

## WPLYW STEROWANIA WTRYSKIEM PALIWA NA DRGANIA SILNIKA ZS STOSOWANEGO W CIĄGNIKU ROLNICZYM

*Damian Kowalski*

*Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, Politechnika Opolska*

**Streszczenie.** Artykuł przedstawia wyniki badań drgań silnika o zapłonie samoczynnym stosowanym w ciągniku rolniczym, wykorzystującym zmodyfikowaną klasyczną rzędową pompę wtryskową. Celem przeprowadzonych pomiarów było wyznaczenie wartości przyspieszeń drgań silnika oraz określenie wpływu sterowania procesem wtrysku paliwa na nierównomierność pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Badania wykonano dla różnych trybów pracy silnika, sterowania dawką wtryskową oraz obciążenia. Do badań wykorzystano sygnały z czujników przemieszczenia oraz czujnika prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Przedstawione w pracy wyniki badań potwierdzają, że odpowiedni dobór parametrów wtrysku paliwa wpływa na poprawę równomierności pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Dodatkowo potwierdzają celowość podjętych modernizacji klasycznej rzędowej pompy wtryskowej, dzięki możliwości tego systemu do dowolnego kształtowania przebiegu wtrysku paliwa oraz realizacji wtrysku wielofazowego.

**Słowa kluczowe:** wtrysk paliwa, nierównomierność pracy silnika, zapłon samoczynny

### Wprowadzenie

Silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym wykorzystywane w ciągnikach rolniczych, są podatne na występowanie zjawiska „wypadania zapłonu”. Termin ten odnosi się do sytuacji, w której do cylindrów silnika spalinowego, przez układ wtryskowy zostaje dostarczone paliwo, jednak nie ulega ono zapaleniu lub zapala się tylko częściowo. Powoduje to wiele niekorzystnych następstw, między innymi zwiększoną emisję substancji szkodliwych lub chociażby uszkodzenie elementów układu wtórnego oczyszczania spalin znajdującego się w układzie wylotowym silnika [Merkisz, Mazurek 2007; Rokosch 2007]. Objawem braku spalania w cylindrach jest nierównomierna praca silnika spalinowego, odznaczająca się przede wszystkim drganiami oraz generowaniem zwiększonego hałasu. Silniki o zapłonie samoczynnym, ze względu na własności konstrukcyjne, są szczególnie podatne na

generowanie drgań oraz hałasu. Zjawiska jakie występują podczas kolejnych suwów pracy silnika, związane z cyklicznością spalania paliwa oraz sprężania powietrza w cylindrach, również powodują powstawanie drgań.

Korzystne staje się zatem takie sterowanie pracą układu wtryskowego, które pozwoliłoby ograniczyć wypadanie zapłonu. Do tego celu niezbędne są odpowiednie sygnały z czujników zamieszczonych na silniku, które stanowią cenną informację diagnostyczną.

W przemyśle silnikowym wykorzystuje się wiele metod wykrywania nierównomierności pracy silnika spalinowego. W przypadku silników samochodów osobowych, najczęściej stosuje się analizę przebiegu prędkości kątowej wału korbowego [Birbaum, Truglia 2000; Yang 2001]. Istnieją również inne metody, takie jak analiza chwilowej wartości ciśnienia gazów wylotowych, analiza chwilowej wartości ciśnienia wewnątrz cylindra czy też analiza wartości jonizacji w komorze spalania [Willimowski, Isermann 2000; Merkisz i in. 2001]. Metody te, choć wykorzystywane z powodzeniem w pojazdach samochodowych, gdzie stosuje się głównie silniki małej mocy, nie są odpowiednie w przypadku badania silników o dużej mocy i pojemności skokowej, wolnoobrotowych, stosowanych w ciągnikach rolniczych. Dobrze natomiast sprawdzają się w diagnostyce takich silników sygnały wibroakustyczne, lecz metody te są w fazie rozwoju [Allen 1977; Tomaszewski 1998].

## **Cel i zakres pracy. Metody badań**

Celem badań było zmierzenie wartości przyspieszeń drgań silnika o zapłonie samoczynnym, stosowanego w ciągniku rolniczym, dla różnych trybów pracy i sterowania. Dodatkowo pomiary pozwoliły na określenie możliwości ograniczenia drgań silnika przy wykorzystaniu zmodyfikowanej klasycznej rzędowej pompy wtryskowej typu EPP.M. Zakres przeprowadzonych pomiarów obejmował pomiar przyspieszeń drgań bloku silnika oraz kolektora dolotowego. W drugim etapie badań wykorzystano sygnał z hallotronowego czujnika prędkości obrotowej wału korbowego, umieszczonego na obudowie koła zamachowego. Koło nadawcze w tym eksperymencie stanowi wieniec zębaty koła zamachowego.

Pomiary drgań przeprowadzono przy wykorzystaniu akcelerometru piezoelektrycznego (czujnika drgań) i wykonano je przy następujących warunkach pracy silnika:

- silnik nieobciążony,
- temperatura cieczy chłodzącej 60°C,
- prędkość obrotowa (915÷1600) obr·min<sup>-1</sup>,
- liczba faz wtrysku modyfikowana.

Do badań wykorzystano następującą aparaturę pomiarową:

- ośmiokanałowy analizator sygnałów dynamicznych LMS SCADAS Mobile,
- akcelerometr piezoelektryczny jednoosiowy PCB, typ 356B 18,
- tachometr Optel-Thevon do pomiaru prędkości obrotowej wału,
- oprogramowanie LMS Test.Lab v 11B SL2 (moduł Signature Testing Advanced).

Pomiary z wykonano w dwóch punktach:

- blok silnika w kierunku równoległym do osi wału korbowego silnika,
- kolektor dolotowy w kierunku pionowym do osi wału korbowego silnika.

Dla celów analizy rejestrowano przebiegi przyśpieszeń drgań z częstotliwością próbkowania  $F_s = 12800$  Hz w czasie 20 s każdy. Następnie poddano je analizie widmowej FFT o następujących parametrach:

- pasmo 0-6400 Hz,
- rozdzielczość  $\Delta f = 0,5$  Hz,
- 40 uśrednień.

W drugim etapie pomiarów wykorzystano hallotronowy czujnik prędkości obrotowej wału korbowego badanego silnika przy następujących warunkach:

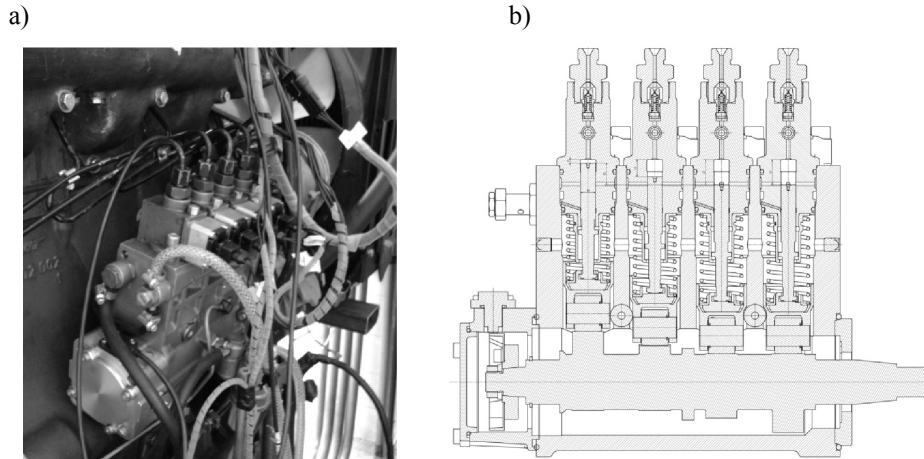
- silnik nieobciążony,
- temperatura płynu chłodzącego  $60^\circ\text{C}$ ,
- prędkość obrotowa biegu jałowego około  $915 \text{ obr}\cdot\text{min}^{-1}$ ,
- liczba faz wtrysku, kąt trwania wtrysku pilotującego oraz kąt wyprzedzenia wtrysku modyfikowane,

Do opracowania wyników pomiarów wykorzystano oprogramowanie Matlab, w którym zastosowano filtr sygnału a następnie wykonano wykresy przedstawiające widma amplitudowe prędkości obrotowej wału korbowego silnika.

## Obiekt badań

Badania przeprowadzono na silniku o zapłonie samoczynnym ciągnika Zetor 1505, wyposażonym w zmodyfikowany układ wtrysku paliwa. Modyfikacje układu wtryskowego opierają się na elektromagnetycznych zaworach, które zamontowano w klasycznej rzędowej pompie w sekcjach tłoczących. Znajdujące się na wałku napędowym pompy wtryskowej krzywki wytwarzające ciśnienie wtrysku, posiadają czynny zakres roboczy, który wynosi do  $120^\circ$  kąta obrotu wału krzywkowego pompy. Jak wynika z przedstawionych w pracach [Bocheńska, Bocheński 2005; Graba i in. 2010] wyników badań stanowiskowych takiej sekcji tłoczącej, istnieje możliwość modyfikacji procesu wtryskiwanego paliwa do prędkości obrotowej silnika  $1600 \text{ obr}\cdot\text{min}^{-1}$ . Widok pompy wtryskowej zamontowanej na silniku badawczym przedstawiono na rys. 1a, natomiast jej przekrój poprzeczny przedstawiono na rysunku 1b.

Praca układu wtryskowego jest nadzorowana przez elektroniczną jednostkę sterującą silnika. Jednostka sterująca o nazwie ADCIS jest również wyposażona w oprogramowanie sterujące, które daje możliwość regulacji takich parametrów wtryskowych jak: kąt wyprzedzenia wtrysku, podział dawki wtryskowej, kąt przesunięcia dawki głównej w stosunku do pilotującej, ilość wtrysniętej dawki paliwa oraz możliwość wyłączenia wtrysku do dowolnego cylindra silnika. Silnik badawczy wraz z układem wtrysku paliwa zamontowano na hamowni silnikowej znajdującej się w Katedrze Pojazdów Drogowych i Rolniczych Politechniki Opolskiej.

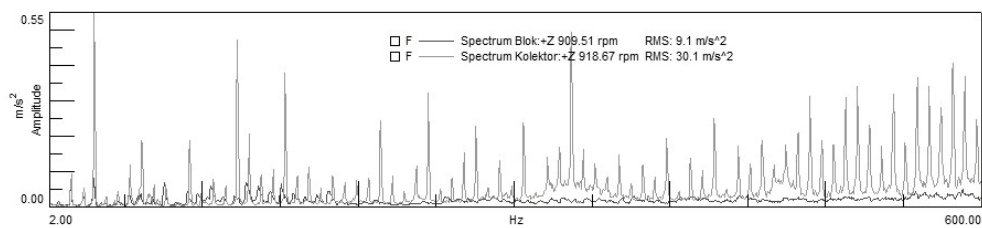


Źródło: opracowanie własne

Rys. 1. Widok zmodyfikowanej klasycznej rzędowej pompy wtryskowej EPP.M: a) zamontowanej na silniku badawczym, b) przekrój poprzeczny źródło: konstrukcja Motorpal,  
 Fig. 1. An image of a modified classic row injection pump EPP.M: a) mounted to the experimental engine, b) a cross-section source: Motorpal structure,

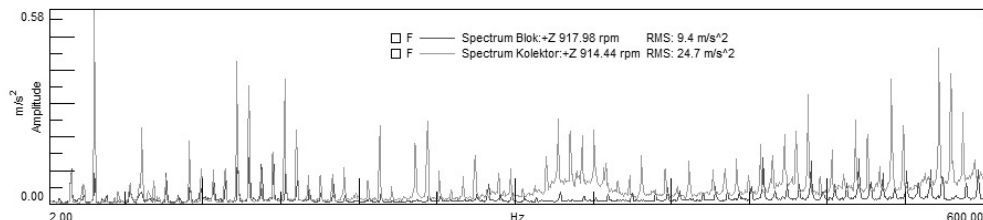
## Wyniki badań i analiza

Na wykresach (rys. 2-5) przedstawiono wyniki analiz FFT, w zakresie 2–600 Hz. W zakresie częstotliwości do około 600 Hz mieszczą się wszystkie główne harmoniczne, dla wybranych prędkości obrotowych, związane z liczbą cylindrów. Na rys. 2 i 3 zestawiono wyniki pomiarów przyspieszeń przemieszczenia bloku silnika oraz kolektora dolotowego dla różnych strategii realizacji wtrysku paliwa.



Źródło: opracowanie własne

Rys. 2. Widmo amplitudowe przyspieszeń przemieszczenia bloku silnika oraz kolektora dolotowego, przy pracy z wtryskiem jednofazowym i prędkością obrotową 915 obr·min<sup>-1</sup>  
 Fig. 2. Amplitude spectrum of dislocation acceleration of an engine block and an inflow collector at work with one-phase injection and rotational speed of 915 rot·min<sup>-1</sup>



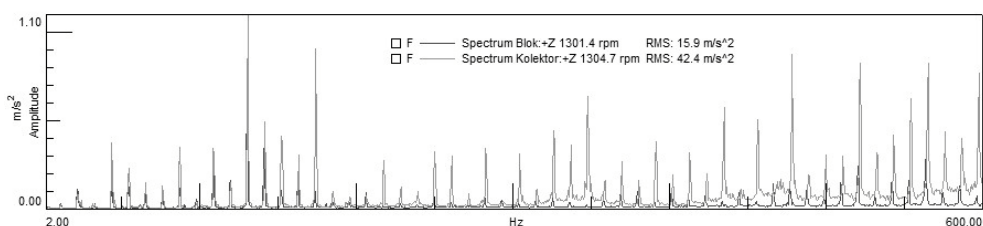
Źródło: opracowanie własne

Rys. 3. Widmo amplitudowe przyspieszeń przemieszczenia bloku silnika oraz kolektora dolotowego przy pracy z wtryskiem dwufazowym i prędkością obrotową 915 obr·min<sup>-1</sup>  
 Fig. 3. Amplitude spectrum of dislocation acceleration of an engine block and an inflow collector at work with two-phase injection and rotational speed of 915 rot·min<sup>-1</sup>

Analizując powyższe wykresy (rys. 2 i 3), można stwierdzić, iż dla silnika pracującego z prędkością obrotową 915 obr·min<sup>-1</sup> można wyłonić największe amplitudy przyspieszenia przemieszczeń bloku silnika zarówno przy realizacji wtrysku jednofazowego, jak i dwufazowego. Jednocześnie można stwierdzić, że realizacja wtrysku dwufazowego (rys. 3) obniża znacząco amplitudę przyspieszeń przemieszczenia zarówno bloku silnika jak i kolektora dolotowego. W zakresie częstotliwości 30-90 Hz zaobserwowano obniżenie piku amplitudy przyspieszenia podczas pracy silnika z wtryskiem dwufazowym.

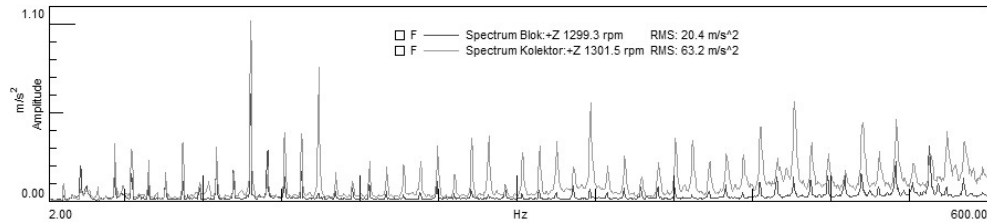
Kolejne wykresy (rys. 4 i 5) przedstawiają porównanie wartości amplitudy przyspieszeń przemieszczenia bloku silnika i kolektora dolotowego dla prędkości obrotowej 1300 obr·min<sup>-1</sup>.

Analiza wyników przedstawionych na rysunku 4 i 5 pozwala stwierdzić, iż zwiększenie prędkości obrotowej powoduje wzrost amplitudy przyspieszeń przemieszczenia bloku silnika oraz kolektora dolotowego zarówno przy realizacji wtrysku jednofazowego, jak i dwufazowego. Dodatkowo załączenie wtrysku dwufazowego (rys. 5) obniża amplitudę przyspieszeń przemieszczenia zarówno bloku silnika, jak i kolektora dolotowego.



Źródło: opracowanie własne

Rys. 4. Widmo amplitudowe przyspieszeń przemieszczenia bloku silnika oraz kolektora dolotowego przy pracy z wtryskiem jednofazowym i prędkością obrotową 1300 obr·min<sup>-1</sup>  
 Fig. 4. Amplitude spectrum of dislocation acceleration of an engine block and an inflow collector at work with one-phase injection and rotational speed of 1300 rot·min<sup>-1</sup>



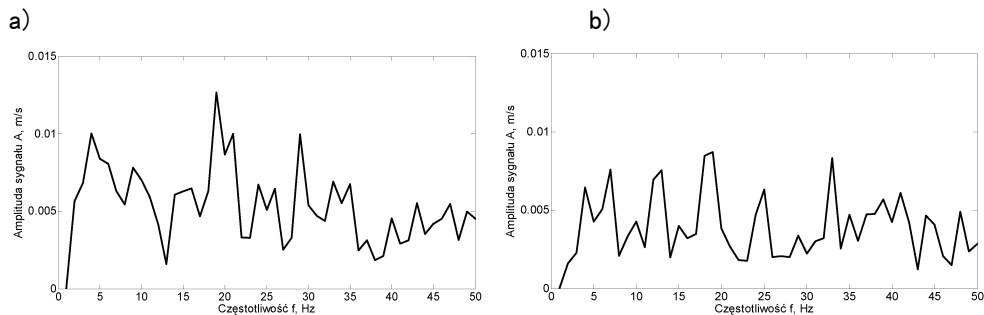
Źródło: opracowanie własne

Rys. 5. Widmo amplitudowe przyspieszeń przemieszczenia bloku silnika oraz kolektora dolotowego przy pracy z wtryskiem dwufazowym i prędkością obrotową  $1300 \text{ obr}\cdot\text{min}^{-1}$

Fig. 5. Amplitude spectrum of dislocation acceleration of an engine block and an inflow collector at work with two-phase injection and rotational speed of  $1300 \text{ rot}\cdot\text{min}^{-1}$

Kolejne próby dotyczyły pomiarów wykonanych w oparciu o czujnik prędkości obrotowej wału korbowego, umieszczony na obudowie koła zamachowego silnika. Test przeprowadzono przy realizacji wtrysku jedno fazowego oraz dwufazowego. Uzyskane wyniki przedstawiono na wykresach (rys. 6 i 7).

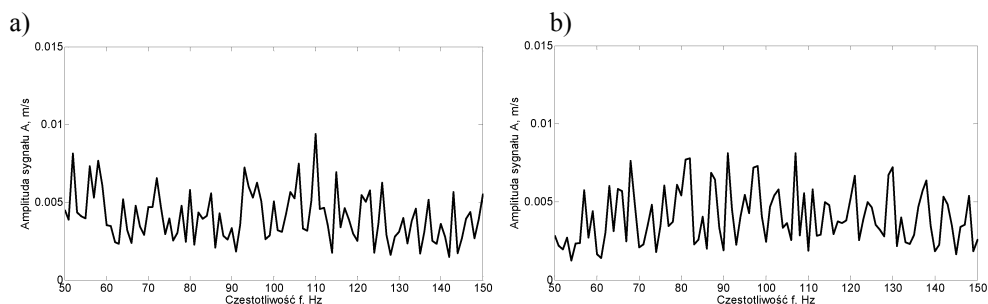
Podczas pracy silnika z realizacją wtrysku jednofazowego wyraźnie widoczna jest harmoniczna równa częstotliwości spalania  $f_s$ . W widmie występuje również amplituda wynosząca połowę wartości częstotliwości spalania, która odpowiada pracy wałka napędowego pompy wtryskowej, a także amplituda wynosząca jedną trzecią częstotliwości spalania, która odpowiada częstotliwości pracy wałka napędowego pompy wody w układzie chłodzenia silnika.



Źródło: opracowanie własne

Rys. 6. Widmo amplitudowe prędkości kątowej wału korbowego podczas pracy z włączonym wtryskiem a) jednofazowym, b) dwufazowym (prędkość obrotowa w teście  $915 \text{ obr}\cdot\text{min}^{-1}$ )

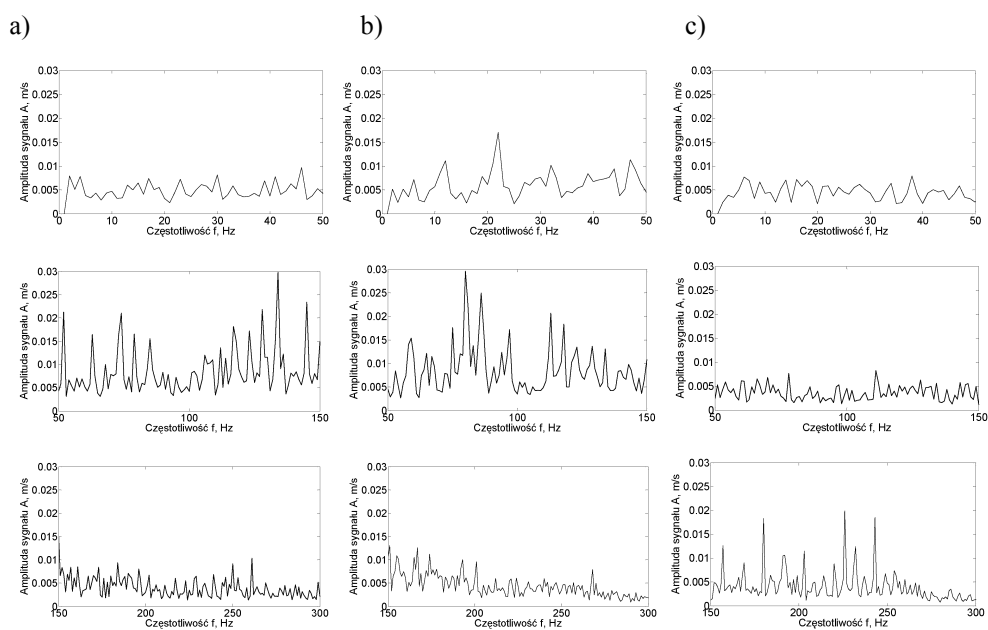
Fig. 6. Amplitude spectrum of crankshaft angular velocity during operation with injection a) one-phase b) two-phase (rotational speed in a test  $915 \text{ rot}\cdot\text{min}^{-1}$ )



Źródło: opracowanie własne

Rys. 7. Widmo amplitudowe prędkości kątownej wału korbowego podczas pracy z włączonym wtryskiem a) jednofazowym, b) dwufazowym (prędkość obrotowa w teście 915 obr·min<sup>-1</sup>)

Fig. 7. Amplitude spectrum of crankshaft angular velocity during operation with injection a) one-phase b) two-phase (rotational speed in a test 915 rot·min<sup>-1</sup>)



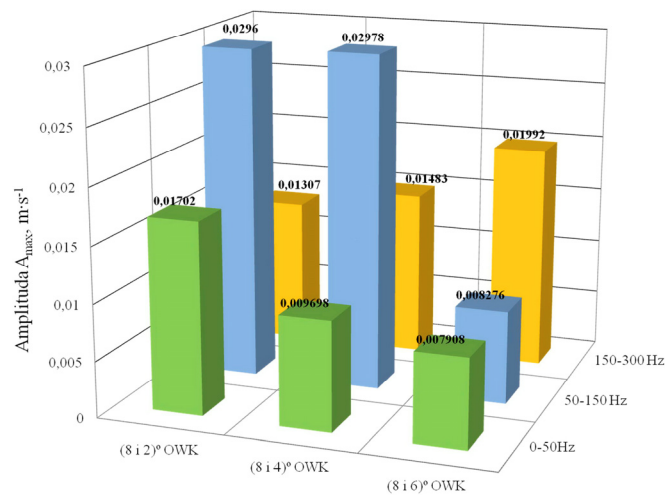
Rys. 8. Widma amplitudowe prędkości kątownej wału korbowego silnika podczas pracy z wtryskiem dwufazowym i różnymi modyfikacjami kąta trwania wtrysku pilotującego a) kąt trwania wtrysku pilotującego 4° OWK, b) kąt trwania wtrysku pilotującego 2° OWK, c) kąt trwania wtrysku pilotującego 6° OWK

Fig. 8. Amplitude spectrum of crankshaft angular velocity of an engine during operation with a two-phase injection and different modifications of an initial jet angle duration a) angle of initial jet duration 4° of crankshaft turnovers, b) angle of initial jet duration 2° of crankshaft turnovers, c) angle of initial jet duration 6° of crankshaft turnovers

W widmie amplitudowym prędkości obrotowej wału korbowego silnika pracującego z wtryskiem jednofazowym widoczne są wyraźne i wysokie piki dominujące w widmie, podczas gdy dla pracy silnika z wtryskiem dwufazowym widmo ma postać bardziej równomierną (maksymalne wartości do około  $0,07 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ).

Porównanie amplitud występujących w paśmie (0-50) Hz pozwala stwierdzić, że dla pracy silnika z wtryskiem dwufazowym amplituda harmonicznej dominującej jest mniejsza o połowę wartości, niż dla pracy z wtryskiem jednofazowym (gdzie amplituda maksymalna wynosi  $0,012 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ).

Wykresy (rys. 8) przedstawiają różne modyfikacje kąta trwania wtrysku pilotującego oraz ich wpływ na zarejestrowany przebieg widma amplitudowego prędkości kątowej wału korbowego silnika. Maksymalne wartości amplitud występujące w rozpatrywanych trzech pasmach widmach amplitudowych prędkości obrotowej wału korbowego zestawiono na wykresie (rys. 9).



Źródło: opracowanie własne

Rys. 9. Maksymalna amplituda w zależności od kąta trwania wtrysku pilotującego w trzech pasmach częstotliwości (prędkość obrotowa  $900 \text{ obr}\cdot\text{min}^{-1}$ , wtrysk dwufazowy, wartości kątów wyprzedzenia wtrysku względem GMP głównego  $24^\circ$  i pilotującego  $18^\circ$  OWK

Fig. 9. Maximal amplitude in relation to the angle of initial jet duration in three frequency bands (rotational velocity  $900 \text{ rot}\cdot\text{min}^{-1}$ , two-phase injection, value of advance jet angle in relation to the main top centre  $24^\circ$  and initial  $18^\circ$  of crankshaft turnovers

Analizując widma amplitudowe prędkości kątowej wału korbowego podczas pracy silnika z realizacją wtrysku dwufazowego (rys. 8) i różnych ustawieniach kątów trwania wtrysku pilotującego, można zaobserwować duże różnice w wartościach maksymalnych amplitud. Zwraca uwagę również fakt, iż modyfikacja parametru wtrysku, jakim jest kąt trwania wtrysku pilotującego, powoduje znaczne różnice w zarejestrowanych widmach



amplitudowych sygnału prędkości obrotowej silnika. Wartości maksymalne tych amplitud (rys. 9) świadczą o występowaniu drgań silnika, związanych z cyklicznością spalania oraz szybkością przyrostu ciśnienia paliwa wewnątrz cylindra silnika. Zatem modyfikacja parametrów wtrysku paliwa wpływa na równomierność pracy silnika spalinowego.

## Podsumowanie

Drgania silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym zależą od podziału dawki wtryskowej na jedną, dwie, trzy lub cztery fazy wtrysku, przypadające na jeden cykl pracy silnika. Również przyrost prędkości kątovej jest uzależniony od podziału dawki wtryskowej. Przy realizacji wtrysku jednofazowego przyspieszenie kątovej wału korbowego jest większe, natomiast podczas realizacji wtrysku dwufazowego mniejsze. Od tej zależności występują jednak w pewnych przypadkach wyjątki, które są spowodowane kątem wyprzedzenia wtrysku pilotującego. W tych przypadkach można wyróżnić obniżoną wartość przyspieszenia kątovej wału korbowego silnika w zależności od doboru parametrów wtrysku paliwa.

Zastosowanie zmodernizowanej klasycznej rzędowej pompy wtryskowej do sterowania procesem wtrysku paliwa, daje nowe możliwości jej wykorzystania do zasilania silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. Szczególną zaletą tego rozwiązania jest możliwość podziału dawki wtryskowej przypadającej na jeden cykl pracy silnika, co korzystnie wpływa na obniżenie drgań oraz emisję hałasu jednostki napędowej.

## Bibliografia

- Birnbaum R., Truglia G.J.** (2000): Getting to Know OBDII. USA.
- Bocheńska A., Bocheński C. I.** (2005): Badanie wpływu zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku i stopnia recyrkulacji spalin na toksyczność spalin i zużycie paliwa silnika z zapłonem samoczynnym - MOTROL - Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa, 7, 15-23.
- Graba M., Lechowicz A., Mamala J., Bieniek A.** (2010): Wielofazowy wtrysk paliwa dla silników z zapłonem samoczynnym wyposażonych w rzędową pompę wtryskową, Inżynieria Rolnicza, 5(123), 29-35.
- Allen J.B.,** (1977): Short Term Spectral Analysis, Synthesis, and Modification by Discrete Fourier Transform, IEEE Transactions on Acoustic, Speech, and Signal Processing, Vol. ASSP-25, No. 3, 235-238.
- Merkisz J., Mazurek S.** (2007): Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych. WKŁ, Warszawa, 226.
- Merkisz J., Boguś P., Grzeszczyk R.** (2001): Overview of engine misfire detection methods used in on-board diagnostics, Journal of Kones – Internal Combustion Engines, Vol 8, No. 1-2, 326-341.
- Rokosch U.** (2007): Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów OBD. WKŁ, Warszawa, 216.
- Tomaszewski F.** (1998): Zagadnienia wyznaczania stanu technicznego złożonego obiektu mechanicznego za pomocą sygnału wibroakustycznego. Na przykładzie silnika spalinowego pojazdu szynowego, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, Maszynopis.

- Willimowski M., Isermann R.** (2000): A Time Domain Based Diagnostic System for Misfire Detection in Spark-Ignition Engines by Exhaust-Gas Pressure Analysis, SAE Technical Papers 2000-01-0366.
- Yang J., Pu L., Wang Z., Zhau Y., Yan X.** (2001): Fault detection in a Diesel engine by analysing the instantaneous angular speed, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 15, No. 3, 549-564.

## **INFLUENCE OF CONTROLLING FUEL ON VIBRATIONS OF A COMPRESSION IGNITION ENGINE USED IN A FARM TRACTOR**

**Abstract.** The article presents research results of a compression ignition engine used in a farm tractor using a modified classic row injection pump. The purpose of the measurements, which were carried out was to determine the value of acceleration of engine vibrations as well as to assess the influence of controlling the process of fuel injection on unevenness of a compression ignition engine operation. The research was carried out for different modes of engine operation, controlling an injection dose and a load. Signals from movement sensors and from a rotational speed sensor of an engine crankshaft speed sensor were used for the research. The research results, which have been presented in the paper, confirm that a suitable selection of fuel injection parameters influences the improvement of a compression ignition engine operation. Additionally, they prove the purposefulness of modernisation of a classic row injection pump due to ability of the system to shape the course of fuel injections voluntarily and to carry out a multi-phase injection.

**Key words:** fuel injection, unevenness of engine operation, self ignition

**Adres do korespondencji:**

Damian Kowalski; e-mail: d.kowalski@doktorant.po.edu.pl  
Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych  
Politechnika Opolska  
ul. Mikołajczyka 5  
45-271 Opole



*Dofinansowanie ze środków Wojewódzkiego Funduszu Ochrony Środowiska i Gospodarki Wodnej w Opolu*