

Comparative analysis of balancing of V6 engines with common- and split-pin crankshafts

An analysis of balancing of V6 engines equipped with split-pin crankshafts with any cylinder bank angle based on the mathematical relations derived in the paper was carried out. A comparison of the quality of their balancing with engines equipped with common-pin crankshafts was also carried out. The bank angle ranges beneficial for balancing of moments of inertia forces in reciprocating motion were determined. A mathematical relation on the optimum value of the main counterweights in the function of the cylinder bank angle was derived as well. The advantages of the split-pin crankshafts from the point of view of balancing were also indicated also.

Key words: V6 engines, crankshafts, balancing

Analiza porównawcza wyrównoważenia silników V6 z konwencjonalnymi wałami korbowymi i o dzielonych czopach korbowych

Na podstawie wyprowadzonych w pracy zależności przeprowadzono analizę wyrównoważenia silników V6 wyposażonych w wały korbowe o dzielonych czopach korbowych, o dowolnym kącie rozwidlenia cylindrów. Dokonano porównania jakości ich wyrównoważenia z silnikami o konwencjonalnych wałach korbowych. Wyznaczono zakresy kąta rozwidlenia cylindrów korzystne z punktu widzenia wyrównoważenia momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym. Wyprowadzono zależność na wartość optymalną wektora momentu przeciwnas głównych w funkcji kąta rozwidlenia cylindrów. Wskazano na zalety wałów korbowych z dzielonymi czopami korbowymi z punktu widzenia wyrównoważenia.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe V6, wały korbowe, wyrównoważanie

1. Introduction

V6 engines have unbalanced vectors of moment of inertia forces in reciprocating motion which are transmitted to a vehicle frame. Their main disadvantage, except for the engines with the bank angle of 120°, is greater non-uniformity of the torque than six cylinder inline engines due to unequal firing intervals between the cylinders operating successively one after another. For example in the engines with the bank angle of 90°, the firing intervals are: 150°–90°–150°–90°–150°–90°. From torsional vibration standpoint this is disadvantageous due to the presence of complex harmonic components in the course of the torque, that is difficult to suppress [2]. For this reason, car companies use split-pin crankshafts in V6 engines. In the engines with the bank angle of 60°, the crankpins are split and their adjacent parts are staggered by 60° in opposite directions and by 30° in the engines with the bank angle of 90°. Thus, in both types of the engines equal firing intervals are achieved amounting to 120° as well as a more uniform torque. These types of crankshafts are named in English literature "split-pin (split-journal) crankshafts" or "crankshafts with flying arms" [1]. A view of a split-pin crankshaft is shown in Figure 1.

The precursor in the production of V6 engines with the split-pin crankshafts, ensuring regular spacing between firings, was Buick company which introduced a car with a V6 engine and the cylinder bank angle amounting to 90° already in 1977.

For those who are less familiar with the mechanics of this type of crank gears, for the lack of literature on this subject, incomprehensible may seem the information contained in

1. Wstęp

Silniki V6 mają niewyrównoważone wektory momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym, które przenoszą się na ramę pojazdu. Ich zasadniczą wadą, z wyjątkiem silników o kącie rozwidlenia cylindrów wynoszącym 120°, jest większa nierównomierność momentu obrotowego niż silników rzędowych 6-cylindrowych, spowodowana nierównym odstępem pomiędzy zapłonami kolejno po sobie pracujących cylindrów. Na przykład w silnikach o kącie rozwidlenia 90° odstępami pomiędzy zapłonami wnoszą: 150°–90°–150°–90°–150°–90°.

W silnikach V6 o wałach korbowych mających wspólne czopy dla przeciwległych cylindrów, które nazywane są w niniejszej pracy wałami konwencjonalnymi, wartość bezwzględne maximum momentu obrotowego jest średnio dwukrotnie większa od jego wartości średniej, a bezwzględne minimum 1,75 razy mniejsza. W silnikach 6-cylindrowych o równych odstępach pomiędzy zapłonami wartości te wynoszą odpowiednio 1,5 i 1,25 [1, 2, 5]. Jest to niekorzystne ze względu na obecność w przebiegu takiego momentu złożonych harmonicznych rzędu 1,5; 2,4; 4-go i innych, które jest trudno wyłumić [2]. Z tego względu firmy samochodowe stosują w silnikach V6 wały korbowe z dzielonymi i obróconymi względem siebie czopami korbowymi. W silnikach o kącie rozwidlenia cylindrów 60° części dzielonego czopa korbowego są obrócone względem siebie o kąt 60°, a w silnikach o kącie rozwidlenia 90° kąt ten wynosi 30°. W ten sposób w obu typach silników uzyskuje się jednakowy kąt pomiędzy zapłonami wynoszący 120° i bardziej równomierny moment obrotowy. Wały korbowe

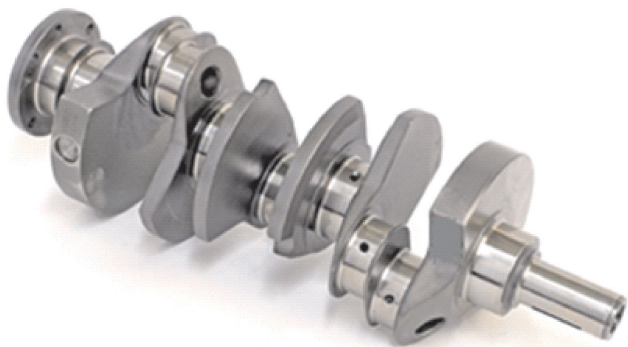


Fig. 1. A split-pin crankshaft of a V6 engine

Rys. 1. Wał korbowy silnika V6 o dzielonych czopach korbowych

[3] that the reduction of the bank angle from 90° to 60° in the V6 engine which Mercedes-Benz started to produce in 2010, led to the resignation from the balancing shaft. There is no information in the publication that the both engines have split-pin crankshafts. It is worth mentioning that for the first time Mercedes-Benz introduced a V engine to its luxury cars only toward the end of the 90° [4]. It was the engine with the swept volume 3.2 litres and the bank angle of 90°. The engine is equipped with a split-pin crankshaft.

The main objective of this study was to derive relations allowing to analyse balancing of the inertia forces in the reciprocating motion of V6 engines with any cylinder bank angle, equipped with the split-pin crankshafts and carrying out a comparative analysis of balancing of the engines equipped with the common- and split-pin crankshafts. The indication of the cylinder bank angles providing the best balancing as well as the choice of the optimum value of the vector of the moment of the main counterweights were also one of the aims of the study.

2. Theoretical basis of balancing of V6 engines with split-pin crankshafts

As mentioned in the introduction, V6 engines with split-pin crankshafts were introduced in order to ensure equal firing intervals between successively operating cylinders. This is possible if the crankpins in a three-crank crankshaft are split into two parts and staggered by an angle δ . The value of the angle δ , ensuring equal firing intervals, depends on the cylinder bank angle γ and for $\gamma \in (0^\circ-180^\circ)$ can be determined from the following relationship:

$$\delta = |120^\circ - \gamma| \quad (1)$$

The V6 engines currently produced have the two banks of cylinders inclined at 60° and 30°, which in accordance with equation (1) means, that the angles δ that the two pieces of the split crankpins form respectively: 60° and 30°.

A kinematic scheme of a V6 engine crank gear with the split-pin crankshaft and the cylinder bank angle 60°, as well as with the vectors of the moments of the first- and second-order inertia forces in the reciprocating motion for both banks are shown in Figure 2. The symbols L and R in the figure indicate assignment of the moments to the left- and right-hand cylinder bank respectively.

tego typu noszą w literaturze angielskiej nazwy „split-pin (split-journal) crankshafts” lub „crankshafts with flying arms” [1]. Wał korbowy silnika z dzielonymi czopami korbowymi pokazano na rys. 1.

Prekursorem w produkcji silników V6 z wałami korbowymi o dzielonych czopach korbowych, zapewniających regularne odstępy pomiędzy zapłonami, była firma Buick, która już w 1977 r. wprowadziła na rynek samochód z silnikiem V6 o kącie rozwidlenia 90°.

Dla mniej zaznajomionych z dynamiką tego typu mechanizmów korbowych, z braku literatury na ten temat, niezrozumiałą może się wydawać informacja zawarta w pracy [3], że zmniejszenie kąta rozwidlenia cylindrów z 90° do 60° w silniku V6, wprowadzonym do produkcji przez firmę Mercedes-Benz w 2010 r., pozwoliło na rezygnację z wałka wyrównowazającego. Zabrakło w tej publikacji informacji, że obydwie silniki mają wały korbowe o dzielonych czopach korbowych. Warto w tym miejscu zauważyć, że firma Mercedes po raz pierwszy wprowadziła silnik o układzie V do swoich luksusowych samochodów dopiero pod koniec lat 90. XX w. [4]. Był to silnik V6 o objętości skokowej 3,2 dm³ i kącie rozwidlenia cylindrów 90°. Wał korbowy tego silnika ma dzielone czopy korbowe.

Zasadniczym celem niniejszej pracy było wyprowadzenie zależności umożliwiających analizę wyrównoważenia sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym silników V6 o dowolnym kącie rozwidlenia cylindrów, wyposażonych w wały korbowe z dzielonymi czopami korbowymi, oraz przeprowadzenie analizy porównawczej wyrównoważenia silników wyposażonych w konwencjonalne wały korbowe i silników mających wały korbowe z dzielonymi czopami korbowymi. Celem pracy było także wskazanie kątów rozwidlenia cylindrów zapewniających najlepsze wyrównoważenie, a ponadto dobór optymalnej wartości wektora momentu przeciwmas głównych.

2. Podstawy teoretyczne wyrównoważenia silników V6 o dzielonych czopach korbowych

Jak wspomniano we wstępie, silniki V6 z dzielonymi czopami korbowymi wprowadzono po to, aby zapewnić równe odstępy pomiędzy zapłonami kolejno po sobie pracujących cylindrów. Jest to możliwe, jeśli w wale z trzema wykorbieniami podzieli się czopy korbowe na dwie części i obróci je o kąt δ . Wartość kąta δ , zapewniająca równe odstępy pomiędzy zapłonami, zależy od kąta rozwidlenia cylindrów γ i dla $\gamma \in (0^\circ-180^\circ)$ można ją wyznaczyć na podstawie zależności (1).

Produkowane obecnie silniki mają kąty rozwidlenia 60° i 30°, co oznacza, zgodnie z zależnością (1), że dwuczęściowe czopy korbowe w tych silnikach tworzą kąty δ odpowiednio 60° i 30°.

Schemat kinematyczny mechanizmu korbowego silnika o kącie rozwidlenia 60°, z naniesionymi wektorami momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym pierwszego i drugiego rzędu dla obu rzędów cylindrów, przedstawiono na rys. 2. Indeksy L i R na rysunku oznaczają przyporządkowanie momentów odpowiednio do lewego i prawego rzędu cylindrów.

A V6 engine equipped with the split-pins crankshaft may be treated theoretically as two in-line engines in one block with the cylinder planes forming the angle γ , having two crankshafts rotating around the common axis of rotation and forming the angle δ with each other.

After adjusting to the new coordinate system the relation on the moment of the inertia forces in the reciprocating motion in the in-line three-cylinder engine presented in [6], and taking into account the angle δ between the two pieces of the split crankpin, the following expressions describing the relative moments of the forces in the reciprocating motion for the left- and right-hand cylinder banks can be written:

$$\begin{aligned} M_L &= -\sqrt{3} \left[\cos \left(\alpha + 30^\circ + \frac{\gamma + \delta}{2} \right) + \lambda \cos 2 \left(\alpha - 15^\circ + \frac{\gamma + \delta}{2} \right) \right] \\ M_R &= -\sqrt{3} \left[\cos \left(\alpha + 30^\circ - \frac{\gamma + \delta}{2} \right) + \lambda \cos 2 \left(\alpha - 15^\circ - \frac{\gamma + \delta}{2} \right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

The relative values of the moment presented by relations (2) were obtained by dividing the absolute moment by expression $m_p r \omega^2 a$, in which the individual symbols denote: m_p – equivalent reciprocating mass, r – crank radius, ω – crankshaft rotational speed, a – distance between cylinder axes.

The first terms in expressions (2) are the components of the vector of the moment of the first-order inertia forces \mathbf{M}' , and the second – the moment of the second-order inertia forces \mathbf{M}'' . In this paper the masses of the individual elements of the crank gear were assumed equal and the distance between the cylinder axes uniform. In addition, the moment of inertia due to the shift of the cylinder axis lying opposite each other, by the width of the connecting rod big end, measured along the axis of the crankshaft rotation was disregarded.

The sums of the vectors \mathbf{M}_L and \mathbf{M}_R projections on the axes of the coordinate system, in a V6 engine with the crank gear as in Figure 1, can be converted to the following form:

$$\begin{aligned} M_x &= -2\sqrt{3} \cos \frac{\gamma}{2} \left[\cos \left(\frac{\gamma + \delta}{2} \right) \cos(\alpha + 30^\circ) + \lambda \cos(\gamma + \delta) \cos 2(\alpha - 15^\circ) \right] \\ M_y &= 2\sqrt{3} \sin \frac{\gamma}{2} \left[\sin \left(\frac{\gamma + \delta}{2} \right) \sin(\alpha + 30^\circ) + \lambda \sin(\gamma + \delta) \sin 2(\alpha - 15^\circ) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

After taking into account relations (1), relationship (3) can be converted to the following simpler form:

$$\begin{aligned} M_x &= -\sqrt{3} \cos \frac{\gamma}{2} [\cos(\alpha + 30^\circ) - \lambda \cos 2(\alpha - 15^\circ)] \\ M_y &= 3 \sin \frac{\gamma}{2} [\sin(\alpha + 30^\circ) + \lambda \sin 2(\alpha - 15^\circ)] \end{aligned} \quad (4)$$

In Figure 3 there are plots of values of the vector of the moment of the inertia forces versus the crank angle α , for $\lambda = 0.3$, $\gamma = 60^\circ$ and $\delta = 60^\circ$, and in Figure 4 for $\gamma = 90^\circ$ and $\delta = 30^\circ$. The vectors of the moment of the first-order inertia

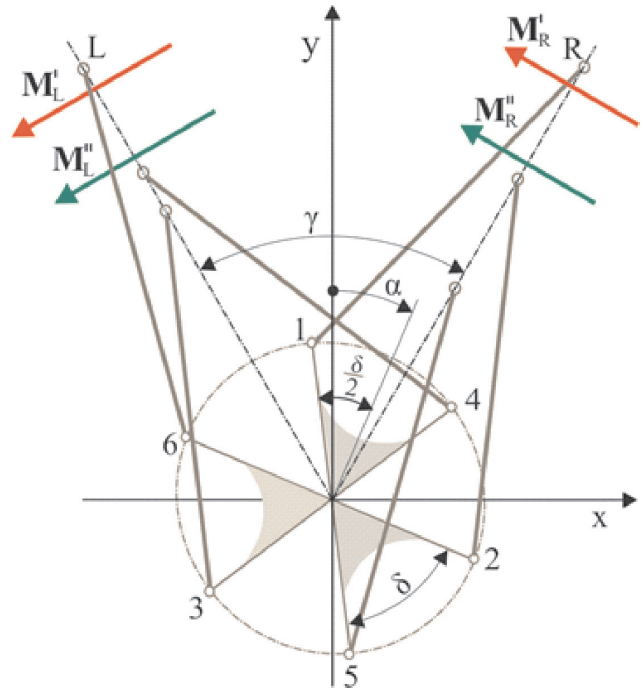


Fig. 2. Crank gear of a V6 engine with the split-pin crankshaft
Rys. 2. Schemat mechanizmu korbowego silnika V6 o dzielonych czopach korbowych

Silnik V6 z dzielonymi czopami korbowymi można traktować teoretycznie jak dwa silniki rzędowe w jednym kadłubie, o płaszczyznach osi cylindrów tworzących kąt γ , których wały korbowe o wspólnej osi obrotu są obrócone względem siebie o kąt δ .

Po dostosowaniu do nowego układu współrzędnych zależności na moment od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym silnika rzędowego 3-cylindrowego przedstawionej w [6], z uwzględnieniem kąta δ pomiędzy dwoma fragmentami podzielonego czopa, można napisać wyrażenia (2) opisujące względne momenty od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla lewego i prawego rzędu cylindrów.

Względne wartości momentu opisane zależnościami (2) wynikają z podzielenia momentu bezwzględного przez wyrażenie $m_p r \omega^2 a$, w którym poszczególne symbole oznaczają: m_p – masa w ruchu postępowo-zwrotnym, r – promień wykorbienia, ω – prędkość kątowa wału korbowego, a – odległość pomiędzy osiami cylindrów.

Pierwsze człony w zależnościami (2) stanowią wartości składowych wektora momentu sił bezwładności pierwszego rzędu \mathbf{M}' , a drugie – sił bezwładności drugiego rzędu \mathbf{M}'' . W pracy zakłada się jednakowe masy poszczególnych elementów mechanizmu korbowego, jednakowe odległości pomiędzy osiami cylindrów oraz pomija moment sił bezwładności powstały w wyniku przesunięcia osi naprzeciw siebie leżących cylindrów o szerokość stopy korbowodu, mierzonego wzdłuż osi obrotu wału korbowego. Sumy rzutów wektorów \mathbf{M}_L i \mathbf{M}_R na osie układu współrzędnych, w silniku V6 o mechanizmie korbowym jak na rys. 1, można sprowadzić do postaci (3).

Po uwzględnieniu zależności (1) zależność (3) można przekształcić do prostszej postaci (4).

forces \mathbf{M}' and the second-order \mathbf{M}'' are also plotted in the Figures.

As is apparent from the Figures, of the two V6 engines the better balanced is the one with the bank angle $\gamma = 60^\circ$, which has a smaller value of the moment of both the first-

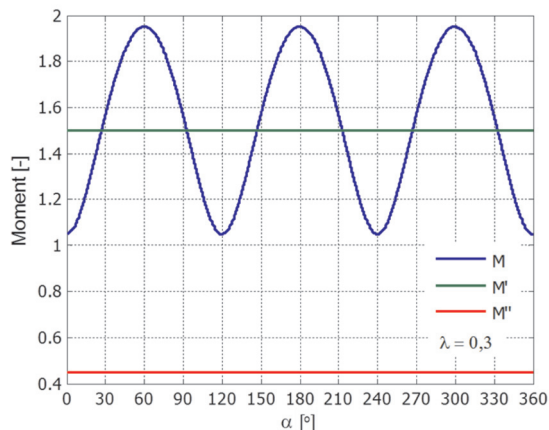


Fig. 3. Plots of the moment of the inertia forces \mathbf{M}' and \mathbf{M}'' and their sum \mathbf{M} in V6 engines with split-pin crankshafts, for $\lambda = 0.3$, $\gamma = 60^\circ$ and $\delta = 60^\circ$

Rys. 3. Przebieg wartości momentu od sił bezwładności \mathbf{M}' i \mathbf{M}'' oraz ich sumy \mathbf{M} w silnikach V6 o dzielonych czopach wałów korbowych dla $\lambda = 0.3$, $\gamma = 60^\circ$ i $\delta = 60^\circ$

and second-order inertia forces. An important feature of this engine is constant modulus of the vector \mathbf{M}' with a value of 1.5, which may be completely balanced by a vector of a counterweights attached to the crankshaft. It is worth noting that the vector \mathbf{M}'' has also constant modulus that allows its easy balancing with an additional balance shaft rotating at angular velocity 2ω .

In order not to complicate the engine block design too much, in multi-cylinder engines of commercial vehicles with $\gamma \neq 60^\circ$ usually only the vectors of the first order moments are balanced to a maximum degree by using the counterweights attached to the crankshaft, which are called the main counterweights. As pointed out above, the first terms in relations (4) are the projections of vectors \mathbf{M}' on the axes of the system of coordinates, that can be described by the following relationships:

$$\begin{aligned} M'_x &= -\sqrt{3} \cos \frac{\gamma}{2} \cos(\alpha + 30^\circ) \\ M'_y &= 3 \sin \frac{\gamma}{2} \sin(\alpha + 30^\circ) \end{aligned} \quad (5)$$

3. Comparative analysis of V6 engines balancing

To reduce the vector of the moment of the first-order inertia forces to the possible maximum extent, the vector of the main counterweights \mathbf{M}_c applied should have such so that the modulus of the resultant vector $\Delta \mathbf{M}'$ was constant, that is:

$$\mathbf{M}' + \mathbf{M}_c = \Delta \mathbf{M}'; |\Delta \mathbf{M}'| = \text{const} \quad (6)$$

Na rysunku 3 przedstawiono przebieg wartości wektora momentu sił bezwładności w funkcji kąta obrotu wału korbowego α dla $\lambda = 0.3$, $\gamma = 60^\circ$ i $\delta = 60^\circ$, a na rys. 4 dla $\gamma = 90^\circ$ i $\delta = 30^\circ$. Na wykresy naniesiono również wartości wektorów momentu pierwszego rzędu \mathbf{M}' i drugiego – \mathbf{M}'' .

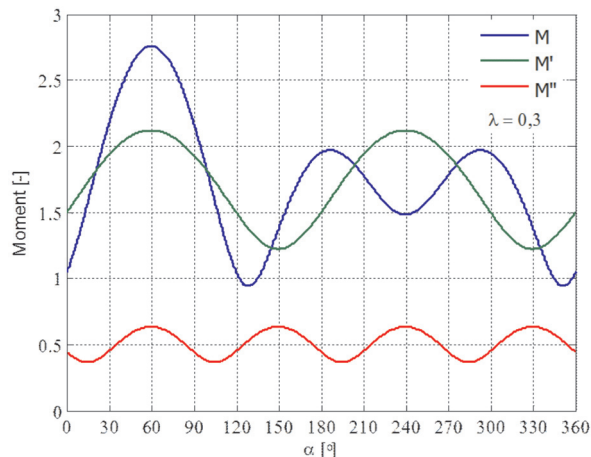


Fig. 4. Plots of the moment of the inertia forces \mathbf{M}' and \mathbf{M}'' and their sum \mathbf{M} in V6 engines with split-pin crankshafts, for $\lambda = 0.3$, $\gamma = 90^\circ$ and $\delta = 30^\circ$

Rys. 4. Przebieg wartości momentu od sił bezwładności \mathbf{M}' i \mathbf{M}'' oraz ich sumy \mathbf{M} w silnikach V6 o dzielonych czopach wałów korbowych dla $\lambda = 0.3$, $\gamma = 90^\circ$ i $\delta = 30^\circ$

Jak wynika z analizy rys. 3 i 4, spośród dwóch silników V6 lepiej wyrównoważonym jest silnik o kącie rozwidlenia $\gamma = 60^\circ$, który charakteryzuje się mniejszą wartością momentu od sił bezwładności zarówno pierwszego rzędu, jak i drugiego. Ważną cechą tego silnika jest stały moduł wektora \mathbf{M}' o wartości 1,5, dzięki czemu może być on całkowicie wyrównoważony wektorem momentu przeciwnym związanych z wałem korbowym. Warto zauważyć także, że również wektor momentu \mathbf{M}'' ma stały moduł, który umożliwia jego łatwe wyrównoważenie za pomocą dodatkowego wałka wyrównowazającego obracającego się z prędkością kątową 2ω .

Aby nie komplikować z nadto konstrukcji kadłuba w silnikach użytkowych wielocylindrowych o $\gamma \neq 60^\circ$ zazwyczaj wyrównoważa się w maksymalnym stopniu tylko wektory momentów od sił bezwładności pierwszego rzędu przez zastosowanie przeciwnym umieszczonych na wale korbowym, które nazywane są przeciwnymi głównymi. Jak zaznaczono wyżej, rzuty wektorów momentów \mathbf{M}' na osie układu współrzędnych stanowią pierwsze człony w zależności (4) i można je opisać za pomocą zależności (5).

3. Analiza porównawcza wyrównoważenia silników V6

Aby w maksymalnym stopniu zredukować wartość wektora momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu, należy przyłożyć taki wektor \mathbf{M}_c za pomocą przeciwnym głównym, aby pozostały po wyrównoważeniu wektor wypadkowy $\Delta \mathbf{M}'$ miał stały moduł – wzór (6). Korzystając z zależności (5),



Using equation (5) the following formula describing the value of the vector of the counterweights \mathbf{M}_c , meeting the condition (6), can be derived:

$$M_c = \sqrt{3} \cos\left(60^\circ - \frac{\gamma}{2}\right) \quad (7)$$

The vector $\Delta\mathbf{M}'$ rotates at an angular velocity ω in the direction opposite to the crankshaft. A graphical illustration of equation (7) is the plot shown in Figure 3 (blue line).

For comparison, the course of the vector \mathbf{M}_c for V6 engines with the common-pin crankshafts, the value of which, according to (7), is constant and equals $\sqrt{3}$ was also plotted in the Figure. In order to unambiguously assign the analysed graphical functions of the two types of engines differing with the crankshafts design, throughout the paper the symbols 'D' and 'K' refer to the engines with split- and common-pin crankshafts respectively. It follows from the Figure that only for $\gamma = 120^\circ$ the values of both vectors are equal, as for this value of the cylinder bank angle the crankshafts are exactly the same. It appears from equation (1), that for the bank angle $\gamma = 120^\circ$, the angle δ between the two elements of the split crankpin equals 0. In the remaining range of the angles γ the optimum value of the vector \mathbf{M}_c decreases rapidly, which in consequence means smaller mass moment of inertia of the crankshaft, and therefore higher natural frequency of its vibration. So this is another important advantage, after the more uniform torque of V6 engines with the split-pin crankshafts, as the vibration resonance will occur with harmonics of a higher order which have a lower amplitude.

It is not difficult to note that as a result of the use of equation (7) in relationships (5), the following expression for calculating the value of the vector $\Delta\mathbf{M}'$ of the engines fitted with the split-pin crankshafts can be written:

$$\Delta\mathbf{M}' = \sqrt{3} \left| \cos\left(\frac{\gamma}{2} + 60^\circ\right) \right| \quad (8)$$

However, the relation on the value of the vector $\Delta\mathbf{M}'$ of the engine equipped with the common-pin crankshaft derived in [7], is as follows:

$$\Delta\mathbf{M}' = \sqrt{3} |\cos \gamma| \quad (9)$$

The vectors described by relations (8) and (9) rotate at a rotational speed ω in the direction opposite to the crankshaft.

Balancing quality of vector \mathbf{M}' can be assessed by the degree of balance β defined as below:

$$\beta = \frac{M_c}{M'_{\max}} = \frac{\sqrt{3} \cos\left(60^\circ - \frac{\gamma}{2}\right)}{\sqrt{\left[-\sqrt{3} \cos \frac{\gamma}{2} \cos(\alpha + 30)\right]^2 + \left[3 \sin \frac{\gamma}{2} \sin(\alpha + 30)\right]^2}} \cdot 100\% \quad (10)$$

można wyprowadzić wzór (7) na wartość wektora momentu przeciwnas \mathbf{M}_c spełniającego warunek (6).

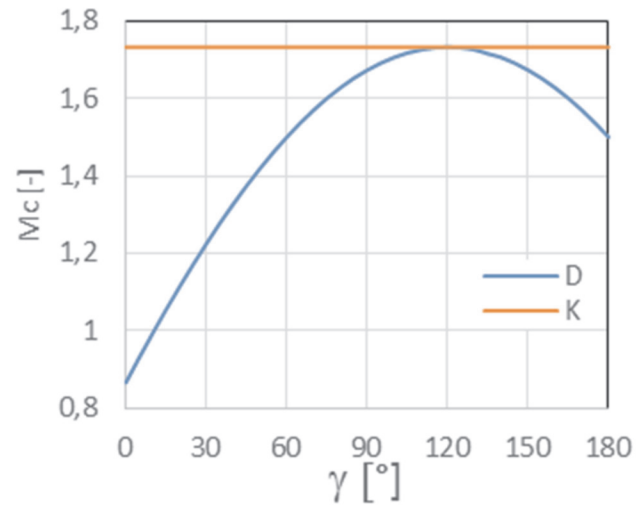


Fig. 5. Graph of the optimal value of the vector of the moment of the main counterweights: D – split-pin crankshafts, K – common-pin crankshafts

Fig. 5. Przebieg optymalnej wartości wektora momentu przeciwnas głównych: D – wały o dzielonych czopach korbowych, K – wały konwencjonalne

Wektor $\Delta\mathbf{M}'$ obraca się z prędkością kątową ω w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu wału korbowego. Graficzną ilustracją zależności (7) jest wykres przedstawiony na rys. 5.

Dla porównania na rys. 5 naniesiono także przebieg wartości wektora \mathbf{M}_c , dla silników V6 mających konwencjonalne wały korbowe, którego wartość, zgodnie z wzorem (7), jest stała i wynosi $\sqrt{3}$. W celu jednoznacznego przyporządkowania analizowanych funkcji graficznych obydwu typom silników różniących się konstrukcją wału korbowego, w całej pracy symbol „D” dotyczy silników z wałami korbowymi o dzielonych czopach korbowych, a symbol „K” – silników mających wały konwencjonalne. Jak wynika z analizy rysunku, tylko dla $\gamma = 120^\circ$ wartości obydwu wektorów momentu są jednakowe, gdyż wały korbowe dla tego kąta rozwidlenia cylindrów są takie same. Z zależności (1) wynika bowiem, że dla $\gamma = 120^\circ$ kąt jaki tworzą obie części dzielonego czopa korbowego $\delta = 0$. W pozostałym zakresie wartości kątów γ optymalna wartość wektora momentu \mathbf{M}_c szybko się zmniejsza, co w konsekwencji oznacza mniejszy masowy moment bezwładności wału korbowego, a zatem większą częstość jego drgań własnych. Jest to więc istotna kolejna zaleta, po bardziej wyrównanym momencie obrotowym, silników V6 z wałami korbowymi o dzielonych czopach korbowych, gdyż rezonans częstości drgań własnych wystąpi z harmonicznymi wyższych rzędów, które mają mniejszą amplitudę.

W wyniku wykorzystania zależności (7) w zależnościach (5) można napisać zależność (8) na wartość wektora momentu $\Delta\mathbf{M}'$ silników wyposażonych w wały o dzielonych czopach korbowych.

The plots of the degree of balance of the moment of the inertia forces versus the cylinder bank angle γ are shown in Figure 6.

The curve K in the Figure for the engine with the common-pin crankshaft was calculated on the basis of simple relationship [7], which has the following form:

$$\beta = \frac{1}{\cos \gamma + 1} \cdot 100\% \quad (11)$$

The figure indicates that the engines with the split-pin crankshaft have completely balanced vectors of the moments of the first-order inertia forces when the bank angle $\gamma = 60^\circ$ and the engines with the common-pin crankshaft when $\gamma = 90^\circ$. For $\gamma < 80^\circ$ there is a clear advantage of the split-over common-pin crankshafts, the greater the smaller the value of γ . But one must remember the equation (1) connecting the angle δ with γ , which shows that the smaller the value of γ the bigger the value of δ . This means that in order to ensure equal firing intervals, for instance, for $\gamma = 45^\circ$ the angle δ between the elements of the split crankpin should be 75° , and in the case of $\gamma = 20^\circ$ the angle δ should be as high as 100° . As emphasized above, the currently produced V6 engines with the split-pin crankshafts have the cylinder bank angle of 60° or 90° and angle $\delta = 60^\circ$ and 30° respectively.

Although in theory one can imagine the angle $\delta = 100^\circ$ but then the crankpins would have to be of a very large diameter to provide adequate strength and rigidity. Then, there would probably be a difficulty even in designing the connecting rod with its big-end obliquely split to allow the assembly and disassembly of the piston-connecting rod assembly through the cylinder liner after removing the cylinder head. Admittedly, by 2010 there were VR6 engines with $\gamma = 15^\circ$ produced by Volkswagen equipped with crankshafts ensuring equal firings intervals. However, these crankshafts, instead of the split crankpins, had six cranks supported on seven main bearings. Furthermore, the axes of the cylinders did not intersect at the axis of rotation of the crankshaft but below. Nevertheless, using the crankshaft with six crankthrows instead of the split-pin crankshaft, one can build the engine with any bank angle and the corresponding to it values of the angle δ between the cranks of each of the three successive pairs of cranks.

In order to compare, before balancing, the course of the values of the vectors of the maximum moment of the first-order inertia forces \mathbf{M}' in the engines equipped with the both types of the crankshafts and the vectors $\Delta\mathbf{M}'$ produced after balancing with the vector of the main counterweights MC, calculations were made for $\gamma \in (0^\circ - 180^\circ)$, and their results are shown in Figure 7.

Subscripts 1 and 2 on the symbols D and K in Figure 7 concern the vectors of moments \mathbf{M}' and $\Delta\mathbf{M}'$ before and after the use of balancing respectively. The curves D_2 and K_2 meet relations (8) and (9). As shown in the Figure of the two engines analyzed, much better, in terms of balancing, is the one with the split-pin crankshaft. In the whole range of

Natomiast zależność na wartość wektora $\Delta\mathbf{M}'$ silnika wyposażonego w konwencjonalny wał korbkowy, wyrowadzona w pracy [7], ma postać (9).

Wektory opisane zależnościami (8) i (9) wirują z prędkością obrotową ω w kierunku przeciwnym do obrotu wału korbkowego.

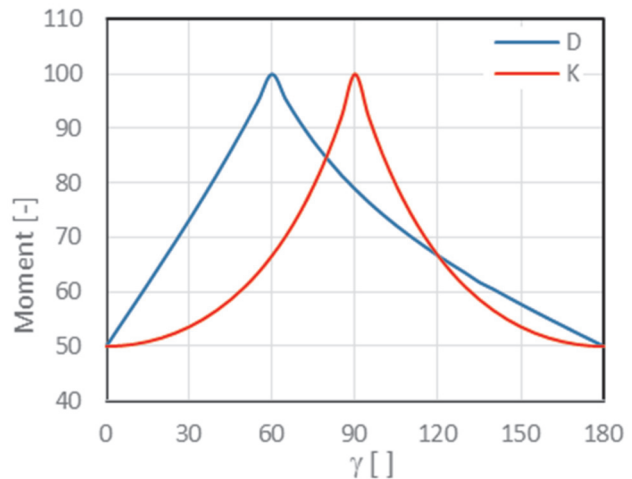


Fig. 6. Dependence of the degree of balancing of the moment of the first-order inertia forces of versus angle γ : D – split-pin crankshaft, K – common-pin crankshaft

Rys. 6. Zależność stopnia wyrównoważenia momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu: D – wał z dzielonymi czopami korbkowymi, K – konwencjonalny wał korbkowy

Jakość wyrównoważenia wektora momentu \mathbf{M}' można ocenić za pomocą stopnia wyrównoważenia β zdefiniowanego wzorem (10).

Przebiegi stopnia wyrównoważenia momentu sił bezwładności w funkcji kąta rozwidlenia cylindrów γ przedstawiono na rys. 6.

Przebieg krzywej K dla silnika z konwencjonalnym wałem korbkowym został obliczony na podstawie prostej zależności [7], która ma postać (11).

Z analizy rys. 6 wynika, że w silnikach o wałe korbkowym z dzielonymi czopami korbkowymi wektory momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu można całkowicie wyrównoważyć wówczas, gdy kąt rozwidlenia $\gamma = 60^\circ$, a w silnikach z konwencjonalnymi wałami korbkowymi, gdy $\gamma = 90^\circ$. Dla $\gamma < 80^\circ$ widoczna jest wyraźna przewaga wałów z dzielonymi czopami korbkowymi nad konwencjonalnymi, tym większa, im mniejsza jest wartość γ . Pamiętaj jednak należy o zależności (1) łączącej γ z kątem δ , z której wynika, że im mniejszy kąt γ tym większy kąt δ . Oznacza to, że aby zapewnić równy odstęp pomiędzy zapłonami np. dla kąta $\gamma = 45^\circ$, elementy dzielonego czopa korbkowego powinny tworzyć ze sobą kąt 75° , a w przypadku $\gamma = 20^\circ$ kąt δ powinien wynosić aż 100° . Jak zaznaczono wyżej, obecnie budowane silniki V6 z dzielonymi czopami korbkowymi mają kąty rozwidlenia cylindrów 60° lub 90° i kąty δ wynoszące odpowiednio 60° i 30° . Wprawdzie można sobie

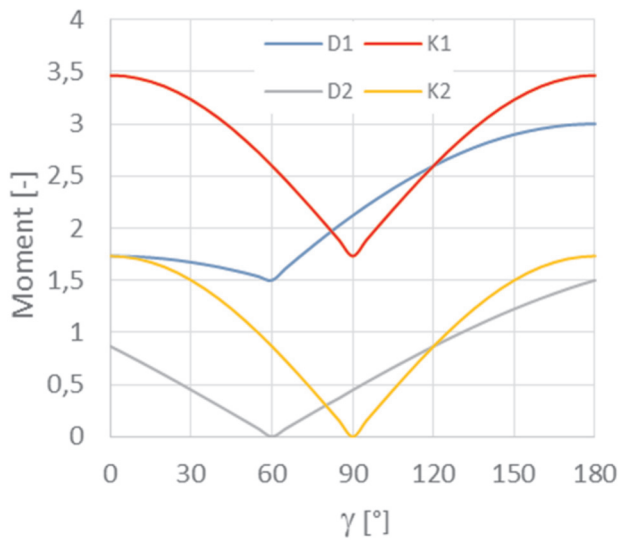
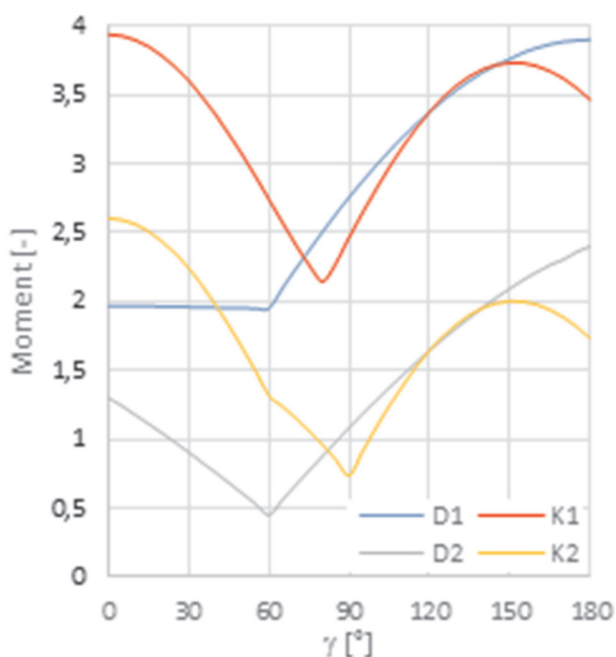


Fig. 7. Plots of values of the vectors \mathbf{M}' and $\Delta\mathbf{M}'$ for the engines with the split-pin and common-pin crankshaft for $\lambda = 0.3$

Rys. 7. Przebiegi wartości wektorów momentu \mathbf{M}' i $\Delta\mathbf{M}'$ dla silników o czopach korbowych dzielonych i silników z konwencjonalnymi wałami korbowymi dla $\lambda = 0,3$

the angle γ the split-pin crankshaft provides lower values of the moment vector, except for the value of $\gamma \in (82^\circ-120^\circ)$, for which the engine with the common-pin crankshaft has a slight advantage. Especially a big difference in the quality of balancing in favor of the split-pin crankshafts, in the case of the vector \mathbf{M}' , occurs for $\gamma < 82^\circ$, and in the case of $\Delta\mathbf{M}'$ for $\gamma < 80^\circ$. Besides, the moment of the inertia forces for $\gamma \leq 60^\circ$ is dependent on the cylinder bank angle γ only to a small extent.

A full comparative assessment of the balancing of the two types of engines should take into account the total moment



wyobrazić teoretycznie wał korbowy o kącie $\delta = 100^\circ$, ale jego czopy korbowe musiałyby mieć wówczas bardzo dużą średnicę, aby zapewnić odpowiednią wytrzymałość i sztywność. Byłyby wówczas zapewne trudności w zaprojektowaniu nawet dzielonej pod kątem stopy korbowodu, umożliwiającej montaż i demontaż tłoka z korbowodem przez tuleję cylindrową po zdjęciu głowicy. Wprawdzie do 2010 r. były produkowane przez firmę Volkswagen silniki oznaczone symbolem VR6 o $\gamma = 15^\circ$, a wcześniej nawet $10,6^\circ$, wyposażone w wały korbowe zapewniające równe odstępki pomiędzy zapłonami. Jednak wały te, zamiast dzielonych czopów korbowych, miały sześć wykorbień podpartych na siedmiu łożyskach głównych. Ponadto osie cylindrów nie przecinały się w osi obrotu wału korbowego lecz niżej. Niemniej, stosując wały korbowe o sześciu wykorbień, zamiast dzielonych czopów korbowych, można zbudować silnik niemalże o dowolnym kącie rozwidlenia cylindrów i odpowiadających mu wartościach kąta δ pomiędzy wykorbieńiami każdej z trzech kolejnych par wykorbień.

W celu porównania przebiegu maksymalnych wartości wektorów momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu \mathbf{M}' w silnikach z obydwoimi rodzajami wałów korbowych, przed ich wyrównowaniem, i wektorów $\Delta\mathbf{M}'$ powstałych po wyrównowaniu za pomocą wektora momentu przeciwnas głównych \mathbf{M}_c , wykonano odpowiednie obliczenia dla $\gamma \in (0^\circ-180^\circ)$, a ich wyniki przedstawiono na rys. 7.

Indeksy 1 i 2 przy symbolach D i K na rys. 7 dotyczą wartości wektorów momentów \mathbf{M}' i $\Delta\mathbf{M}'$, czyli odpowiednio przed zastosowaniem i po zastosowaniu wyrównowania za pomocą przeciwnas głównych. Krzywe D_2 i K_2 spełniają także zależności (8) i (9). Jak wynika z analizy rys. 7, z dwóch analizowanych silników zdecydowanie lepszym pod względem wyrównowania jest silnik o wale korbowym z dzielonymi czopami korbowymi. W całym zakresie kąta γ wał z dzielonymi czopami korbowymi zapewnia mniejsze wartości wektora momentu, z wyjątkiem wartości $\gamma \in (82^\circ-120^\circ)$, dla których nieznacznie przewagę wykazuje silnik z konwencjonalnym wałem korbowym. Szczególnie duża różnica w jakości wyrównowania na korzyść wałów z dzielonymi czopami korbowymi w przypadku wektorów \mathbf{M}' występuje dla kątów $\gamma < 82^\circ$, a $\Delta\mathbf{M}'$ dla $\gamma < 80^\circ$. Poza tym moment od sił bezwładności dla $\gamma \leq 60^\circ$ tylko w niewielkim stopniu zależy od kąta rozwidlenia cylindrów.

Pełna ocena porównawcza wyrównowania obu typów silników powinna uwzględniać całkowity moment od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym, czyli poza

Fig. 8. Graph of the maximum values of the total moments of inertia in the reciprocating motion: D – engines with split-pin crankshaft, K – engines with common-pin crankshaft. Suffix 1 refers to the moment before the use of the main counterweights, index 2 and after their use

Rys. 8. Przebieg maksymalnych wartości momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym: D – silniki z wałem o dzielonych czopach korbowych, K – silniki z konwencjonalnym wałem korbowym. Indeks 1 dotyczy momentu przed zastosowaniem przeciwnas głównych, a indeks 2 – po ich zastosowaniu

of inertia in the reciprocating motion, that is apart from the moment of the first-order inertia forces also the moment of the second-order inertia forces should be taken into consideration. Having this in mind, the total moments \mathbf{M} and $\Delta\mathbf{M}$ for the both types of engines, are shown in Figure 8. They were calculated for $\lambda = 0.3$, the value which is most commonly used in car engines.

It turns out that, when the total moment of inertia is taken into account, the results of the analysis change somewhat. For $\gamma \in (74^\circ-120^\circ)$ the engines with the common-pin crankshafts are slightly better in respect of balancing. The maximum difference is less than 12%. For $\gamma \in (120^\circ-145^\circ)$, the two types of engines are almost equivalent in terms of balancing, and in the case of $\gamma \in (145^\circ-180^\circ)$, again the engines with the common-pin crankshafts are better. Whereas for $\gamma < 74^\circ$ definitely better balanced are the engines with the split-pin crankshafts. It is worth to notice the practically constant length of the vector of the moment of inertia for $\gamma < 60^\circ$.

The situation looks similarly if the values of the resultant vector of the moment $\Delta\mathbf{M}$ are compared in the two types of engines, after balancing with the vector of the main counterweights \mathbf{M}_c (the curves D_2 and K_2 in Figure 8). In this case for $\gamma < 82^\circ$ the engines with the split-pin crankshafts have a clear advantage, while for $\gamma > 82^\circ$ the relationships are the same as before balancing.

In order to emphasize the differences in the quality of balancing of the V6 engines fitted with the split-pin crankshafts in comparison with the common-pin ones, calculations were made of R and R_c according to the following relations:

– before balancing

$$R = M_k - M_D \quad (12)$$

– after balancing with the vector \mathbf{M}_c

$$R_c = M_k - M_{ck} - M_D + M_{cd} \quad (13)$$

wherein the symbols \mathbf{M} and \mathbf{M}_c denote the value of the vector of the moments of the inertia forces in the reciprocating motion and the vectors of the main counterweights respectively and suffixes D and K denote assignment of the moment to the engine with an appropriate design of the crankshaft. The results of the calculations are shown in Figure 9.

The curves in the Figure indicate the large and growing differences in respect of the unbalanced moment with decreasing value of γ , in favour of engines with the split-pin crankshafts before balancing for $\gamma < 74^\circ$. After balancing with optimal vector of the main counterweights the differences concern still a wider range of the values of γ , that is $\gamma < 82^\circ$.

The differences of the moments expressed by relationships (12) and (13) were related to the value of the moment of the engine with the split-pin crankshaft before and after balancing and expressed in percentages. The results of the calculations of the relative differences of the moments R₁

momentem sił bezwładności pierwszego rzędu należy brać pod uwagę także moment sił bezwładności drugiego rzędu. Mając to na uwadze, na rys. 8 przedstawiono przebiegi momentów całkowitych \mathbf{M} i $\Delta\mathbf{M}$ dla obu typów silników, obliczone dla wartości $\lambda = 0.3$, czyli najczęściej spotykanej w silnikach samochodowych.

Okazuje się, że gdy bierze się pod uwagę całkowity moment od sił bezwładności, to wyniki analizy ulegają pewnej zmianie. Dla kątów $\gamma \in (74^\circ-120^\circ)$ nieznacznie lepszymi pod względem wyrównoważenia są silniki z konwencjonalnymi wałami korbowymi. Ta różnica wynosi maksymalnie poniżej 12%. Dla $\gamma \in (120^\circ-145^\circ)$ oba typy silników są prawie równoważne pod względem wyrównoważenia, a gdy $\gamma \in (145^\circ-180^\circ)$, ponownie lepszymi są silniki o konwencjonalnym wale korbowym. Natomiast dla $\gamma < 74^\circ$ zdecydowanie lepszymi są silniki wyposażone w wały o dzielonych czopach korbowych. Warto zwrócić uwagę na prawie stałą długość wektora momentu dla $\gamma < 60^\circ$.

Podobna jest sytuacja, jeśli dla obydwu typów silników V6 porównamy wartości wektora wypadkowego momentu $\Delta\mathbf{M}$ powstałe po wyrównoważeniu wektorem przeciwnym głównych \mathbf{M}_c (krzywe D_2 i K_2 na rys. 8). Wtedy dla $\gamma < 82^\circ$ zdecydowaną przewagę mają silniki o dzielonych czopach korbowych, natomiast dla $\gamma > 82^\circ$ wzajemne relacje są identyczne jak przed wyrównoważeniem.

W celu uwypuklenia różnic w jakości wyrównoważenia silników V6, wyposażonych w wały korbowe o dzielonych czopach korbowych w stosunku do wyposażonych w wały konwencjonalne, wykonano obliczenia R i R_c zgodnie z poniższymi zależnościami:

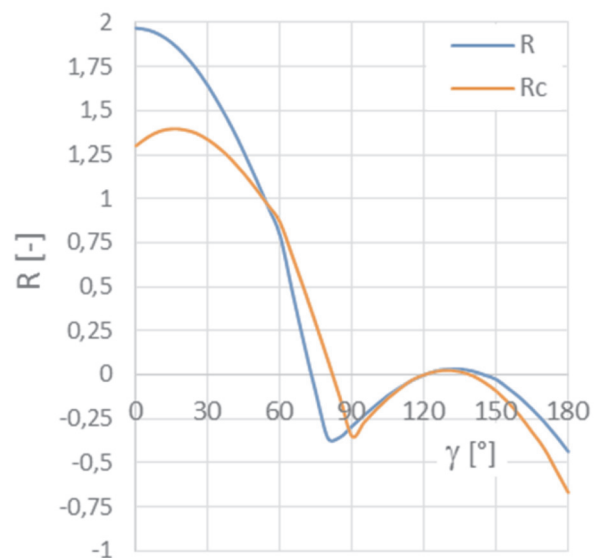


Fig. 9. Differences between the values of the vectors of the moments of the inertia forces in the engines equipped with the common- and split-pin crankshafts before and after balancing

Rys. 9. Różnice pomiędzy wartościami wektorów momentów od sił bezwładności silników wyposażonych w konwencjonalne wały korbowe i o dzielonych czopach korbowych przed wyrównoważeniem i po wyrównoważeniu

and R_{c1} , made on the basis of the following equations, are presented in Figure 10.

$$R_1 = \frac{R}{M_K} = \left(1 - \frac{M_D}{M_K}\right) \cdot 100\% \quad (14)$$

$$R_{c1} = \frac{R_c}{M_D - M_{cD}} = \left(\frac{M_K - M_{cK}}{M_D - M_{cD}} - 1\right) \cdot 100\% \quad (15)$$

The calculations made and the curves shown in the Figure indicate that the moment of inertia generated by the engines with the common-pin crankshaft for $\gamma = 30^\circ$, 45° and 60° are larger than with the split-pin crankshaft by 84%, 65% and 40% respectively. For $\gamma > 74^\circ$ over a range of angles γ the differences are negligible, in others there is a small advantage of the common-pin crankshafts over the split-pin ones. For $\gamma = 90^\circ$ and 180° the V6 engine with the common-pin crankshaft has a smaller value of the moment than its counterpart with the split-pin crankshaft by approximately 10% and 11% respectively. After balancing with the main counterweights the advantage of the split-pin crankshafts is even greater. For example, for the engine with the common-pin crankshaft and $\gamma = 30^\circ$, 45° and 60° , the moment of inertia forces remaining after balancing, is by 147%, 167% and 192% respectively higher than with the split-pin crankshaft, but when $\gamma = 90^\circ$ and 180° , the moment is smaller by 32% and 28% respectively.

4. Summary and conclusion

It follows from the analysis carried out in the paper, that in the range of the bank angles $\gamma < 72^\circ$, V6 engines equipped with split-pin crankshafts ensuring equal firing intervals are better balanced than the engines equipped with the common-pin crankshafts. Disregarding the values of $\gamma < 30^\circ$, which have rather a theoretical significance only, in this range of γ the differences in balancing are considerable. The moment of the inertia forces generated by V6 engine with the common-pin crankshaft for $\gamma = 30^\circ$, 45° and 60° is greater by 84%, 65% and 40% respectively.

– przed wyrównowaniem (12),
– po wyrównowaniu za pomocą wektora M_c (13), przy czym symbole M i M_c oznaczają wartości wektorów momentów odpowiednio sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym i wektorów przeciwmas głównych, a indeksy D i K – przyporządkowanie momentu do silnika o odpowiedniej konstrukcji wału korbowego.

Wyniki obliczeń pokazano na rys. 9.

Krzywe na rys. 9 wskazują na duże i rosnące różnice wartości niewyrównoważonego momentu wraz ze spadkiem γ na korzyć silników z dzielonymi czopami korbowymi dla $\gamma < 74^\circ$ przed wyrównowaniem. Po wyrównowaniu za pomocą optymalnych przeciwmas głównych te różnice dotyczą szerszego przedziału wartości γ , czyli $\gamma < 82^\circ$.

Różnice momentów wyrażone zależnościami (12) i (13) odniesiono do wartości momentu silnika z wałem korbowym o dzielonych czopach korbowych przed wyrównowaniem i po wyrównowaniu, i wyrażono w procentach. Wyniki obliczeń względnych różnic R_1 i R_{c1} , wykonanych na podstawie zależności (14) i (15), przedstawiono na rys. 10.

Z obliczeń i krzywych przedstawionych na rys. 10 wynika, że moment od sił bezwładności generowany przez silniki z konwencjonalnymi wałami korbowymi dla $\gamma = 30^\circ$, 45° i 60° jest odpowiednio o 84%, 65% i 40% większy. Dla $\gamma > 74^\circ$ w pewnym zakresie kątów γ różnice są pomijalne, w innych jest niewielka przewaga silników z konwencjonalnymi wałami korbowymi. Dla $\gamma = 90^\circ$ i 180° silnik V6 z wałem konwencjonalnym wykazuje mniejszy moment niż jego od-

powiednik z wałem o czopach dzielonych o ok. odpowiednio 10% i 11%. Po zastosowaniu wyrównowania za pomocą przeciwmas głównych przewaga wału z dzielonymi czopami korbowymi jest jeszcze większa. Na przykład dla kątów $\gamma = 30^\circ$, 45° i 60° pozostały po wyrównowaniu moment od sił bezwładności silnika z wałem konwencjonalnym jest odpowiednio o 147%, 167% i 192% wyższy niż w przypadku wałów z dzielonymi czopami korbowymi, ale za to jest niższy przy $\gamma = 90^\circ$ i 180° o odpowiednio 32% i 28%.

4. Podsumowanie i wnioski

Z przeprowadzonej w pracy analizy wynika, że silniki V6 wyposażone w wały o dzielonych czopach korbowych, zapewniające równe odstępki pomiędzy zapłonami, są lepiej wyrównowane niż silniki z wałami jednolitymi w zakresie

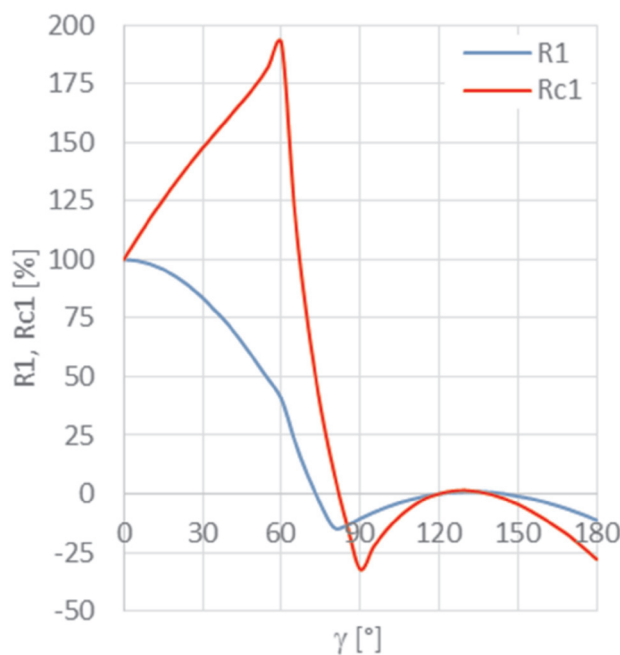


Fig. 10. Values of R_1 and R_{c1} versus γ

Rys. 10. Wartości R_1 i R_{c1} odniesione odpowiednio do M_K i $(M_K - M_{cK})$ i wyrażone w %

For $\gamma > 74^\circ$ over a certain range of the cylinder bank angles γ the differences are negligible, in others there is a small advantage of the engines with the common-pin crankshafts. For $\gamma = 90^\circ$ and 180° the unbalanced moment of the engine with the common-pin crankshaft is smaller by approximately 10% and 11% respectively. After balancing with the main counterweights the advantage of the split-pin crankshaft is even greater. Besides, the range of γ values at which this advantage takes place is widening from 74° to 82° . The moment of the inertia forces remaining after balancing for $\gamma = 30^\circ$, 45° and 60° is greater by 147%, 167% and 192% respectively than in the case of the split-pin crankshaft but it is lower for $\gamma = 90^\circ$ and 180° by 32% and 28 % respectively.

When comparing the two types of the crankshafts it is sensible to compare the unbalanced moment of the inertia forces for the best values of γ , for each of the two types crankshafts, that is the values of γ , at which the vector of the moment of the first-order inertia forces can be fully-balanced. Thus, one should, compare the unbalanced moment of the engines with the split- and common-pin crankshafts for $\gamma = 60^\circ$ and 90° respectively, before and after balancing the vectors \mathbf{M}' . Then, the engine with the split-pin crankshaft but without counterweights has about 26.5% smaller moment of the inertia forces and after application of the main counterweights its moment is as much as 311% smaller, but the both moments are relatively small.

Bibliography/Literatura

- [1] Nunney M.J.: Light and Heavy Vehicle Technology (2007, 4th ed.). Butterworth-Heinemann. Published by Elsevier Ltd.
- [2] Kane J: Torsional Output of Piston Engines. 2006 Advanced Engine Technology Conference: EPI, Inc.
- [3] Brzeżański M.: Nowoczesny silnik V6 3,5 CGI firmy Mercedes-Benz. Combustion Engines, No. 4/2010.
- [4] New V8 and V6 engines from Mercedes-Benz. <http://www.daimler.com/technology-and-innovation/special-topics/new-v6-and-v6-engines>.
- [5] V6 engine. http://en.wikipedia.org/wiki/V6_engine
- [6] Mosakowski R.: Uwagi na temat graficznej metody analizy wyrównoważenia wielocylindrowych silników rzędowych. Archiwum Motoryzacji 4/1999.
- [7] Mosakowski R.: Analiza wyrównoważenia silników czterosuwowych V6 o dowolnym kącie rozwidlenia cylindrów. Artykuł przekazany Redakcji Silników Spalinowych.

kątów rozwidlenia mniejszych niż 72° . Pomijając wartości $\gamma < 30^\circ$, które mają raczej tylko teoretyczne znaczenie w tym przedziale kąta γ różnice w jakości wyrównoważenia są znaczne. Moment od sił bezwładności generowany przez silnik V6 z wałem o jednolitych czopach korbowych dla $\gamma = 30^\circ$, 45° i 60° jest odpowiednio o 84%, 65% i 40% większy.

Dla $\gamma > 74^\circ$ w pewnym zakresie kątów γ różnice są pomijalne, w innych jest niewielka przewaga silników z konwencjonalnymi wałami korbowymi. Dla $\gamma = 90^\circ$ i 180° moment jest mniejszy o ok. odpowiednio 10% i 11%. Po zastosowaniu wyrównoważenia za pomocą przeciwmas głównych przewaga wału z dzielonymi czopami korbowymi jest jeszcze większa. Poza tym poszerza się zakres wartości γ z 74° do 82° , przy których ta przewaga występuje. Pozostały po wyrównoważeniu moment od sił bezwładności jest dla kątów $\gamma = 30^\circ$, 45° i 60° odpowiednio o 147%, 167% i 192% wyższy niż w przypadku wałów z dzielonymi czopami korbowymi, ale za to jest niższy przy $\gamma = 90^\circ$ i 180° o odpowiednio 32% i 28%.

Porównując z kolei te dwa rodzaje wałów korbowych, sensowne jest porównanie wartości niewyrównoważonego momentu silników przy najlepszych kątach rozwidlenia dla każdego z nich, czyli takich, przy których za pomocą przeciwmas można całkowicie wyrównoważyć wektor momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu. Powinno się zatem porównać wartości niewyrównoważonego momentu silników z dzielonymi czopami korbowymi i konwencjonalnymi odpowiednio przy $\gamma = 60^\circ$ i 90° przed wyrównoważeniem i po wyrównoważeniu wektorów \mathbf{M}' . Wówczas bez przeciwmas głównych silnik z dzielonymi czopami korbowymi ma o 26,5% mniejszą wartość wektora momentu od sił bezwładności, a po wyrównoważeniu wartość wektora momentu jest aż o 311% mniejsza, przy czym obydwa momenty mają stosunkowo małą wartość.

Ryszard Mosakowski, DEng. – doctor in the Mechanical Engineering Faculty at Gdańsk University of Technology.

Dr inż Ryszard Mosakowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

e-mail: rmosakow@sunrise.pg.gda.pl

