

## تعیین میراگر پیچشی مناسب جهت کاهش دامنه ارتعاشات موتور هواپیماهای فوق سبک

در این مقاله به تعیین میراگر پیچشی مناسب برای موتور هواپیماهای فوق سبک و میزان تأثیر آن‌ها در کاهش ارتعاشات با ترکیب سه روش تجربی، تحلیل و عددی پرداخته شده است. ابتدا با تحلیل دینامیکی و کد نویسی در نرم افزار متلب، گشتاورهای سیستم و فشار گاز پیستون با کمتر از ۲ درصد اختلاف با نتایج تجربی اعتبارسنجی شدند. سپس حداکثر میزان جابجایی زاویه ای در بالاترین دور، از روش عددی و تحلیلی صحت سنجی و فرکانس های طبیعی به دست آمدند. در نهایت معادله تعیین ضریب میرایی، استخراج شد. نتایج نشان داد که استفاده از میراگر تا ۴۰ درصد از دامنه ارتعاشات سیستم می‌کاهد.

محمد رضا نجفی<sup>۱</sup>

دکتری

سعید محبوب مقدس<sup>۲</sup>

دانشیار

مجتبی مرادی<sup>۳</sup>

کارشناسی ارشد

واژه‌های راهنما: میراگر پیچشی، دامنه ارتعاشات، فرکانس طبیعی، موتور متقابل، هواپیمای فوق سبک

### ۱- مقدمه

امروزه کاهش ارتعاشات دستگاه‌های دینامیکی و شناسایی علل ارتعاشات یکی از پراهمیت‌ترین مسائل دنیای دینامیک است. در این میان کاهش ارتعاشات موتورهای هوایی با توجه به کاربردهای گسترده‌ای که پیدا کرده است، بیش‌تر مورد توجه قرار می‌گیرد. در هواپیماهای کوچک از موتورهای پیستونی جهت عامل محرک استفاده می‌شود. این موتورها از نظر کلیات شباهت زیادی به موتور اتومبیل‌ها دارند، با این تفاوت که این موتورها در دور و حجم بالاتری کار می‌کنند. هنگامی که فرکانس طبیعی ارتعاش موتور با فرکانس تحریک خارجی یکی شود، رزونانس ایجاد می‌شود که این امر باعث حداکثر جابجایی در سیستم در حال نوسان شده و باعث تخریب سیستم خواهد شد [۱]. همواره لرزش موتورها در سیستم پروانه و میل‌لنگ جدی‌تر بوده است. این نوع ارتعاش به‌طور عمده از تغییرات گشتاور موتورهای پیستونی ناشی می‌شود و ممکن است زمانی که رزونانس درگیر است، مخرب باشد [۲].

بیشاپ [۳] روشی را ارائه نمود که از این روش جهت تعیین سرعت بحرانی محورها در اکثر کتب ارتعاشی بهره

<sup>۱</sup> دکتري، مهندسي مکانیک، دانشگاه جامع امام حسین (علیه السلام)، تهران، ایران mmrnajafi@ihu.ac.ir

<sup>۲</sup> دانشیار، گروه مهندسي مکانیک، دانشگاه جامع امام حسین (علیه السلام)، تهران، ایران smahjoubmoghadas@ihu.ac.ir

<sup>۳</sup> کارشناسی ارشد، مهندسي مکانیک، دانشگاه جامع امام حسین (علیه السلام)، تهران، ایران alabd.rasool@chmail.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۹/۰۵، تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۱۱/۲۹

می‌برند. کرنال و دگوجی [۴] روی ناپایداری هواپیماهای ملخ‌دار تحقیقات مهمی انجام دادند. آن‌ها با استفاده از مدل پاندول چرخان توانستند رابطه‌ای بین طول پره و شعاع دیسک پیدا کنند. برامول [۵] تحقیقات خود را معطوف به پره‌های روتور بالگرد و استخراج معادلات دیفرانسیل آن کرد. آلبدور [۶] نیز در همان سال، دینامیک چندجسمی سیستماتیک برای مطالعه ویژگی‌های پاسخ دینامیکی از تیر دوار متصل به یک هاب صلب با زاویه تنظیمی صفر درجه را بررسی نمود. جنتا [۷ و ۸] روی ناپایداری دیسک و تأثیر پره روی آن کار کرد، وی نشان داد که اگر طول پره بیشتر از شعاع دیسک شود، تشدید در سرعت‌های بالاتر از سرعت بحرانی اتفاق می‌افتد و فقط حرکت درون صفحه‌ای پره است که موجب ناپایداری می‌شود و پره‌هایی که از شعاع دیسک کوچک‌تر هستند همواره پایدارند. لین و همکارانش [۹] ارتعاشات آزاد تیر غیر همگن دارای زاویه پیش‌اولیه و جرم متمرکز و تحلیل دینامیکی جرم متمرکز را همراه با اثر استهلاکی و تابع گرین را برای این تیر به دست آورده‌اند. وانگ و همکارانش [۱۰] به تحلیل شفت، یاتاقان و پره به صورت خطی پرداختند و روی جملات غیرخطی یاتاقان‌ها بحث کرده‌اند. راثو [۱۱] روش‌های تقریبی محاسبه‌ی فرکانس‌های طبیعی و شکل مودها برای سیستم‌های پیوسته و همچنین روش المان محدود را برای سیستم‌های پیوسته ارائه نمود؛ اما این آنگاوا و همکارانش [۱۲] بودند که با یک معیار تجربی به تحلیل ارتعاشات خارج صفحه‌ای و داخل صفحه‌ای پره‌ها و کوپلینگ بین پره و شفت پرداختند. معینی‌فرد و همکارانش [۱۳] به بررسی ناپایداری دینامیکی تیرهای با مقطع متغیر در اثر تحریکات آیرودینامیکی و باد پرداختند و الگوریتم جدیدی جهت حل فرکانس‌ها و شکل مودها با توجه به اثرات موجود بر اساس فضای حالت ارائه نمودند. با توجه به توسعه روزافزون هواپیماهای سبک، مطالعات و پژوهش محققان به تحلیل دینامیکی و ارتعاشاتی این نوع هواپیماها تمایل یافته است [۱۴-۱۶]. الجنیک و همکارانش [۱۷] به تحلیل بدنه هواپیماهای فوق سبک پرداخته و کاربرد آن در نمونه سازی هواپیماهای سبک را مورد مطالعه قرار دادند. هدف آنان، تعیین فرکانس‌های تشدید و مودهای طبیعی این هواپیماها یا اجزای ساختاری منتخب آن بود. گوان و همکارانش [۱۸] یک موتور توربوشارژر دیزل هواپیما را در یک آزمون تجربی مورد بررسی قرار دادند و سرعت بحرانی و فشارهای مختلف در موتور را تحلیل کردند. فابریزو و همکاران [۱۹] هواپیمای سبک دوموتوره‌ای را طراحی کرده و سرعت ورودی و فاکتور بارگذاری بر سرعت هواپیمای سبک را بررسی کردند. پائول و همکاران [۲۰] بر درایوشافت کامپوزیت کربنی سیستم پیش‌ران‌ها هواپیمای فوق سبک که وظیفه اتصال بین موتور پیستونی و سیستم پیش‌ران‌ها را بر عهده دارد، تمرکز کردند. استفاده از میراگرها به منظور کاهش ارتعاشات ماشین‌های ابزار و در صنایع مختلف مورد توجه محققان قرار گرفته است [۲۱-۲۶] اما بررسی میزان میرا نمودن ارتعاشات هواپیماهای فوق سبک به وسیله این نوع میراگرها همچنان به عنوان خلأ پژوهشی مطرح است.

هدف اصلی پژوهش حاضر کاهش ارتعاشات موتور هواپیمای فوق سبک هنگام اتصال آن به بدنه است. از آنجاکه استفاده از این نوع هواپیماها رو به افزایش بوده و از طرفی دسترسی دائمی به آن‌ها جهت آزمون و تحلیل، معمولاً دشوار و پرهزینه است، تحلیل تئوریک و عددی موتور این هواپیماها اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. یکی دیگر از نکات برجسته این پژوهش، استفاده توأمان از روش‌های تجربی، تحلیلی و عددی است به طوری که ابتدا به تحلیل دینامیکی موتور متقابل چهار سیلندر بکار رفته در هواپیمای فوق سبک پرداخته می‌شود و پس از به دست آوردن نیروها و گشتاورهای وارد بر سیستم به صورت کد در نرم‌افزار متلب نوشته می‌شوند و با نتایج

حاصل از آزمون تجربی اعتبارسنجی می‌شوند. در ادامه برای به دست آوردن ارتعاشات سیستم، میزان تغییرات جابجایی سیستم مورد تحلیل قرار می‌گیرد و با توجه به محدودیت‌های تحلیل تئوری، از شبیه‌سازی عددی از نرم‌افزار سالیدورک و آدامز برای یافتن فرکانس‌های طبیعی استفاده می‌شود. در نهایت مشخصات سفتی، میرایی و جرم میراگر به‌منظور کاهش دامنه نوسانات سیستم ارائه می‌گردد.

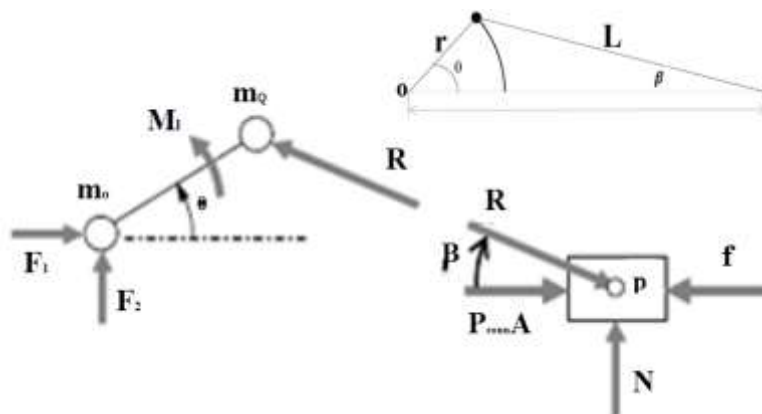
## ۲- تحلیل دینامیکی سیستم

برای تعیین وضعیت نیرویی موتور مورد بررسی ابتدا به تحلیل دینامیکی گشتاورهای وارد بر سیستم پرداخته‌شده و سپس نتایج حل تئوری در نرم‌افزار متلب کد نویسی می‌شود تا بتوان مقادیر گشتاورهای مختلف را به دست آورد. مکانیسم حرکات پیستون در یک دور موتور و نیروهای خارجی و داخلی وارده در هنگام حرکت میل‌لنگ در شکل (۱) نشان داده شده است.

برآیند نیروهای دینامیکی وارد بر پیستون و ارتعاشات پیچشی با توجه به [۲۷] محاسبه شده است. در مکانیسم حرکت در یک موتور احتراق داخلی متقابل که سیلندره‌های آن به‌صورت افقی قرار گرفته است، پنج گشتاور مهم در سیستم وجود دارد که شامل گشتاور فشار گاز ( $M_G$ )، گشتاور اینرسی اجزای مختلف ( $M_i$ )، گشتاور ناشی از بار ( $M_I$ )، گشتاور ناشی از نیروی جاذبه ( $M_G$ ) و گشتاورهای اصطکاک ( $M_f$ ) اجزای مختلف می‌باشند که برآیند گشتاورهایی که به سیستم وارد می‌شود را می‌توان به‌صورت معادله (۱) نوشت:

$$\sum M_{\text{total}} = M_g + M_i - M_f - M_I - M_G \quad (1)$$

از آنجاکه موتور در حالت بدون بار بررسی می‌شود، گشتاور ناشی از بار ( $M_I$ ) صفر خواهد بود. از طرفی در موتورهای تخت استفاده‌شده در هواپیماهای فوق سبک و با توجه به مدل دینامیکی ارائه شده و نوع قرار گرفتن آن‌ها، نیروی جاذبه نمی‌تواند گشتاور مؤثری روی سیستم دوار اعمال کند و مقدار آن بسیار اندک است، پس می‌توان از گشتاور ناشی از جاذبه ( $M_G$ ) در مقابل گشتاور ناشی از اینرسی و فشار گاز، صرف‌نظر کرد. گشتاور اصطکاک ( $M_f$ ) ناشی از اصطکاک‌های مختلف اجزا شده و شامل اصطکاک سیستم میل بادامک و گشتاور اصطکاک ناشی از متعلقات فرعی نیز می‌شود. در مرجع [۲۸] ثابت شده است که مقدار گشتاورهای ناشی از اصطکاک در موتورهای مختلف کمتر از ۴ درصد مجموع گشتاورهای ایجادشده در اثر اینرسی و فشار گاز است و به همین دلیل از گشتاورهای اصطکاک نیز صرف‌نظر می‌شود.



شکل ۱- مدل دینامیکی حرکت پیستون و نیروهای خارجی اعمال شده در لحظه‌ای از حرکت میل‌لنگ

برای به دست آوردن مقادیر گشتاور فشار گاز و گشتاور اینرسی می‌بایست نیروهای اعمالی را تحلیل نمود. با توجه به دیاگرام شکل (۱) می‌توان رابطه زیر را نوشت [۲۷]:

$$(P_g - P_{atm})A + R \cos \beta = m_{rec}\ddot{x} \quad (2)$$

با فرض این که سرعت موتور ثابت است، شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ صفر خواهد بود و مقدار بازوی گشتاور از رابطه ۳ به دست می‌آید:

$$r R \sin(\theta + \beta) + M_1 \cong 0 \quad (3)$$

با توجه به این که گشتاور لحظه‌ای روی میل‌لنگ ناشی از فشار گاز روی پیستون است پس  $M_1 = -M_g$  است. با جایگذاری نیروی  $R$  از رابطه ۲ در معادله ۳ گشتاور ناشی از فشار گاز در هر سیلندر از معادله ۴ به دست می‌آید:

$$M_g = (P_g(\theta) - P_{atm}) A r \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos \beta} \quad (4)$$

با توجه به دیاگرام شکل (۱)، مقدار  $\beta$  نیز از معادله زیر به دست می‌آید:

$$\beta = \sin^{-1} \left( \frac{r}{R} \sin \theta \right) \quad (5)$$

نیروی اینرسی شامل نیروی ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی در یک سیلندر است. با در نظر نگرفتن فشار گاز در معادله ۴،  $M_1 = -M_i$  بوده و با جایگذاری در معادله ۳ مقدار گشتاور حاصل از نیروی اینرسی به صورت زیر به دست می‌آید:

$$M_i = m_{rec} \ddot{x} r \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos \beta} \quad (6)$$

با توجه به تحلیل پنج گشتاور وارد به سیستم می‌توان معادله ۱ را به صورت زیر نوشت:

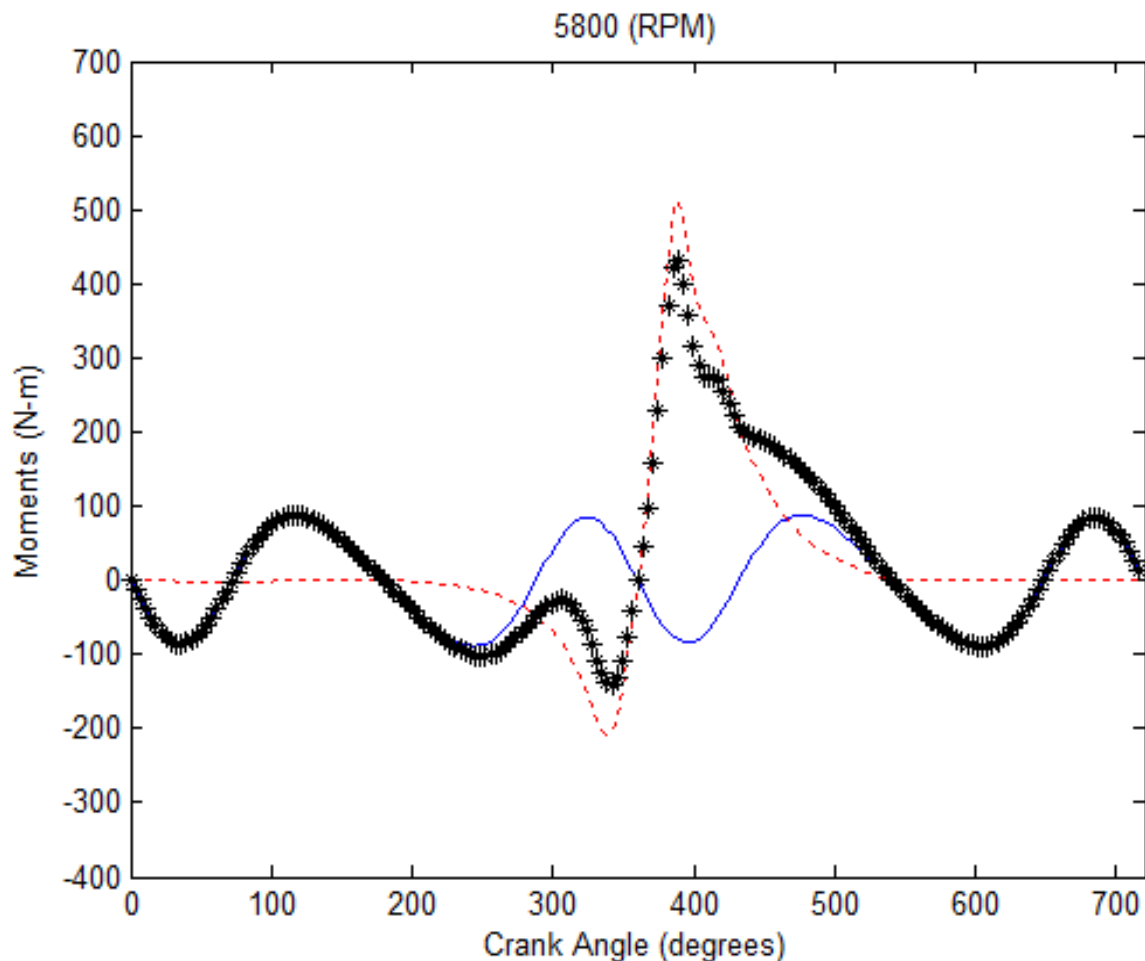
$$\sum M_{total} = M_g + M_i = [(P_g(\theta) - P_{atm}) A + m_{rec}\ddot{x}] r \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos \beta} \quad (7)$$

معادله ۷ مربوط به گشتاور کل در یک موتور تک سیلندر است. جهت محاسبه گشتاور کل در یک موتور چند سیلندر، می‌بایست گشتاور تولیدشده توسط تک تک سیلندرها با توجه به اختلاف فاز موجود بین عملکرد آن‌ها با یکدیگر جمع شوند. از آنجاکه طبیعت تغییرات گشتاور برحسب زاویه گردش میل‌لنگ (با فرض ایدئال بودن فشار گاز در همه سیلندرها) برای تمام سیلندرها یکسان است و فقط عامل اختلاف فاز در توزیع گشتاور آن‌ها دیده می‌شود، لذا مشخصات گشتاور در یک سیلندر برای محاسبه گشتاور کل کافی خواهد بود. با توجه به این که پژوهش حاضر برای یک موتور چهار سیلندر انجام شده است، اختلاف فاز برابر  $\pi$  است.

جهت بررسی عددی تحلیل انجام شده، معادلات به دست آمده از روش تحلیلی به صورت یک کد در نرم افزار متلب نوشته شده و برای یک موتور چهار سیلندر چهارزمانه‌ی متقابل بررسی می‌شود. موتور مورد بررسی یکی از متداول ترین موتورهای مورد استفاده در هواپیماهای فوق سبک است که ۱۰۰ اسب بخار قدرت دارد و در

دور (RPM) ۵۲۵۲ به طور اسمی، گشتاوری حدود (N.m) ۱۰۰ وارد می کند. در شکل (۲) گشتاور اینرسی (منحنی آبی و به صورت خط)، گشتاور فشار گاز (منحنی قرمز و به صورت خط چین) و گشتاور کل (منحنی سیاه و به صورت ستاره‌ای) در دور RPM ۵۸۰۰ نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می شود، گشتاور حاصل از اینرسی به صورت هارمونیک است، ولی گشتاور ناشی از نیروی فشار گاز دارای بیشینه مقدار بوده که نشان دهنده مرحله احتراق است. به منظور یافتن مقدار فشار گاز روی پیستون و گشتاورهای اعمال شده به محورهای دوار در زوایا و موتورهای مختلف، روابط تحلیلی استخراج شده به صورت کد در نرم افزار متلب وارد شده و تحلیل از طریق چرخش ۷۲۰ درجه‌ای میل لنگ، در چهار بازه و ۲۰۰ مرحله انجام می شود.

به منظور اعتبارسنجی کد نوشته شده در متلب، از نتایج آزمون تجربی انجام شده بر روی موتور متقابل هواپیمای فوق سبک که توسط دینامومتر به دست آمده است، استفاده می شود. جدول (۱) نتایج تجربی بررسی گشتاور کل و فشار گاز در دور موتورهای بین RPM ۱۸۴۹ تا RPM ۵۸۰۰ را نشان می دهد. جدول (۲) مقایسه‌ی گشتاور و فشار گاز به دست آمده از آزمون تجربی و حل تحلیلی در دور RPM ۵۸۰۰ را نشان می دهد. همان گونه که مشاهده می شود، بیشترین اختلاف نتایج به دست آمده ۱/۸۴ درصد است.



شکل ۲- گشتاور اینرسی (منحنی آبی و به صورت خط)، گشتاور فشار گاز منحنی قرمز و به صورت خط چین) و گشتاور کل (منحنی سیاه و به صورت ستاره‌ای) در دور RPM ۵۸۰۰

جدول ۱- نتایج تجربی گشتاور کل و فشار گاز در دوره‌های مختلف موتور متقابل هواپیمای فوق سبک

دور موتور (RPM)	گشتاور (m. kg)	فشار گاز (MPa)
۱۸۴۹	۲/۰۷	۱/۲۳
۲۱۱۹	۲/۲۸	۱/۴۱
۳۵۰۲	۴/۶۷	۲/۳۵
۳۷۴۵	۵/۳۷	۲/۶۲
۴۲۶۷	۶/۴۷	۳/۳۲
۴۵۷۱	۷/۴۶	۳/۹۱
۴۸۵۰	۸/۲۱	۴/۳۶
۵۲۰۳	۹/۲۳	۴/۵۹
۵۵۴۳	۱۰/۱۲	۴/۹۱
۵۸۰۰	۱۰/۸۱	۵/۴۷

جدول ۲- مقایسه‌ی گشتاور به‌دست‌آمده از آزمون تجربی و حل تحلیلی در دور  $RPM$  ۵۸۰۰

نتایج	آزمون تجربی	حل تحلیلی	درصد اختلاف
گشتاور (N. m)	۱۰۶/۰۱	۱۰۸	۱/۸۴
فشار گاز (MPa)	۵/۴۷	۵,۵۲	۰/۹۱

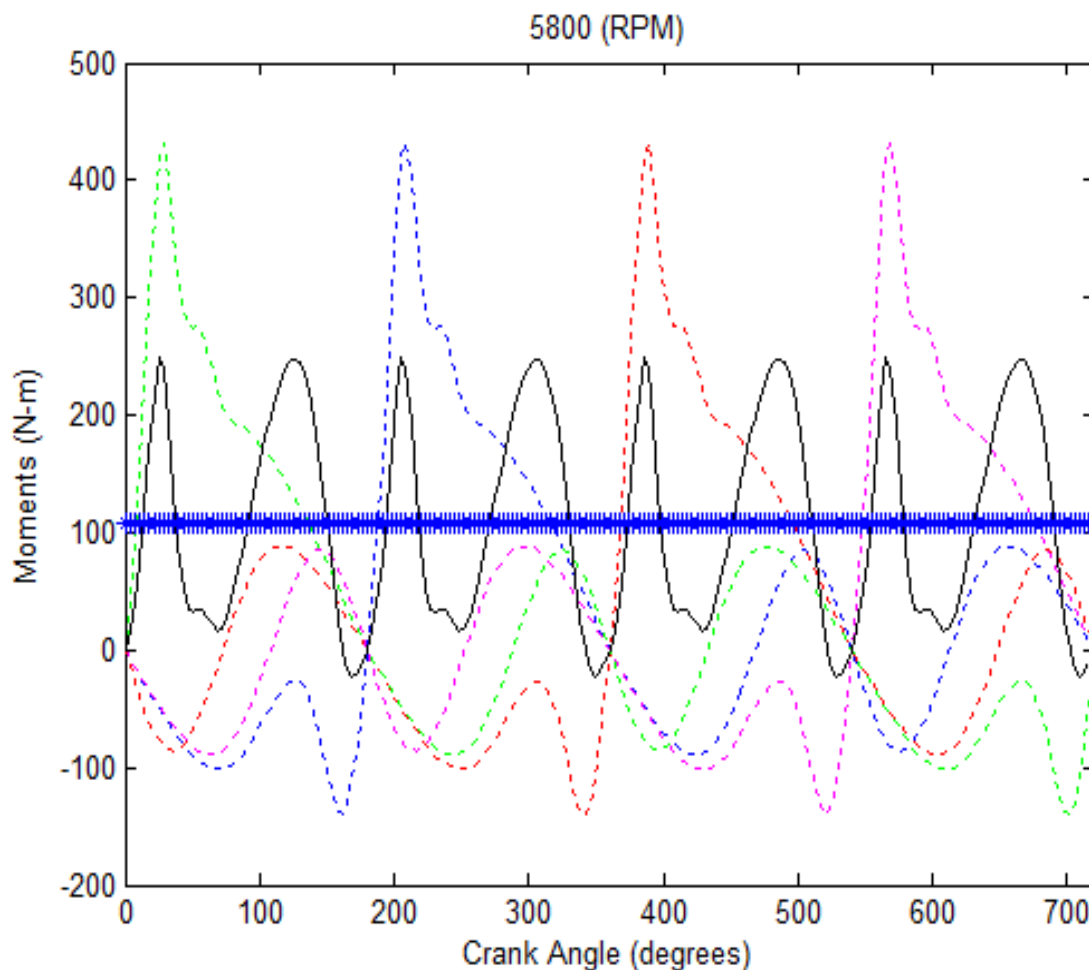
### ۳- نتایج

چون هدف اصلی تعیین میراگر ارتعاشی مناسب است، می‌بایست حداکثر تغییرات جابجایی سیستم را به دست آورد. در همین راستا ابتدا میزان گشتاور وارد بر سیستم را به دست آورده و با استفاده از روابط تحلیلی مقدار جابجایی در دوره‌های مختلف محاسبه می‌شود.

#### ۳-۱- تغییرات جابجایی زاویه‌ای

پس از صحت سنجی نتایج تجربی با حل تحلیلی برآمده از کد نرم‌افزار متلب، به اندازه‌گیری گشتاور پرداخته می‌شود. جهت محاسبه گشتاور تولیدشده به‌وسیله فشار گاز، نیاز به نمودار گشتاور تک‌تک سیلندرها است. برای این منظور نمودار گشتاور در ۷۲۰ درجه برای چهار سیلندر محاسبه شد که نتایج در شکل (۳) آورده شده است. در شکل (۳)، هر یک از خط‌چین‌های رنگی (بنفش، قرمز، آبی و سبز) گشتاور فشار گاز در یک سیلندر را نشان می‌دهند و خط سیاه نازک برآیند گشتاور فشار گاز در یک موتور چهار سیلندر را نمایش می‌دهد. همچنین خط آبی پهن افقی مقدار گشتاور کل در یک موتور چهار سیلندر متقابل با قدرت ۱۰۰ اسب بخار در دور  $RPM$  ۵۸۰۰ را نشان می‌دهد. از آنجاکه گشتاور و شتاب زاویه‌ای یک کمیت برداری هستند و ممان اینرسی یک کمیت اسکالر است. برای به دست آوردن جابجایی پیچشی می‌توان طبق معادله عمل کرد.

$$\sum M = \sum I\ddot{\theta} \quad (۸)$$



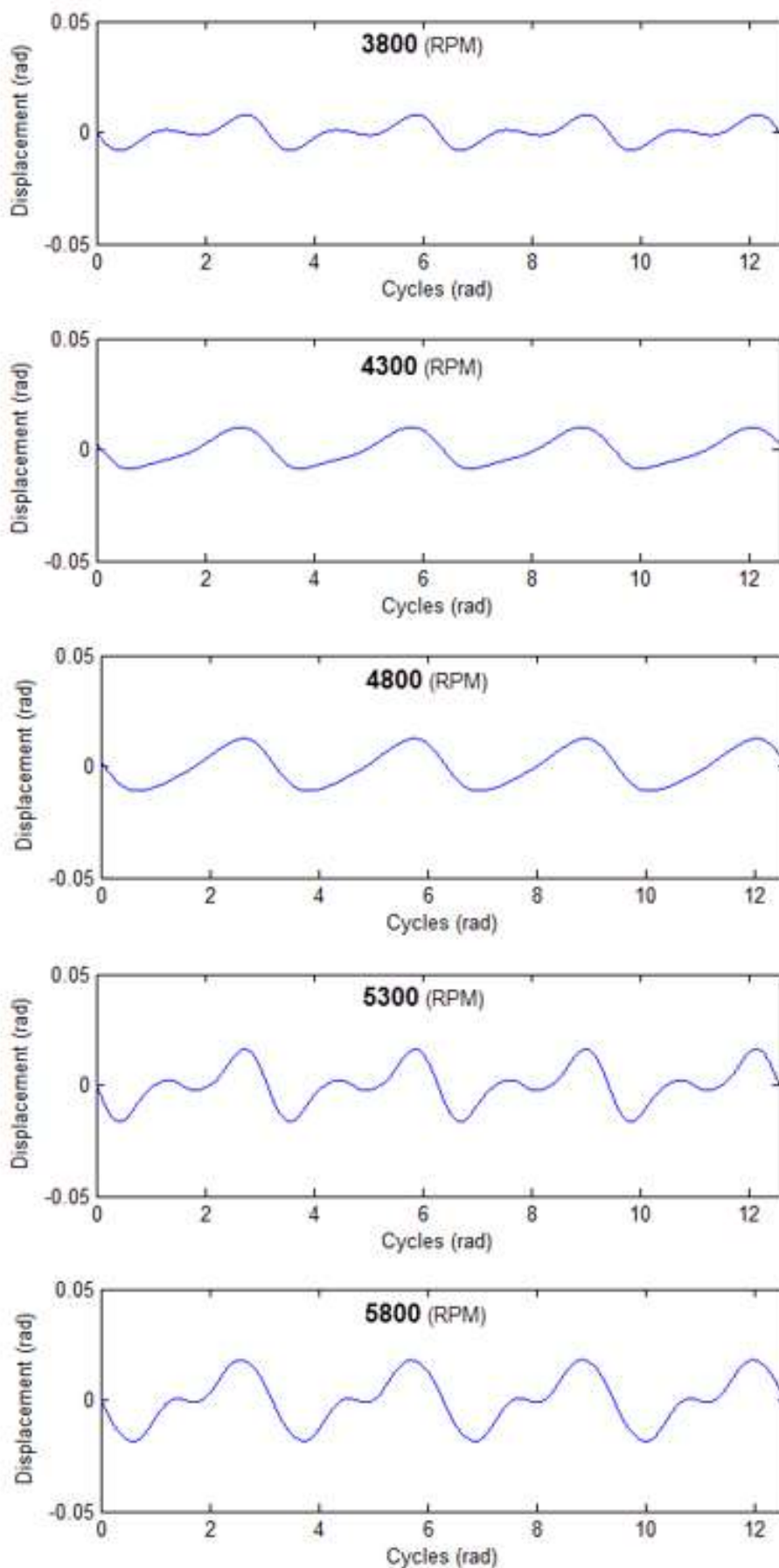
شکل ۳- گشتاور فشار در تک تک سیلندرها (منحنی های خط چین بنفش، قرمز، آبی و سبز)، برایند گشتاورها (منحنی سیاه) و گشتاور کل (منحنی آبی رنگ پهن افقی) در دور  $5800 \text{ RPM}$

با به دست آوردن حداکثر مقدار گشتاور به صورت برداری و محاسبه‌ی ممان اینرسی مجموعه حول محور دوار به صورت اسکالر، می‌توان بردار شتاب زاویه‌ای را برحسب زاویه به دست آورد [۲۲].

بدین منظور از گشتاور کل نشان داده شده در شکل (۳) استفاده می‌شود. ابتدا مقدار متوسط گشتاور از گشتاور کل کسر می‌شود که این مقدار از نرم افزار متلب و با وارد کردن دستور AveTorq به دست آورده می‌شود و سپس با تقسیم مقدار اسکالر ممان اینرسی بر منحنی گشتاور کل، شتاب زاویه‌ای بدست می‌آید.

برای محاسبه‌ی ارتعاشات، آنچه اهمیت دارد مقدار تغییرات جابجایی یا دامنه‌ی نوسان منحنی مربوط به جابجایی است، به همین دلیل این مقدار برای دوره‌های مختلف موتور حساب می‌شود تا حداکثر جابجایی یا نوسانات مشخص شود. با انتگرال گیری از شتاب زاویه‌ای می‌توان نمودار مربوط به سرعت زاویه‌ای و با انتگرال گیری مجدد می‌توان جابجایی زاویه‌ای را حساب کرد.

شکل (۴) تغییرات جابجایی زاویه‌ای در دوره‌های مختلف در چرخش یک دور کامل موتور یعنی  $720^\circ$  درجه یا  $4\pi$  رادیان نشان می‌دهد. همان گونه که مشاهده می‌شود دامنه تغییرات جابجایی با افزایش دور موتور افزایش یافته است این بدان معنی است که دامنه‌ی ارتعاشات یا پیک تا پیک نمودار در سرعت‌های بالا بیشتر است.



شکل ۴- تغییرات جابجایی زاویه‌ای در دوره‌های مختلف در چرخش یک دور کامل موتور ( $4\pi$ )



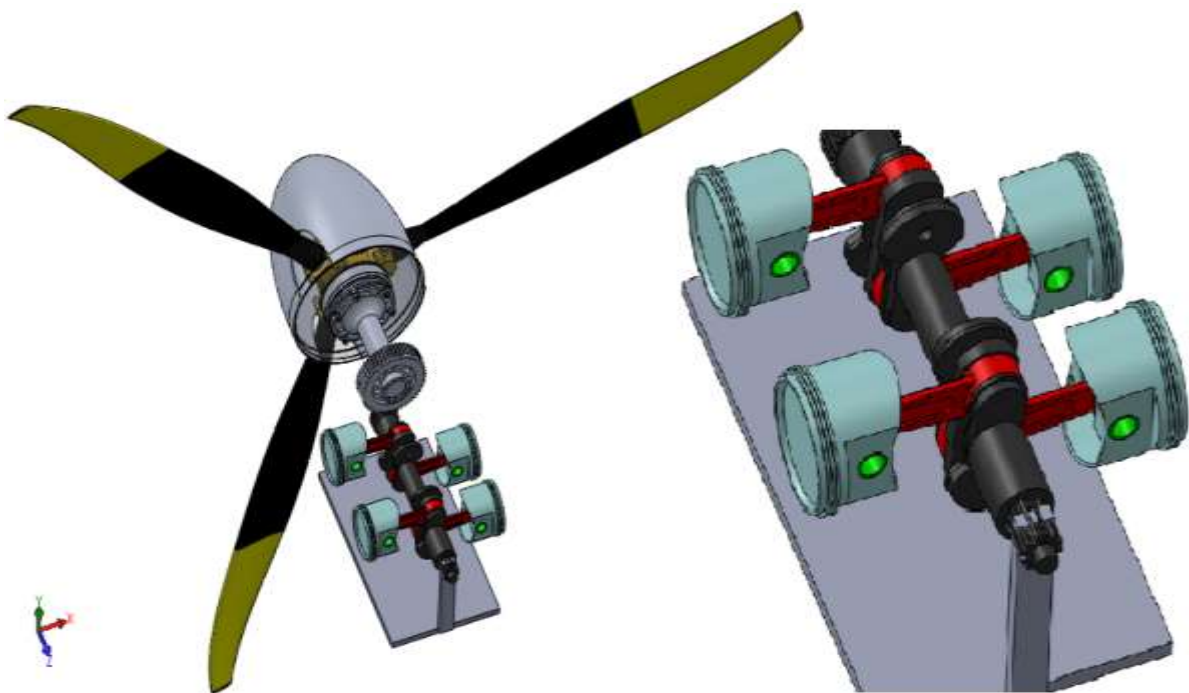
### ۳-۲- فرکانس‌های طبیعی

به‌منظور انتخاب میراگر ارتعاشی مناسب نیازمند یافتن فرکانس‌های طبیعی سیستم هستیم. با توجه به محدودیت‌هایی که در تحلیل تئوری وجود دارد و از طرفی به دلیل مشکلات سخت‌افزاری و اقتصادی معمولاً استفاده از فرآیند آزمون تجربی به‌راحتی میسر نیست، از شبیه‌سازی عددی استفاده می‌شود.

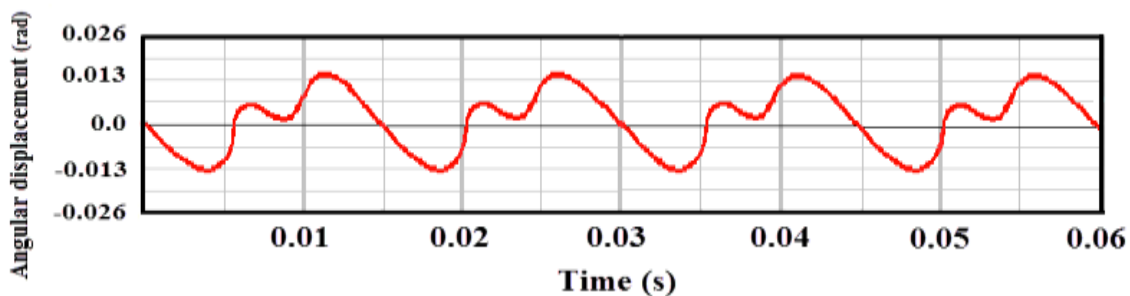
در این راستا طراحی و مدل‌سازی موتور احتراق داخلی پژوهش حاضر از روی نقشه‌های موجود و کالانمای شرکت سازنده تهیه شد. مشخصاتی همچون وزن، ابعاد هندسی، جنس و سایر موارد مورد استفاده جهت تحلیل سیستم نیز از روش‌های مهندسی معکوس به دست آورده شد. تمامی اجزای موتور همچون پیستون، شاتون و میل‌لنگ با دقت مونتاژ و در نرم‌افزار سالیدورک مدل‌سازی شدند. همچنین مدل‌سازی ملخ هواپیما به دلیل انحنای منحصربه‌فردش توسط اسکن سه‌بعدی و تبدیل ابر نقاط به مدل سالید مدل‌سازی گردید. پس از مدل‌سازی تمام قطعات، با وارد کردن آن‌ها در محیط Assembly به سوار کردن کل سیستم پرداخته شد. شکل (۵) مدل‌سازی موتور و ملخ هواپیمای فوق سبک در نرم‌افزار سالیدورک را نشان می‌دهد.

به‌منظور تحلیل دینامیکی و ارتعاشی موتور مدنظر، مدل طراحی‌شده در نرم‌افزار سالیدورک را با پسوند STEP به محیط نرم‌افزار آدامز وارد کرده و از ماژول (Adams /Engine) استفاده می‌کنیم.

به‌منظور صحت سنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی، میزان جابجایی زاویه‌ای میل‌لنگ در دور RPM ۵۸۰۰ را به دست می‌آوریم (شکل ۶) و آن را با نتایج حاصل از تحلیل تئوری انطباق می‌دهیم. مقایسه حداکثر دامنه‌ی تغییرات جابجایی (برحسب درجه) به روش تحلیلی از شکل (۴) با نتایج به‌دست‌آمده از تحلیل نرم‌افزاری در جدول (۳) آورده شده است. اختلاف اندک نتایج به‌دست‌آمده، صحت مقادیر به‌دست‌آمده از تحلیل عددی را اثبات نموده و بدین ترتیب می‌توان از نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی در نرم‌افزار جهت بررسی و کنترل ارتعاشات توسط میراگر بهره برد.



شکل ۵- مدل‌سازی سیستم شامل پیستون، شاتون، میل‌لنگ و ملخ موتور متقابل چهارزمانه هواپیمای فوق سبک



شکل ۶ - منحنی هارمونیک جابجایی زاویه‌ای بر حسب زمان موتور در دور ۵۸۰۰ RPM در نرم‌افزار آدامز

جدول ۳- مقایسه‌ی پیک تا پیک حداکثر تغییرات جابجایی در دور ۵۸۰۰ RPM

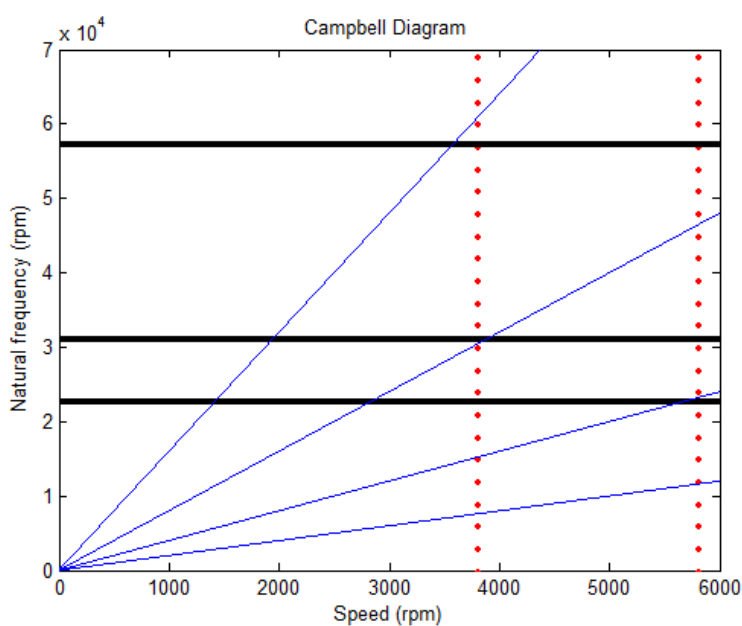
درصد اختلاف	حل عددی با نرم‌افزار	حل تحلیلی	نتایج
۱/۸۶	۲/۰۵	۲/۰۹	تغییرات جابجایی (درجه)

پس از صحت سنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی، فرکانس‌های طبیعی سیستم مورد بررسی قرار گرفتند. در جدول (۴) مدهای ارتعاشی اول تا سوم سیستم طراحی شده آورده شده است.

جدول ۴- مدهای ارتعاشاتی سیستم

فرکانس	مود اول	مود دوم	مود سوم
فرکانس طبیعی پیچشی (Hz)	۳۸۱/۳۴	۵۲۱/۱۸	۹۵۶/۷۶

با توجه به نتایج به دست آمده، نمودار کمپل سیستم را رسم می‌کنیم.



شکل ۷- نمودار کمپل سیستم

در شکل (۷) خطوط افقی فرکانس‌های طبیعی و خطوط مورب ضرابی از این فرکانس‌ها و فرکانس تحریک را نشان می‌دهند. خطوط خط‌چین عمودی نیز بازه‌ی کاری موتور از ۳۸۰۰ تا ۵۸۰۰ (rpm) را نشان می‌دهد. نمودار نشان می‌دهد که در بازه کاری موتور در فرکانس طبیعی اول (۳۸۱/۳۴ Hz) در دوره‌های بالا احتمال تشدید وجود دارد.

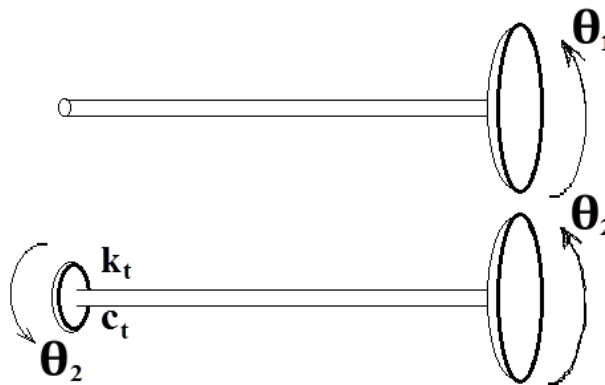
### ۳-۳- تعیین مشخصات میراگر پیچشی

برای اجتناب از پدیده تشدید و یا کاهش ارتعاشات سیستم می‌توان با افزایش سفتی سازه‌ی اصلی فرکانس طبیعی آن را افزایش داد، ولی این امر به دو علت غیرقابل قبول است، اولاً باعث سنگینی سازه می‌گردد، ثانیاً مرکز جرم و سایر مسائل مربوط به طراحی را مختل می‌کند. به همین جهت از روش‌های دیگری مانند نصب میراگر پیچشی مناسب استفاده می‌شود. شکل (۸) نمایی از انتقال ارتعاشات سیستم را نشان می‌دهد، به طوری که پس از کاهش دامنه‌ی ارتعاشات توسط میراگر، نوسان کمتری به بدنه‌ی موتور منتقل می‌شود. پس از به دست آوردن مقدار و دامنه ارتعاشات موتور ( $X_1$ ) از تحلیل ارتعاشی و بر اساس دیاگرام آزاد میراگر که در شکل (۹) نشان داده شده است، نیروهای اعمال شده به میراگر به صورت زیر به دست می‌آید:

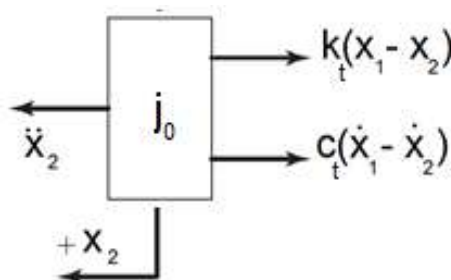
$$m\ddot{x}_2 + c\dot{x}_2 + kx_2 = F \sin \omega t \quad (9)$$

از آنجا که موتور حرکت هارمونیک دارد، جواب معادله بالا به صورت زیر خواهد شد:

$$X_2 = \frac{F}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2}} \quad (10)$$



شکل ۸- شکل بالا محور دوار بدون میراگر و شکل پایین با میراگر پیچشی



شکل ۹- دیاگرام آزاد میراگر

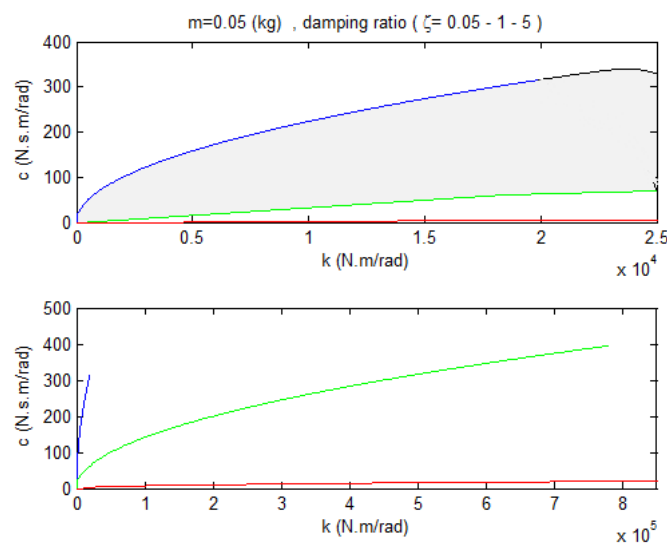
پس از ساده‌سازی به معادله ۱۱ می‌رسیم. این رابطه نسبت دامنه‌ی ارتعاشات  $\theta_2$  را پس از عبور از میراگر، به دامنه‌ی ارتعاشات موتور  $\theta_1$  در حالت پیچشی نشان می‌دهد.

$$\frac{\theta_2}{\theta_1} = \sqrt{\frac{k_t^2 + \omega^2 c_t^2}{(k_t - J_0 \omega^2)^2 + \omega^2 c_t^2}} \quad (11)$$

با توجه به مرجع [۲۹] میزان دامنه ارتعاشات میراگر محاسبه شده است که نسبت ضریب انتقال  $(\frac{X_2}{X_1})$  و  $\frac{\omega}{\omega_n}$  را برای نسبت میرایی‌های مختلف بیان می‌کند. اگر  $\sqrt{2} < \frac{\omega}{\omega_n}$  باشد، نسبت میرایی باید بین ۰/۰۵ تا ۱ انتخاب شود و اگر  $\frac{\omega}{\omega_n} > 1$  باشد، نسبت میرایی باید بین ۱ تا ۵ انتخاب گردد. با توجه به معادلات اثبات شده پاسخ هارمونیک یک سیستم میرا در حالت پیچش [۲۹]، رابطه ۱۲ که ضریب میرایی را مستقل از جرم و سفتی میراگر به دست می‌دهد، استخراج می‌شود.

$$c_t = \sqrt{\left(\frac{M}{\theta \omega}\right)^2 + 2 k_t J_0 - \left(\frac{k_t}{\omega}\right)^2 - (\omega J_0)^2} \quad (12)$$

به دست آوردن مقدار  $k_t$  برای یک سیستم به لحاظ تئوری کار دشواری است، از این رو با به دست آوردن فرکانس طبیعی  $\omega_n$  و ممان اینرسی  $J_0$  سیستم، مقدار سفتی پیچشی به دست می‌آید. همچنین با استفاده از نتایج شکل (۳)، دامنه‌ی گشتاور ۲۸۶ (N.m) و از شکل (۴)، حداکثر دامنه‌ی ارتعاشات سیستم ۰/۰۳۶۶ (rad) به دست می‌آید. با جایگذاری سایر مقادیر در معادله ۱۲ ثابت می‌شود که حداقل میرایی باید ۱۴/۲۱ (N.m.s/rad) باشد. از آنجایی که برای موتورهای هوایی محدودیت وزن وجود دارد، جرم هر میراگر را ۵۰ گرم در نظر گرفتیم. با توجه به تحلیل انجام شده و محدودیت‌هایی که برای جرم و میرایی وجود دارد، شکل (۱۰) مقدار سفتی را برحسب میرایی نشان می‌دهد. در نمودار پایینی، منحنی قرمز رنگ که در پایین قرار دارد، نسبت میرایی ۰/۰۵، منحنی سبز رنگ، نسبت میرایی ۱ و منحنی بالایی که به رنگ آبی (منحنی کوتاه‌تر) است، نسبت میرایی ۵ را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که شکل بالا، بزرگ‌شده‌ی شکل پایین است.



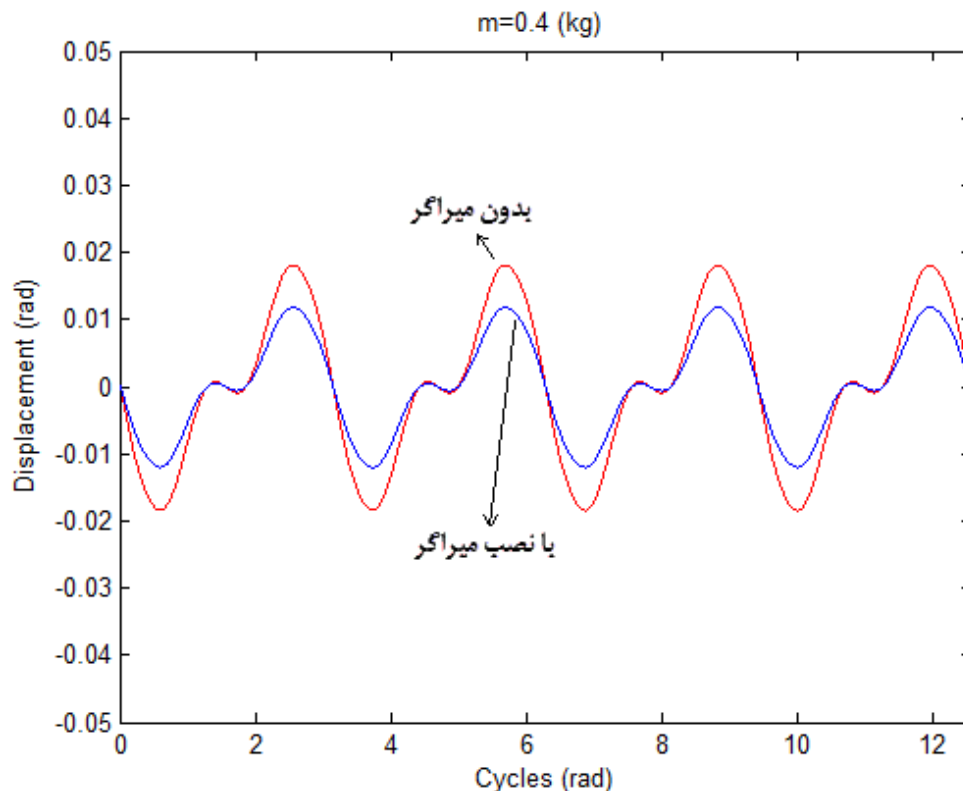
شکل ۱۰- سفتی برحسب میرایی برای میراگر ۵۰ گرمی (شکل بالا بزرگ‌شده‌ی شکل پایین است)

### ۳-۴- دامنه ارتعاشات

برای تعیین میراگری که بتواند ارتعاشات سیستم را کاهش دهد، باید با توجه به محدودیت ذکر شده (جرم)، مشخصات میراگر را از میان دو منحنی شکل (۱۰) انتخاب نموده، سپس از رابطه‌ی ۱۱ و ۱۲ میراگر پیچشی مناسب را می‌توان تعیین کرد. ضمن اینکه با توجه به دور کاری مشخص سیستم مورد بررسی (حداکثر ۵۸۰۰ rpm) و فرکانس طبیعی سیستم (۳۸۱ Hz)، مقدار نسبت میرایی باید بین ۱ تا ۵ انتخاب گردد. در نهایت با توجه به محدودیت‌های پیش رو (جرم و روابط تحلیلی استخراج شده) و عواملی همچون هندسه و جنس، برای سیستم مورد بررسی تعداد ۸ میراگر پیچشی انتخاب شد که دوبه‌دو به هم متصل می‌شوند. شکل (۱۱) مقدار حداکثر تغییرات جابجایی در حالت بدون میراگر (پیک تا پیک ۰/۰۳۶۶ رادیان) و با استفاده از میراگر (پیک تا پیک ۰/۰۲۲ رادیان) را نشان می‌دهد. بدین ترتیب استفاده از میراگر انتخاب شده بین ۶ تا ۴۰ درصد از دامنه ارتعاشات سیستم مورد بررسی را کاهش داده است.

### ۴- نتیجه‌گیری

هدف اصلی پژوهش حاضر کاهش ارتعاشات موتور هواپیماهای فوق سبک هنگام اتصال آن به بدنه بوده است. با توجه به محدودیت‌های آزمون تجربی ابتدا نیروها و گشتاورهای وارد بر موتور متقابل چهار سیلندر در یک نمونه از هواپیماهای فوق سبک مورد تحلیل تئوری قرار گرفت و به صورت کد در نرم‌افزار متلب پیاده‌سازی شد. به منظور صحت سنجی کد نوشته شده، گشتاورهای وارد بر سیستم و مقدار فشار وارد بر پیستون با نتایج حاصل از آزمون تجربی مورد مقایسه قرار گرفتند که نتایج، کمتر از ۲ درصد اختلاف را نشان داد. در ادامه



شکل ۱۱- حداکثر تغییرات جابجایی در حالت بدون میراگر و با میراگر در یک سیکل

تغییرات جابجایی زاویه‌ای در دوره‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت که مشخص شد بیشترین میزان جابجایی زاویه‌ای در دوره‌های بالاتر صورت می‌گیرد. جهت تحلیل ارتعاشی سیستم با توجه به محدودیت‌های تحلیل تئوری، مشخصات دقیق اجزای مختلف موتور هواپیمای فوق سبک از طریق مهندسی معکوس، مونتاژ و ملخ آن نیز توسط اسکن سه‌بعدی و تبدیل ابر نقاط به مدل سالیید، در نرم‌افزار سالیدورک مدل‌سازی گردید. به‌منظور تحلیل سیستم از نرم‌افزار آدامز استفاده شد. تغییرات جابجایی زاویه‌ای به‌دست‌آمده از روش عددی با نتایج تحلیلی ۱/۸۶ درصد اختلاف داشت که نتایج شبیه‌سازی را تأیید می‌کرد. پس از به دست آوردن فرکانس‌های طبیعی، نمودار کمپل سیستم مورد بررسی قرار گرفت. به‌منظور کاهش ارتعاشات و جلوگیری از پدیده تشدید، می‌بایست مشخصات میراگر پیچشی مناسب به دست می‌آمد. بدین منظور با استفاده از روابط تحلیلی، معادله‌ای برای ضریب میرایی استخراج شد و با توجه به محدودیت‌های سیستم مانند جرم و هندسه، میراگر مناسب انتخاب شد. نتایج نشان داد که استفاده از ۸ میراگر ۵۰ گرمی که دوبه‌دو به هم متصل شده‌اند، می‌تواند دامنه ارتعاشات سیستم را تا ۴۰ درصد کاهش دهند.

## مراجع

- [1] Mahjoub Moghadas, S., "*Mechanical Vibration*", 6rd Edition, Tehran, pp. 120, Sepahan, (2008), (In Persian).
- [2] Fayette Taylor, C., "*Aircraft Propulsion (A Review of the Evolution of Aircraft Piston Engines)*", Smithsonian Institution Press City of Washington, Washington, (1971).
- [3] Bishop, R. E. "*The Matrix Analysis of Vibration*", Cambridge Univ., Cambridge, (1965).
- [4] Crandall, S.H. and J. Dugundji, "*Resonant Whirling of Aircraft Propeller-engine Systems*", Journal of Applied Mechanics, Vol. 48(4), pp. 929-935, (1981).
- [5] Bramwell, A. R. S., Balmford, D., and Done, G. "*Bramwell's Helicopter Dynamic's*", Second Edition. Elsevier, Butterworth-Heinemann Company, (2001).
- [6] Al-Bedoor, B.O., and Hamdan, M.N., "*Geometrically Nonlinear Dynamic Model of a Rotating Beam*", Journal of Sound and Vibration, Vol. 240, pp. 59-72, (2001).
- [7] Genta, G., "*On The Stability of Rotating Blade Arrays*", Journal of Sound and Vibration, Vol. 273, pp. 805-836, (2004).
- [8] Genta, G., Feng, C. and Tonoli, A., "*Dynamics Behavior of Rotating Bladed Discs: A Finite Element Formulation For The Study of Second and Higher Order Harmonics*", Journal of Sound and Vibration, Vol. 329(25), pp. 5289-5306, (2010).
- [9] Lin, S. M., Lee, S.Y., and Wang, W. R., "*Dynamic Analysis of Rotating Damped Beams with an Elastically Restrained Root*", International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 46, pp 673-693, (2004).
- [10] Wang, L., Cao, D.Q., and Huang, W., "*Nonlinear Coupled Dynamics of Flexible Blade-rotor-bearing Systems*", Tribology International, Vol. 43(4), pp. 759-778, (2010).

- [11] Rao, S., "*Mechanical Vibrations*", 5th Edition, Singapore Pearson Education, Boston, (2010).
- [12] Anegawa, N., Fujiwara, H., and Matsushita, O., "*Vibration Diagnosis Featuring Blade-shaft Coupling Effect of Turbine Rotor Models*", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 133(2), pp. 501-510, (2010).
- [13] Moeenfard, H., Moetakef Imani, B., Davoudi, M., and Rahimzadeh, A., "*Dynamic Instability in Tapered Beams Under Wind Excitation*", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, pp. 153-161, (2015), (In Persian).
- [14] Sala, D., Motylewski, J., Mróz A., Pawłowski, P., "*Vibro-acoustic System for Measurement of the Touchdown of a Light Aircraft*", *Transport/Politechnika Śląska*, (2017).
- [15] Liu, Y., Zhang, F., Zhao, Z., Cui, T., Zuo, Z., and Zhang, S., "*The Effects of Pressure Difference on Opposed Piston Two Stroke Diesel Engine Scavenging Process*", *International Energy Procedia*, Vol. 142, pp. 1172-1178, (2017).
- [16] Grabowski, L., Pietrykowski, K., Karpiński, P., "*The Zero-dimensional Model of the Scavenging Process in the Opposed-piston Two-stroke Aircraft Diesel Engine*", *Propulsion and Power Research*, Vol. 8 (4), pp. 300-309, (2019).
- [17] Olejnik, A., Kachel, S., Rogólski, R., and Szcześniak, M., "*Technology of Ground Vibration Testing and its Application in Light Aircraft Prototyping*", In *MATEC Web of Conferences* 304, pp. 1005, (2019).
- [18] McGowan, R.C., Pieri, J.J., Szedlmayer, M.T., Kim, K., Clerkin, P.J., Kruger, K.M., Gondol, D., Kweon, C.B., Meininger, R., Gibson, J.A., and Lindsey, C., "*Experimental Vibration Analysis of an Aircraft Diesel Engine Turbocharger*", In *AIAA Propulsion and Energy*, pp. 4008, (2019).
- [19] Agostino, D. M., and Pierluigi, D. V., "*Flight Tests, Performances, and Flight Certification of a Twin-Engine Light Aircraft Fabrizio Nicolosi*", *Journal of Aircraft*, Vol. 48 (1), pp. 177-186, (2012).
- [20] Poul, R., Ruzicka, P., Hanus, D., and Blahous, K., "*Design of Carbon Composite Driveshaft for Ultralight Aircraft Propulsion System*", *Acta Polytechnica*, Vol. 46 (5), pp. 177-186, (2010).
- [21] Dimentberg M.F., Iourtchenko D.V., "*Random Vibrations with Impacts: A Review*", *Nonlinear Dynamics*, Vol. 36 (2), pp. 229-254, (2004).
- [22] Ibrahim R.A., "*Vibro-impact Dynamics: Modeling, Mapping and Applications*", Springer Science & Business Media, (2009).
- [23] Popplewell, N., and Liao, M., "*A Simple Design Procedure for Optimum Impact Dampers*", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 146 (3), pp. 519-526, (1991).

- [24] Zhang, D.G., and Angeles J., "Impact Dynamics of Flexible-joint Robots", Computers & Structures, Vol. 83, pp. 25-33, (2005).
- [25] Zinjade P.B., Mallik A.K., "Impact Damper for Controlling Friction-driven Oscillations", Journal of Sound and Vibration, Vol. 306, pp. 238-251, (2007).
- [26] Blazejczyk-Okolewska, B., "Analysis of an Impact Damper of Vibrations", Chaos, Solitons & Fractals, Vol. 12, pp. 1983-1988, (2001).
- [27] Mahjoub Moghadas, S., "Internal Combustion Engines Control and Diagnostics through Instantaneous Speed of Rotation Analysis", Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of L'ensam, Paris, (1985).
- [28] Najafzadeh, M., "Fault Control and Detection in Internal Combustion Engines through Angular Velocity and Vibration Analysis", Master Thesis, Imam Hossein University, Tehran, (2007).
- [29] Rao, S.S., and Yap, F.F., "Mechanical vibrations", Pearson-prentice hall, Upper Saddle River, (2011).

### فهرست نمادهای انگلیسی

$P_g(\theta)$	فشار گاز بر حسب زاویه میل لنگ
$m_{rec}$	جرم‌های رفت و برگشتی (kg)
$r$	شعاع لنگ (m)
$x_2$	دامنه ارتعاشات میراگر
$m$	جرم میراگر
$k$	سفتی میراگر
$c$	میرایی میراگر
$x_1$	دامنه ارتعاشات موتور
$c_t$	ضریب میرایی میراگر (N.m.s)/rad
$M$	دو برابر دامنه‌ی نوسانات گشتاور (N.m)
$k_t$	سفتی پیچشی (N.m)/rad
$J_0$	ممان اینرسی ( $kg \cdot m^2$ )

### نمادهای یونانی

$\beta$	زاویه بین میله اتصال و پیستون
$\omega$	فرکانس تحریک (rads)
$\theta$	دامنه‌ی نوسانات زاویه‌ای (rad)



**Abstract**

These days, regarding to advanced technologies, the use of ultralight aircraft for transportation and goods movement has been attended by industries and people. One of the major challenges for ultralight aircraft designers is related to reduction of engine vibrations. In this paper, determination of torsional damper for this aircraft engine types and their effect on reducing vibrations by combining three experimental, analytical and numerical methods are discussed. Starting with dynamic analysis and coding in MATLAB software, the system gas pressure and torque were validated with experimental results with less than 2% differences. Then the amount of angular displacement was validated at maximum rotating velocity with 1.86% difference by numerical and analytical methods, then the natural frequencies of system were obtained. Finally, the equation was extracted in order to determine the appropriate damping coefficient and its characteristics were determined. The results showed that using the damper reduces the system vibrations amplitude up to 40%.