

تحلیل ارتعاش نظری و تجربی مجموعه میل‌لنگ، چرخ طیار و چرخ تسمه

مه‌دی استه‌ری*
دانشجوی کارشناسی، دانشگاه علم و صنعت
estahrimahdi@yahoo.com

اصغر رضانی
استادیار، دانشگاه علم و صنعت
aramezani@iust.ac.ir

بابک سخایی
دانشجوی دکتری، شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو
b_sakhaei@ip-co.com

* نویسنده مسئول/تاریخ دریافت: ۹۱/۷/۵ پذیرش نهایی مقاله: ۹۱/۱۱/۷

چکیده

میل‌لنگ در موتورهای احتراق داخلی، تحت تأثیر نیروهای ضربه‌ای وارده از دسته سمبه در گستره سرعت‌های زاویه‌ای وسیعی دوران می‌کند. به دلیل وجود چنین نیروهایی، میل‌لنگ بسیار مستعد ارتعاش است که می‌تواند مضر باشد. بنابراین بررسی رفتار حرکتی آن امری ضروری است. هدف این مقاله شناسایی سامانه، با تعیین الگوی ارتعاشی میل‌لنگ با هر دو روش نظری و تجربی می‌باشد. ابتدا الگونیامی میل‌لنگ و تحلیل ارتعاشی آن در نرم‌افزار اجزای محدود انجام می‌شود و سپس نتایج با آزمون ارتعاشی صحنه‌گذاری می‌شوند.

کلید واژه‌ها: تحلیل ارتعاشی، آزمون ارتعاشی، میل‌لنگ، شرایط مرزی آزاد-آزاد

۱- مقدمه

تحلیل حساسیت الگوی اجزا محدود، تأثیر متغیرهای مختلف روی بسامد سامانه بررسی می‌گردد. با توجه به مطالبی که در مورد اهمیت شناسایی ارتعاشات پیش‌پیشی ارائه گردید، به طور خاص تمرکز خود را بر یافتن ویژگی‌های ارتعاشی نخستین شکل نوسان پیش‌پیشی و سپس صحت‌گذاری الگوی عددی معطوف می‌داریم.

۲- الگوی اجزا محدود

شکل ماتریسی معادله حرکت ارتعاشات اجباری برای یک سامانه چند درجه آزادی با میرایی چسبنده^۴ به شکل ۱ نوشته می‌شود [۱۲]:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

که در آن داریم:

$$[C] = \beta[K] \quad (2)$$

برای حالتی که در آن سازه در معرض مجموعه‌ای از تحریک‌های سینوسی هم بسامد ω ، اما با دامنه‌های متفاوت قرار گیرد داریم:

$$\{f(t)\} = \{F\}e^{i\omega t} \quad (3)$$

در این صورت پاسخ سامانه تابع هماهنگ دیگری به شکل معادله ۴ می‌باشد.

$$\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t} \quad (4)$$

نهایتاً معادله حرکت به شکل (۵) تبدیل می‌گردد:

$$\{X\} = ([K] + i\omega[C] - \omega^2[M])^{-1} \{F\} \quad (5)$$

و یا

$$\{X\} = [\alpha(\omega)]\{F\} \quad (6)$$

که در آن $[\alpha(\omega)]$ ماتریس \times تابع پاسخ بسامدی بر حسب جابه‌جایی^۵ سامانه است که الگوی پاسخ^۶ را می‌سازد [۱۲].

با استفاده از خواص تعامد شکل‌های نوسان می‌توان به یک شکل بسیار مؤثر از پاسخ برای تحلیل‌های عددی دست یافت که به شکل معادله ۷ است.

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\Phi_{jr}\Phi_{kr}}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2\zeta_r\omega_r\omega} \quad (7)$$

امروزه از الگوهای عددی به طور گسترده برای شناسایی و پیش‌بینی رفتار سازه‌ها استفاده می‌شود. تحلیل ارتعاشات تجربی، ویژگی‌هایی را مهیا می‌کند که برای ایجاد الگوی عددی منطبق بر رفتار حرکتی سازه‌ها مورد نیاز است و می‌توان با مبنای قرار دادن نتایج آن، الگوی عددی را به روز رسانی کرد به طوری‌که بسامدهای طبیعی الگوی عددی بر بسامدهای آزمون منطبق گردند [۱].

در هر موتور رفتار NVH^1 کل سامانه موتور به طور عمده متأثر از طراحی میل‌لنگ است [۲،۳]. بر اساس تحقیقات صورت گرفته، منبع تولید صدا در موتور عمدتاً ناشی از ارتعاشات پیش‌پیشی میل‌لنگ است [۴]. از میان تمام شکل‌های ارتعاشی که میل‌لنگ در معرض آن‌ها قرار می‌گیرد، شکل پیش‌پیشی مخرب‌ترین است زیرا بدون نیروی نوسانی خارجی باعث تخریب سازه می‌گردد [۵].

در سال ۱۹۸۳، ای‌سی‌هاما نشان داد یک راه مؤثر برای کاهش ارتعاشات موتور، تنظیم بسامد تشدید ارتعاشات پیش‌پیشی میل‌لنگ به واسطه تغییر در گشتاور لختی قطبی آن است [۶]. در سال ۲۰۰۳ محتسبی و همکارانش ارتعاشات پیش‌پیشی میل‌لنگ خودروی نیسان را مطالعه کردند [۷] و در سال ۲۰۰۶ با در نظر گرفتن اثر چرخ طیار و تغییر جنس مجموعه، دریافتند که استفاده از چدن به جای فولاد، رفتار ارتعاشی بهتری را نتیجه می‌دهد [۸]. گازومی و همکارانش در سال ۲۰۰۷، اثر اصطکاک بین سیمه و استوانه روی بسامد پیش‌پیشی را بررسی کردند [۹]. در سال ۲۰۰۸، میتیانیس و همکارانش به منظور تعیین میزان تأثیر کاهش یک الگوی پیوسته به یک الگوی گسسته، الگوی چند جرمی^۲ یک میل‌لنگ شش استوانه را مورد بررسی قرار دادند [۱۰]. نهایتاً اینکه زیانگ و همکارانش در تحقیقی در سال ۲۰۱۲، برای شناسایی حرکت پیش‌پیشی محورهای دوار با هندسه سطح مقطع دلخواه، از ارتعاش سنج نوری^۳ استفاده کردند و نتایج را با الگوی چندجرمی صحت‌گذاری نمودند [۱۱].

یافتن روشی ساده و مطمئن برای بررسی ارتعاشات پیش‌پیشی میل‌لنگ همواره مورد توجه محققان بوده است. این مقاله به بررسی ارتعاشات پیش‌پیشی مجموعه میل‌لنگ، چرخ طیار و چرخ تسمه موتور ملی EF7، (که شامل تمامی اجزای الگوی واقعی است) با بهره‌گیری از روش تحلیل ارتعاشی می‌پردازد. سامانه تحت شرایط مرزی آزاد-آزاد آزمون می‌شود و نتایج حاصل با نتایج الگوی عددی مقایسه می‌گردند. در نهایت با

4- Viscose
5- Receptance
6- Response Model

1- Noise, Vibration, Harshness
2- Multi-Mass Model
3- Laser

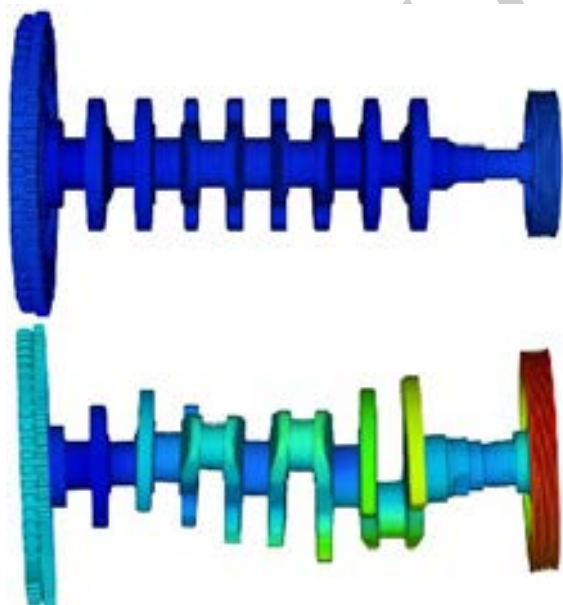
شکل ارتعاشی منطبق بر نخستین شکل نوسان پیچشی نیز در شکل ۳ نشان داده شده‌اند.

جدول ۱ خواص فیزیکی اجزای سامانه [۱۵]

	(Kg/m ³)	(GPa)		
ÿ	ÿÿ		cast iron	-
ÿ	ÿÿ		cast iron	-
ÿ	ÿÿ		cast iron	ring
ÿ	ÿÿ		cast iron	hub
ÿ	ÿÿ	/	EPDM	rubber

جدول ۳ نتایج حاصل از شبیه‌سازی

(Hz)			
ëëë			è
ëï			é
ëé			ê
ëç			ë
ëç			ì



شکل ۳ نخستین شکل نوسان پیچشی حاصل از شبیه‌سازی، ۳۶۰ هرتز

که این تابع مستقل از میزان تحریک می‌باشد [۱۲].

به منظور اجرای تحلیل عددی، این گام‌ها برداشته شد:

در ابتدا اجزای سامانه الگومایابی شدند، سپس با استفاده از نرم‌افزار HYPERMESH، شبکه‌بندی مناسب ایجاد شد (شکل ۱) و در پایان تحلیل ارتعاشی نظری با نرم‌افزار ABAQUS انجام شد [۱۳].

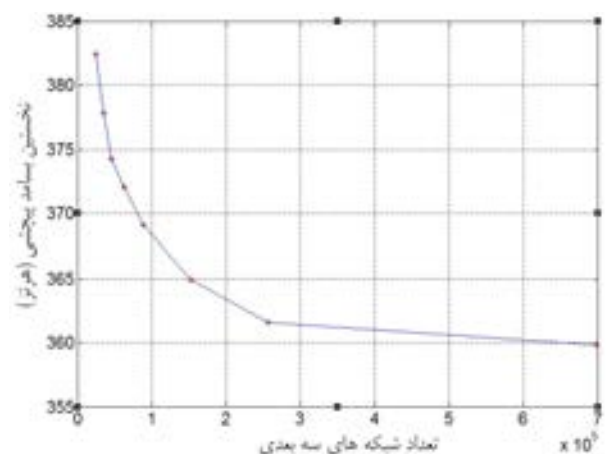
مشخصات اجزا مورد استفاده، در جدول ۱ ارائه شده است. نمودار شکل ۲ انطباق نخستین بسامد پیچشی بر حسب تعداد اجزا را نشان می‌دهد. به منظور انطباق حداکثری شبکه‌بندی ایجاد شده با هندسه پیچیده مجموعه، از اجزا همرمی استفاده شده است [۱۴].



شکل ۱ مجموعه میل‌لنگ، چرخ طیار و چرخ تسمه شبکه‌بندی شده

جدول ۱ مشخصات اجزاها

ÿ



شکل ۲ نمودار همگرایی پاسخ نخستین بسامد پیچشی

خصوصیات فیزیکی قطعات در جدول ۲ و بسامدهای طبیعی حاصل از شبیه‌سازی در جدول ۳ فهرست شده است. سامانه قبل از تغییر و

۳- آزمون ارتعاشی

تحلیل ارتعاشی تجربی شامل سه مرحله اندازه‌گیری مجموعه‌ای مناسب از توابع پاسخ بسامدی، تحلیل این توابع به کمک برازش منحنی و ترکیب نتایج قسمت قبل به منظور ایجاد الگوی مطلوب می‌باشد [۱۶].

به منظور تشریح رفتار ارتعاشی سامانه، یک دستگاه مختصات مستطیلی X-Y-Z به میل‌لنگ طوری متصل شد که راستای محور X بر راستای خط محوری میل‌لنگ منطبق گردید. سپس مطابق شکل ۴، هشت نقطه در محل بازوهای تعادل آن به عنوان نقاط تحریک و پاسخ تعیین گردید و در مرحله بعد، مطابق شکل ۵ مجموعه را از سازه آویزان کرده تا شرایط مرزی آزاد-آزاد ایجاد شود. سپس با قرار دادن حسگر در نقطه ۱، به ترتیب هر هشت نقطه را تحریک می‌کنیم تا نخستین سطر ماتریس تابع پاسخ بسامدی بر حسب جابه‌جایی ایجاد شود [۱۶]، (شکل ۴). پس از آن با انتقال حسگر به نقطه ۲ مجدداً هر هشت نقطه را به صورت متوالی تحریک کرده و این کار را تا رسیدن حسگر به نقطه ۸ تکرار می‌نماییم.



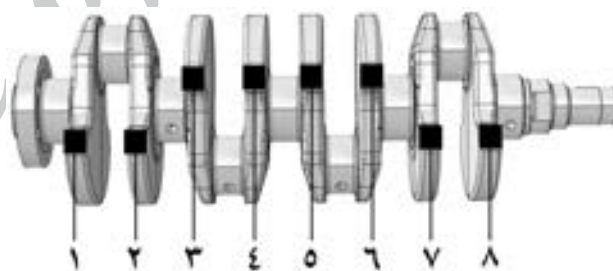
شکل ۶ اندازه‌گیری شتاب نقطه ۲ با تحریک نقطه ۷

مشخصات فنی چکش و حسگر در جدول ۴ فهرست شده است.

جدول ۴ مشخصات فنی چکش و شتاب‌سنج

B&K Company	AC21
B&K Company	4507 Bx

توابع پاسخ بسامدی با تحلیلگر پردازشی ایجاد شدند. سپس، ویژگی‌های ارتعاشی با برازش منحنی بر توابع پاسخ بسامدی در نرم‌افزار STAR استخراج و شکل‌های ارتعاشی نیز با نسبت دادن این توابع بر الگوی هندسی تقریبی ایجاد شده در نرم‌افزار مذکور، شبیه‌سازی شدند [۱۷]. بسامدهای طبیعی سامانه در جدول ۵، الگوی هندسی قبل از تغییر شکل و شکل ارتعاشی منطبق بر نخستین شکل نوسان پیچشی به ترتیب در شکل ۷ و شکل ۸ و نتایج حاصل از هر دو روش در نشان داده شده است. شایان ذکر است که موقعیت اعداد شکل ۷ منطبق بر اعداد شکل ۴ می‌باشد. بر اساس شکل ۸، بیشترین و کمترین جابجایی مثبت به ترتیب مربوط به نقاط ۸ و ۲ است و نقطه ۱ دارای جابجایی منفی است. این بدان معنی است که ابتدای میل‌لنگ که متصل به چرخ طیار است خلاف جهت انتهای آن که متصل به چرخ تسمه است در معرض چرخش قرار می‌گیرد.



شکل ۴ موقعیت نقاط تحریک و پاسخ



شکل ۵ نحوه آویزان کردن سامانه از سازه

جدول ۵ نتایج حاصل از آزمون

(Hz)
\ddot{y}
\ddot{y}
\ddot{y}
/
\ddot{y}

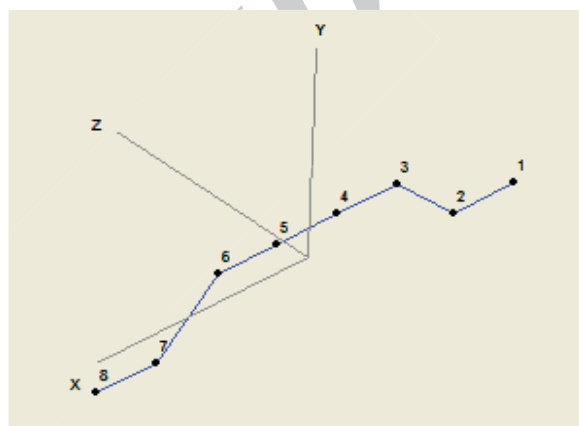
جدول ۶ نتایج حاصل از آزمون و شبیه‌سازی

(Hz)	(Hz)
\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	\ddot{y}

ماتریس AutoMAC متعلق به این آزمون نیز، در جدول ۷ نشان داده شده است.

جدول ۷ ماتریس

\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}

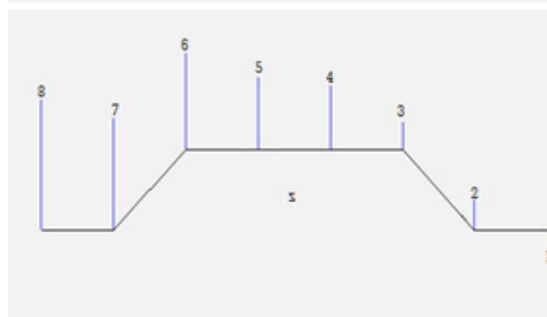
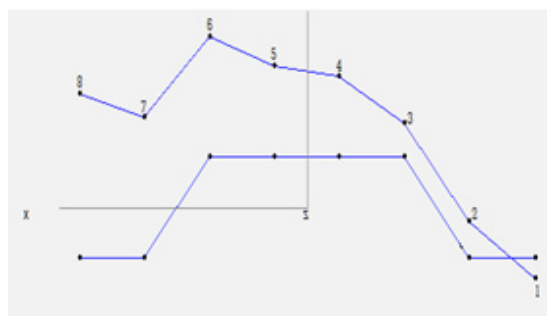


شکل ۷ الگوی هندسی تقریبی در نرم‌افزار

۴- تحلیل حساسیت

به کمک الگوی ارتعاش یک سامانه حرکتی، می‌توان حساسیت ویژگی‌های ارتعاشی سازه را نسبت به ایجاد تغییر در هر یک از متغیرهای فیزیکی سامانه پیش‌بینی نمود. در این تحلیل تأکید بر آن است که تعیین شود کدامیک از تغییرات سازه‌ای بیشترین تأثیر را روی متغیر ارتعاشی، برای مثال جابجا کردن بسامد طبیعی، دارد.

بدین منظور با در نظر گرفتن دامنه تغییراتی مطابق با جدول ۸ و ایجاد پانزده نقطه طراحی مختلف مطابق با جدول ۹، نمودار شکل ۹ حاصل گردید. این نمودار، میزان حساسیت نخستین بسامد پیچشی را نسبت به تغییر چگالی، ضریب کشسانی و ضریب پواسون نشان می‌دهد.



شکل ۸ نخستین شکل نوسان پیچشی حاصل از آزمون در نرم‌افزار

۵- بحث روی نتایج

جدول ۱۰ خطای نسبی نتایج حاصل از هر دو روش را نشان می‌دهد.

جدول ۱۰ محاسبه خطای نسبی

/
/
- /
- /
\ddot{y}



شکل ۹ نمودار میله‌ای حاصل از تحلیل حساسیت

جدول ۸ دامنه تغییرات خواص فیزیکی

(GPa)	(Kg/m ³)
\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	\ddot{y}

جدول ۹ نقاط طراحی استفاده شده در تحلیل حساسیت

(Hz)	(GPa)	(Kg/m ³)
\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	\ddot{y}	\ddot{y}
\ddot{y}	/	\ddot{y}
\ddot{y}	/	\ddot{y}
\ddot{y}	/	/
\ddot{y}	/	/
\ddot{y}	/	/
\ddot{y}	\ddot{y}	/
\ddot{y}	\ddot{y}	/
\ddot{y}	\ddot{y}	/
\ddot{y}	\ddot{y}	/
\ddot{y}	\ddot{y}	/

عمده‌ترین دلیل بروز خطاهایی به بزرگی ۵٪، عدم ایجاد الگوی عددی دقیق اتصالات سامانه می‌باشد که با به روز رسانی و تنظیم متغیرهای وابسته باید اصلاح گردد [۱۸].

استفاده از گستره انعطاف‌پذیری برای ایجاد شرایط آزاد-آزاد، باعث ایجاد یک یا چند شکل صلب ناشی از سختی تکیه‌گاه و جرم کل سازه خواهد شد. از آنجا که بسامدهای طبیعی این شکل‌های صلب به اندازه کافی از نخستین شکل انعطاف‌پذیر سازه کوچک‌تر هستند، می‌توان نتیجه گرفت که داده‌های FRF اندازه‌گیری شده تحت تأثیر این شرایط مرزی قرار نداشته‌اند [۱۶].

ماتریس AutoMAC یک معیار کمی برای تعیین میزان همبستگی شکل نوسان‌ها به یکدیگر است. اگر برای دو شکل نوسان، این عدد یک باشد به این معنی است که دو شکل ارتعاشی کاملاً شبیه هم هستند و هر چه کمتر از یک باشد شباهت آن دو نیز کمتر خواهد بود به طوریکه عدد صفر نمایانگر تعامد دو شکل ارتعاشی است [۱۲]. در عمل دو شکل نوسان، یکسان در نظر گرفته می‌شوند اگر این عدد بالای ۰/۹ باشد [۱۹]. یک کاربرد بسیار مهم ماتریس AutoMAC، تشخیص کافی بودن یا نبودن تعداد نقاط اندازه‌گیری استفاده شده برای آزمون می‌باشد. اگر مقادیر غیر قطری اعداد بزرگی نباشند بدین معنی است که نقاط کافی برای اندازه‌گیری پاسخ ارتعاشی در نظر گرفته شده است [۱۲]. بر این اساس همانطور که از داده‌های جدول ۷ برمی‌آید، شکل نوسان پیش‌گویی به خوبی از دیگر شکل نوسان‌ها متمایز شده است و تعداد نقاط اندازه‌گیری استفاده شده در این آزمون (شکل ۴) نیز کافی بوده است.

فهرست علائم

X, Y, Z	
N	
T	
ω	(rad/s; Hz)
$[M]$	$N \times N$
$[C]$	$N \times N$
$[K]$	$N \times N$
$[\alpha(\omega)]$	$N \times N$
$\{f(t)\}$	$N \times 1$
$\{x(t)\}$	$N \times 1$
$\{F\}$	$N \times 1$
$\{X\}$	$N \times 1$
i	$\sqrt{-1}$
ζ	
φ_j	j
FRF	
EMA	
MAC	Modal Assurance Criterion
	زیرنویس‌ها
r	
j, k	

با توجه به نمودار شکل ۹ می‌توان دریافت که نخستین بسامد پیچشی با چگالی نسبت معکوس و با ضریب ارتجاعی نسبت مستقیم دارد. همچنین تغییر ضریب پواسون روی نخستین بسامد پیچشی تقریباً بی‌تأثیر است.

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله تحلیل ارتعاشی نظری و تجربی مجموعه میل‌لنگ، چرخ طیار و چرخ تسمه موتور ملی EF7 بررسی و روند گام به گام برای صحنه‌گذاری نتایج طی شد. در مرحله اول، سامانه تحت تحلیل ارتعاشی نظری برای رسیدن به ویژگی‌های ارتعاشی تقریبی قرار گرفت، سپس با تحلیل ارتعاشی تجربی مقادیر دقیق بسامدهای طبیعی، میرایی و شکل‌های ارتعاشی حاصل گردید. در پایان نیز با تحلیل حساسیت، تأثیر متغیرهای فیزیکی بر بسامد پیچشی سامانه بررسی شد که این نتایج حاصل شدند:

آزمون ارتعاشی جایگزین مناسب، ساده و سریع به جای اندازه‌گیری ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ تحت شرایط عملکردی روی خودرو (که بسیار زمان‌بر و هزینه‌بر است)، می‌باشد.

برای دستیابی به کمترین بسامد پیچشی، باید از ماده‌ای با چگالی بزرگ و ضریب ارتجاعی کوچک در ساختار میل‌لنگ استفاده کرد.

تشکر و قدردانی

نویسنده اول مقاله، مراتب تشکر و قدردانی خود را از شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) اعلام می‌دارد.

References:

- [1] H. Storck, H. Sumali, Y. Pu, Experimental modal analysis of automotive exhaust structures, SAE International, Paper No. 2001-01-0662, 2001
- [2] H. Okamura, S. Arai, Experimental modal analysis for cylinder block-crankshaft substructure systems of six-cylinder in-line diesel engines, SAE International, Paper No. 2001-01-1421, 2001
- [3] Y. Jiang, G. Festag, S. Poe, Crankshaft axial vibration analysis and design sensitivity study, SAE International, Paper No. 2007-01-2298, 2007
- [4] Comparison of characteristics between forged and cast crankshaft, Sumitomo Metal Industries, Ltd, pp.11, 1992
- [5] V. Prakash, M.R. Vadiraj, D.N. Venkatesh, U. Shrinivasa, Parametric study of crankshaft natural frequencies, SAE International, Paper No. 940698, 1994
- [6] M. Ishihama, Analysis of the generating mechanisms of engine noise caused by the natural vibration of the cylinder block, NOISE-CON, Vol. 83, 1983
- [7] S.S. Mohtasebi, H. Afshari, Calculation of the vibration on the iron and cast iron crankshaft, Society of Mechanical Engineers, Vol. 12, No. 28, pp. 31-36, 2003
- [8] S.S. Mohtasebi, H. Afshari, H. Mobli, Analysis of crankshaft vibrations to compare the dynamic behavior of steel and cast iron crankshafts, Applied Sciences, Vol. 6 No. 3, pp. 591-594, 2006
- [9] A.L. Guzzomi, D.C. Hesterman, B.J. Stone, The effect of piston friction on the torsional natural frequency of a reciprocating engine, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 21, pp. 2833-2837, 2007
- [10] W. Mitianies, K. Buczek, Torsional vibration analysis of crankshaft in heavy duty six cylinder inline engine, Czasopismo Techniczne, pp. 194-202, 2008
- [11] L. Xiang, S. Yang, C. Gan, Torsional vibration measurements on rotating shaft system using laser doppler vibrometer, Optics and Lasers in Engineering, Vol. 50, pp. 1596-1601, 2012
- [12] D.J. Ewins, Modal testing theory, practice and application, England, London, Research Studies Press Ltd, 2000
- [13] Help of HYPERWORKS software
- [14] D.L. Logan, A first course in the finite element method, Platteville, University of Wisconsin, fourth edition, 2007
- [15] ASM handbook, Material Selection and Design, Vol. 20, 1997
- [16] S. Ziaei Rad, Modal analysis, Esfahan, Iran, 2006
- [17] Help of STAR software
- [18] H. Ahmadian, J.E. Mottershead, S. James, M.I. Friswell, C.A. Reece, Modeling and updating of large surface-to-surface joints in the AWE-MACE structure, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 20, pp. 868-880, 2006
- [19] R. Allemang, D. Brown, A correlation coefficient for modal vector analysis, The 1st International Modal Analysis Conference, Orlando, 1982

Archive

Analytical and Experimental Modal Analysis of Crankshaft, Flywheel and Pulley Set

M. Estahri*

BSc. Student, Iran University of Science and Technology
estahrimahdi@yahoo.com

A. Ramezani

Assistant Professor, Iran University of Science and Technology
aramezani@iust.ac.ir

B. Sakhaei

PhD. Candidate, Irankhodro Powertrain Company (IPCo.)
b_sakhaei@ip-co.com

*Corresponding Authors
Received: Sep. 25, 2012
Accepted in Revised Form: Jan. 26, 2013

Abstract

In internal combustion engines, crankshafts turn in a wide range of angular velocities under the effect of impact forces coming from pistons by connecting rods. The crankshaft is very susceptible to the vibration due to forces applied on it. Therefore, it is necessary to study the dynamic behavior of the crankshaft.

The purpose of this paper is the system identification by determining the modal model of a crankshaft with both theoretical and experimental methods. The crankshaft modeling and the modal analysis are performed in a finite element software. Then, results are validated by modal testing.

Keywords: modal analysis, modal testing, crankshaft, free-free boundary condition