



Simulation of torsional vibrations of dual mass flywheel in a 3-cylinder engine

Ghasem Maghsoudi Gharehbolagh¹, Abbas Rohani Bastami^{1*}, Pedram Safarpour¹, Yaghoub Abbaszadeh²

¹ Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

² CAE Department, Irankhodro Powertrain Company (IPCo), Tehran, Iran

ARTICLE INFO

Keywords:

Dual Mass Flywheel
Torsional Vibration
3-Cylinder Engine

ABSTRACT

One of the main factors influencing the fatigue of the components is the torsional vibration of the transmission system. These vibrations are mainly caused by periodic changes in the gas pressure inside the cylinder and the inertial forces due to the reciprocating motion of the crank and slider mechanism. Furthermore, in order to decrease fuel consumption, the new engines have been downsized. Consequently, due to the fewer number of power strokes, the vibration has increased. One way to reduce these vibrations is to use a dual mass flywheel (DMF). In this research, inertia torque and gas pressure torque of a three-cylinder engine are obtained. Then the equations of torsional vibrations in the time domain are solved. It is shown that angular velocity fluctuations in the secondary mass is reduced. Also, according to the torsional vibration model of two degrees of freedom, frequency responses under sinusoidal excitation are calculated. The results show that in the case of using DMF, the resonance is kept away from the working range of the engine. Finally, A parametric study is performed on design parameters and the effects of varying design parameters on oscillation amplitude of the angular velocity of the secondary mass are analyzed.



© 2023 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* Corresponding author

E-mail address: a_rohani@sbu.ac.ir (A. Rohani Bastami)

Received 22 April 2022; Accepted 17 August 2022

E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

Cite this article: Gh. Maghsoudi Gharehbolagh, A. Rohani Bastami, P. Safarpour, Y. Abbaszadeh, Simulation of torsional vibrations of dual mass flywheel in a 3-cylinder engine, The Journal of Engine Research, 70/1 (2023) 1-13. <https://doi.org/10.22034/er.2023.1975293.0>.

شبیه‌سازی ارتعاش پیچشی چرخ لنگر دو جرمی در یک موتور سه استوانه

قاسم مقصودی قره‌بلاغ^۱، عباس روحانی بسطامی^{۱*}، پدرام صفرپور^۱، یعقوب عباس‌زاده^۲

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

^۲ واحد محاسبات مهندسی، شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو، تهران، ایران

چکیده

ارتعاش پیچشی سامانه انتقال قدرت یکی از عوامل مؤثر در خستگی قطعات است. این ارتعاشات عمدتاً در اثر تغییرات دوره‌ای فشار گاز داخل استوانه و نیروهای لختی ناشی از حرکت رفت و برگشتی سازوکار لنگ و لغزنده ایجاد می‌شوند. علاوه بر این، به‌منظور کاهش مصرف سوخت، اندازه موتورهای جدید کوچک شده است و در نتیجه به دلیل کاهش تعداد ضربه‌های احتراق، ارتعاش آن‌ها افزایش یافته است. یکی از راه‌های کاهش این ارتعاشات استفاده از چرخ لنگر دو جرمی است. در این تحقیق، ابتدا گشتاور لختی و گشتاور فشار گاز یک موتور سه استوانه محاسبه شده است. سپس معادلات ارتعاشات پیچشی در حوزه زمان حل شده است. نتایج تحلیل نشان می‌دهد که نوسانات سرعت زاویه‌ای در جرم ثانویه کاهش می‌یابد. همچنین بر اساس الگوی ارتعاش پیچشی دو درجه آزادی، پاسخ‌های بسامدی تحت تحریک سینوسی محاسبه شده است. نتایج نشان می‌دهد که در حالت استفاده از چرخ لنگر دو جرمی، تشدید از محدوده کاری موتور دور نگه داشته می‌شود. در نهایت، یک مطالعه متغیری بر روی متغیرهای طراحی انجام شده و اثر این متغیرها بر روی دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه تحلیل شده است.

اطلاعات مقاله

کلیدواژه‌ها:

چرخ لنگر دو جرمی
ارتعاش پیچشی
موتور سه استوانه



© 2023 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: a_rohani@sbu.ac.ir (عباس روحانی بسطامی)

دریافت ۲ اردیبهشت ۱۴۰۱؛ پذیرش ۲۶ مرداد ۱۴۰۱

شاپای الکترونیکی: ۴۱۲۱-۲۳۴۵ / شاپای چاپی: ۵۲۱۴-۱۷۳۵

Cite this article: Gh. Maghsoudi Gharehbolagh, A. Rohani Bastami, P. Safarpour, Y. Abbaszadeh, Simulation of torsional vibrations of dual mass flywheel in a 3-cylinder engine, The Journal of Engine Research, 70/1 (2023) 1-13. <https://doi.org/10.22034/er.2023.1975293.0>.

۱- مقدمه

در طراحی موتورهای جدید، به‌منظور کاهش مصرف سوخت و کاهش آلودگی، گرایش برای کوچک کردن اندازه آن‌ها زیاد شده است [۱-۲]. اما این طراحی جدید نوسانات سرعت خروجی میل‌لنگ و ارتعاشات پیچشی موتور را افزایش می‌دهد. میراکنده‌های پیچشی نصب شده روی صفحه چنگک ارتعاش پیچشی موتور را کاهش می‌دهد. اما به دلیل فضای محدود فنرهای چنگک، زاویه پیچش چنگک کوچک است و اثر کاهش ارتعاش آن محدود است [۳].

از طرفی چرخ لنگر دو جرمی در مقایسه با میراکنده‌های چنگک دارای زاویه پیچش بزرگ‌تر و انعطاف‌پذیری پیچشی بیشتری است که باعث کاهش بیشتر نوسانات سرعت خروجی میل‌لنگ می‌شود. برای کاهش ارتعاشات پیچشی، استفاده از انواع جاذب‌های ارتعاش پیشنهاد شده است که شامل چرخ لنگر دو جرمی معمولی، چرخ لنگر دو جرمی با چرخ‌دنده‌های سیاره‌ای، مبدل گشتاور هیدرودینامیکی و چرخ لنگر دو جرمی با جاذب‌های ارتعاش آونگی گریز از مرکز است [۲]. در این تحقیق از چرخ لنگر دو جرمی معمولی استفاده شده است که شامل دو صفحه دوار است و توسط مجموعه‌ای از فنرها به هم متصل شده‌اند و در برخی از خودروها برای دستیابی به کاهش بیشتر ارتعاشات پیچشی استفاده می‌شود [۱]. تحقیقات مختلفی برای بررسی کاهش ارتعاشات پیچشی موتورها انجام شده است. در تعدادی از مقالات علمی کاهش ارتعاشات پیچشی سامانه انتقال قدرت مورد بررسی قرار گرفته است که در این بخش به برخی از آن‌ها اشاره می‌شود.

وانگ و همکاران [۴] طراحی چرخ لنگر دو جرمی با سفتی پیچشی چندمرحله‌ای را بر اساس کنترل ارتعاش پیچشی مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که ارتعاش پیچشی سامانه انتقال قدرت با سفتی پیچشی سه مرحله‌ای به‌طور مؤثر کنترل می‌شود و دامنه نوسانات سرعت زاویه‌ای در ورودی جعبه‌دنده به‌طور قابل توجه کاهش می‌یابد.

رامنر [۵] یک الگوی ریاضی برای شبیه‌سازی ارتعاش پیچشی چرخ لنگر دو جرمی با سفتی پیچشی خطی چندمرحله‌ای ارائه داد و با استفاده از روش تعادل هارمونیک در حوزه بسامد و حوزه زمان شبیه‌سازی را انجام داد و دامنه‌های ارتعاش حالت پایدار را محاسبه کرد. اسپیکا [۶] یک الگوی ریاضی برای چرخ لنگر دو جرمی ارائه داد و با حل معادله دیفرانسیل، اختلاف سرعت زاویه‌ای جرم اولیه و ثانویه را برای برخی عیوب موتور چهار استوانه مانند احتراق ناقص و احتراق ضربه‌ای به دست آورد.

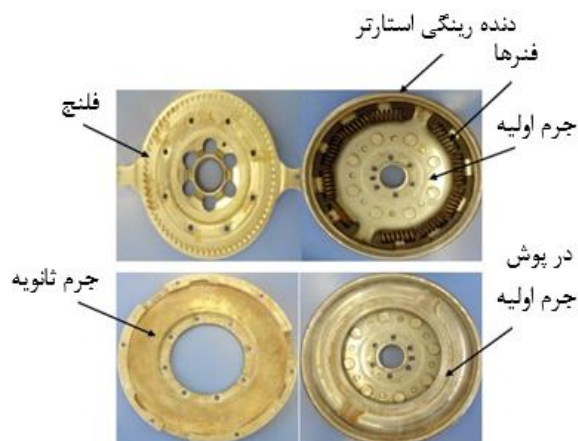
هی و همکاران [۷] تأثیر متغیرهای چرخ لنگر دو جرمی بر ارتعاشات پیچشی سامانه انتقال قدرت را بررسی کردند و آن را بر اساس راه‌اندازی موتور شبیه‌سازی کردند و نشان دادند که چرخ لنگر دو جرمی باید به سفتی پیچشی پایینی در فرآیند راه‌اندازی موتور مجهز باشد. گولو و همکاران [۸] الگوهای ریاضی سامانه انتقال قدرت را با استفاده از چرخ لنگر تک جرمی و دو جرمی تحلیل کردند. علاوه بر این، آن‌ها اثرات گشتاور لختی جرمی و سفتی فنر را بر رفتار تشدید سامانه انتقال قدرت بررسی کردند و نشان دادند که در حالت استفاده از چرخ لنگر دو جرمی سرعت تشدید دور از بازه کاری موتور رخ می‌دهد. جیانجون و همکاران [۹] میراکنده‌های ارتعاش پیچشی یک چرخ لنگر دو جرمی مجهز به فنرهای شعاعی را تحلیل کردند و آن را با میرا کننده پیچشی چنگک مقایسه کردند و نشان دادند که اثر بخشی چرخ لنگر دو جرمی نسبت به چنگک در کنترل ارتعاش پیچشی سامانه انتقال قدرت بیشتر است.

در مطالعه کنونی یک الگوی نظری از گشتاور موتور ارائه شده است. سپس معادلات ارتعاش پیچشی چرخ لنگر دو جرمی تحت تحریک موتور به دست آمده و در حوزه زمان و بسامد حل شده است. به‌منظور بررسی کارایی چرخ لنگر دو جرمی، نتایج به‌دست‌آمده با نتایج مربوط به چرخ لنگر تک جرمی مقایسه شده است. یک مطالعه متغیری بر روی متغیرهای طراحی انجام شده و اثر این متغیرها بر روی کاهش دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه بررسی شده است.

۲- ساختار چرخ لنگر دو جرمی

ساختار چرخ لنگر دو جرمی که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته است در شکل ۱ نشان داده شده است. چرخ لنگر

دو جرمی شامل جرم‌های اولیه و ثانویه است که از طریق مجموعه‌ای از فنرها به یکدیگر متصل شده‌اند. جرم اولیه به میل‌لنگ موتور و جرم ثانویه به ورودی سامانه انتقال قدرت متصل می‌شود. این جرم‌ها به‌طور مستقل حرکت می‌کنند و فنرها در داخل جرم اولیه قرار دارند. گشتاور از طریق فنرهای کمّانی و فلنجی که به جرم ثانویه متصل است، منتقل می‌شود.



شکل ۱ اجزای اصلی چرخ لنگر دو جرمی

۳- محاسبه گشتاور موتور

برای به دست آوردن گشتاور موتور باید نیروهای داخل موتور محاسبه شوند. برای محاسبه این نیروها از الگوی موتور تک استوانه نشان داده شده در شکل ۲ استفاده شده است. نام‌گذاری بکار رفته در شکل ۲ به شرح زیر است:

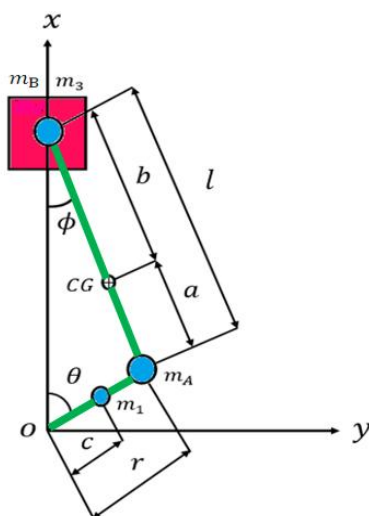
m_1, m_2, m_3 : جرم‌های لنگ، دسته سمبه و سمبه

m_A, m_B : جرم‌های معادل در دو سر دسته سمبه

θ : زاویه دوران میل‌لنگ

l : طول دسته سمبه

r : شعاع لنگ



شکل ۲ الگوی موتور تک استوانه

با توجه به شکل ۲ و با فرض $\lambda = r/l$ رابطه بین جابجایی سمبه و زاویه دوران میل‌لنگ به صورت زیر نوشته می‌شود [۱۰]:

$$x = r \cos \theta + l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \quad (۱)$$

با استفاده از معادله (۱) و با فرض ثابت بودن سرعت دورانی میل‌لنگ، شتاب سمبه به صورت زیر به دست می‌آید [۱۰]:

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \cos \theta - \frac{l\lambda^2 \omega^2 \cos 2\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} - \frac{l\lambda^4 \omega^2 \sin^2 2\theta}{4\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^3}} \approx -r\omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (۲)$$

با توجه به شکل ۲ و با استفاده از معادله حرکت نیوتن، معادله حرکت سمبه به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$F_{Cr} \cos \phi - \frac{\pi d^2}{4} [P(\theta) - P_{amb}] = (m_3 + m_B) \ddot{x} \quad (۳)$$

که P_{amb} ، $P(\theta)$ ، F_{Cr} و d به ترتیب نیروی وارد بر محور دسته سمبه، فشار گاز داخل استوانه، فشار محیط و قطر سمبه را نشان می‌دهند. با استفاده از معادله (۳)، نیروی وارد شده توسط دسته سمبه به میل‌لنگ به صورت زیر به دست می‌آید:

$$F_{Cr} = \frac{1}{\cos \phi} \left\{ \frac{\pi d^2}{4} [P(\theta) - P_{amb}] + (m_3 + m_B) \ddot{x} \right\} \quad (۴)$$

مطابق شکل ۲، گشتاور اعمال شده به میل‌لنگ بدین صورت است:

$$T(\theta) = |\vec{r} \times \vec{F}_{Cr}| = r F_{Cr} \sin(\theta + \phi) \quad (۵)$$

با استفاده از معادلات (۲) و (۴)، معادله (۵) را می‌توان بدین صورت نوشت:

$$T(\theta) = T_m(\theta) + T_p(\theta) \quad (۶)$$

که T_m و T_p به ترتیب گشتاور لختی و گشتاور فشار گاز برای یک استوانه هستند که بدین صورت محاسبه می‌شوند [۱۱]:

$$T_m(\theta) = -(m_3 + m_B) r^2 \omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \left[\sin \theta + \left(\frac{\lambda}{2} \right) \sin 2\theta \right] \quad (۷)$$

$$T_p(\theta) = \frac{\pi r d^2}{4} [P(\theta) - P_{amb}] \left[\sin \theta + \left(\frac{\lambda}{2} \right) \sin 2\theta \right] \quad (۸)$$

مطابق شکل ۳، از یک حسگر فشار برای اندازه‌گیری فشار احتراق استفاده می‌شود و موقعیت زاویه‌ای میل‌لنگ با استفاده از زاویه‌سنج در سرعت زاویه‌ای ۱۰۰۰ د.د.د. تعیین می‌شود. در معادله (۸)، $P(\theta)$ فشار داخل استوانه یک موتور سه استوانه است که برای یک چرخه کامل به دست آمده از آزمایش در شرایط بار کامل در سرعت زاویه‌ای ۱۰۰۰ د.د.د. در شکل ۴ نشان داده شده است. مشخصات موتور مطابق جدول ۱ است. اگر θ_i زاویه لنگ سمبه i ام را نشان دهد، در آن صورت گشتاور لختی برای یک موتور سه استوانه چهارزمانه به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$T_M(\theta) = - \sum_{i=1}^3 \left[(m_3 + m_B) r^2 \omega^2 (\cos \theta_i + \lambda \cos 2\theta_i) \left(\sin \theta_i + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta_i \right) \right] \quad (۹)$$

θ_i برای لنگ ۱ تا ۳ به شرح زیر است:

$$\theta_1 = \theta, \theta_2 = \theta + \frac{4\pi}{3}, \theta_3 = \theta + \frac{8\pi}{3} \quad (۱۰)$$

با استفاده از دنباله فوریه، معادله تغییرات فشار بر حسب زاویه چرخش میل‌لنگ را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$P(\theta) = a_0 + \sum_{n=1}^m \left(a_n \cos \frac{n\theta}{2} + b_n \sin \frac{n\theta}{2} \right) \quad (۱۱)$$

اگر ترتیب احتراق ۱۲۳ باشد، پس فشار داخل هر استوانه را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$P_1(\theta) = P(\theta), P_2(\theta) = P\left(\theta + \frac{4\pi}{3}\right), P_3(\theta) = P\left(\theta + \frac{8\pi}{3}\right) \quad (12)$$

بنابراین، گشتاور فشار گاز برای یک موتور سه استوانه چهارزمانه به صورت زیر به دست می‌آید:

$$T_P(\theta) = \sum_{i=1}^3 \frac{\pi r d^2}{4} [P_i(\theta) - P_{amb}] \left(\sin \theta_i + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta_i \right) \quad (13)$$

در نهایت، کل گشتاور اعمال شده به محور میل‌لنگ به صورت زیر حاصل می‌شود:

$$T_e(\theta) = T_M(\theta) + T_P(\theta) \quad (14)$$

با استفاده از مقادیر جدول ۲ و فشار داخل استوانه به دست آمده از آزمایش برای یک چرخه کامل، تغییرات گشتاور بر حسب زاویه چرخش میل‌لنگ برای یک موتور سه استوانه در شکل ۵ نشان داده شده است. سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ ۱۰۰۰ د.د.د. در نظر گرفته شده است. سه قله در شکل ۵ مشاهده می‌شود. آن‌ها مربوط به چرخه توان هر استوانه هستند.

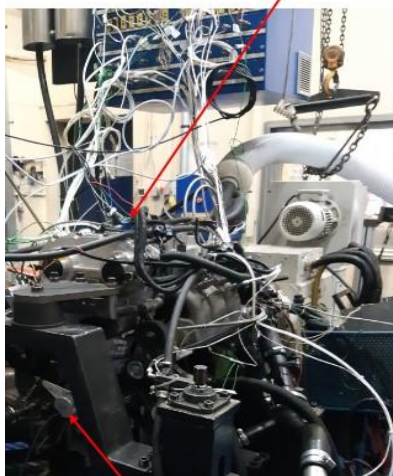
جدول ۱ مشخصات موتور سه استوانه

نوع موتور	سه استوانه - خطی
بیشترین توان (کیلو وات)	۹۶ در ۵۵۰۰ د.د.د.
بیشترین گشتاور (نیوتن در متر)	۲۳۰ در ۱۷۵۰ د.د.د.
حجم استوانه (سانتیمتر مکعب)	۱۱۹۹
نسبت تراکم	۱۰،۵ به ۱
ترتیب احتراق	۱۲۳

جدول ۲ متغیرهای موتور سه استوانه

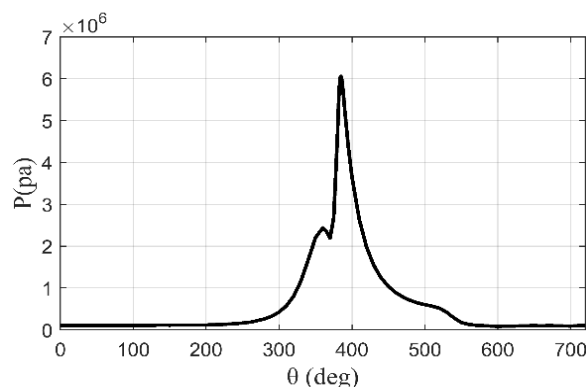
متغیر	مقدار	متغیر	مقدار
$r(m)$	۰،۰۴۵	$m_A(kg)$	۰،۲۷۶
$l(m)$	۰،۱۴۳	$m_B(kg)$	۰،۱۱۹
$d(m)$	۰،۰۷۵	$m_3(kg)$	۰،۳۰۸

حسگر فشار داخل سیلندر

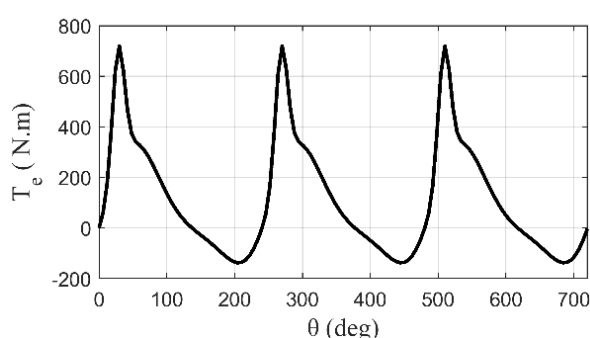


زاویه سنج میل لنگ

شکل ۳ اندازه‌گیری فشار داخل استوانه بر حسب زاویه چرخش میل‌لنگ در سرعت ۱۰۰۰ د.د.د.



شکل ۴ تغییرات فشار در داخل استوانه برای یک چرخه کامل در سرعت ۱۰۰۰ د.د.د.



شکل ۵ گشتاور کل موتور در سرعت ۱۰۰۰ د.د.د.

۴- شبیه‌سازی سامانه ارتعاشی موتور و چرخ لنگر دو جرمی

همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شده است، چرخ لنگر دو جرمی شامل جرم‌های اولیه و ثانویه است. این دو جرم توسط فنر پیچشی و میراکننده پیچشی به یکدیگر متصل شده و تحت گشتاور موتور قرار می‌گیرند. برای استخراج معادلات ارتعاشی از الگوی ارتعاشی نشان داده شده در شکل ۶ استفاده شده است. نام‌گذاری بکار رفته در شکل ۶ به شرح زیر است:

k_f : ضریب سفتی پیچشی بین جرم اولیه و جرم ثانویه

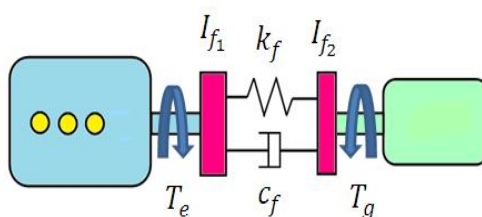
c_f : ضریب میرایی پیچشی بین جرم اولیه و جرم ثانویه

I_{f1} : گشتاور لختی میل‌لنگ، جرم‌های دورانی معادل و جرم اولیه

I_{f2} : گشتاور لختی جرم ثانویه

T_e : گشتاور موتور

T_g : گشتاور مقاوم جعبه دنده



شکل ۶ الگوی ارتعاش پیچشی چرخ لنگر دو جرمی

با توجه به شکل ۶ معادلات ارتعاشات پیچشی را می‌توان به صورت زیر نوشت:

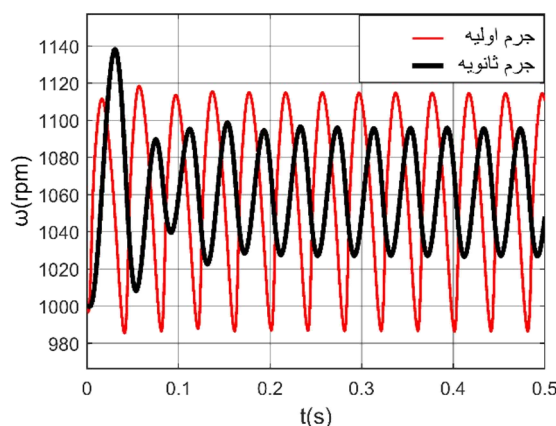
$$I_{f1}\ddot{\theta}_1 + c_f(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + k_f(\theta_1 - \theta_2) = T_e(t) \quad (15)$$

$$I_{f2}\ddot{\theta}_2 - c_f(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) - k_f(\theta_1 - \theta_2) = -T_g \quad (16)$$

معادلات (۱۵) و (۱۶) ارتعاشات پیچشی یک چرخ لنگر دو جرمی را تحت تحریک موتور نشان می‌دهند. در معادلات (۱۵) و (۱۶)، θ_1 و θ_2 به ترتیب زوایای چرخش جرم اولیه و ثانویه را نشان می‌دهند. با استفاده از مقادیر جداول ۲ و ۳ در سرعت ۱۰۰۰ د.د.د، معادلات (۱۵) و (۱۶) به صورت عددی در حوزه زمان حل می‌شوند. شکل ۷ تغییرات سرعت زوایای جرم‌های اولیه و ثانویه را نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۷ ملاحظه می‌شود که تغییرات سرعت زوایای در جرم ثانویه کاهش می‌یابد.

جدول ۳ متغیرهای چرخ لنگر دو جرمی و تک جرمی

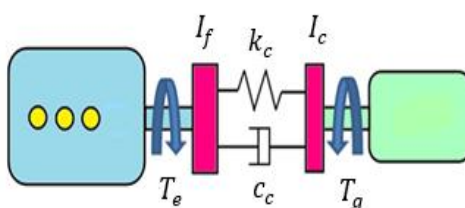
متغیر	مقدار	متغیر	مقدار
$I_{f1} (kgm^2)$	۰.۲۹	$k_f (Nm/rad)$	۳۲۷.۸۴۴
$I_{f2} (kgm^2)$	۰.۰۴	$c_f (Nms/rad)$	۱.۵
$I_f (kgm^2)$	۰.۳۳	$k_c (Nm/rad)$	۲۰۰۰
$I_c (kgm^2)$	۰.۰۱۹	$c_c (Nms/rad)$	۲



شکل ۷ تغییرات سرعت زوایای جرم‌های اولیه و ثانویه

۵- الگوی ارتعاشی موتور و چرخ لنگر تک جرمی

الگوی ارتعاشی موتور و چرخ لنگر تک جرمی در شکل ۸ نشان داده شده است. در این الگو، I_f بیانگر گشتاور لختی میل‌لنگ و چرخ لنگر تک جرمی، I_c گشتاور لختی چنگک، k_c سفتی چنگک، c_c میرایی چنگک، T_e گشتاور موتور و T_g گشتاور مقاوم جعبه دنده هستند.



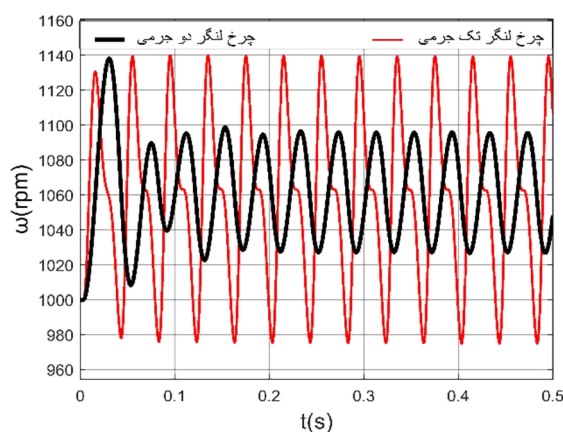
شکل ۸ الگوی ارتعاش پیچشی چرخ لنگر تک جرمی

با توجه به شکل ۸ معادلات ارتعاشات پیچشی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$I_f \ddot{\theta}_f + c_c(\dot{\theta}_f - \dot{\theta}_c) + k_c(\theta_f - \theta_c) = T_e(t) \quad (17)$$

$$I_c \ddot{\theta}_c - c_c(\dot{\theta}_f - \dot{\theta}_c) - k_c(\theta_f - \theta_c) = -T_g \quad (18)$$

در معادلات (۱۷) و (۱۸)، θ_c و θ_f به ترتیب زوایای چرخش چرخ لنگر و چنگک هستند. با استفاده از مقادیر جداول ۲ و ۳ در سرعت ۱۰۰۰ د.د.د، معادلات (۱۷) و (۱۸) به صورت عددی در حوزه زمان حل می‌شوند. نتایج به دست آمده با نتایج مربوط به چرخ لنگر دو جرمی مقایسه می‌شود. نتایج شبیه‌سازی در شکل ۹ نشان می‌دهد که با استفاده از چرخ لنگر دو جرمی، به بهبود قابل توجهی در ارتعاش پیچشی موتور می‌توان دست یافت.



شکل ۹ تغییرات سرعت زاویه‌ای ورودی جعبه‌دنده

۶- پاسخ بسامدی

میراکننده‌های پیچشی صفحه چنگک چون سفتی بالایی دارند سبب ایجاد تشدید در بازه کاری موتور می‌شوند. از طرفی چرخ لنگر دو جرمی در مقایسه با میراکننده‌های چنگک دارای زاویه پیچش بزرگ‌تر و در نتیجه انعطاف‌پذیری بهتری است که باعث می‌شود سرعت تشدید به زیر سرعت کاری موتور انتقال پیدا کند. برای نشان دادن این موضوع، با استفاده از معادلات (۱۵) و (۱۶) برای چرخ لنگر دو جرمی و معادلات (۱۷) و (۱۸) برای چرخ لنگر تک جرمی، پاسخ‌های بسامدی محاسبه شده است. از آنجاکه شتاب زاویه‌ای یک متغیر مهم برای ارزیابی ارتعاش پیچشی است، بنابراین شتاب زاویه‌ای ورودی جعبه‌دنده برای مقایسه عملکرد چرخ لنگر تک جرمی و دو جرمی در نظر گرفته شده است. تابع تحریک ورودی به صورت تابع سینوسی زیر فرض شده است:

$$T = T_0 \sin \omega t \quad (19)$$

که T_0 دامنه ورودی است که با توجه به شکل ۵، ۴۲۰ نیوتن در متر فرض شده است. محدوده بسامد ۱۰۰-۰ هرتز در نظر گرفته شده است. برای سامانه چرخ لنگر دو جرمی معادلات (۱۵) و (۱۶) و برای چرخ لنگر تک جرمی معادلات (۱۷) و (۱۸) به فرم ماتریسی زیر نوشته می‌شود:

$$I \ddot{\theta} + C \dot{\theta} + K \theta = T \quad (20)$$

با استفاده از ماتریس‌های لختی و سفتی، بسامدهای طبیعی سامانه از معادله (۲۱) محاسبه می‌شود:

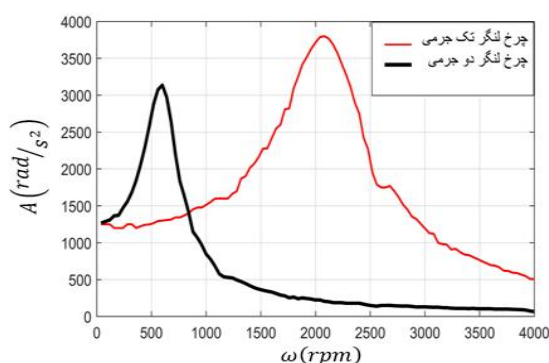
$$|K - \omega_i^2 I| = 0 \quad (21)$$

با استفاده از مقادیر جداول ۲ و ۳، سرعت بحرانی هر دو سامانه محاسبه شده است. نتایج محاسبات در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۴ سرعت بحرانی سامانه چرخ لنگر دو جرمی و تک جرمی

نوع چرخ لنگر	سرعت بحرانی (د.د.د.)
دو جرمی	۶۱۵
تک جرمی	۲۱۲۵

شکل ۱۰ تغییرات دامنه شتاب ورودی جعبه‌دنده را در دورهای مختلف موتور نشان می‌دهد. با توجه به شکل ملاحظه می‌شود که در حالت استفاده از چرخ لنگر دو جرمی، در دورهای تندتر از ۸۰۰ د.د.د. دامنه شتاب ورودی جعبه‌دنده به‌طور مطلوب کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که چرخ لنگر دو جرمی سرعت تشدید را به کمتر از سرعت کاری موتور انتقال می‌دهد.



شکل ۱۰ تغییرات دامنه شتاب ورودی جعبه‌دنده بر حسب دور موتور

۷- اثر متغیرهای طراحی بر ارتعاش چرخ لنگر دو جرمی

در این بخش، یک مطالعه متغیری بر روی متغیرهای طراحی شامل گشتاورهای لختی جرم اولیه و ثانویه و سختی فنر انجام شده است. برای این منظور یک متغیر در یک ضریب تناسبی α ضرب شده و تغییر می‌کند و بقیه متغیرها ثابت می‌مانند. ضریب تناسبی α از ۰.۵ تا ۱.۵ تغییر می‌کند. مقادیر متغیرهای طراحی بکار رفته در این تحلیل به شرح زیر است:

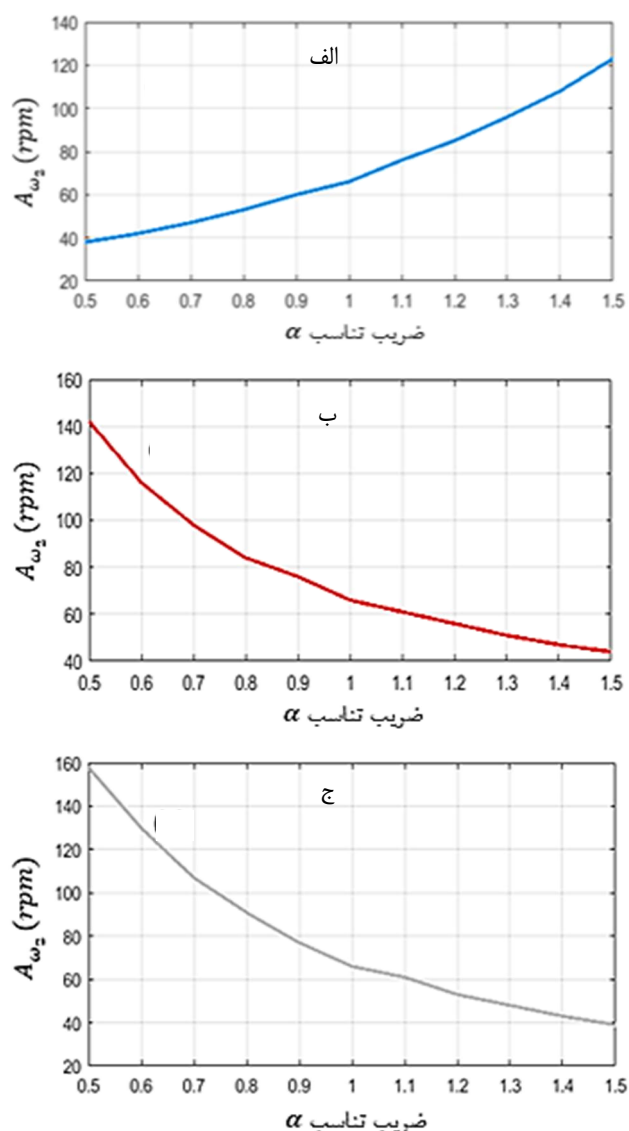
$$I_{f1} = 0.29 \text{ kgm}^2, \quad I_{f2} = 0.04 \text{ kgm}^2 \quad (22)$$

$$k_f = 327.844 \text{ N.m/rad}$$

در مطالعه کنونی، با استفاده از مقادیر جداول ۲ و ۳ در سرعت ۱۰۰۰ د.د.د.، اثر متغیرهای مختلف طراحی بر رفتار ارتعاشی چرخ لنگر دو جرمی تحلیل شده است. شکل ۱۱ تغییرات دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه را بر حسب مقادیر مختلف متغیرهای طراحی k_f ، I_{f1} و I_{f2} نشان می‌دهد. شکل ۱۱ نشان می‌دهد که دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه با افزایش k_f افزایش یافته و با افزایش I_{f1} و I_{f2} کاهش می‌یابد.

بنابراین مشاهده می‌شود که در جرم ثانویه، با طراحی مناسب می‌توان به بهبود قابل توجهی در کاهش دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه دست یافت.

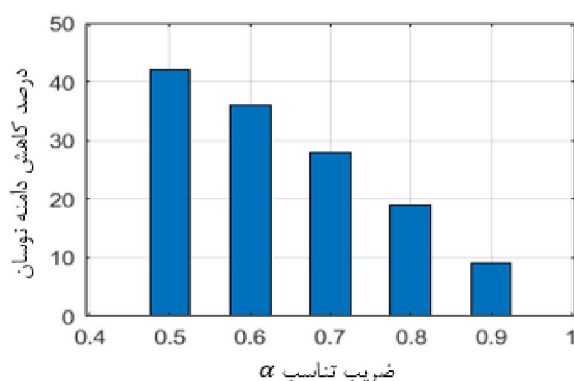
اما باید توجه شود که بر اساس منابع مرجع و تجربیات مهندسی [۱۲]، مجموع گشتاور لختی جرم‌های اولیه و ثانویه باید برابر با گشتاور لختی چرخ لنگر اصلی باشد ($I_f = I_{f1} + I_{f2}$) و نسبت گشتاور لختی جرم ثانویه به جرم اولیه باید کوچک‌تر یا مساوی ۲ باشد ($I_{f2} \leq 2 I_{f1}$). همچنین نسبت سفتی چرخ لنگر دو جرمی به سفتی چنگک باید مساوی یا بزرگ‌تر از ۰.۱ باشد ($k_f \geq 0.1 k_c$).



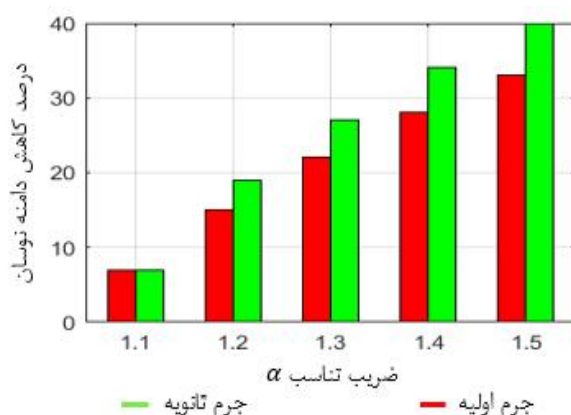
شکل ۱۱ تغییرات دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه بر حسب متغیرهای طراحی: الف) k_f ب) I_{f1} ج) I_{f2}

شکل ۱۲ اثر تغییرات سفتی بر روی در صد کاهش دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه را نشان می‌دهد. با توجه به شکل ملاحظه می‌گردد که با کاهش سفتی، دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای نیز کاهش می‌یابد. اما با توجه به اینکه مقدار سفتی چرخ لنگر دو جرمی نمی‌تواند از یک‌دهم سفتی چنگک کمتر باشد، بنابراین با در نظر گرفتن سفتی چنگک و همچنین با توجه به توان و گشتاور موتور می‌توان مقدار مناسب سفتی چرخ لنگر دو جرمی را به دست آورد.

اثر تغییرات گشتاور لختی جرم‌های اولیه و ثانویه بر روی دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه در شکل ۱۳ نشان داده شده است. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که اثر افزایش گشتاور لختی جرم ثانویه بر روی کاهش دامنه نوسان جرم ثانویه در مقایسه با گشتاور لختی جرم اولیه بیشتر است. برای تعیین مقادیر مناسب گشتاور لختی، می‌توان گشتاور لختی جرم اولیه را کاهش داده و گشتاور لختی جرم ثانویه را افزایش داد به‌طوری‌که مجموع گشتاور لختی جرم اولیه و ثانویه برابر با گشتاور لختی چرخ لنگر اصلی باشد.



شکل ۱۲ اثر تغییرات سفتی بر کاهش دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه در سرعت ۱۰۰۰ د.د.د.



شکل ۱۳ اثر تغییرات گشتاور لختی بر کاهش دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه در سرعت ۱۰۰۰ د.د.د.

۸- نتیجه‌گیری

در این مقاله، پس از معرفی متغیرهای چرخ لنگر دو جرمی، گشتاور لختی و گشتاور فشار گاز موتور سه استوانه محاسبه شد. سپس معادلات ارتعاش پیچشی چرخ لنگر دو جرمی تحت گشتاور موتور استخراج شد و در حوزه زمان و بسامد حل شد. نشان داده شده است که نوسانات سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه نسبت به جرم اولیه به‌طور قابل توجهی کاهش می‌یابد و چرخ لنگر دو جرمی سرعت تشدید را به زیر سرعت کاری موتور انتقال می‌دهد. یک مطالعه متغیری بر روی متغیرهای طراحی انجام شد و نتایج تحلیل نشان داد که با تغییر متغیرهای طراحی می‌توان به کاهش قابل توجهی در دامنه نوسان سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه دست یافت.

تشکر و قدردانی

نویسندگان از همکاری کارکنان مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) کمال تشکر و قدردانی را دارند.

References

- [1] J. Kroll, A. Kooy, Dual Mass Flywheel, Encyclopedia of Automotive Engineering, John Wiley & Sons, (2014), ISBN:978-0-470-97402-5.
- [2] G. Bourgois, Dual Mass Flywheel for Torsional Vibrations Damping: Parametric Study for Application in Heavy Vehicle, MSc thesis, Chalmers University of Technology, (2016), Gothenburg, Sweden.
- [3] L. Chen, W. Shi, Z. Chen, Modeling and experimental study on dynamic characteristics of dual-

- mass flywheel torsional damper, Shock and Vibration, (2019) 1-13, <https://doi.org/10.1155/2019/5808279>.
- [4] Y. Wang, X. Qin, S. Huang, S. Deng, Design and analysis of a multi-stage torsional stiffness dual mass flywheel based on vibration control, Applied Acoustics, 104 (2016) 172-181, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.11.004>.
- [5] L. Wramner, Torsional vibrations in truck powertrains with dual mass flywheel having piecewise linear stiffness, The 9th European Nonlinear Dynamics Conference (ENOC), (25-30 June 2017), Budapest, Hungary.
- [6] D. Szpica, Modelling of the operation of a Dual Mass Flywheel (DMF) for different engine-related distortions, Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, 24/6 (2018) 643-660, <https://doi.org/10.1080/13873954.2018.1521839>.
- [7] L. He, Ch. Xia, S. Chen, J. Guo, Y. Liu, Parametric investigation of dual-mass flywheel based on driveline start-up torsional vibration control, Shock and Vibration, (2019) 1-12, <https://doi.org/10.1155/2019/3171698>.
- [8] E. Güllü, A. YILMAZ, H. Gökdağ, Influence of single and dual mass flywheel usage in IC engines on the resonance behavior of the power transmission system, International Journal of Automotive Science And Technology, 3/4 (2019) 102-108, <https://doi.org/10.30939/ijastech.629705>.
- [9] H. Jianjun, Q. Datong, Z. Yusheng, L. Yonggang, Study on Natural Torsional Vibration Characteristics of Dual Mass-Flywheel Radial Spring Type Torsional Vibration Damper, SAE Technical Paper 2009-01-2062, (2009), <https://doi.org/10.4271/2009-01-2062>.
- [10] R. Akbari, S.M. Jafari, Y. Abasszadeh, Dynamic analysis of three-cylinder engine with balancing shaft, The Journal of Engine Research, 60 (2020) 61-75. (in Persian)
- [11] G. Wu, H. Wu, X. Chen, The nonlinear characteristics impact of multi-staged stiffness clutch damper on the vehicle creeping, SAE Technical Paper 2016-01-0431, (2016), <https://doi.org/10.4271/2016-01-0431>.
- [12] X. Tang, X. Hu, W. Yang, H. Yu, Novel torsional vibration modeling and assessment of a power-split hybrid electric vehicle equipped with a dual-mass flywheel, IEEE transactions on vehicular technology, 67/3 (2017) 1990-2000, <https://doi.org/10.1109/TVT.2017.2769084>.