



A XVIII-a Conferință internațională – multidisciplinară
„Profesorul Dorin Pavel – fondatorul hidroenergeticii românești”
CLUJ NAPOCA, 2018

STUDIUL INFLUENȚEI VOLANTEI CU MASĂ DUBLĂ ASUPRA REDUCERILOR VIBRAȚIILOR PRODUSE DE MOTOR

Csato ARON

STUDIES OF THE INFLUENCE OF DUAL-MASS FLYWHEEL ON REDUCING THE VIBRATION OF THE ENGINE

Currently, engine designers have to downsize and down speed the engine in order to satisfy European requirements in terms of CO₂ emissions. A simplified mathematical model (2 degrees of freedom) has been developed in order to show the positive effect of a Dual Mass Flywheel (DMF) on the powertrain. The model contains two rotational masses, torsional stiffness and damping properties. The engine torque variation is simplified by a sin function. The system is solved in Matlab using Runge-Kutta formula. The calculations were performed in three different rpm's.

Keywords: harshness, noise, flywheel, vehicle, vibration

Cuvinte cheie: disconfort, zgomot, volantă, vehicul, vibrații

1. Introducere

Vibrațiile create de motor sunt datorate mișcării de rotație și de translație a componentelor mobile ale motorului.

Motorul cu ardere internă nu generează un moment constant, momentul este variabil în funcție de timp. Variația momentului depinde de turația motorului (figura 1) și de numărul de cilindri. Dacă se aplică această variație de moment la cutia de viteză, se ajunge la distrugerea

roțiilor dințate și a sincroanelor. Pentru amortizarea acestor oscilații se utilizează roata volantă.

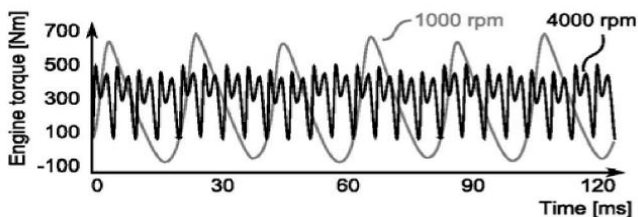


Fig. 1 Variația momentului măsurat pe arborele cotit pe diferite turații [1]

Industria autovehiculelor este nevoită să producă autovehicule cât mai eficiente din punct de vedere energetic pentru a reduce emisiile poluante, în baza reglementărilor din ce în ce mai stricte privitoare la emisiile poluante. Noile tendințe în proiectarea motoarelor sunt downsizingul și downspeedingul. Downsizingul înseamnă reducerea numărului de cilindri, iar downspeedingul înseamnă că momentul maxim se obține la turații mai mici – figura 2.

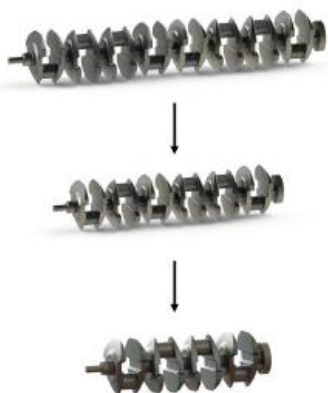


Fig.2 Downsizing [2]

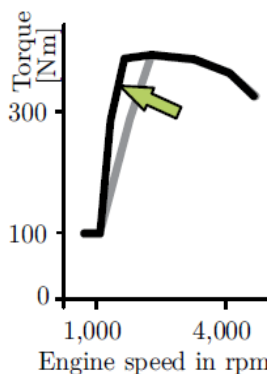


Fig. 3 Downspeeding [2]

Noul concept de bază în proiectarea motoarelor are un efect negativ asupra vibrațiilor torsionale ale arborelui cotit.

Volanta devine astfel piesa mobilă cea mai importantă din punct de vedere al amortizării vibrațiilor arborelui cotit, dar și protejarea cutiei de viteze de variații bruște de moment.

2. Volantă cu masă dublă

Conceptul de bază al volantei cu masă dublă este că inerția volantei se subîmparte în două mase care, pentru o funcționare lină, sunt prinse cu arcuri [3]. Una dintre mase este legată de arborele cotit, iar masa cealaltă este pe partea ambreiajului, aceste două mase sunt cuplate prin intermediul unui arc.

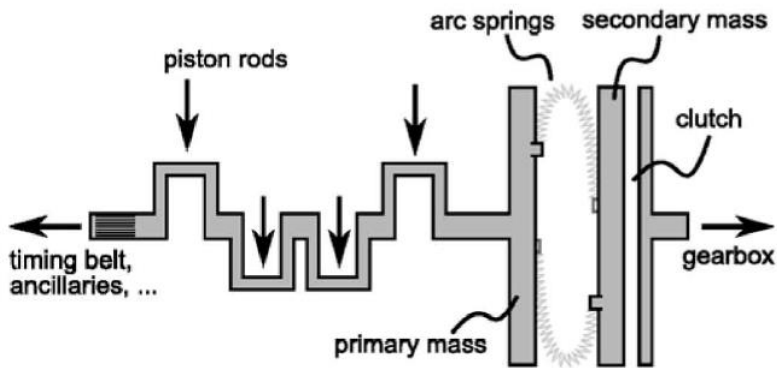


Fig. 4 Schema volantei cu masă dublă [1]

Volanta cu masă dublă este o soluție pentru două probleme generate de motorul cu ardere internă:

1. Atenuarea accelerațiilor unghiulare ale arborelui cotit
2. Amortizarea variațiilor de moment introdus în ambreiaj

Volanta cu masă dublă reduce zgomotul produs de motor și vibrațiile motorului introduse în suportii de motor.

Datorită complexității volantei cu masă dublă este greu de definit toți parametrii volantei necesar pentru calculul vibrațiilor torsionale.

În acest studiu se implementează un model matematic pentru descrierea comportamentului volantei cu masă dublă.

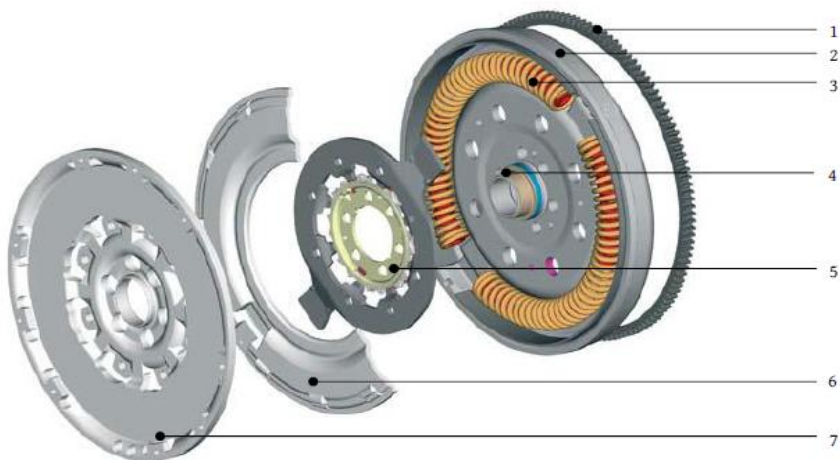


Fig. 5 Părțile componente ale volantei cu masă dublă [4]

1–coronă dințată, 2–volantă ,3– arcuri, 4- rulment, 5 – flanșă, 6-capac, 7- volantă secundară

3. Sistemul echivalent

Sistemul este conceput din două mase inerțiale J_{pri} și J_{sec} . Aceste două mase inerțiale sunt cuplate între ele cu un arc și cu un amortizor. Forța perturbatoare este variația momentului motorului.

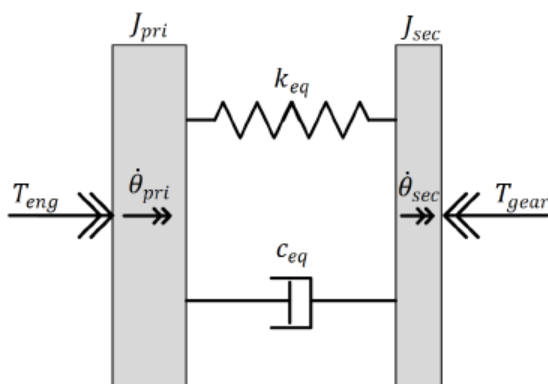


Fig. 6

Sistemul echivalent al motorului și al volantei pentru determinarea vibrațiilor torsionale [5]

4. Modelul matematic

Ecuția de mișcare a sistemului este exprimată după legea lui Newton pentru masa 1 (Ec. 4.1) și pentru masa 2 (Ec. 4.2).

$$J_{pri}\ddot{\theta}_{pri} + c_{eq}(\dot{\theta}_{pri} - \dot{\theta}_{sec}) + k_{eq}(\theta_{pri} - \theta_{sec}) = T_{eng} \quad (1)$$

$$J_{sec}\ddot{\theta}_{sec} + c_{eq}(\dot{\theta}_{sec} - \dot{\theta}_{pri}) + k_{eq}(\theta_{sec} - \theta_{pri}) = 0 \quad (2)$$

Acest sistem se poate rescrie sub formă matricială

$$\begin{bmatrix} J_{pri} & 0 \\ 0 & J_{sec} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_{pri} \\ \ddot{\theta}_{sec} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{eq} & -c_{eq} \\ -c_{eq} & c_{eq} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{pri} \\ \dot{\theta}_{sec} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{eq} & -k_{eq} \\ -k_{eq} & k_{eq} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{pri} \\ \theta_{sec} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{eng} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Momentul motorului este estimat ca o sinusoidă

$$T_{eng}(t) = T_0 + T_A \sin(\omega_{3rd}t + \alpha_1) \quad (4) [2]$$

Parametrii de intrare a sistemului sunt:

- J_1, J_2
- k_1, k_2
- c_1, c_2
- ω_e, ω_v
- α_1
- M_0, M_1

Sistemul se rezolvă cu ajutorul funcției ODE45 în Matlab. Pentru implementarea funcției ODE45 este nevoie de ecuații deiferențiale de ordinul întâi. Pentru asta este necesar rescrierea Ec. 4.3 în următoarea formă:

$$\dot{y}(t) = Ay(t) + Bf(t) \quad (5)$$

unde:

$$y(t) = [y_1 \ y_2 \ y_3 \ y_4]^T \quad (6)$$

$$f(t) = [0 \ 0 \ M_e(t) \ k_2\varphi_v + c_2\dot{\varphi}_v]^T \quad (7)$$

$$A = \begin{pmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{pmatrix} \quad (8)$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & M^{-1} \end{pmatrix} \quad (9)$$

unde:

- 0 este 2x2 matricea de zerouri;
- I este 2x2 matricea de unitate.

5. Obiectul testului

Diferite cazuri vor fi studiate, în fiecare caz sunt comparate variația momentului motor înainte de volantă și după volantă. Calculul este efectuat în trei cazuri la 1000 rpm, la 2000 rpm și la 3500 rpm. Motorul studiat este un motor cu aprindere prin comprimare cu 4 cilindri și în 4 timpi. Încărcarea de la fiecare piston corespunde 2 rotații complete ale arborelui cotit. Asta înseamnă că la 2 din 4 pistoane aprinderea apare la o rotație al arborelui cotit. O aproximare bună pentru M0 și M1 este 320 și 100 de Nm. Cazurile de simulare vor fi următoarele:

1. Simularea la turații joase 1000 rpm ceea corespunde 16,6 Hz;
2. Simularea la turații medii 2000 rpm ceea corespunde 33,3 Hz;
3. Simularea la turații înalte 3500 rpm ceea corespunde 58,3Hz.

Aceste frecvențe se multiplică cu 2 și următoarele variații ale momentului motor vor fi folosite:

$$M_{e1}(t) = 100 + 320 * \sin(33.2 * 2\pi t) \quad (10)$$

$$M_{e2}(t) = 100 + 320 * \sin(66.6 * 2\pi t) \quad (11)$$

$$M_{e3}(t) = 100 + 320 * \sin(116.6 * 2\pi t) \quad (12)$$

6. Rezultate

Rezultatele și diagramele sunt obținute în Matlab. Funcția de integrare ODE 45 folosește o toleranță impusă de 1×10^{-3} , această

valoarea în cazurile studiate nu este destul de precisă, toleranța este modificată la 1×10^{-5} .

Momentul motor are o variație de 100 de Nm. Pe diagrame se pot vedea beneficiile volantei de masă dublă: momentul de intrare la cutia de viteză are o oscilație de amplitudine:

- 40 Nm pentru turația de 1000 rpm;
- 17Nm pentru turația de 2000 rpm;
- 7 Nm pentru turația de 3500 rpm.

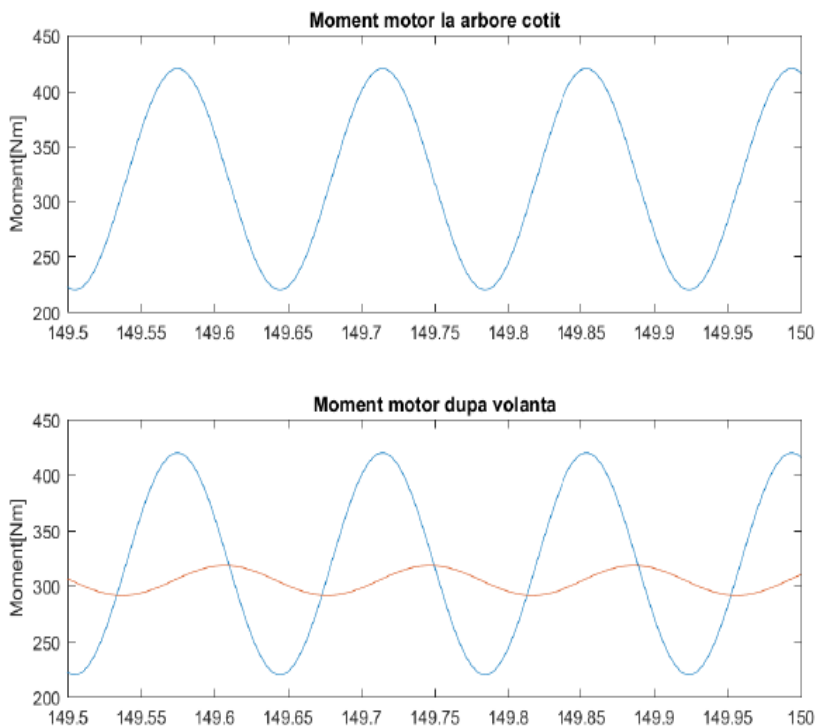


Fig. 7 Variația de moment la arborele cotit și după volantă în funcție de timp la turația de 1000 rot/min

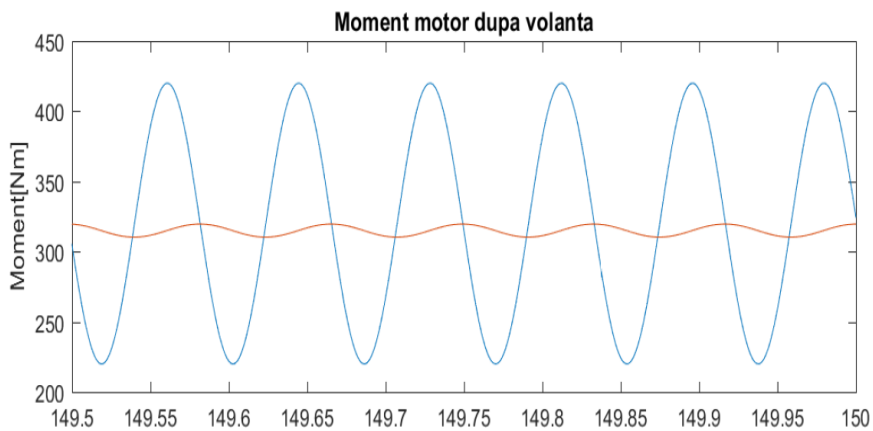
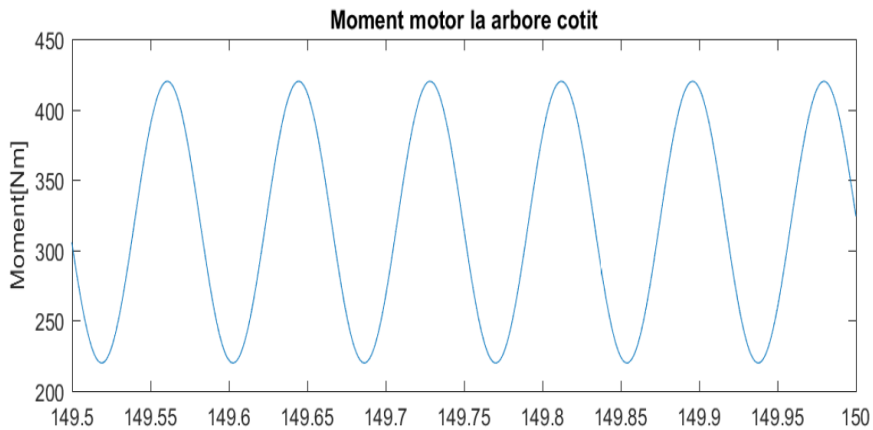


Fig. 8 Variația de moment la arborele cotit și după volanta în funcție de timp la turația de 2000 rot/min

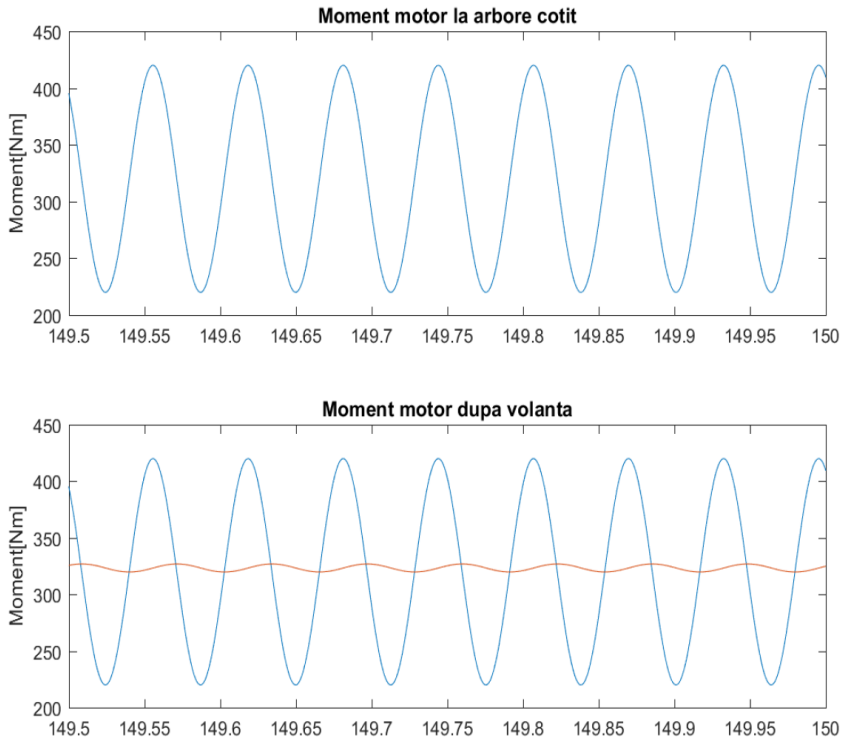


Fig. 9 Variația de moment la arborele cotit și după volanță în funcție de timp la turația de 3500 rot/min

5. Concluzii

- Variația momentului motor pe arborele cotit este asimilat cu o variație sinusoidală ceea ce nu reflectă realitatea, fiindcă variația momentului motor depinde de creșterea de presiune în camera de ardere. Creșterea de presiune în camera de ardere nu are o variație sinusoidală, dar amplitudinea și frecvența variațiilor de moment real și cel al sinusoidei sunt similare.

- Variația de moment după volanță descrește cu creșterea turației pentru că diferența de viteză între cele două mase în mișcarea de rotație descrește și accelerația unghiulară a maselor tinde să se anuleze.

■ Datorită arcurilor și frecărilor interne variația momentului masei secundare a volantei este defazat, față de variația momentului la arborele cotit.

■ Folosirea volantei cu masă dublă reduce cu peste 60 % variația momentului introdus în cutia de viteză și prin faptul că atenuează variațiile bruște de moment reduce vibrațiile introduse în transmisie.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Schaper, U., Sawodny, O., Mahl, T., and Blessing, U., *Modeling and torque estimation of an automotive Dual Mass Flywheel*. IEEE, 2009, pp. 1207–1212.
- [2] Jeremy, B., *Dual Mass Flywheel for Torsional Vibrations Damping*. 2016.
- [3] Ankush, N.P., Bagawade, A.D., *Design & Analysis of Spring used in Dual Mass Flywheel*, vol. 6, no. 4. 2017.
- [4] * * *, Luk, AS, *Dual Mass Flywheel Technology Failure Diagnosis*. 2006.
- [5] Daniel, J., Kim, K., *Simulation Models of Dual Mass Flywheels*. 2017.

Aron CSATO

Departamentul de Autovehicule Rutiere și Transporturi,
Facultatea de Mecanică, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
e-mail: csatoaron@yahoo.com
telefon: 0741 20 51 84