

рычаг при этом прижат к жесткому упору 11, а так, как жесткости пружин корректоров приняты одинаковыми, то расчетная Δh в этом случае равна нулю. Наличие некоторой ошибки регулирования в зоне $\Delta\gamma_{\text{д}} = 0-16^{\circ}$, полученной экспериментально, объясняется тем, что жесткости пружин корректоров ВРД и РСАПП были различными. Кроме того, расхождение расчетных и экспериментальных характеристик на рис. 2 объясняется несоответствием передаточных чисел приводов РСАПП и ВРД ($i_a = 2,06$ — для привода РСАПП и $i_{\text{д}} = 2$ — для ВРД).

Как видно из графиков, результаты экспериментов хорошо подтверждают расчетно-теоретические исследования. Статическая ошибка регулирования при $|\Delta c_{\text{пр}}| \leq 200$ Н/м незначительна и не превышает 5–6%, что практически обеспечивает выполнение требуемого закона переключения передач и тем самым эффективную работу САПП.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. — М., 1968, с. 120–132.

УДК 621.43.755

Б.Е.Железко, В.Р.Воробьев

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ВОСЬМИЦИЛИНДРОВЫХ V-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Восьмицилиндровые V-образные двигатели внутреннего сгорания широко применяются на транспортных и сельскохозяйственных машинах. При этом наибольшее распространение получила конструктивная схема с углом между рядами цилиндров $\gamma = 90^{\circ}$ и коленчатым валом с четырьмя кривошипами, расположенными под углом 90° . Такая схема обеспечивает равномерность чередования одноименных процессов в цилиндрах двигателя при сравнительно неплохой уравновешенности действующих моментов от сил инерции. Уравновешивание действующих результирующих моментов от сил инерции первого порядка и центробежных сил легко достигается установкой противовесов на коленчатом валу. Применяется также схема с углом развала блоков $\gamma = 90^{\circ}$ и плоским четырехколенным валом. Преимущество этой схемы — более технологичная конструкция коленчатого вала.

Однако при работе двигателя с такой конструктивной схемой его опоры испытывают действие неуравновешенной силы инерции второго порядка и момента от этой силы. Как известно, уравновешивание такого двигателя требует применения специального механизма [1].

Известны конструкции восьмицилиндровых V-образных двигателей, имеющие углы развала блоков, отличные от 90° . Так, например, фирмой "Caterpillar" (США) производятся автомобильные восьмицилиндровые дизели мощностью 400 и 450 л.с. (300 и 330 кВт) с углом между рядами цилиндров $\gamma=65^\circ$. Применение таких схем чаще всего диктуется ограничениями габаритов двигателя.

Если в двигателе с углом между рядами γ , отличным от 90° , используется плоский или крестообразный четырехколенный вал, то работа двигателя характеризуется повышенной неравномерностью крутящего момента, вызванной неравномерностью чередования процессов в цилиндрах.

Учитывая, что угол развала блоков влияет не только на равномерность чередования процессов в цилиндрах, но и на уравновешенность двигателя, представляет интерес сравнение различных конструктивных схем восьмицилиндрового V-образного двигателя с точки зрения их уравновешенности.

В связи с этим было проведено аналитическое исследование сил инерции и моментов от них, действующих в двигателях с различными углами между рядами цилиндров и различными схемами коленчатого вала. При этом рассматривались варианты компоновок двигателя с плоскими и крестообразными коленчатыми валами, а также варианты с усложненными схемами коленчатых валов, в которых шатунные шейки, расположенные на одном кривошипе, смещены на определенный угол ψ для сохранения равномерности чередования процессов в цилиндрах. Угол ψ определяется по формуле

$$\psi = 90^\circ - \gamma$$

(следует помнить, что на практике применение усложненных схем коленчатых валов ограничивается технологическими трудностями их изготовления). Анализ уравновешенности различных схем выполнялся по методике, изложенной в работе [2], с использованием ЭВМ "Наири-2". Блок-схема программы анализа уравновешенности приведена на рис. 1. Нужно отметить, что возможности составленной программы не ограничиваются рамками восьмицилиндровых двухрядных двигателей. Ее применение дает возможность анализировать уравновешенность любых компоновок одно- и двухрядных поршневых машин с различным числом цилиндров. В вычислениях по программе были приняты линейные размеры R , H и угловая скорость ω , соответствующие размерам и угловой скорости двигателя ЯМЗ-238. Для обобщения результатов анализа уравновешенности массы деталей, движущихся возвратно-поступательно, и массы вращающихся деталей приняты равными 1 кг.

Результаты вычислений приведены в табл. 1 и проиллюстрированы графиками (рис. 2, 3).

Полученные результаты дают представление о зависимости максимальных неуравновешенных сил инерции и моментов от них, а также их амплитуд от конструктивной схемы коленчатого вала и угла между рядами цилиндров.

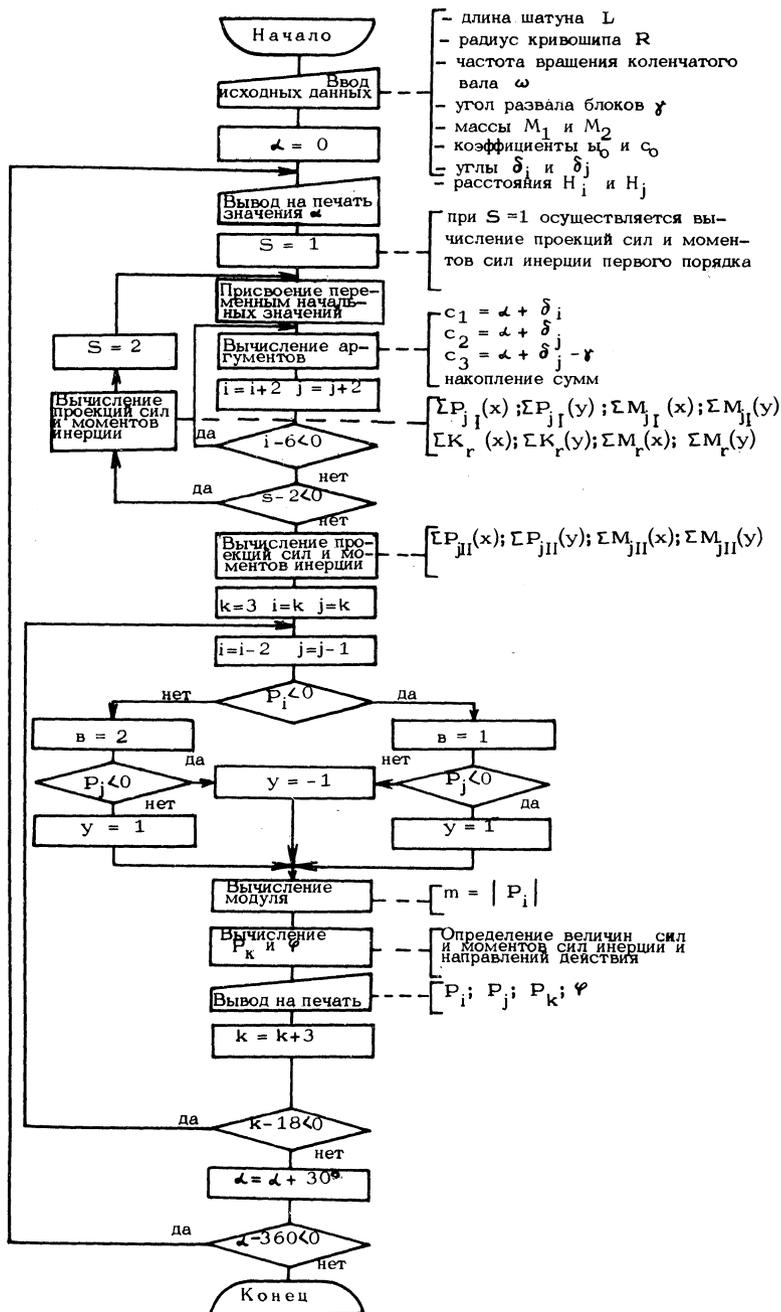
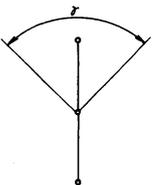
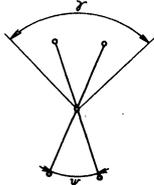
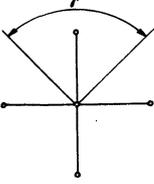
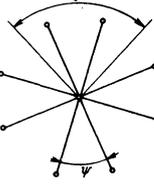


Рис. 1. Блок-схема программы.

Таблица 1

Максимальные значения сил инерции и моментов от сил инерции 8-цилиндровых V-образных двигателей с различными схемами коленчатого вала

Схема расположения кривошипов	γ	ψ	Максимальные значения сил и моментов сил инерции					
			ΣP_{jI}	ΣP_{jII}	ΣK_r	ΣM_{jI}	ΣM_{jII}	ΣM_r
	град	град	м·с ⁻²	м·с ⁻²	м·с ⁻²	м ² ·с ⁻²	м ² ·с ⁻²	м ² ·м ⁻²
	0	—	0	729,15	0	0	233,87	0
	30	—	0	530,33	0	0	174,02	0
	60	—	0	315,73	0	0	108,08	0
	90	—	0	515,59	0	0	165,72	0
	120	—	0	482,29	0	0	159,06	0
	150	—	0	352,15	0	0	112,97	0
	180	—	0	0	0	0	15,13	0
	0	90	0	0	0	0	15,13	0
	30	60	0	188,71	0	0	62,27	0
	60	30	0	364,57	0	0	117,67	0
	90	0	0	515,59	0	0	165,72	0
	120	-30	0	631,46	0	0	202,68	0
	150	-60	0	704,31	0	0	225,94	0
	180	-90	0	729,15	0	0	233,87	0
	0	—	0	0	0	414,05	0	218,22
	30	—	0	0	0	406,49	0	218,22
	60	—	0	0	0	321,44	0	218,22
	90	—	0	0	0	218,22	0	218,22
	120	—	0	0	0	321,44	0	218,22
	150	—	0	0	0	406,49	0	218,22
	180	—	0	0	0	414,05	0	218,22
	0	90	0	0	0	308,06	0	154,31
	30	60	0	0	0	297,60	0	188,99
	60	30	0	0	0	266,95	0	210,79
	90	0	0	0	0	218,22	0	218,22
	120	-30	0	0	0	266,95	0	210,79
	150	-60	0	0	0	297,60	0	188,99
	180	-90	0	0	0	308,06	0	154,31

Примечания: Суммарные силы инерции: ΣP_{jI} — первого порядка; ΣP_{jII} — второго порядка; ΣK_r — вращающихся масс КШМ.

Суммарные моменты от сил инерции: ΣM_{jI} — первого порядка; ΣM_{jII} — второго порядка; ΣM_r — вращающихся масс КШМ.

В таблице приведены величины удельных (отнесенных к 1 кг массы) сил и моментов.

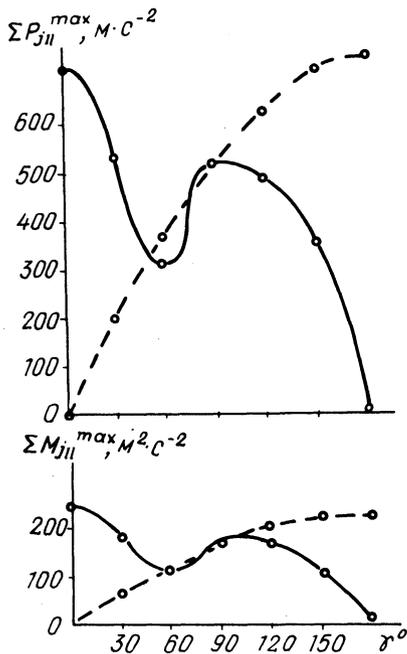


Рис. 2. Графики зависимости максимальных сил и моментов от сил инерции от угла развала блоков для плоского коленчатого вала:
 — шатунные шейки на кривошипе соосны; - - - шатунные шейки на кривошипе разнесены на угол ψ .

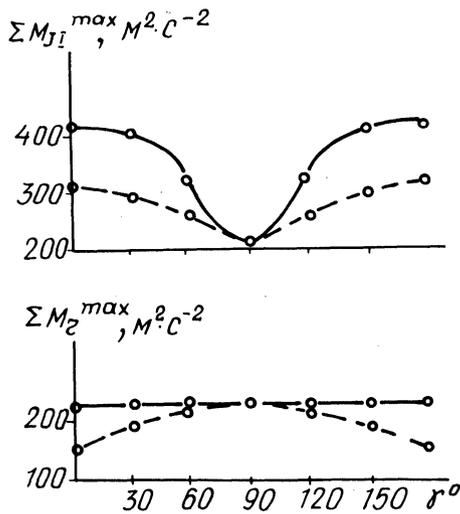


Рис. 3. Графики зависимости максимальных сил и моментов от сил инерции от угла развала блоков для крестообразного коленчатого вала:
 — шатунные шейки на кривошипе соосны; - - - шатунные шейки на кривошипе разнесены на угол ψ .

Из табл. 1 видно, что работа двигателя, у которого кривошипы коленчатого вала (простого или с разнесенными на угол ψ шатунными шейками) расположены в одной плоскости, характеризуется действием передаваемой на опоры результирующей силы инерции второго порядка ΣP_{jII} и результирующего момента от этой силы ΣM_{jII} .

В случае применения коленчатого вала с расположением кривошипов в двух взаимоперпендикулярных плоскостях на опоры двигателя передаются результирующие моменты от сил инерции первого порядка ΣM_{jI} и центробежных сил ΣM_r .

Из графиков зависимости максимальных значений сил и моментов сил инерции от угла между рядами цилиндров, построенных для различных схем расположения кривошипов коленчатого вала по данным табл. 1, видно, что

а) для двигателя с плоским коленчатым валом и соосными шатунными шейками характерно уменьшение суммарных сил и моментов с возрастанием угла γ (рис. 2). Величины неуравновешенной силы второго порядка и момента от сил инерции второго порядка при угле $\gamma = 60^\circ$ существенно меньше,

нем при $\gamma = 30^\circ$ и 90° . Поэтому очевидно, что компоновка двигателя с углом между рядами цилиндров $\gamma = 60^\circ$ наиболее предпочтительна с точки зрения достижения хорошей уравновешенности и сокращения габаритной ширины. Однако работа такого двигателя сопровождается повышенной неравномерностью крутящего момента в связи с неравномерностью чередования процессов в цилиндрах;

б) для двигателя с плоским усложненным коленчатым валом характерно возрастание максимальных значений сил и моментов от сил инерции с увеличением угла γ . Такая компоновка позволяет одновременно достичь хорошей уравновешенности и небольшой ширины двигателя при обеспечении равномерности чередования процессов в цилиндрах;

в) наилучшая уравновешенность суммарного момента от сил инерции первого порядка ΣM_{i1} в двигателях с крестообразным коленчатым валом (простым и усложненным) достигается при угле развала блоков $\gamma = 90^\circ$. Такую конструктивную схему имеет большинство выпускаемых восьмицилиндровых V-образных двигателей. Кроме того, как было сказано выше, такой двигатель проще уравновесить.

Сравнение уравновешенности двигателей, отличающихся схемой коленчатого вала и углом между рядами цилиндров, показывает, что наиболее оптимальной компоновкой восьмицилиндрового V-образного двигателя является широко применяемая конструкция с углом $\gamma = 90^\circ$ и крестообразным коленчатым валом с соосными шатунными шейками на одном кривошипе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. — М., 1970, с. 138–140.
2. Железко Б.Е., Тарасик Б.П. Анализ уравновешенности поршневых автотракторных двигателей. — Минск, 1975, с. 3–21.