

Из результатов расчетов (см. рисунок) следует, что использование предлагаемого дизеля в качестве ГД на типовом морском транспортном судне малого дедвейта по сравнению с использованием дизеля L35MC позволит уменьшить потребляемую мощность для привода гребного винта на 4% при скорости хода $v_s=14$ уз. и на 8% при $v_s=12$ уз. Указанное уменьшение обеспечено улучшением пропульсивных качеств судна.

Литература:

1. Сулов В.Ф., Даниловский А.Г., Шаманов Н.П. Оптимизация судового машиностроительного оборудования / Под общ. ред. В.Ф. Сулова: В 2-х т. – СПб.: Издательский центр СПбГМТУ, 2004. – Том 2. – 230 с.
2. Ачкинадзе А.Ш., Гаврилов В.В., Степанов И.Э. Автоматизированное проектирование пропульсивного комплекса морского транспортного судна: Учебное пособие. – СПб.: СПбГМТУ, 2000. – 75 с.
3. Marine Engine: Programme 2nd edition, 2005. – Copenhagen: MAN B&W Diesel A/S, 2005. – 128 p.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВС КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ V-6 БЕЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БАЛАНСИРНЫХ ВАЛОВ

Гусаров В.В., Ашишин А.А.

(Московский государственный индустриальный университет)

Двигатели конструктивной схемы V-6 в последние годы находят всё большее применение на автомобилях. Такая компоновка, хотя и уступает рядной R-6 по уравновешенности, но превосходит её по компактности и жесткости.

В автомобильных двигателях схемы V-6 наиболее часто применяют 3-х коленный вал с углом расклинки кривошипов 120° и углом развала цилиндров 90° .

Такая компоновка может обеспечить равномерное чередование вспышек только при разрезной конструкции шатунных шеек коленчатого вала. В этом случае для уравновешивания момента от сил инерции 1-го порядка $\sum M_{ji}$ обычно устанавливают балансирный вал. Ранее выполненный анализ показал, что в такой схеме частичное уравновешивание $\sum M_{ji}$ можно обеспечить за счет специально подобранных нащечных противовесов коленчатого вала [1] без применения балансира вала, что существенно упрощает конструкцию.

В настоящей работе проанализирована уравновешенность ДВС схемы V-6 с разрезными шатунными шейками, обеспечивающими равномерное чередование вспышек, при разных углах развала цилиндров. Причём уравновешивание момента $\sum M_{ji}$ во всех случаях рассматривали без применения балансира вала, только естественным способом – с помощью нащечных противовесов.

Количественную оценку виброактивности выполнили для пяти вариантов углов развала: $\gamma = 100^\circ, 90^\circ, 80^\circ, 70^\circ, 60^\circ$. С учетом ранее полученных результатов, свидетельствующих о резком увеличении виброактивности ДВС такой схемы, при неравномерном чередовании вспышек [1], выбирали для каждого варианта такой угол смещения шатунных шеек α (рис.1), при котором бы обеспечивалось равномерное чередование вспышек. Очевидно, что для рассматриваемой схемы это условие выполняется при: $\alpha = 120^\circ - \gamma$ (рис.1).

Таким образом, пять анализируемых вариантов ДВС схемы V-6 с 3-х коленным валом и разрезными шатунными шейками, характеризовались следующими

значениями углов развала γ и смещения шеек α : 1) $\gamma = 100^\circ$, $\alpha = 20^\circ$; 2) $\gamma = 90^\circ$, $\alpha = 30^\circ$; 3) $\gamma = 80^\circ$, $\alpha = 40^\circ$; 4) $\gamma = 70^\circ$, $\alpha = 50^\circ$; 6) $\gamma = 60^\circ$, $\alpha = 60^\circ$. Для каждого варианта количественно оценили виброактивность от действия неуравновешенных моментов от сил инерции 1-го и 2-го порядков ($\sum M_{jI}$ и $\sum M_{jII}$), а также нашли оптимальные параметры нащечных противовесов коленчатого вала, которые в максимальной мере уменьшают виброактивность от действия $\sum M_{jI}$.

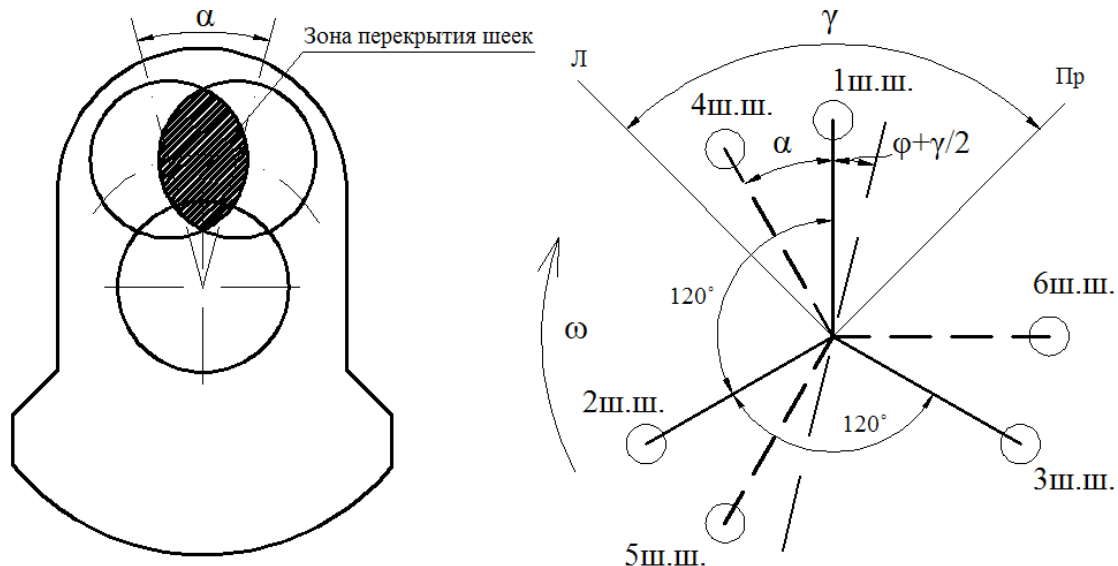


Рис.1. Схема КШМ двигателя V-6 с 3-х коленным валом и разрезными шатунными шейками.

Количественные оценки виброактивности от действия моментов $\sum M_{jI}$ и $\sum M_{jII}$, определение оптимальных параметров нащечных противовесов выполнили с использованием в качестве критерия величины максимального импульса сил соответствующего момента $L_{\dot{e}ir \cdot \max}$ за цикл [2].

Эту величину находили как разницу максимального и минимального значения переменной первообразной (момента) за период.

В анализе использовали безразмерные значения моментов $M_{\dot{a} \cdot \delta}$:

$$M_{\dot{a} \cdot \delta} = \frac{M}{m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a},$$

где: M – действующее значение момента, Н·м; m – масса частей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение для одного цилиндра, кг; r – радиус кривошипа, м; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с; a – расстояние между осями цилиндров (в одном блоке), м.

Оптимизацию параметров нащечных противовесов выполняли из условия минимизации величины остаточной виброактивности (параметр $L_{\dot{e}ir \cdot \max}$) от совместного действия центробежного момента нащечных противовесов $M_{\dot{n}}$ и момента от сил инерции 1-го порядка $\sum M_{jI}$.

Параметры нащечных противовесов характеризуются значением величины момента $M_{\dot{n} \cdot \dot{a} \cdot \delta}$ (в расчете использовали безразмерные значения) и углом ϕ , определяющим плоскость действия этого момента (рис.1).

На рис.2 показаны некоторые результаты выполненного анализа: годографы моментов $\sum M_{jI \cdot \dot{a} \cdot \delta}$, $\sum M_{jII \cdot \dot{a} \cdot \delta}$, оптимального центробежного $M_{\dot{n} \cdot \dot{a} \cdot \delta}$ и результиру-

ющего от действия $\sum M_{jl \dot{a}.\dot{d}.} + M_{\dot{n} \dot{a}.\dot{d}.}$ для вышеуказанных пяти вариантов ДВС V-

6.

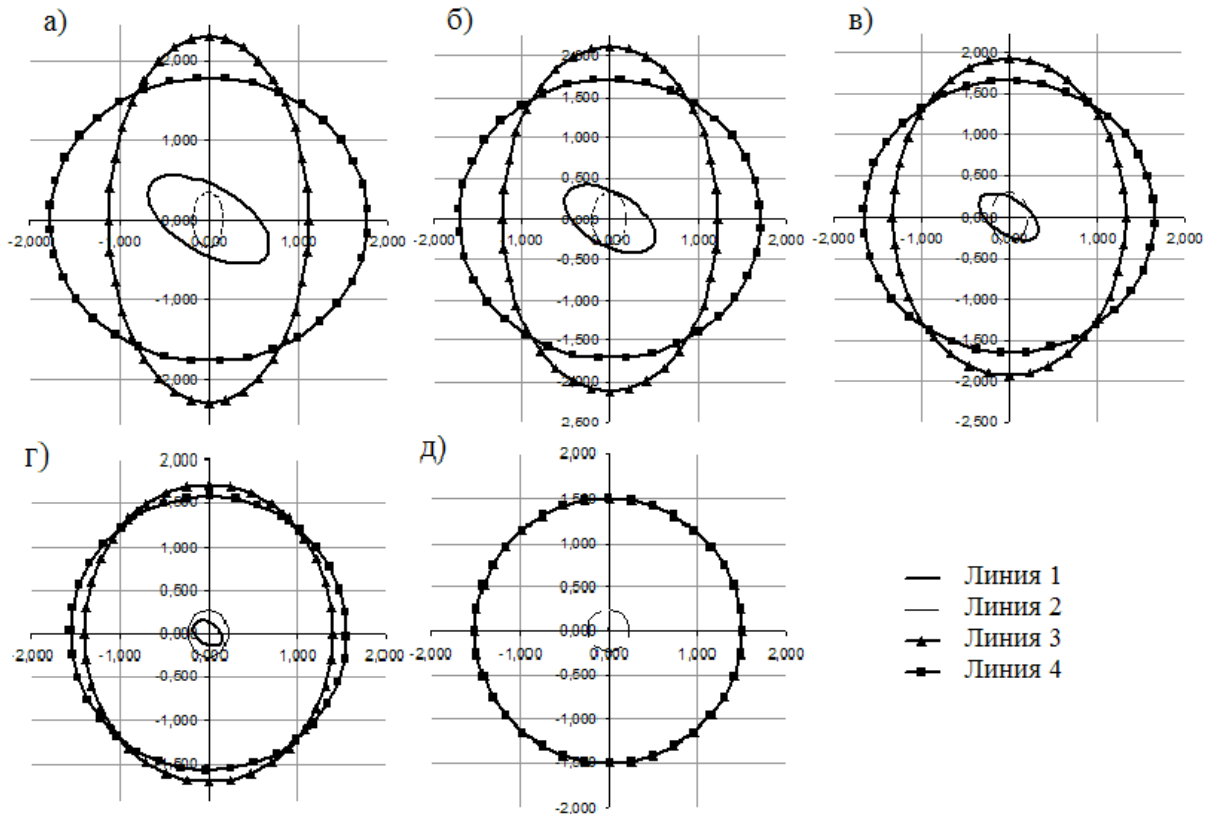


Рис.2. Годографы моментов от сил инерции первого (Линия 3) и второго порядка (Линия 2), центробежных, уравнивающих $\sum M_{jl}$ (Линия 4) и результирующего (Линия 1): а) $\gamma = 100^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, б) $\gamma = 90^\circ$, $\alpha = 30^\circ$, в) $\gamma = 80^\circ$, $\alpha = 40^\circ$, г) $\gamma = 70^\circ$, $\alpha = 50^\circ$, д) $\gamma = 60^\circ$, $\alpha = 60^\circ$.

В табл.1 показаны численные сравнительные значения параметров виброактивности и оптимальные параметры нащечных противовесов для разных вариантов.

Таблица 1. Данные анализа для разных углов развала.

Вариант	γ	φ	$M_{\dot{n} \dot{a}.\dot{d}.}$	$L'_{\dot{e}\dot{i}\dot{r}.max}$	$L''_{\dot{e}\dot{i}\dot{r}.max}$	$L'''_{\dot{e}\dot{i}\dot{r}.max}$
5	60	-30	1,50	0	2,16	17,20
4	70	-29	1,58	1,40	2,43	18,90
3	80	-27	1,66	2,67	2,71	21,00
2	90	-25	1,73	4,00	2,87	22,50
1	100	-23	1,80	5,26	3,22	24,30

Здесь $L'_{\dot{e}\dot{i}\dot{r}.max}$ – безразмерное значение максимального импульса от действия $\sum M_{jl \dot{a}.\dot{d}.} + M_{\dot{n} \dot{a}.\dot{d}.}$; $L''_{\dot{e}\dot{i}\dot{r}.max}$ – безразмерное значение максимального импульса от действия $\sum M_{jll \dot{a}.\dot{d}.}$; $L'''_{\dot{e}\dot{i}\dot{r}.max}$ – безразмерное значение максимального импульса от действия только $\sum M_{jl \dot{a}.\dot{d}.}$ (соответствует случаю отсутствия уравнивания с помощью нащечных противовесов); $M_{\dot{n} \dot{a}.\dot{d}.}$ – оптимальное значение центробежного момента нащечных противовесов для уравнивания $\sum M_{jl}$; φ – угол, характеризующий плоскость действия момента $M_{\dot{n} \dot{a}.\dot{d}.}$ (рис.1).

По данным выполненного анализа получили регрессионные МНК полиномиальные модели для основных параметров оценки виброактивности и оптимальных параметров нащечных противовесов в зависимости от угла развала цилиндров γ :

$$L'_{\dot{e}i\ddot{i}} \dots_{\max} = 0,000005 \cdot \gamma^3 - 0,00136 \cdot \gamma^2 + 0,251 \cdot \gamma - 11,228$$

$$L''_{\dot{e}i\ddot{i}} \dots_{\max} = 0,000015 \cdot \gamma^3 - 0,0036 \cdot \gamma^2 + 0,304 \cdot \gamma - 6,465$$

$$L'''_{\dot{e}i\ddot{i}} \dots_{\max} = -0,0000084 \cdot \gamma^3 + 0,0017 \cdot \gamma^2 + 0,067 \cdot \gamma + 8,809$$

$$\varphi = -0,000083 \cdot \gamma^3 + 0,0214 \cdot \gamma^2 - 1,62 \cdot \gamma + 8,057$$

$$M_{\dot{n} \dot{a} \dot{o}} = -0,000021 \cdot \gamma^2 + 0,0109 \cdot \gamma + 0,921$$

По этим моделям можно оценивать виброактивность и определять параметры нащечных противовесов для уравнивания $\sum M_{ji}$ и для иных (промежуточных) углов развала цилиндров рассматриваемой схемы.

Вывод.

Выполненный анализ показывает возможность существенного снижения виброактивности двигателей типа V-6 со смещенными шатунными шейками без применения балансирных валов, естественным способом – только с помощью нащечных противовесов. При этом с уменьшением угла развала цилиндров монотонно уменьшается виброактивность от действия всех инерционных моментов. При углах развала менее 80° виброактивность “остаточного” момента от сил инерции первого порядка (после уравнивания его нащечными противовесами) меньше, чем от момента от сил инерции 2-го порядка, т.е. весьма незначительна. С точки зрения уравниваемости вариант ДВС с $\gamma = 80^\circ$ лучше, чем с $\gamma = 90^\circ$. Однако с уменьшением углов развала, конструкция коленчатого вала с разрезными шатунными шейками ослабляется, в следствии всё меньшего перекрытия шеек при увеличении угла смещения шеек α (рис.1). Оптимальным представляется угол порядка $\gamma = 80^\circ$, впрочем, оптимальная величина развала γ будет зависеть от конкретных особенностей проектируемого ДВС: диаметров шеек, размеров цилиндров, материала коленчатого вала и др.

Литература:

1. Гусаров В.В., Ашишин А.А. Анализ уравниваемости 6-ти цилиндровых V-образных поршневых ДВС с углом развала цилиндров 90° градусов. Сборник научных докладов VI научно-практической конференции. 2006. С. 38-43.
2. Гусаров В.В. Анализ возмущающего действия неравномерного крутящего момента. Журнал “Грузовик”. 2002. №6. С. 27-30.

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНТАКТА НЕРОВНОСТИ В УСЛОВИЯХ ГРАНИЧНОГО ТРЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА И ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА

Заренбин В.Г. (Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры)

Заренбин А.В. (ООО ИП «НЦВО – Фотоника»)

Расчету температуры на микроконтакте трибосопряжений посвящен ряд исследований [1-4], в том числе применительно и к парам трения в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) [5,6]. В приведенных публикациях по ДВС расчетные выражения даны при установившейся температуре вспышки.

Вместе с тем, трение поршневого кольца (ПК) о гильзу цилиндра (ГЦ) ДВС осуществляется при изменяющихся в широких пределах в течение рабочего цикла