

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

*П.В. Абрамов, к.т.н., доцент;
кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»
Владимирский государственный университет (ВлГУ)*

Предложен метод определения нагрузки поршневого двигателя, основанный на зависимости внутрицикловой неравномерности вращения коленчатого вала от момента сопротивления потребителя. Приведены результаты экспериментальной проверки информативности предложенного метода на установившихся и неустановившихся режимах работы одноцилиндрового двигателя. Показана возможность применения кинематических критериев нагружения, определяемых при реализации данного метода для решения задач адаптивного управления двигателем в эксплуатационных условиях.

Необходимость в измерении нагрузки, действующей на двигатель со стороны потребителя, возникает, помимо стендовых испытаний, при решении широкого круга задач. Например, при адаптивном управлении работой систем топливоподачи, зажигания, регулирования частоты вращения вала стационарных двигателей, диагностировании и т. д.

Проблема измерения нагрузки в эксплуатационных условиях заключается, главным образом, в сложности необходимой для этого аппаратуры. В случаях, когда измеряется непосредственно крутящий момент, применяется, как правило, торсионный вал с датчиками для определения величины его закручивания. Не всегда по условиям компоновки силового агрегата такой вал может быть установлен. При определении нагрузки посредством измерения давления в цилиндре двигателя (прямого или косвенного индицирования) также необходимы соответствующие датчики, причем работоспособные в условиях высоких температур. Подобные методы можно отнести к силовым, т. к. они предполагают регистрацию силовых параметров работы двигателя. Чувствительные элементы измерительных систем, основанных на силовых методах, подвержены действию механических и термических нагрузок, что может вызвать со временем изменение их характеристик, в результате чего появится дополнительная погрешность измерений. Детальную

информацию о наиболее перспективных силовых методах можно найти в [1–4].

Сложность является не единственным недостатком силовых методов. Например, индицирование позволяет получить информацию о нагрузке только на установившихся режимах (при постоянной частоте вращения). Поэтому оно окажется неинформативным при регулировании частоты вращения, т. к. при постоянных параметрах управления двигателем изменение сопротивления потребителя не приведет к изменению среднего индикаторного давления (при условии, что частота вращения останется в допустимых технических требованиях пределах).

К настоящему времени предложено большое число несиловых способов определения нагрузки двигателя, однако область их применения пока ограничивается генераторными установками и решением задач диагностирования. Например, в работе [5] предлагается метод косвенного индицирования, основанный на измерении мгновенной частоты вращения коленчатого вала. Несмотря на то что данный метод позволяет приближенно оценить величину среднего индикаторного давления, его нельзя использовать для решения задач управления, т. к. он предусматривает действия, которые сложно совместить с работой двигателя в условиях эксплуатации. При работе двигателя на электрогенератор достаточно просто измерить электрическую мощность нагрузки. Но ее значение будет меньше мощности, развиваемой двигателем, вследствие механических и других потерь в генераторе. Таким образом, определение нагрузки двигателя в эксплуатационных условиях является весьма сложной задачей. На сегодняшний день пока не предложен универсальный метод, удовлетворяющий всем требованиям.

В данной статье предлагается метод определения нагрузки двигателя, основанный на измерении мгновенной угловой скорости коленчатого вала. Этот метод является дальнейшим развитием работ кафедры ДВС ВлГУ в области автоматического управления двигателями [6].

Как известно, циклический характер изменения крутящего момента вызывает циклическое

изменение частоты вращения коленчатого вала. Существует ли связь между средним за цикл значением эффективного крутящего момента и неравномерностью частоты вращения? Если существует, то возможно ли количественно оценить ее? Попробуем ответить на эти вопросы.

В [7] приведены данные о зависимости амплитуд гармоник крутящего момента от газовых сил от среднего индикаторного давления, из которых следует, что эти амплитуды практически линейно зависят от среднего индикаторного давления. На основании этого была поставлена задача экспериментально проверить наличие связи между средним эффективным крутящим моментом и амплитудами гармоник мгновенной угловой скорости коленчатого вала. Исследование проводилось на одноцилиндровом бензиновом двигателе Т-520 (1Ч8,5/9,2) производства АК «Туламашзавод». Одноцилиндровый двигатель обладает значительной неравномерностью вращения коленчатого вала и, следовательно, искомая связь должна наиболее ярко проявиться именно у него. Двигатель оснащен опытной электронной системой управления топливopодачей и зажиганием. Угловая скорость измерялась по времени поворота коленчатого вала на 6° , что соответствует шагу зубьев спецдиска современных систем электронного управления двигателем. Таким образом, получалось не мгновенное значение угловой скорости, а среднее за 6° ПКВ. Такого разрешения оказалось вполне достаточно для ответа на поставленные вопросы. В качестве нагрузочного устройства использовался индукторный тормоз. Величина среднего эффективного крутящего момента M_k определялась с помощью тензометрического датчика усилия, установленного в рычажной системе статора тормоза.

На рис. 1 приведен пример одноцикловой осциллограммы угловой скорости. Данные на графике не подвергались фильтрации, чтобы показать нетребовательность предлагаемого способа к точности измерения мгновенной частоты вращения.

Амплитуды гармоник угловой скорости вычислялись по формуле:

$$C_{k\omega} = \sqrt{A_k^2 + B_k^2},$$

$$\text{где } A_k = \frac{2}{m} \sum_{i=1}^m \omega_i \cos\left(\frac{2\pi k i}{m}\right); \quad B_k = \frac{2}{m} \sum_{i=1}^m \omega_i \sin\left(\frac{2\pi k i}{m}\right);$$

ω — угловая скорость; $m = 120$ — удвоенное число зубьев спецдиска, т. к. за цикл коленчатый вал поворачивается на два оборота; k — номер гармоники; i — порядковый номер зуба спецдиска в пределах цикла.

За начало отсчета принималось начало такта расширения.

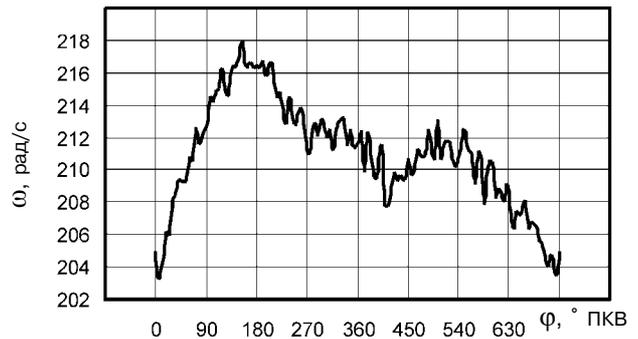


Рис. 1. Изменение угловой скорости коленчатого вала двигателя Т-520 в течение цикла. Нагрузка — 57 % от максимальной

Сопоставление амплитуд гармоник различных порядков со значениями среднего эффективного крутящего момента при работе двигателя на различных нагрузочных режимах показало, что наиболее сильно коррелирует с M_k первая гармоника. Здесь и далее период изменения первой гармоники равен двум оборотам коленчатого вала (одному циклу). На рис. 2 приведены зависимости амплитуды $C_{1\omega}$ первой гармоники от среднего эффективного крутящего момента, соответствующие различным частотам n вращения. Нагрузка изменялась от 0 до 60 % от максимального ее значения в частотном диапазоне от 1650 до 2300 об/мин. Каждая точка на графике получена путем осреднения значений $C_{1\omega}$ и M_k по 40–60 последовательным циклам. Экспериментальные данные хорошо аппроксимируются прямыми, что свидетельствует о наличии линейной связи между $C_{1\omega}$ и M_k на всех из исследованных скоростных режимах. Таким образом, амплитуда первой гармоники мгновенной угловой скорости может использоваться в качестве критерия нагружения двигателя на установившихся режимах.

Неудобство критерия $C_{1\omega}$ заключается в том, что он зависит от частоты вращения. Уменьшить в значительной степени эту зависимость можно, если раскладывать на гармоники не угловую

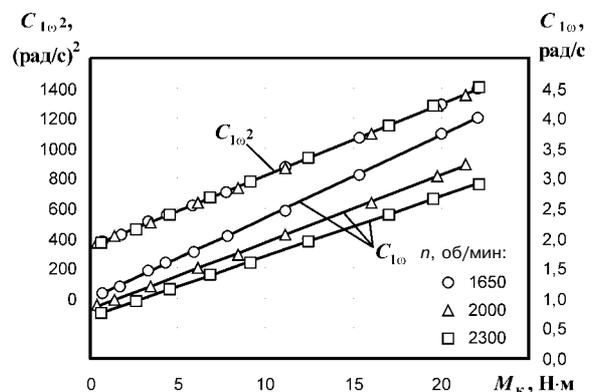


Рис. 2. Зависимость кинематических критериев нагружения от эффективного крутящего момента

скорость, а кинетическую энергию системы двигатель–потребитель. Поскольку приведенный момент инерции данной системы можно считать практически постоянным по углу поворота коленчатого вала, то вместо кинетической энергии с достаточной для практики точностью можно разложить на гармоники квадрат угловой скорости. Результат такого преобразования тех же самых экспериментальных данных показан также на рис. 2. Амплитуда $C_{1\omega^2}$ первой гармоники квадрата мгновенной угловой скорости коленчатого вала уже не зависит от частоты вращения в исследованном скоростном диапазоне.

Критерий $C_{1\omega^2}$ может быть использован при адаптивном управлении двигателем по критериям максимальной мощности или минимального расхода топлива, причем и в тех случаях, когда поиск оптимальных управляющих воздействий будет приводить к изменению частоты вращения.

Покажем возможность применения данного критерия для поиска оптимального угла опережения зажигания. На рис. 3 представлены зависимости эффективного крутящего момента и критерия $C_{1\omega^2}$ от угла опережения зажигания Θ_3 для двигателя Т-520. Как видно из графиков, максимумы M_k и $C_{1\omega^2}$ достигаются практически при одном и том же значении Θ_3 . Следовательно, с помощью этого критерия можно найти оптимальный угол опережения зажигания в эксплуатационных условиях.

Для проверки наличия связи между величиной нагрузки и критерием $C_{1\omega^2}$ на неустановившихся режимах были проведены эксперименты при различных законах нагружения двигателя. Используемый индукторный тормоз оснащен программируемым блоком управления, позволяющим реализовывать практически любой закон изменения момента сопротивления. Поскольку при изменяющейся частоте вращения средний эффективный крутящий момент двигателя не равен моменту сопротивления потребителя, то на неу-

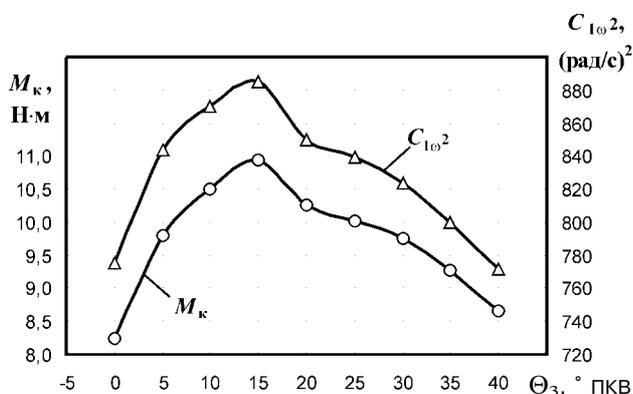


Рис. 3. Зависимость кинематических критериев нагружения от эффективного крутящего момента

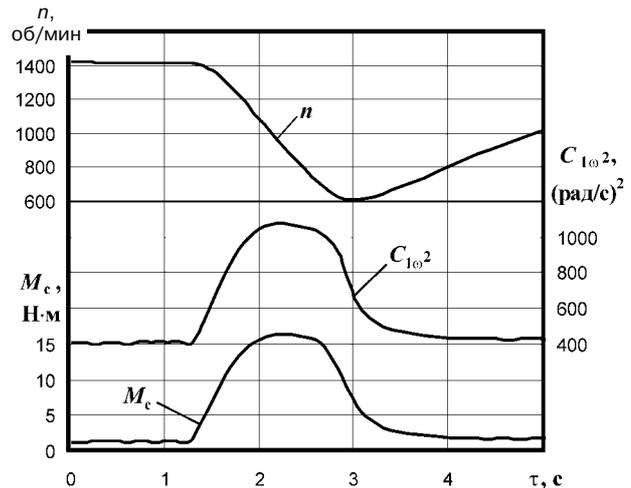


Рис. 4. Переходный процесс при набросе и сбросе нагрузки при постоянном положении дросселя

тановившихся режимах сравнение проводилось с моментом M_c сопротивления тормоза.

На рис. 4 показаны графики изменения частоты вращения, момента сопротивления тормоза и амплитуды квадрата мгновенной угловой скорости с течением времени τ при увеличении и снижении нагрузки. Положение дроссельной заслонки оставалось постоянным. По графикам видно, что и при переменном характере нагрузки также имеется связь между M_c и $C_{1\omega^2}$, даже несмотря на изменение частоты вращения во время переходного процесса более чем в два раза. Величина коэффициента корреляции для данных на рис. 4 составляет 0,99.

Кроме того, были проведены эксперименты, в которых частота вращения поддерживалась постоянной самим двигателем с помощью электронного регулятора независимо от изменения нагрузки. Это являлось дополнительной сложностью для выявления искомой связи, т. к. в процессе регулирования происходило наложение друг на друга изменений нагрузки и мощности двигателя. С практической точки зрения это обстоятельство имеет важное значение, поскольку дает возможность оценить информативность предлагаемого критерия и при регулировании частоты вращения.

На рис. 5 приведены графики изменения M_c и $C_{1\omega^2}$ с течением времени при ступенчатом набросе и сбросе нагрузки и при гармоническом ее изменении. Значения $C_{1\omega^2}$ находились путем осреднения по трем последовательным циклам, за исключением тех моментов, когда межцикловое изменение $C_{1\omega^2}$ превосходило заданное пороговое значение. В этих случаях осреднение не производилось. Таким образом, данные подвергались фильтрации, однако сама фильтрация является самостоятельной проблемой и ее решение выходит за рамки поставленной задачи. Из приведен-

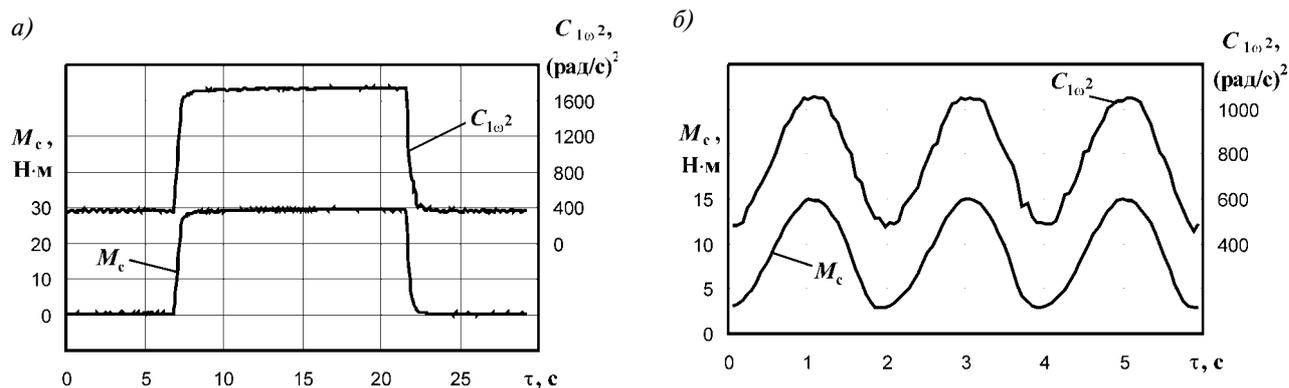


Рис. 5. Сопоставление момента сопротивления тормоза и амплитуды первой гармоники квадрата угловой скорости коленчатого вала при ступенчатом (а) и гармоническом (б) законах изменения нагрузки. Частота вращения регулируется двигателем ($n = 2000$ об/мин)

ных данных видно, что на неустановившихся режимах и при регулировании частоты вращения двигателем также имеется корреляция между M_c и $C_{1\omega^2}$. Статистическая обработка показала, что коэффициент корреляции лежит в пределах 0,96–0,99 в зависимости от закона изменения нагрузки.

Предложенный кинематический критерий для определения нагрузки двигателя требует дальнейшей теоретической и экспериментальной проверки. Необходимо также определить, насколько он будет информативным для многоцилин-

дровых двигателей, и какое влияние окажет на него характер изменения момента сопротивления потребителя в течение цикла двигателя. Но уже в представленном виде данный критерий может быть применен в адаптивных системах управления одноцилиндровыми двигателями при построении контуров оптимизации энергетических показателей последних. При этом не потребуются никаких датчиков, измеряющих силовые параметры работы двигателя. Также этот критерий может использоваться в двухимпульсных электронных регуляторах частоты вращения.

Литература

1. Bitar S., Probst J.S., Garshelis I.J. Development of a magnetoelastic torque sensor for Formula 1 and CHAMP car racing applications // SAE Technical paper series 2000-01-0085, 2000.
2. Terreni P., Gentili R. Closed-loop electronic fuel injection for spark-ignited engines // IEEE transactions on vehicular technology. — Vol. VT-35, № 1, 1986. — P. 30–38.
3. Shifflette J.M. Hydrostatic lock and detonation: spark plugs as pressure relief devices // SAE Paper 980118, 1997.
4. Драгомиров С.Г. Перспективные направления развития систем электронного управления автомобильными двигателями // Электроника и электрооборудование транспорта. — № 1. — 2004. — С. 7–12.

5. Способ определения технического состояния двигателей внутреннего сгорания и экспертная система для его осуществления: Пат. 2078324 Россия, МКИ6 G01M15/00 / И.П. Добролюбов, О.Ф. Савченко, В.В. Альт. — № 94037900/06; Заявл. 22.09.94; Оpubл. 27.04.97.

6. Абрамов П.В., Эфрос В.В., Игошев А.С. Кинематические критерии для адаптивного управления поршневым двигателем внутреннего сгорания / Материалы X Междунар. науч.-практич. конф. «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей». — Владимир: ВлГУ, 2005.

7. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / Вихерт М.М., Доброгаев Р.П., Ляхов М.И. и др.; Под ред. Ю.А. Степанова. — М.: Машиностроение, 1964.