

т. е. такое же, как исходное. Взяв значения p_i для других косинусных и синусных коэффициентов моментов и сил, получим их выражения.

Подставив значения косинусных и синусных коэффициентов в выражение (4) и заменив обобщенные силу и массу конкретными величинами M или P с соответствующими индексами, будем иметь интересные формулы неуравновешенных моментов или сил.

При расчете уравновешенности приходится для определения косинусных и синусных коэффициентов вводить в программу 24 достаточно сложных формулы, что значительно затрудняет работу. Использование обобщенного подхода позволяет избежать это. Он также является основой для определения параметров уравновешивающего механизма и разработки его схемы.

Полученные выражения моментов и сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс двигателя могут использоваться при исследовании его колебаний.

Расчеты на основе представленной выше обобщенной математической модели на компьютере могут выполняться в автоматическом режиме с высокой скоростью.

Литература:

1. Григорьев Е. А. Периодические и случайные силы, действующие в поршневом двигателе. М: Машиностроение. 272с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. / Д. Н. Вырубов, С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко и др./ Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1984. 383с.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА СТЕПЕНЬ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВИГАТЕЛЯ СПОРТИВНОГО МОТОЦИКЛА

С.Н. Девянин (Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина); **Савастенко Э.А., Камышников Р.О.** (Российский университет дружбы народов)

В статье проводится анализ влияния неравномерности крутящего момента двигателя на снижение тяговых качеств машины и необходимости снижения неравномерности. Показана возможность снижения неравномерности крутящего момента двигателя оптимизацией углового расположения шатунных шеек коленчатого вала.

Тенденция развития двигателей для спортивных автомобилей и мотоциклов направлена на повышение удельной мощности и снижение частоты вращения при максимальном моменте, что приводит к росту амплитуды колебаний крутящего момента двигателя. Кроме того, уменьшение инерционности подвижных деталей и жесткости трансмиссии приводит к снижению эффекта сглаживания колебаний крутящего момента двигателя. Склонность перехода ведущего колеса в режим полного буксования выше у транспортных средств с увеличением отношения мощности двигателя к массе машины. Наиболее ощутимо это явление у современных спортивных мотоциклов, имеющих мощные двигатели и малую инерционность движущихся масс.

Традиционные методы снижения неравномерности крутящего момента двигателя – это увеличение числа цилиндров и обеспечение равномерного чередования вспышек в цилиндрах. Несмотря на то, что увеличение количества цилиндров приводит к существенному увеличению стоимости двигателя, в некоторых случаях приходится идти на это.

Современные ДВС для мотоциклов спортивного класса имеют достаточно высокие крутящие моменты и число цилиндров обычно не ниже четырех при их рядном расположении. Классическая рядная 4-тактная четверка имеет равномерное чередование вспышек через 180° поворота коленчатого вала, отличающегося относительно простотой конструкцией с плоской и зеркально-симметричной схемой расположения колен и удовлетворительной уравниваемостью инерционных сил. Однако не всегда равномерное чередование вспышек приводит к малой неравномерности крутящего момента.

Всем кто изучал поршневые ДВС известно, что даже на установившемся режиме работы двигателя, когда нагрузка и средняя частота вращения коленчатого вала не меняются, вращение коленчатого вала неравномерное и за один оборот вала мгновенное значение частоты вращения может изменяться до 10% и более от среднего значения. Такие колебания частоты вращения отрицательно сказываются на равномерности движения машины, повышении динамических нагрузок в трансмиссии, снижении комфорта и др.

Основной причиной таких колебаний является характер изменения крутящего момента двигателя в течение рабочего цикла. При постоянной средней нагрузке на коленчатом валу M_c и равенстве среднего значения крутящего момента двигателя $M_{кр}$ моменту сопротивления ($M_o = M_c$) динамический баланс действующих моментов может быть записан в виде [1]:

$$M_d - M_c = J \cdot \frac{d\omega_d}{dt} ,$$

где: M_o – мгновенное значение крутящего момента на коленчатом валу ДВС;

J – приведённый к оси коленчатого вала момент инерции движущихся масс установки;

ω_o – угловая скорость вращения коленчатого вала;

t – время.

Различие в моменте двигателя M_o и моменте сопротивления M_c приводит к изменению частоты вращения, которое может быть найдено из уравнения:

$$d\omega_d = \frac{1}{J} (M_d - M_c) \cdot dt \quad \text{или} \quad d\omega_d = \frac{1}{J} \cdot \Delta M \cdot dt .$$

Колебания частоты вращения принято оценивать коэффициентом неравномерности хода σ [1]:

$$\sigma = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{ср}}} \quad \text{или} \quad \sigma = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} ;$$

значения, которого не должны превышать на номинальном режиме для автомобильных ДВС – 0,03 и для тракторных и комбайновых дизелей – 0,01.

Неравномерность крутящего момента оценивают коэффициентом неравномерности μ :

$$\mu = \frac{M_{e_{max}} - M_{e_{min}}}{M_{e_{cp}}},$$

где $M_{e_{max}}$ и $M_{e_{min}}$ – соответственно максимальный и минимальный крутящий момент, а $M_{e_{cp}}$ – его среднее значение.

Коэффициент неравномерности крутящего момента зависит от режима работы двигателя, от равномерности чередования вспышек в цилиндрах и от количества цилиндров. Так при увеличении количества цилиндров двигателя от 1 до 12 величина μ уменьшается от $\mu \approx 12-20$ до $\mu \approx 0,3$.

Обеспечение требуемой неравномерности хода достигается, как правило, выбором момента инерции маховика, доля которого в инерционности подвижных масс превышает 80%. Однако увеличение инерционности подвижных масс ухудшает динамические качества двигателя и машины, а для транспортного средства увеличивает расход топлива и выбросы токсичных компонентов при разгоне.

Переменный крутящий момент создаваемый двигателем передаётся по трансмиссии на ведущие колеса и создаёт переменную силу тяги ведущего колеса.

В процессе передачи крутящего момента по трансмиссии амплитуда колебаний снижается за счет действия динамических моментов инерционных масс, упругости трансмиссии, потерь энергии в механизмах передачи момента, однако эти колебания момента сохраняются в большей или меньшей степени на ведущем колесе. В общем виде процесс передачи момента может быть выражен через энергетический баланс:

$$W_k = W_d - W_j - W_y - W_T,$$

где W_k – механическая энергия от крутящего момента M_k на ведущем колесе;

W_d – механическая энергия снимаемая с вала двигателя;

W_j – часть W_d , затраченной на увеличение скорости подвижных деталей;

W_y – часть W_d , затраченной или полученной от изменения деформации трансмиссии;

W_m – часть W_d , потерянной в узлах трансмиссии за счёт трения и т.п.

Колебание крутящего момента на ведущем колесе увеличивает вероятность перехода в режим буксования, в результате чего теряются тяговые качества машины, увеличивается износ протектора, расход топлива и загрязнение окружающей среды.

В случае незначительных колебаний момента относительно среднего значения M_{kcp} (рис.1,а) максимальное его значение не достигает предельного значения M_{knp} , при котором ведущее колесо теряет сцепление с дорогой. При увеличении колебаний момента максимальное значение может достигнуть предельного значения и сцепление колеса с дорогой нарушится (рис.1,б).

Составляющие механической энергии W_j и W_y способствуют сглаживанию колебаний момента двигателя за счет накопления энергии в фазе превышения момента выше среднего значения и её возвращения, увеличивая крутящий момент в фазе снижения момента двигателя ниже среднего значения.

Чтобы уменьшить колебания крутящего момента японские фирмы Yamaha и Suzuki отошли от классической конструктивной схемы коленчатого вала и равномерного чередования вспышек. При классической плоской, зеркально-симметричной конструкции коленчатого вала с чередованием вспышек в цилиндрах $180^0-180^0-180^0-180^0$, характер изменения крутящего момента, полученный по результатам кинематического и динамического расчета двигателя [2, 3], показан на рис.2 и при этом получается коэффициент неравномерности $\mu=11,9$.

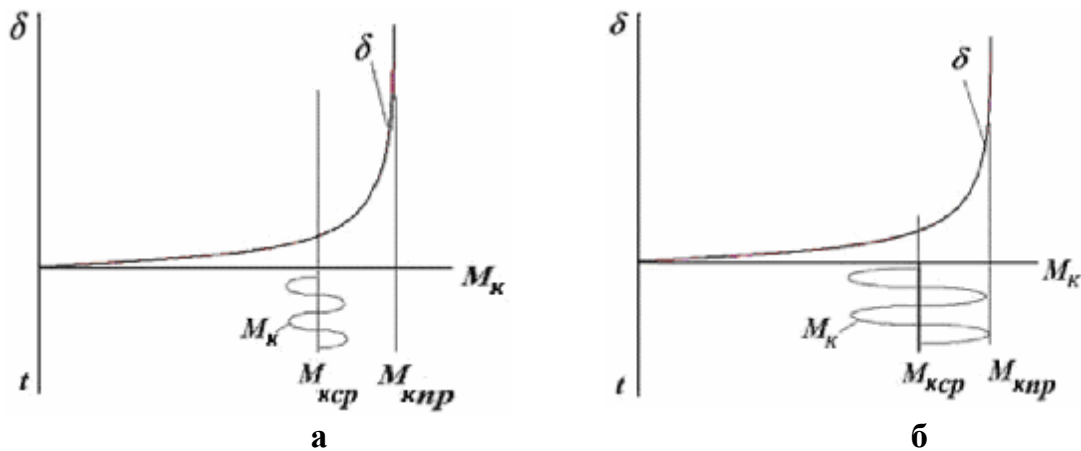


Рис.1. Влияние колебаний крутящего момента на снижение сцепления колеса с дорогой:

- а – колебания крутящего момента, не приводящие к потере сцепления;
- б – колебания крутящего момента, приводящие к потере сцепления.

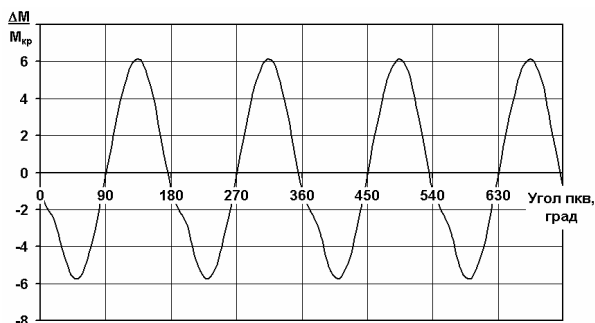


Рис.2. Диаграмма изменения крутящего момента 4-х цилиндрического двигателя мотоцикла при равномерном чередовании вспышек ($180^{\circ}-180^{\circ}-180^{\circ}-180^{\circ}$).

На гоночном «спортбайке» с системой Big Bang [4] установлен рядный 4-х цилиндрический двигатель с неравномерным чередованием вспышек ($70^{\circ}-290^{\circ}-70^{\circ}-290^{\circ}$), и проведённые расчеты показали, что это приводит к изменению крутящего момента, показанному на рис.3а. Коэффициент неравномерности момента при этом получается $\mu=8,4$.

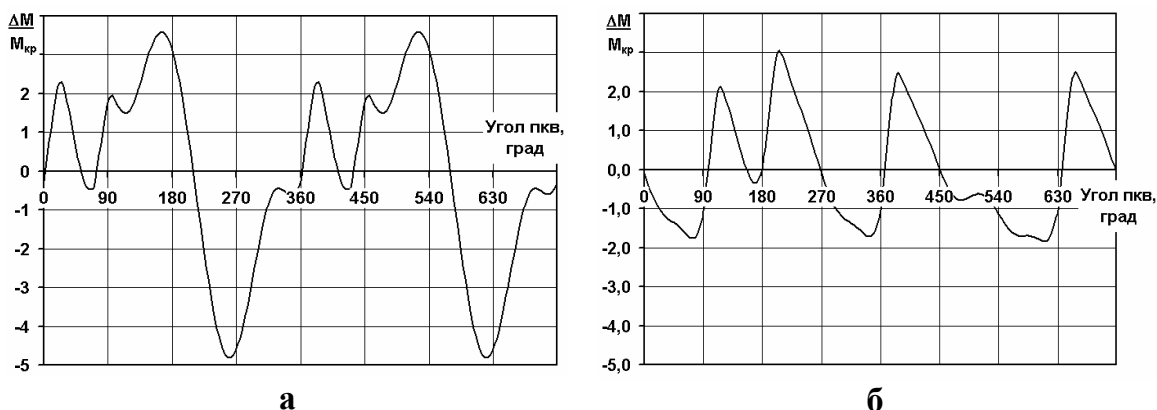


Рис.3. Диаграммы изменения крутящего момента 4-х цилиндрического двигателя мотоцикла при неравномерном чередовании вспышек: а – $70^{\circ}-290^{\circ}-70^{\circ}-290^{\circ}$ (Big Bang); б – $270^{\circ}-180^{\circ}-90^{\circ}-180^{\circ}$ (YZF-R1).

Фирма Yamaha для своего «спортбайка» YZF-R1 выполнила пространственный коленчатый вал, где кривошипы расположены под углом 90° друг к другу и имеют несимметричное расположение относительно середины коленчатого вала. При такой схеме вала двигатель имеет также неравномерное чередование вспышек $270^{\circ}-180^{\circ}-90^{\circ}-180^{\circ}$.

Результаты расчёта двигателя мотоцикла Yamaha YZF-R1 представлены в виде графика крутящего момента на рис.3,б. Такой порядок чередования вспышек позволил получить коэффициент неравномерности $\mu=4,9$.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для ВУЗов/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др. – М.: Высш.шк., 2005. – 400 с.

2. Девянин С.Н. Методические рекомендации по использованию программы «Кинематика и динамика ДВС» на ПЭВМ в курсовом и дипломном проектировании. Тракторы и автомобили. Ч.1. Двигатели.– М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2004.– 16 с.

3. Фомин В.М., Савастенко А.А. Методическое руководство для курсового и дипломного проектирования по курсу «Конструкция и расчет ДВС» Тема «Динамический расчет ДВС». – М.: Изд-во РУДН. – 1992. – 16 с.

4. А. Воронцов «Год большого скачка», журнал «Мото». – М.: Изд-во «За рулем», №2, 2009г. – с. 58-60

КРИВОШИПНО-КУЛИСНЫЙ КИНЕМАТИЧЕСКИЙ МЕХАНИЗМ ДВС С ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППОЙ НА ОСНОВЕ ТВЕРДОЙ СМАЗКИ

Каукаров А. К., Некрасов В. Г., Мурзагалиев А. Ж., Куанышев М.К., Мухтаров А. Т. (Актюбинский государственный университет им. К. Жубанова);
Каракеев А. К. (Павлодарский государственный университет им. С.Торайгырова).

Современные поршневые двигатели автотракторного типа выполняются исключительно с кривошипно-шатунным механизмом преобразования энергии тронковой конструкции. Особенностью такого кинематического механизма является наличие боковой силы, действующей на поршень. Ввиду этого потери на трение в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) являются основными механическими потерями в двигателе. Смазка гильзы маслом из картера приводит к угару масла, потере маслом смазывающих свойств и появлению токсичных компонентов в отработавших газах.

Делались попытки устранить недостатки тронковой схемы. Но в силу различных причин предлагавшиеся схемы не нашли применения в двига-телестроении. В то же время требования по повышению экономичности, улучшению экологических характеристик, продлению ресурса и снижению эксплуатационных затрат двигателей диктуют необходимость пересмотра кинематики поршневого двигателя. На основании анализа для подробного исследования был принят кривошипно-кулисный механизм (ККМ). ККМ относится к классическим вариантам механизмов для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение вала двигателя [1]. Двигатели с ККМ исследовались в США, Германии, на Украине. Но пока они не применяются в двигателестроении, несмотря на ряд положительных свойств. ККМ разгружает поршень от боковых сил, перенося их на направляющие в картере двигателя. Он позволяет изолировать масляный картер от горячего цилиндра. При выполнении механизма этого типа сокращаются габариты двигателя ввиду отказа от тронка поршня [2, 3]. Перспективна компоновка кривошипно-кулисного модуля двигателя по оппозитной схеме, при креплении к единой кулисе штоков от двух оппозитно расположенных цилиндров. Такое решение использовалось немецкой фирмой «Фич», а также другими исследователями [4]. При этом для придания прямолинейного возвратно-