

**Antoni ISKRA**

POLITECHNIKA POZNAŃSKA, INSTYTUT SILNIKÓW SPALINOWYCH I TRANSPORTU

**Transformacja wyników pomiaru momentu sprzęgającego silnik z odbiornikiem mocy do momentu rzeczywistego**

Prof. dr hab. inż. Antoni ISKRA

Profesor zwyczajny zatrudniony w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej. Studia na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w ramach specjalności Silniki Spalinowe ukończone w 1972r. Po doktoracie w 1977r. wieloletnia działalność naukowa w uczelniach zachodnich, głównie niemieckich. Działalność naukowa związana z przemysłem motoryzacyjnym., poprzez współpracę z Volkswagensem – Wolfsburg i Poznań, TRW – Barsinghausen.

e-mail: Antoni.Iskra@put.poznan.pl

**Streszczenie**

Tłokowe silniki spalinowe są silnikami, w których cyklicznie powtarzają się przemiany termodynamiczne, a to implikuje zmienność momentu przekazywanego na odbiornik mocy. Na tak generowany moment nakłada się moment wynikający z tarcia w różnych zespołach silnika, np. w parze tłok cylinder. W artykule przedstawiono sposób określenia ww. momentu, co wymaga zastosowania wału sprzęgającego o odpowiedniej podatności oraz charakterystyce tłumienia jak również rejestracji momentu sprzężenia oraz chwilowej wartości prędkości kątowej zarówno wału silnika jak i wału odbiornika mocy.

**Transformation of the engine-to-receiver coupling torque measurement results to the actual value of torque****Abstract**

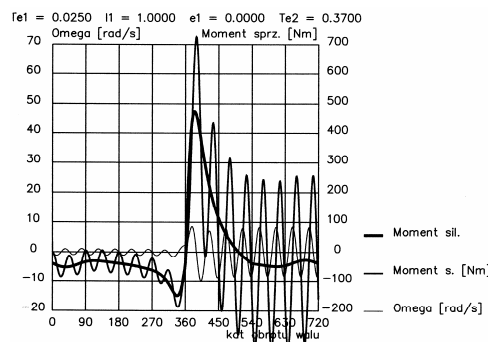
Characteristic feature of piston combustion engines is a cyclic repetition of thermodynamic processes which implies an irregularity of torque transferred to the power receiver. A torque resulting from friction in various engine subassemblies, like the piston-cylinder one is superimposed on the torque generated in the way described above. The paper presents the way this torque might be determined which requires the application of coupling shaft of suitable flexibility and damping characteristics as well as registration of coupling torque and instantaneous value of engine and power receiver angular speed.

**1. Wstęp**

Moment tarcia zachodzącego w silniku jest wielkością, którą od chwili wynalezienia silnika starano się wyznaczyć wielu badaczy [1]. Niestety nie jest to zadanie łatwe do realizacji [2, 3]. Prosty sposób oszacowania momentu tarcia byłoby określenie różnicy między momentem odbieranym przez odbiornik mocy, a momentem wynikającym z realizacji procesów termodynamicznych, czyli tzw. momentem indykowanym. Niestety wyznaczenie momentu przekazywanego na odbiornik nie jest zadaniem prostym do zrealizowania.

Zespół silnik spalinowy-odbiornik mocy stanowią układ drgający który najprościej można przedstawić jako dwie masy zredukowane o momentach bezwładności  $\Theta_1$  i  $\Theta_2$  połączone wałem sprzęgającym o podatności  $e_1$  [4]. Układ taki jest wzbudzany do drgań głównie momentem wywołanym oddziaływaniem tłoka na korbę o promieniu  $r$ . Na rys. 1 najgrubszą linią przedstawiono przebieg momentu jakiego wywołuje tłok. Powyższy moment obrotowy generuje drgania zespołu zależne m.in. od parametrów wału sprzęgającego. W przypadku wału o długości 1 m i średnicy 50 mm układ wykonuje drgania i w konsekwencji moment sprzężenia przekazywany na odbiornik mocy kształtuje się tak, jak to obrazuje krzywa naniesiona na rys. 1 linią o pośredniej grubości. Porównując przedstawione wykresy łatwo zauważyć charakterystyczne wahania momentu sprzężenia wokół momentu generowanego przez silnik. Częstotliwość tych wahań jest częstotliwością drgań

własnych układu, a amplituda zależy od intensywności zmian momentu generowanego przez silnik.



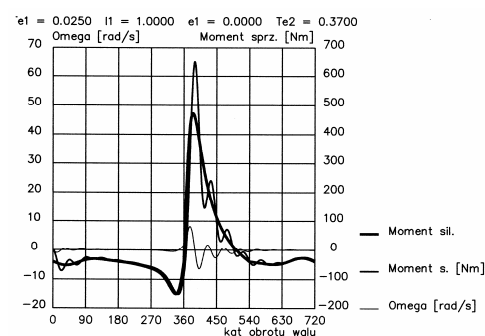
Rys. 1. Przebieg momentu generowanego przez silnik – linia najgrubsza oraz przebieg momentu sprzężenia wału silnika z wałem odbiornika mocy – linia o pośredniej grubości; na rysunku naniesiono dodatkowo, linią najcieńszą, przebieg różnicy prędkości sprzężonych wałów. Przebieg sporządzono dla układu nietłumionego

Fig. 1. Course of engine generated torque – the widest line and the course of coupling torque between engine shaft and power receiver shaft – the line of medium width; the course of two coupled shafts speed difference has been additionally marked in this figure with the thinnest line. The diagram has been arranged for an undamped system

Podstawową wadą przebiegu momentu sprzężenia, a tylko taki moment można zmierzyć, jest bardzo silne zniekształcenie momentu generowanego przez silnik momentem generowanym w wyniku drgań własnych. W konsekwencji uchwycenie szczegółów momentu generowanego przez silnik jest praktycznie niemożliwe, a takim szczegółem jest m.in. moment tarcia zachodzącego w silniku.

**2. Metody redukcji drgań momentu sprzężenia**

Najprostszym sposobem redukcji drgań jest zastosowanie tłumika. Niestety tłumik ogranicza zarówno drgania układu jak i zmienność sygnału momentu generowanego przez silnik. Poza tym tłumik nie w każdym obszarze działa skutecznie – rys. 2.



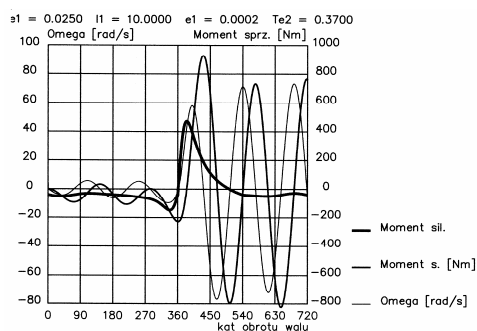
Rys. 2. Przebieg momentu generowanego przez silnik – linia najgrubsza oraz przebieg momentu sprzężenia wału silnika z wałem odbiornika mocy – linia o pośredniej grubości; na rysunku naniesiono dodatkowo, linią najcieńszą, przebieg różnicy prędkości sprzężonych wałów. W układzie zastosowano tłumik o współczynniku 1 [Nms/rad]

Fig. 2. Course of engine generated torque – the widest line and the course of coupling torque between engine shaft and power receiver shaft – the line of medium width; the course of two coupled shafts speed difference has been additionally marked in this figure with the thinnest line. A damper of factor 1 [Nms/rad] has been applied to the system

Po szybkiej zmianie momentu silnika, drgania momentu sprzężenia są w dalszym ciągu bardzo intensywne. Nasuwa się więc wniosek, że precyzyjna ocena momentu generowanego przez silnik spalinowy tylko na podstawie momentu sprzężenia z odbiornikiem mocy nie jest możliwa. Poza tym sprzężenie silnika z odbiornikiem wałem o zbyt małej podatności może doprowadzić do znacznego obciążenia łożysk silnika wywołanego brakiem współosiowości wałów silnika i odbiornika mocy. Wydaje się więc konieczne opracowanie metody, która pozwoli dokonać transformacji momentu sprzężenia, znacznie odbiegającego od momentu generowanego przez silnik, do postaci tego ostatniego momentu. Taką możliwość daje równoczesny pomiar momentu sprzężenia i zmienności prędkości zarówno wału silnika, jak i odbiornika mocy.

### 3. Określenie momentu rzeczywistego silnika metodą pomiarowo-obliczeniową

Pierwszym etapem proponowanej metody jest dobór odpowiedniej podatności wału. Należy zatem dokonać porównania momentu generowanego przez silnik z momentem sprzężenia dla wału sprzęgającego o znacznej podatności, gdyż taki wał może prowadzić do dokładniejszego określenia momentu rzeczywistego generowanego przez silnik. W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymano przebiegi przedstawione na rys. 3.

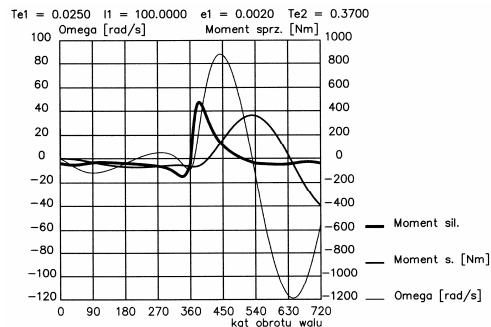


Rys. 3. Przebieg momentu generowanego przez silnik – linia najgrubsza oraz przebieg momentu sprzężenia wału silnika z wałem odbiornika mocy – linia o pośredniej grubości; na rysunku naniesiono dodatkowo, linią najcieńszą, przebieg różnicy prędkości sprzężonych wałów. W układzie nie zastosowano tłumika, a długość wału zwiększono dziesięciokrotnie w stosunku do długości przyjętych na rys. 1 i 2

Fig. 3. Course of engine generated torque – the widest line and the course of coupling torque between engine shaft and power receiver shaft – the line of medium width; the course of two coupled shafts speed difference has been additionally marked in this figure with the thinnest line. There is no damper in this system and shaft length has been magnified by ten relative to those presented in Figs. 1 and 2

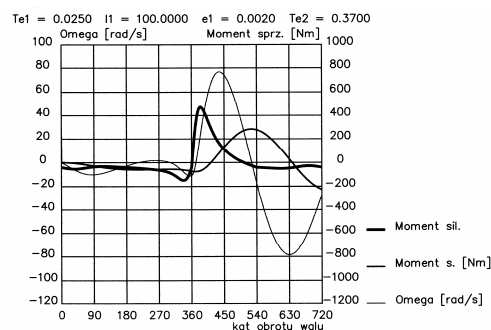
Kalkulację przeprowadzono dla wału o dziesięciokrotnie większej podatności niż dla wcześniejszych kalkulacji przedstawionych na rys. 1 i 2, a dodatkowo zrezygnowano z tłumienia drgań. Porównując przebiegi na rys. 1 i 3 można zauważyć zwiększenie amplitudy drgań momentu sprzężenia, co jest oczywiście zjawiskiem bardzo niekorzystnym. Kolejne dziesięciokrotne zwiększenie podatności wału sprzęgającego prowadzi jednak do zastanawiających wyników, przedstawionych na rys. 4.

Jak można zauważyć bardzo duża podatność wału sprzęgającego prowadzi pozornie do zaniku drgań własnych układu. W rzeczywistości okres drgań staje się dłuższy od czasu trwania cyklu pracy silnika, co praktycznie jest nieszkodliwe dla układu silnik – odbiornik mocy. Niestety wał o bardzo dużej podatności wykazuje moment sprzężenia znacznie różniący się od momentu generowanego przez silnik. Ewentualne zastosowanie tłumika w niewielkim stopniu zmienia moment sprzężenia przedstawiony na rys. 4, na co wskazują przebiegi przedstawione na rys. 5.



Rys. 4. Przebieg momentu generowanego przez silnik – linia najgrubsza oraz przebieg momentu sprzężenia wału silnika z wałem odbiornika mocy – linia o pośredniej grubości; na rysunku naniesiono dodatkowo, linią najcieńszą, przebieg różnicy prędkości sprzężonych wałów. W układzie nie zastosowano tłumika, a długość wału zwiększono sto razy w stosunku do długości przyjętych na rys. 1 i 2

Fig. 4. Course of engine generated torque – the widest line and the course of coupling torque between engine shaft and power receiver shaft – the line of medium width; the course of two coupled shafts speed difference has been additionally marked in this figure with the thinnest line. There is no damper in this system and shaft length has been magnified by one hundred relative to those presented in Figs. 1 and 2



Rys. 5. Przebieg momentu generowanego przez silnik – linia najgrubsza oraz przebieg momentu sprzężenia wału silnika z wałem odbiornika mocy – linia o pośredniej grubości; na rysunku naniesiono dodatkowo, linią najcieńszą, przebieg różnicy prędkości sprzężonych wałów. W układzie zastosowano tłumik o stałej tłumienia 1 [Nms/rad], a długość wału przyjęto analogiczną jak na rys. 4

Fig. 5. Course of engine generated torque – the widest line and the course of coupling torque between engine shaft and power receiver shaft – the line of medium width; the course of two coupled shafts speed difference has been additionally marked in this figure with the thinnest line. A damper of factor 1 [Nms/rad] has been applied to the system, and shaft length is like in Fig. 4

Zanim zostanie przedstawiony sposób transformacji momentu sprzężenia do rzeczywistego momentu generowanego przez silnik należy rozwiązać problem bardzo podatnego wału ale zdolnego przenieść momenty ekstremalne. Zwiększenia podatności nie można zatem uzyskać poprzez zmniejszenie średnicy wału. Okazuje się jednak, że dwukomponentowe sprzęgła stosowane jako jeden z przegubów wału pędnego samochodów spełniają stawiane wymagania. Na rys. 6 przedstawiono sprzęgło gumowe o podatności  $e = 0,002$  [rad/Nm], co odpowiada podatności wału stalowego o średnicy 50 mm i długości 100 m.



Rys. 6. Pojedynczy przegub wału łączącego silnik spalinowy z odbiornikiem mocy o takiej samej podatności jak wał stalowy o długości 100 m i średnicy 50 mm  
Fig. 6. Individual joint of engine – to – power receiver shaft of the same flexibility as the steel shaft of 100 m length and 50 mm diameter

Transformacja momentu sprzężenia do momentu generowanego przez silnik może być przeprowadzona za pomocą procedury 1 zapisanej w języku PASCAL.

#### Procedura 1

```

for i:=0 to iii do
begin
  momobl[i]:= delom*(om[1,i+1]-om[1,i])*tet[1]/delt
              -delmoms*moms[i]
              +deltlum*tlum*(om[1,i]-om[2,i])*delom
end;

```

W procedurze 1 przyjęto następujące oznaczenia:

- $i$  - jest zmienną sterującą,
- $momobl$  - oznacza poszukiwany moment obrotowy generowany przez silnik,
- $om[1,i+1]-om[1,i]$  - zmiana prędkości kątowych wału silnika w czasie  $delt$ ,
- $tet[1]$  - masowy moment bezwładności wału silnika  $\Theta$ ,
- $delt$  - czas próbkowania,
- $moms$  - zmierzony moment sprzężenia,
- $tlum$  - współczynnik tłumienia wału sprzęgającego,
- $om[1,i]-om[2,i]$  - różnica prędkości kątowych wału silnika i odbiornika mocy.

W procedurze 1 zawarto także współczynniki oznaczające:

- $delom$  - błąd względny określenia różnic prędkości kątowych,
  - $delmoms$  - błąd pomiaru momentu sprzężenia,
  - $deltlum$  - błąd określenia współczynnika tłumienia przegubu.
- Powyższe współczynniki pozwalają określić w jakim stopniu na wynik pomiaru wpływają niedokładności odpowiednich pomiarów. W trakcie transformacji współczynniki te podstawia się jako równe 1.

Jak wynika z procedury 1, w celu określenia momentu generowanego przez silnik należy rejestrować:

- moment sprzężenia,
- chwilową prędkość obrotową wału silnika oraz
- chwilową prędkość obrotową wału odbiornika mocy.

Pomiar momentu sprzężenia nie stwarza w dobrze wyposażonym laboratorium silnikowym problemu. Większą trudność sprawia pomiar różnic w chwilowych prędkościach wału silnika i odbiornika mocy. Do tego celu nadają się współczesne enkodery o wysokiej precyzji wykonania. Takie enkodery muszą być osadzone na końcach wału sprzęgającego. Szczególną trudność stanowi osadzenie enkodera na wale silnika, gdyż zespół ten koliduje z kołem zamachowym. Na rys. 7 przedstawiono sposób rozwiązania problemu.



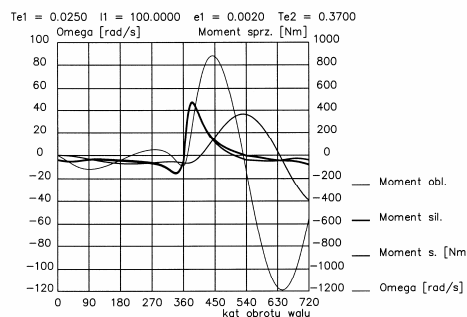
Rys. 7. Enkoder osadzony na wale silnika spalinowego  
Fig. 7. Encoder mounted on engine shaft

Współczesne enkodery pozwalają generować znaczniki położenia co 1/10000 obrotu, co gwarantuje dokładność określania chwilowej prędkości kątowej z błędem poniżej 1%, na który składa się również błąd próbkowania sygnału generowanego przez tarczę enkodera.

## 4. Różnice przebiegów momentu generowanego przez silnik i momentu transformacji

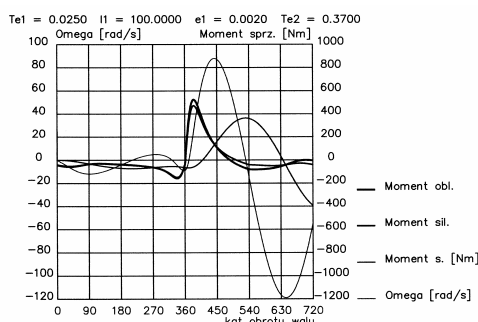
Ze względu na złożoność transformacji momentu sprzężenia do momentu generowanego przez silnik należy się spodziewać trudnego do przewidzenia odstępstwa poszukiwanego momentu generowanego przez silnik spalinowy. Problem popełnianego błędu jest szczególnie istotny jeżeli przebieg momentu w ramach cyklu pracy silnika jest wykorzystywany jako sygnał diagnostyczny, lub jeśli z momentu wypadkowego wydziela się moment tarcia wewnętrznego w silniku. Na kolejnych rysunkach przedstawiono nałożone sygnały momentu obliczonego za pomocą transformacji zgodnie z procedurą 1 – linia najgrubsza – i momentu generowanego przez silnik – linia nieco cieńsza. Symulacje prowadzono przy założeniu popełniania 10% błędu w określaniu:

- różnic prędkości kątowych wału silnika i odbiornika, czyli  $delom = 1,1$  – rys. 8,
- momentu sprzężenia;  $delmoms = 1,1$  – rys. 9.



Rys. 8. Przebieg momentu obliczonego za pomocą transformacji – linia najgrubsza oraz momentu generowanego przez silnik – linia nieco cieńsza. Linią jeszcze cieńszą naniesiono przebieg zmierzonego momentu sprzężenia i linią najcieńszą – różnicę prędkości kątowych wału silnika i odbiornika. Symulacja wykonana dla  $delom = 1,1$

Fig. 8. The course of torque calculated with the use of transformation – the widest line and the course of engine generated torque – slightly narrower line. The course of measured coupling torque has been marked with even narrower line while the narrowest marks the difference between engine and power receiver angular speed. Simulation performed for  $delom = 1.1$



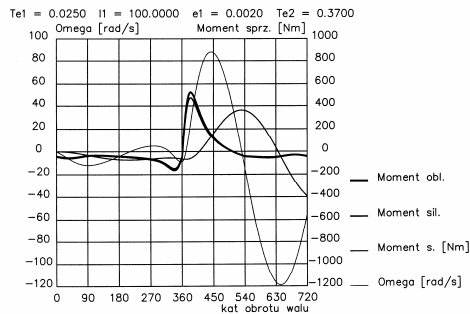
Rys. 9. Przebieg momentu obliczonego za pomocą transformacji – linia najgrubsza oraz momentu generowanego przez silnik – linia nieco cieńsza. Linią jeszcze cieńszą naniesiono przebieg zmierzonego momentu sprzężenia i linią najcieńszą – różnicę prędkości kątowych wału silnika i odbiornika. Symulacja wykonana dla  $delmoms = 1,1$

Fig. 9. The course of torque calculated with the use of transformation – the widest line and the course of engine generated torque – slightly narrower line. The course of measured coupling torque has been marked with even narrower line while the narrowest marks the difference between engine and power receiver angular speed. Simulation performed for  $delmoms = 1.1$

Zarówno na rys. 8 jak i 9 różnice w momencie obliczonym za pomocą procedury 1 i momentu rzeczywiście generowanego przez silnik nie są zbyt duże. Tak więc przy zachowaniu dokładności pomiaru momentu i prędkości kątowej rzędu 1% można się spodziewać zadawalającej dokładności oszacowania momentu generowanego przez silnik dla wykonania wcześniej scharakteryzowanych zadań.

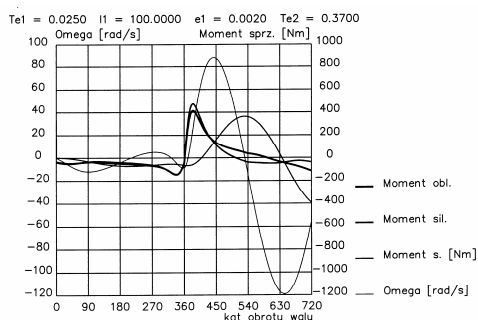
Dalsze możliwe przypadki to różne kombinacje błędów pomiaru: delom i delmoms. Na kolejnych rysunkach przyjęto:

- rys. 10 - delom = 1,1 i delmoms = 1,1,
- rys. 11 - delom = 0,9 i delmoms = 1,1,
- rys. 12 - delom = 1,1 i delmoms = 0,9,
- rys. 13 - delom = 0,9 i delmoms = 0,9.



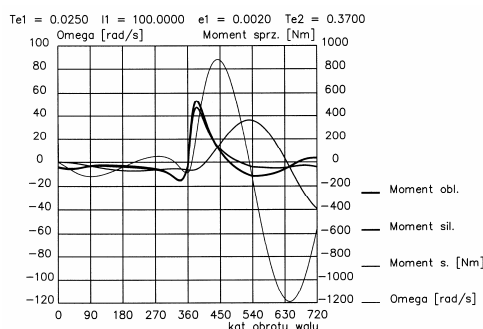
Rys. 10. Przebieg momentu obliczonego za pomocą transformacji – linia najgrubsza oraz momentu generowanego przez silnik – linia nieco cieńsza. Linia jeszcze cieńszą naniesiono przebieg zmierzonego momentu sprzężenia i linią najcieńszą – różnicę prędkości kątowych wału silnika i odbiornika. Symulacja wykonana dla delom = 1,1 i delmoms = 1,1

Fig. 10. The course of torque calculated with the use of transformation – the widest line and the course of engine generated torque – slightly narrower line. The course of measured coupling torque has been marked with even narrower line while the narrowest marks the difference between engine and power receiver angular speed. Simulation performed for delom = 1.1 and delmoms = 1.1



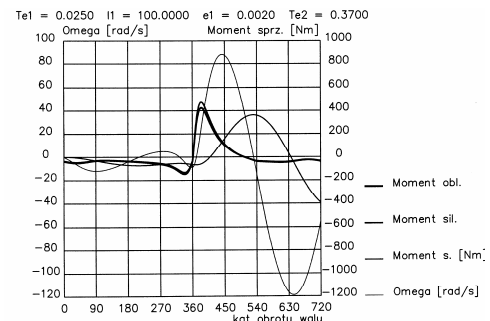
Rys. 11. Przebieg momentu obliczonego za pomocą transformacji – linia najgrubsza oraz momentu generowanego przez silnik – linia nieco cieńsza. Linia jeszcze cieńszą naniesiono przebieg zmierzonego momentu sprzężenia i linią najcieńszą – różnicę prędkości kątowych wału silnika i odbiornika. Symulacja wykonana dla delom = 0,9 i delmoms = 1,1

Fig. 11. The course of torque calculated with the use of transformation – the widest line and the course of engine generated torque – slightly narrower line. The course of measured coupling torque has been marked with even narrower line while the narrowest marks the difference between engine and power receiver angular speed. Simulation performed for delom = 0.9 and delmoms = 1.1



Rys. 12. Przebieg momentu obliczonego za pomocą transformacji – linia najgrubsza oraz momentu generowanego przez silnik – linia nieco cieńsza. Linia jeszcze cieńszą naniesiono przebieg zmierzonego momentu sprzężenia i linią najcieńszą – różnicę prędkości kątowych wału silnika i odbiornika. Symulacja wykonana dla delom = 1,1 i delmoms = 0,9

Fig. 12. The course of torque calculated with the use of transformation – the widest line and the course of engine generated torque – slightly narrower line. The course of measured coupling torque has been marked with even narrower line while the narrowest marks the difference between engine and power receiver angular speed. Simulation performed for delom = 1.1 and delmoms = 0.9

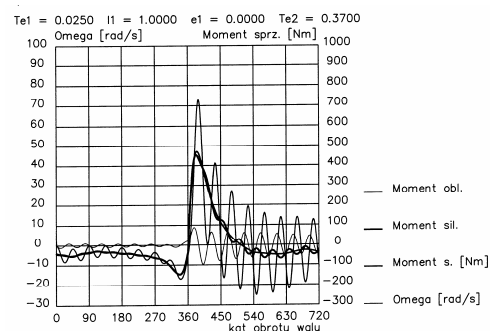


Rys. 13. Przebieg momentu obliczonego za pomocą transformacji – linia najgrubsza oraz momentu generowanego przez silnik – linia nieco cieńsza. Linia jeszcze cieńszą naniesiono przebieg zmierzonego momentu sprzężenia i linią najcieńszą – różnicę prędkości kątowych wału silnika i odbiornika. Symulacja wykonana dla delom = 0,9 i delmoms = 0,9

Fig. 13. The course of torque calculated with the use of transformation – the widest line and the course of engine generated torque – slightly narrower line. The course of measured coupling torque has been marked with even narrower line while the narrowest marks the difference between engine and power receiver angular speed. Simulation performed for delom = 0.9 and delmoms = 0.9

Porównując różnice między rzeczywistym przebiegiem momentu generowanego przez silnik z momentem obliczonym na podstawie pomiarów można zauważyć, że dobrą zbieżność wymienionych momentów uzyskuje się jeśli zarówno wyniki pomiarów prędkości kątowej jak i momentu sprzężenia są zawyżone – rys 10 – lub zaniżone – rys. 13. Z kolei zaniżenie wyniku pomiaru prędkości kątowej i równoczesne zawyżenie wyniku pomiaru momentu sprzężenia – rys. 11 – prowadzi do bardzo dużych błędów oszacowania momentu rzeczywistego. Analogicznie do bardzo dużego błędu prowadzi sytuacja odwrotna, a więc dla zawyżonej prędkości kątowej i zaniżonego momentu sprzężenia – rys. 12.

Na zakończenie można się jeszcze odnieść do błędów oszacowania rzeczywistego momentu rozwijanego przez silnik sprzężony z odbiornikiem mocy wałem o małej podatności. Dla przypadku przedstawionego na rys. 1 zawyżenie prędkości kątowej o 10% prowadzi do różnic momentu obliczonego i momentu rzeczywistego przedstawionych na rys. 14.



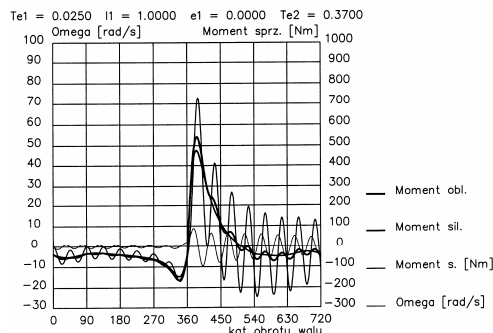
Rys. 14. Przebieg momentu obliczonego za pomocą transformacji – linia najgrubsza oraz momentu generowanego przez silnik – linia nieco cieńsza. Linia jeszcze cieńszą naniesiono przebieg zmierzonego momentu sprzężenia i linią najcieńszą – różnicę prędkości kątowych wału silnika i odbiornika. Symulacja wykonana dla delom = 1,1 i delmoms = 1,0

Fig. 14. The course of torque calculated with the use of transformation – the widest line and the course of engine generated torque – slightly narrower line. The course of measured coupling torque has been marked with even narrower line while the narrowest marks the difference between engine and power receiver angular speed. Simulation performed for delom = 1.1 and delmoms = 1.0

Z kolei zawyżenie wartości zmierzonego momentu sprzężenia również o 10% daje ww. różnice takie jak to przedstawiono na rys. 15.

Nie wnikając w subtelne szczegóły różnic między momentem rzeczywistym i obliczonym na podstawie pomiarów należy zauważyć, że w przypadku małej podatności wałów sprzęgających zarówno zawyżenie zmierzonej prędkości obrotowej - rys. 14 jak i zawyżenie zmierzonego momentu – rys. 15, prowadzi każdorazowo

zowo do dużych różnic wymienionych momentów i to w całym cyklu pracy silnika.



Rys. 15. Przebieg momentu obliczonego za pomocą transformacji – linia najgrubsza oraz momentu generowanego przez silnik – linia nieco cieńsza. Linią jeszcze cieńszą naniesiono przebieg zmierzzonego momentu sprężenia i linią najcieńszą – różnicę prędkości kątowych wału silnika i odbiornika. Symulacja wykonana dla  $\delta_{\text{elom}} = 1,0$  i  $\delta_{\text{elmoms}} = 1,1$

Fig. 15. The course of torque calculated with the use of transformation – the widest line and the course of engine generated torque – slightly narrower line. The course of measured coupling torque has been marked with even narrower line while the narrowest marks the difference between engine and power receiver angular speed. Simulation performed for  $\delta_{\text{elom}} = 1.0$  and  $\delta_{\text{elmoms}} = 1.1$

## 5. Podsumowanie

Przedstawione rozważania dotyczą sposobu określenia w silniku spalinowym wielkości praktycznie niemierzalnej, jaką jest moment obrotowy generowany przez taki silnik. Przedstawiona metoda otwiera całkowicie nowe perspektywy analizy zjawisk zachodzących w pracującym silniku, np. staje się możliwe osza-

cowanie straty momentu indykowanego w wyniku tarcia w zespołach silnika. Dotychczasowe próby oszacowania strat tarcia w silniku [1] wymagały całkowitej przebudowy silnika, co prowadziło do wysokich kosztów badań, natomiast uzyskane wyniki były mało wiarygodne. Wyrażona opinia wynika z faktu prowadzenia badań na silniku znacznie odbiegającym od silnika seryjnego. Przedstawiona w niniejszym artykule metoda określania przebiegu momentu generowanego przez silnik w dzisiejszych warunkach jest jeszcze kosztochłonna i wymaga wielu przygotowań na stanowisku hamownianym. Nie ulega jednak wątpliwości, że w przyszłości zespół wału z enkoderami i momentomierzem oraz procesorem przetwarzającym sygnały z ww. przetworników na sygnał momentu generowanego na wale badanego silnika spalinowego, w przypadku seryjnej produkcji nie musi być urządzeniem kosztownym.

## 6. Literatura

- [1] Halsband M., Messung und Optimierung der Reibungsverluste der Kolbengruppe. Teil 2, MTZ, 56 (1995) 11, s. 104–111.
- [2] Iskra A., Problems with Determination of Rotation Speed Fluctuations at the Combustion Engine Work Cycle. Journal of KONES'2005, European Science Society of Powertrain and Transport Publication. Warsaw 2005. Str. 103-110
- [3] Iskra A. Ograniczenie niekorzystnych skutków pracy silnika na biegu jałowym. KONES'2004. 12-15.09.2004, Kraków – Zakopane
- [4] Iskra A., Dynamika mechanizmów tłokowych silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1995

Artykuł recenzowany

## Apel do Członków i Sympatyków Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich – SIMP o składanie propozycji do zaktualizowanej wersji Deklaracji Ideowo-Programowej IX Dekady SIMP

Szanowne Koleżanki i Koledzy,

Rok 2006 jest osiemdziesiątym rokiem istnienia samodzielnego Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich.

Zarząd Główny i Rada Krajowa SIMP jednogłośnie uznały, że jest to właściwy czas, aby na XXXI Walnym Zjeździe Delegatów SIMP, w październiku 2006 roku, **dokonać aktualizacji treści „Deklaracji Ideowo-Programowej SIMP 2000”**, która została uchwalona 10 lat temu, przez Nadzwyczajny Walny Zjazd Delegatów SIMP, w dniu 19 października 1996 r. (Pełny tekst tego dokumentu jest dostępny na stronie internetowej SIMP: [www.simp.pl](http://www.simp.pl)).

Przyjmując tę Deklarację postanowiono, że na każdym, kolejnym WZD SIMP Deklaracja może być zmieniona i uzupełniona (w trybie analogicznym jak Statut SIMP), aby stawała się coraz doskonalszą busolą, trafnie określanych naszych idei oraz dróg i metod ich urzeczywistniania.

Do przygotowania projektu nowelizacji dotychczasowej Deklaracji, Zarząd Główny powołał Zespół Przygotowawczy Deklaracji Ideowo-Programowej na IX Dekadę Działalności SIMP. Do składu tego Zespołu zostali powołani częściowo członkowie analogicznego Zespołu z roku 1996 oraz nowi członkowie, spośród młodszych grup wiekowych (poczynając od członków kół studenckich) i terenowych, wyróżniający się owocną aktywnością w pracy stowarzyszeniowej i zawodowej. Na przewodniczącego Zespołu zarekomendowano Honorowego Prezesa SIMP, Kolegę Jana M. Kaczmarek.

Dążeniem władz SIMP i Zespołu jest, aby projekt nowelizacji Deklaracji był odbiciem przekonań i odczuć oraz wiedzy i doświadczenia, jak najliczniejszej rzeszy członków i sympatyków SIMP.

Wszelkie nowe propozycje do „Deklaracji Ideowo-Programowej SIMP 2006” oraz uwagi krytyczne do „Deklaracji Ideowo-Programowej SIMP 2000” proszę uprzejmie przysyłać na jeden z dwóch, poniżej podanych adresów:

- 1) Sekretariat Zarządu Głównego SIMP –
  - a) pocztą tradycyjną na adres: Biuro Zarządu Głównego SIMP, z dopiskiem „Zespół SIMP 2006”, 00-050 Warszawa, ul. Świętokrzyska 14a, V piętro; albo
  - b) pocztą elektroniczną na adres: [sekretariat@simp.pl](mailto:sekretariat@simp.pl)
- 2) wprost do Zespołu SIMP 2006 – tylko pocztą elektroniczną na adres: [jankacz@interia.pl](mailto:jankacz@interia.pl)

Aby nowe propozycje i krytyczne uwagi mogły być uwzględnione w nowym opracowaniu projektu Deklaracji, **muszą one być otrzymane do 20 czerwca 2006 r. włącznie.**

Wszystkim Szanownym Koleżankom i Kolegom oraz Sympatykom SIMP, którzy zechcą przekazać nam swoje propozycje i uwagi, bardzo serdecznie dziękujemy za współpracę!

*W imieniu Zespołu Przygotowawczego  
Deklaracji SIMP IX Dekady  
Jan M. Kaczmarek*