УДК 621:631.3.02

### ОСОБЕННОСТИ БАЛАНСИРОВКИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ V-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### Мартынов А.В., Паксеваткин Е.Н.

ФГБОУ ВО «Мордовский государственный университет имени Н.П. Огарева» (национальный исследовательский университет), Саранск, e-mail: Martynov-230685@yandex.ru, paxevatkinen@yandex.ru

Известно, что основным дефектом коленчатых валов автотракторных двигателей является износ коренных и шатунных шеек, который вызывает динамическую неуравновешенность (дисбаланс), характеризуется смещением центра масс относительно оси вращения вала. Особенностью балансировки коленчатых валов V-образных двигателей (кроме V12) является применение специальных противовесов (бобвейтов), которые одеваются на шатунные шейки. Из-за отсутствия в заводской литературе по технологии ремонта массы бобвейтов коленчатых валов V-образных двигателей большое практическое значение имеет алгоритм ее определения. После определения массы бобвейтов дальнейшая балансировка коленчатых валов V-образных двигателей осуществляется двумя методами: внутренней и внешней балансировкой. Внутренняя балансировка подразумевает, что завод – изготовитель коленчатого вала сумел скомпенсировать щеками коленчатого вала вес ШПГ. Внешняя балансировка используется тогда, когда завод-изготовитель не смог скомпенсировать щеками коленчатого вала вес ШПГ, а значит, вынужден дополнительно компенсировать навесными деталями. Так как информацию по конкретному способу балансировки вала (внутренняя или внешняя балансировка и переднего шкива. Кроме того, последней операцией целесообразно проводить балансировку коленчатого вала с маховиком, демпфером и корзиной сцепления.

Ключевые слова: коленчатый вал, маховик, корзина сцепления, демпфер, внешняя и внутренняя балансировка, бобвейт, двигатель

# FEATURES OF THE CRANKSHAFTS BALANCING V-ENGINES Martynov A.V., Paksevatkin E.N.

Mordovian State University named after N.P. Ogarev (National Research University), Saransk, e-mail: Martynov-230685@yandex.ru, paxevatkinen@yandex.ru

It is known that the main defect of the crankshafts of motor-tractor engines is wear of the main and connecting rod necks, which causes dynamic unbalance (imbalance) is characterized by the displacement of the center of mass relative to the axis of rotation of the shaft. A feature of the crankshaft balancing of V-engines (except V12) is the use of special counterweights (babiito) that fit over the connecting rod journals. Due to the lack in the original literature on the technology of repair of the mass of Boboyev crankshaft V-engines of great practical importance is the algorithm of its determination. After determining the weight of the bobweits, further Balan-sation of the crankshafts of V-shaped engines is carried out by 2 methods: internal and external balancing. Internal balancing implies that the factory manufacturer of the crankshaft su-Mel compensate the crankshaft cheeks for the weight of the SHPG. External balancing is used when the manufacturer could not compensate the weight of the crank shaft with the help of the crankshaft cheeks, which means that IT is additionally compensated by the mounted parts. Since the information on a specific shaft balancing (internal or external balancing) is almost impossible to find in the free access, it is possible to focus on the performance of the flywheel and the front pulley. In addition, the latter operation is advisable to balance the crankshaft with a flywheel, damper and basket clutch.

Keywords: crankshaft, flywheel, clutch basket, damper, external and internal balancing, bobweight, engine

Коленчатые валы тракторных и автомобильных двигателей по конструктивно-технологическим и экономическим особенностям являются сложными, металлоемкими, дорогими и ответственными деталями.

Известно, что основным дефектом коленчатых валов автотракторных двигателей является износ коренных и шатунных шеек, который приводит к увеличению зазоров между ними, падению давления в системе смазки и увеличению динамических нагрузок в сопряжении, что вызывает вибрацию двигателя [1–3].

При вибрации двигателя возникает некомфортная эксплуатация техники, повышенный расход топлива и др. Причиной вибраций являются силы инерции, возникающие при вращении и неравномерном поступательном движении деталей. Величина силы инерции зависит от квадрата частоты или ускорения при поступательном движении. При этом данные величины являются переменными. Величина силы инерции определяется по формуле

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2, \qquad (1)$$

где m — неуравновешенная масса,  $\Gamma$ ; r — радиус вращения массы, м;  $\omega$  — угловая скорость вращения,  $c^{-1}$ ; n — частота вращения, мин<sup>-1</sup>.

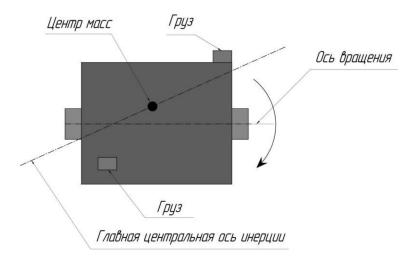


Рис. 1. Кинематическая схема при динамической неуравновешенности коленчатых валов

Согласно формуле (1), дисбаланс будет определяться по формуле

$$D = m \cdot r, \tag{2}$$

где D — дисбаланс, г·мм; m — неуравновешенная масса, г; r — расстояние от оси вращения до неуравновешенной массы, мм.

Возникающая у коленчатых валов динамическая неуравновешенность (дисбаланс) характеризуется смещением центра масс относительно оси вращения вала, а вместе с ним и главной центральной оси инерции (рис. 1).

Таким образом, при ремонте необходимо устранять динамическую неуравновешенность балансировкой только на специализированных стендах, таких, как, например, ТБ 300.

Однако при балансировке коленчатых валов V-образных двигателей (кроме V12) в отличие от рядных, применяются специальные противовесы (бобвейты), которые одеваются на шатунные шейки (рис. 2).



Рис. 2. Внешний вид противовесов (бобвейтов), установленных на шатунные шейки V-образных двигателей

Отсутствие в заводской литературе по технологии ремонта массы бобвейтов ко-

ленчатых валов V-образных двигателей вызывает большие трудности балансировки в условиях ремонтных предприятий как отечественных, так и импортных легковых и грузовых автомобилей.

Цель исследования: таким образом, большое практическое значение имеют значения массы бобвейтов и алгоритм ее определения для коленчатых валов V-образных двигателей.

#### Материалы и методы исследования

Согласно источникам [4, 5] известно, что масса бобвейтов определяется по формуле

$$M = M_{_{\rm BD}} + 0.5 \cdot M_{_{\rm BH}},\tag{2}$$

где  $M_{_{\mathrm{Bp}}}$  — вращательная масса шатунно-поршневой группы (ШПГ), г,  $M_{_{\mathrm{BH}}}$  — возвратно-поступательная масса ШПГ, г.

Так как масса бобвейтов зависит от массы шатунно-поршневой группы, то ее определение возможно двумя способами.

1. Сделать развесовку ШПГ и рассчитать массу каждого бобвейта без подгонки веса поршней, верхней и нижней головки шатуна, а попытаться скомпенсировать более легкую верхнюю головку шатуна наиболее тяжелым поршнем. В результате получаются бобвейты, близкие по массе.

Трудоемкость данной операции не очень высока. Однако минусом этого способа является не совсем корректный расчет и необходимость селективной сборки (поршень и шатун можно ставить только в то место, куда указал балансировщик).

2. Сделать развесовку ШПГ, подогнать по массе поршни и шатуны. В результате масса бобвейтов получается одинаковая.

Этот способ имеет наиболее точный метод расчета, поршни и шатуны можно собирать в произвольном порядке, однако у этого способа более высокая трудоемкость.

В практике пользуются этими двумя способами. Пример. Имеется коленчатый вал V-образного двигателя автомобиля «КАМАЗ» евро 1 с комплектом ШПГ.

Для определения массы бобвейтов по формуле (1), находим возвратно-поступательную массу деталей ШПГ.

1. Взвешиваются поршни (рис. 2, а). Если поршневые пальцы по массе практически не отличаются, их можно не взвешивать вместе с поршнями. Если масса различается, то пальцы придется взвешивать в сборе с поршнем. Далее если масса бобвейтов считается по первому способу, то записывается масса каждого из восьми поршней.

2. Если масса бобвейтов считается по второму способу, то подгоняется масса поршней (с учетом допуска) под минимальное значение (2006,5 г) и пропускается эта операция, если считается по первому способу (рис. 2, б).

При подгонке массы поршней съем металла можно производить со специальных отливов, с внутренней стороны днища поршня, с внутренней стороны юбки поршня, не ослабляя конструкцию поршня, что может привести к выходу двигателя из строя. Однако в практике часто бывает, что невозможно подогнать по массе поршни, так как разброс слишком велик.

- 3. Взвешиваются стопорные кольца поршневого пальца (если они используются) на один цилиндр (10,5 r).
- 4. Взвешиваются поршневые пальцы (если у пальцев минимальный разброс и взвешивались поршня в первом пункте без пальцев) (799 г).
- 5. Взвешиваются поршневые кольца на один цилиндр (первое поршневое кольцо, второе поршневое кольцо, маслосъемное кольцо) (рис. 2, в) (103,5 г).
- 6. Взвешивается пара шатунных вкладышей (на один шатун) (рис. 2, г) (168,5 г).

- 7. Взвешивается нижняя головка у всех 8 шатунов (рис. 2, д) (2110 г).
- 8. Подгоняются по массе шатуны, если считается по второму варианту и пропускается эта операция, если расчет ведется по первому варианту (рис. 2, е).
- 9. Взвешивается общая масса каждого из 8 шатунов. 10. Считается масса верхней головки каждого из восьми шатунов

11. Подгоняется по массе верхняя головка шатунов, если считается по второму варианту и пропускается этот пункт, если считается по первому варианту (рис. 3).

Таким образом, после взвешивания имеется масса всех деталей для расчета массы бобвейтов по первому и по второму способу расчета:

- масса одного поршня 2006,5 г (подогнали массу более тяжелых поршней под самый легкий);
- масса одного поршневого пальца 799 г (масса пальцев одинаковая);
  - масса стопорных колец на один поршень 10,5 г;
- масса комплекта поршневых колец на один поршень 103,5 г;
- масса верхней головки шатуна 992,5 г (все 8 шатунов у нас имеют общую массу).

Так как на одной шатунной шейки находится по 2 шатуна, общая возвратно-поступательная масса будет

$$M_{\text{BIT}} = (2006,5 + 799 + 10,5 + 103,5 + 992,5) \cdot 2 = 7824 \text{ }\Gamma.$$

Затем выписываются данные, которые относятся к вращательной массе:

- масса пары шатунных вкладышей (на один шатун) 168,5 г;
  - масса нижней головки шатуна 2110 г.



a



б



2





е

в

д



Рис. 3. Подгонка верхней головки шатуна



Рис. 4. Набор бобвейтов по массе

К возвратно-поступательной массе добавляется порядка 4–8 г на вес масла в каналах коленчатого вала. Тогда общая вращательная масса будет равна

$$M_{_{\rm BD}} = (2110 + 168,5) \cdot 2 + 8 = 4565 \text{ r.}$$

Итак, согласно формуле (1), масса бобвейтов будет равна

$$M = M_{\text{Bp}} + 0.5 \cdot M_{\text{BH}} = 4565 + 0.5 \cdot 7824 = 8477 \text{ }\Gamma.$$

Соответственно, на каждую шатунную шейку, нужно закрепить бобвейт массой 8477 г, состоящего из двух равных по массе частей, т.е. по 4238,5 г.

## Результаты исследования и их обсуждение

Результаты расчета массы бобвейтов наиболее часто встречаемых при балансировке коленчатых валов V-образных двигателей приведены в таблице.

При расчете по первому способу масса каждого из четырех бобвейтов будет немного отличаться (так как здесь не подгоняется масса поршней и шатунов). И чтобы уменьшить разброс в массе бобвейтов нужно скомплектовать поршни и шатуны таким образом, чтобы шатун с минимальной массой верхней головки шатуна комплектовался самым тяжелым поршнем.

После определения массы бобвейтов при дальнейшей балансировке коленчатых валов V-образных двигателей используются 2 метода: внутренняя балансировка и внешняя балансировка [6].

Внутренняя балансировка подразумевает, что завод – изготовитель коленчатого вала сумел скомпенсировать щеками коленчатого вала вес ШПГ (поршень, поршневой палец, поршневые кольца, стопорные кольца, шатун, шатунные вкладыши). А это значит, что в условиях ремонтных предприятий этот вал можно балансировать отдельно (но обязательно с использованием бобвейтов).

Внешняя балансировка используется тогда, когда завод-изготовитель не смог скомпенсировать щеками коленчатого вала вес ШПГ, а значит, вынужден дополнительно компенсировать, например, за счет переднего шкива (демпфера) и маховика. А это значит, что в условиях ремонтных предприятий этот вал нужно балансировать в «сборе», то есть с маховиком и часто вместе с передним шкивом, (но обязательно с использованием бобвейтов).

<b>1</b>		X 7 ~	U
Macca hondeutor	коленчатых валов	V-000032HLIV	пригателеи
Macca Ooobchilob	RUMUII TAIDIA DAMOD	v-00pasiibiA	дынателен

No	Показатели	Марка двигателя							
п/п		Камаз740			ПАЗ	ЯМЗ-236	Митцубиси		
		Евро1	Евро2	Евро3			паджеро V6		
Масса возвратно-поступательных деталей									
1	Поршень	2006,5	1874	1987	525	3014	383		
2	Поршневой палец	799	877	856	148	1050	109		
3	Стопорное кольцо	10,5	10,5	11	5	25,5	5		
4	Поршневые и маслосъемные кольца	103,5	90	86	64	185,5	74		
5	Верхняя головка шатуна	992,5	992,5	992,5	261	1410	200		
6	Общая масса	3912	3844	3932	1003	5685	771		
Масса вращательных деталей									
7	Нижняя головка шатуна	2110	2110	2110	604	2338,5	430		
8	Вкладыши	168,5	168,5	168,5	80	256,5	32		
9	Масло в канале	8	8	8	6	8	6		
10	Общая масса	2287	2287	2287	690	2603	468		
11	Масса бобвейтов	8477	8409	8497	2377	10883	1701		





Рис. 5. Внешний вид маховика и переднего шкива при внешней балансировке

Так как информацию по конкретному способу балансировки вала (внутренняя или внешняя балансировка) в свободном доступе найти практически невозможно, можно ориентироваться на исполнение маховика и переднего шкива.

Внешний вид маховика и переднего шкива при внешней балансировке приведен на рис. 5.

Из рис. 5 видно, что при внешней балансировке маховик и передний шкив изготовлены несимметрично, а значит если на маховике или переднем шкиве (демпфере) в определенном месте металла снято больше, то данный коленчатый вал должен балансироваться только в сборе (коленчатый вал, маховик, демпфер) и с бобвейтами.

Кроме того, последней операцией целесообразно проводить балансировку коленчатого вала с маховиком, демпфером и корзиной спепления.

#### Выводы

1. Определены массы бобвейтов наиболее часто встречаемых коленчатых валов

V-образных двигателей и приведен алгоритм для ее расчета.

2. Определены особенности внешней и внутренней балансировки коленчатых валов V-образных двигателей.

#### Список литературы

- 1. Горшков А.А., Волощенко М.В. Литые коленчатые валы. М.: Машиностроение, 1964. 195 с.
- 2. Гурвич И.Б. Долговечность автомобильных двигателей. М.: Машиностроение, 1967. 103 с.
- 3. Усков В.П. Ресурсосбережение при ремонте базовых деталей тракторных двигателей: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.03. Москва, 1999. 346 с.
- 4. Мартынов А.В., Паксеваткин Е.Н., Мартынова Е.Г. Назначение, устройство и анализ причин отказов коленчатых валов // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы межвузовский: сборник научных трудов. Саранск, 2017. С. 514–521.
- 5. Величко С.А., Сенин П.В., Чумаков П.В., Мартынов А.В. Устройство для электроконтактной приварки стальной ленты. Патент на полезную модель RUS 152208 15.12.2014.
- 6. Бурумкулов Ф.Х., Сенин П.В., Величко С.А., Иванов В.И., Мартынов А.В., Ионов П.А., Раков Н.В. РД 10.003—2009 Геометрические параметры и физико-механические свойства поверхностей, образованных при электроискровой обработке материалов в газовой среде. М.: ГОСНИТИ, 2009. 56 с.