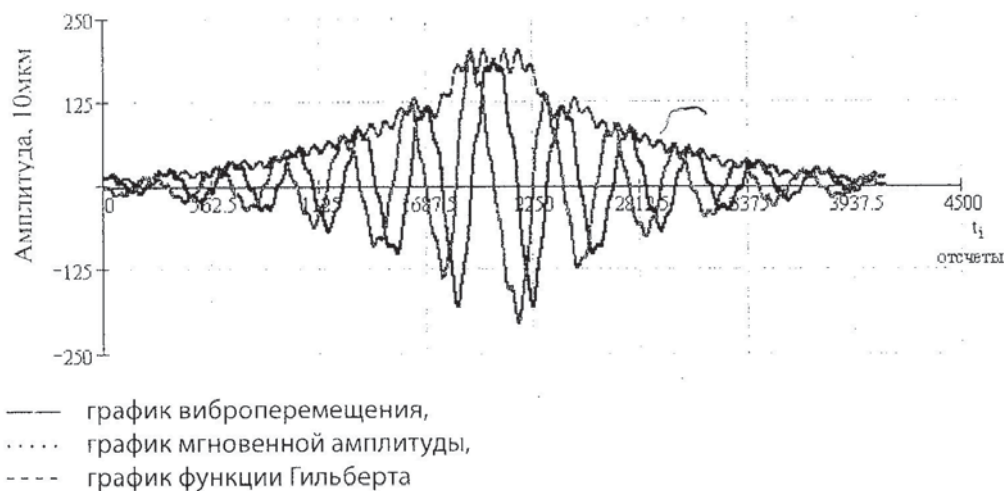


Рис. 9. Расчетные функции

В результате аппроксимации функции мгновенной амплитуды выражением

$$A(t_i) = A_0 e^{-nt_i},$$

где A_0 — начальная амплитуда колебаний, находим приведенный коэффициент затухания n , определяющий диссипативные свойства исследуемого поршневого кольца.

Далее по имеющимся экспериментальным данным находят мгновенные значения фазы колебаний в зависимости от времени

$$\varphi_j = \operatorname{arctg}\left(\frac{V_j}{X_j}\right). \quad (2)$$

Численное дифференцирование выражения (2) позволяет получить функцию зависимости мгновенной частоты от времени: $\omega_j = f(t_j)$.

Зависимость амплитуды колебаний от частоты $A_j = f(\omega_j)$ для рассматриваемых свободных колебаний системы является «скелетной кривой». Для кубической упругой характеристики аналитическое выражение обратной для нее функции $\omega_j = f(A_j)$ имеет вид

$$\omega_{\text{теор}}(A) := \frac{\pi}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{k + \mu A^2}{2}} \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{\sqrt{1 - \left[\sqrt{\mu \frac{A^2}{2(k + \mu A^2)}} \right]^2 \sin^2(x)}} dx \right]^{-1}. \quad (3)$$

Аппроксимируя экспериментальную зависимость $\omega_j = f(A_j)$ выражением (3), находим приведенные коэффициенты k и μ , характеризующие линейные и нелинейные упругие свойства исследуемого поршневого кольца соответственно.

По полученным коэффициентам определяют коэффициенты упругости и вязкости, которые сравнивают с эталонными параметрами, что позволяет провести диагностику состояния поршневого кольца.

Выводы

1. Разработан метод определения упруго-диссипативных свойств поршневых колец на основе анализа свободных колебаний эталонного груза, установленного на кольце.
2. Предложена методика обработки затухающих колебаний, основанная на аппроксимации функции мгновенной амплитуды затухающего сигнала и преобразовании Гильберта.
3. Разработан экспериментальный стенд, позволяющий создать поперечные затухающие колебания поршневого кольца и определить коэффициенты жесткости и диссипации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория поршневого кольца / Б. Я. Гинцбург и др. — М.: Машиностроение, 1979. — 270 с.
2. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний. — М.: Высшая школа, 1972. — 415 с.
3. Гольдсберг Л. М. и др. Цифровая обработка сигналов: Учебное пособие для вузов. [Текст]. — М.: Радио и связь, 1990. — 256 с.
4. Диткин В. А. Интегральное преобразование и операционное исчисление [Текст]. — М.: Наука, 1974. — 527 с.