



توسعه میله تعادلی و چرخ طیار موتور دیزلی تک استوانه‌ای بر مبنای روش تحلیلی و مقایسه با نتایج شبیه‌سازی

تهمورث عسگری^۱، ابوالفضل محمدابراهیم^{۲*}، ناصر میقانی^۳، حمید رضا سرائی^۴

^۱ واحد تحقیق و توسعه شرکت فرا توسعه کیاسا، اراک، ایران، tahmoores653@ymail.com

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک، ایران، m.ebrahim@araku.ac.ir

^۳ واحد تحقیق و توسعه شرکت فرا توسعه کیاسا، اراک، ایران، research@kiasa.ir

^۴ واحد تحقیق و توسعه شرکت فرا توسعه کیاسا، اراک، ایران، hamid.saraei17@gmail.com

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۵ مهر ۱۳۹۷

پذیرش: ۲۲ اسفند ۱۳۹۷

کلیدواژه‌ها:

موتور تک استوانه

ارتعاشات موتور

میله تعادل

میل لنگ

چرخ طیار

ارتعاشات یکی از عوامل ایجاد سایش و تخریب در قطعات مختلف موتور است. در موتورهای درون سوز عوامل اصلی ایجاد ارتعاش فشار احتراق در استوانه‌ها، وزن میله اتصال^۱، وزن سنبه و نیروهای اینرسی ناشی از دوران میله اتصال و قسمت لنگ میل لنگ است. این ارتعاشات به مرور زمان موجب ایجاد سایش و تخریب در قطعات اصلی موتور مانند میل لنگ، میل بادامک و بدنه استوانه می‌شود، که این خوردگی و تخریب بر عملکرد موتور تاثیر منفی می‌گذارد. از این رو تلاش می‌شود تا حد امکان این ارتعاشات را حذف و یا کم کرد. در موتورهای چند استوانه به منظور حذف عدم تعادل نیروها و ممان‌های ناشی از دوران، وزنه‌های تعادلی^۲ بر روی میل لنگ تعبیه می‌شود. در موتورهای تک و سه استوانه نمی‌توان اثرات این نیروها و ممان‌ها را با استفاده از وزنه‌های تعادلی به طور کامل از بین برد، بدین منظور برای حذف کامل این اثرات از میله‌های تعادل^۳ استفاده می‌شود. به همین منظور در این تحقیق، برای اولین بار میله تعادل و چرخ طیار مناسب برای یک موتور دیزل تک استوانه‌ای (مدل B112 شرکت کیاسا) به روش تحلیلی طراحی شده و با نتایج شبیه‌سازی به دست آمده از نرم‌افزارهای تخصصی، مقایسه شده است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



¹ Connecting rod
² Counter weight
³ Balancer Shaft

۱- مقدمه

یکی از چالش‌های مهم در صنعت خودرو و وسایل نقلیه سبک و سنگین، ارتعاش و لرزش در موتور می باشد. نیاز روز افزون به افزایش صحت و کارکرد موتور و فشرده‌گی رقابت در بازارهای جهانی، اهمیت مسئله کاهش ارتعاشات موتور و متعادل نمودن آن را تا حد قابل توجهی افزایش داده است. بدین جهت، بررسی وضعیت ارتعاشی موتور و حذف نیروها و گشتاورهای نامتعادلی در موتور کاملاً ضروری به نظر می‌رسد. متعادل کردن موتور به وسیله وزنه‌های تعادلی و میله‌های متعادل کننده، مستلزم بررسی تعادل موتور به وسیله روش‌های پیچیده ریاضی مانند روش‌های جدولی و بردارهای گردان است تا نیروها و گشتاورهای نامتعادلی موتور مشخص شوند و در صورت نامتعادل بودن نیروها و گشتاورها، جهت تعادل موتور از وزنه‌های متعادل کننده و یا میله‌های متعادل کننده استفاده نمود [۱].

چون کیم و همکارانش [۲] یک طراحی مفهومی بهینه شده از میله متعادل کننده^۴ را که با تعیین مکان عدم تعادل همراه بود ارایه کردند که هدف آن‌ها به حداقل رساندن مجموعه‌ای از انرژی‌های نرمال شده از کرنش پلاستیک و انرژی جنبشی بود. کلینگ و همکارانش [۳] در مقاله‌ای به بررسی یک روش کلی برای متعادل کردن موتورهای جدید با تاکید بر بهینه سازی سیستم پرداختند، که این روش در موسسه فن آوری شرکت ولوو بر روی موتور ولوو مدل GTT پیاده سازی شد که این آزمایش‌ها، آن‌ها را قادر ساخت تا مفاهیم جدید موتور و قابلیت این روش را برای توسعه بیشتر ارزیابی کند. آن‌ها از نرم افزار آدامز^۵ که برای شبیه سازی دینامیکی سیستم‌های گسسته مناسب است استفاده کردند و در بخش ویو این نرم افزار به متعادل کردن موتورهای مختلف پرداختند. اراکلیان و همکارانش [۴] در پژوهش خود طراحی را پیشنهاد کردند که به متعادل کردن همزمان نیروها و گشتاورهای اینرسی در ساز و کارهای لنگ- لغزنده می‌پرداخت. آنها در این پژوهش در ابتدا با استفاده از یک ساز و کار بادامکی که حامل وزنه تعادلی بود، نیروها و گشتاورهای اینرسی را خنثی کردند و در مرحله بعد، از فنر به منظور جبران گشتاور استفاده کردند. یانگ چن و همکارانش [۵] در سال ۲۰۰۹ در مقاله‌ای یک روش جدید براساس شبیه سازی دینامیکی گسسته برای جدا سازی جرم رفت و برگشتی و جرم چرخشی میله اتصال را ارایه کردند. در نهایت نتایج شبیه سازی نشان می‌دهد ساز و کار تعادلی جدید طراحی شده، می‌تواند به طور کامل نیروهای اینرسی را متعادل کند تا ارتعاش و صدا را حذف و عملکرد موتور را بهبود ببخشد. ون هی و همکارانش [۶] در مقاله‌ای بر روی موتور ۸۰۰ سی سی، سه استوانه با گاز مایع با استفاده از شبیه سازی گسسته تحقیق کردند. در این مقاله از یک مدل دینامیکی موتور سه استوانه استفاده شده است و

ویژگی‌های اینرسی میله اتصال، میل لنگ، میل بادامک^۶ و میله تعادل از مدل اجزای محدود استخراج شده است. فشار احتراق در سه شرایط ۱۵۰۰، ۴۰۰۰، ۷۰۰۰ دور بر دقیقه تحت بار کامل مورد آزمایش قرار گرفته که این سه شرایط در ۲ حالت با میله تعادل و بدون میله تعادل ارزیابی شده است. نتایج نشان داد که ارتعاشات موتور سه استوانه با بودن میله تعادلی به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش یافت. اورزچوف سکی و همکارانش [۷] در مقاله‌ای به تحلیل این موضوع که میل لنگ باید قبل از اینکه به کار برده شود حتماً به صورت ایستا و پویا متعادل شود پرداختند، با این حال میل لنگ بدون سنبه و مجموعه اتصالات میله‌ای، در تعادل کامل نیست.

در این تحقیق طراحی و تحلیل میله تعادلی و چرخ طیار برای موتور تک استوانه دیزلی انجام شده است. تفاوت طراحی انجام شده در این تحقیق با طراحی‌های انجام شده تا کنون، این است که در این طراحی از روش حذف اثر اینرسی دورانی میله اتصال استفاده و نتایج آن با شبیه سازی مقایسه شده است.

۲- طراحی میله تعادل موتور تک استوانه

برآیند نیروهای اینرسی که بر میل لنگ موتور عمل می‌کنند را نیروی نامیزانی یا نیروی لرزه گویند [۷]. اگر برآیند همه نیروهای اینرسی صفر باشند نیروی نامیزانی وجود ندارد. اما امکان وجود نامیزانی گشتاور وجود دارد. متعادل کردن یک مکانیزم شامل، متعادل کردن نیروهای اینرسی و گشتاورهای اینرسی است. در برخی موارد می‌توان این اثرات را به طور کامل از بین برد. با این حال به طور کلی متعادل کردن یک مکانیزم به طور کامل دشوار است. در بسیاری از موارد می‌توان اثر نیروها و گشتاورهای اینرسی را با اضافه کردن یک جرم تعادلی کاهش داد. در چنین مواردی می‌توان گفت که مکانیزم تا حدی متعادل است. یک مکانیزم لنگ و لغزنده با سرعت ثابت شکل ۱ را در نظر بگیرید. شتاب لغزنده این مکانیزم به صورت زیر است.

$$a_p = -R\omega^2 \left(\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right) \quad (1)$$

شکل ۱ نمای ساز و کار لنگ و لغزنده را نشان می‌دهد که R شعاع محور لنگ میل لنگ، L طول میله اتصال، ω سرعت دورانی میل لنگ و θ زاویه لنگ است. با استفاده از این شماتیک، قسمت نامیزانی میل لنگ و میله اتصال را می‌توان به صورت یک اتصال، و پیستون را به صورت لغزنده نشان داد.

برای بررسی تعادل یک مکانیزم رفت و برگشتی و به منظور از بین بردن اثر اینرسی میله اتصال، جرم مؤثر میله اتصال بر محور لنگ میل

⁶ Camshaft

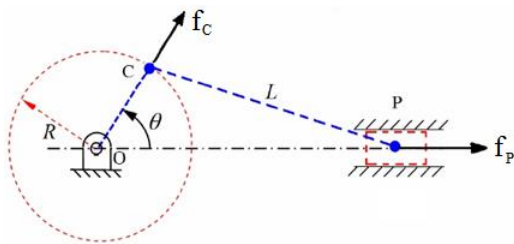
⁴Balancer Shaft

⁵ Adams Software

$$f_c = -R\omega^2(M_p + M'_p)(\cos \theta) \quad (7)$$

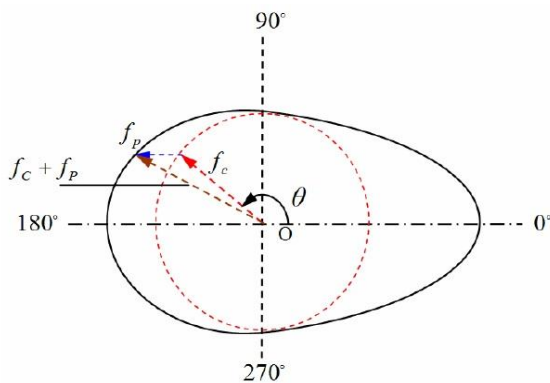
$$f_p = -R\omega^2(M_p + M'_p)\left(\frac{R}{L} \cos 2\theta\right) \quad (8)$$

که با توجه به شکل ۳، f_c نیروی اولیه و f_p نیروی ثانویه است. نیروهای اینرسی که بر روی بدنه موتور عمل می کند تابع زاویه میل لنگ ه ستند. در موتورهای تک استوانه نامیزانی گشتاور وجود ندارد. علت این امر این است که در هر لحظه نیروی گشتاور یا در جهت حرکت و یا در برابر حرکت مقاومت می کند [۸].



شکل ۳: نمای نیروهای اولیه و ثانویه

در شکل ۴ ناحیه نامتعادلی حاصل از جمع نیروهای اینرسی اولیه و ثانویه نشان داده شده است. به منظور متعادل کردن این نیروها از وزنه های تعادلی بر روی میل لنگ استفاده می شود. با اضافه کردن این وزنه ها دقیقاً در خلاف جهت قسمت لنگ میل لنگ اثر این نیروها خنثی می شود.



شکل ۴: نمودار برآیند نیروهای اولیه و ثانویه برحسب زاویه لنگ

جرم نامیزانی با استفاده از فرمول (۹) به دست می آید.

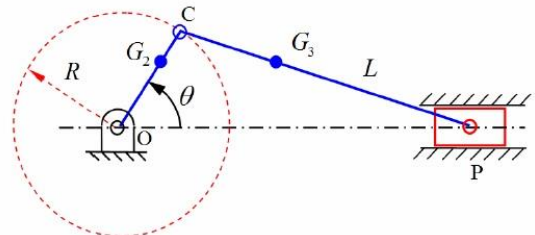
$$M = c m_1 + m_2 \quad (9)$$

$$m_1 = M_p + M'_p \quad (10)$$

$$m_2 = M''_c + M'_c \quad (11)$$

که m_1 جرم قطعاتی که حرکت رفت و برگشتی دارند و m_2 جرم قطعاتی که حرکت دورانی دارند و C یک ضریب است که به صورت تجربی به دست می آید. این ضریب بین ۰٫۵ و ۰٫۶۳ در نظر گرفته می شود [۸].

لنگ را به نقطه C و جرم مؤثر میله اتصال بر پیستون، به پیستون (نقطه P) منتقل شده است.

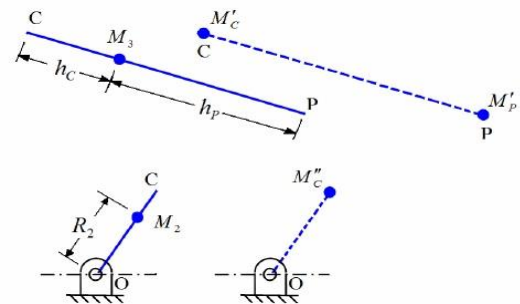


شکل ۱: ساز و کار لنگ و لغزنده

با توجه به شکل ۲ جرم میله اتصال برابر با مجموع اجرام منتقل شده است.

$$M_3 = M_{Con.R} = M'_c + M'_p \quad (2)$$

$$M'_c h_c = M'_p h_p \quad (3)$$



شکل ۲: نمای انتقال اجرام

با حل دو معادله و دو مجهول معادلات (۲) و (۳) خواهیم داشت:

$$M'_c = \left(\frac{h_c}{h_c + h_p}\right) M_{Con.R} \quad (4)$$

$$M'_p = \left(\frac{h_p}{h_c + h_p}\right) M_{Con.R} \quad (5)$$

همچنین با انتقال جرم قسمت لنگ میل لنگ به محور لنگ میل لنگ (نقطه C) خواهیم داشت:

$$M''_c = \left(\frac{R_2}{R}\right) M_2 \quad (6)$$

که $M_{Con.R}$ جرم میله اتصال، M'_c جرم مؤثر میله اتصال بر روی محور لنگ میل لنگ، M'_p جرم مؤثر میله اتصال بر پیستون، M''_c جرم منتقل شده ی قسمت لنگ میل لنگ به محور لنگ میل لنگ، h_c فاصله مرکز ثقل میله اتصال از محل اتصال به قسمت لنگ میل لنگ، h_p فاصله مرکز ثقل میله اتصال از محل اتصال به پین سنبه^۷ و R_2 فاصله شعاعی مرکز ثقل قسمت لنگ میل لنگ تا مرکز دوران میل لنگ است.

با استفاده از معادله (۱) نیروهای اینرسی به دست می آید:

⁷ Gudgeon Pin

۱-۳- روش اول

گام اول تعیین محدوده قطر متوسط و قطر خارجی مجاز برای یک دور مشخص است. بازه سرعت خطی متوسط مجاز برای دو ماده چدن و فولاد به صورت زیر است.

$$25 \leq v_f \leq 30 \quad \text{چدن} \quad (14)$$

$$40 \leq v_f \leq 45 \quad \text{فولاد}$$

$$v_f = \frac{\pi D_f n}{60} \quad (15)$$

که v_f سرعت خطی متوسط چرخ طیار بر حسب (m/s) ، n دور بر حسب rpm و D_f قطر خارجی چرخ طیار بر حسب متر است. با داشتن محدوده سرعت (۱۴) و همچنین رابطه‌ی (۱۵) محدوده مجاز برای قطر چرخ طیار برای یک دور مشخص به دست می‌آید. نکته قابل توجه این است که رابطه‌ی (۱۶) برای کورس پیستون و قطر متوسط حتما باید برقرار باشد.

$$2 S \leq D_r \leq 3 S \quad (16)$$

$$D_r = \frac{D_{max} + D_{min}}{2} \quad (17)$$

S کورس پیستون و D_r قطر میانگین است.

گام دوم تعیین ممان اینرسی چرخ طیار است.

برای تعیین ممان اینرسی چرخ طیار، نسبت ممان اینرسی چرخ طیار به ممان اینرسی قطعات دوار موتور باید در بازه ۰٫۸ الی ۰٫۹ باشد.

$$0.8 \leq \frac{I_F}{I_T} \leq 0.9 \quad (18)$$

I_F ممان اینرسی چرخ طیار حول محور دوران و I_T ممان اینرسی کل قطعات دوار موتور بدون در نظر گرفتن چرخ طیار حول محور دوران است.

۲-۳- روش دوم

در این روش گام اول تعیین ضریب نوسانات سرعت است.

اختلاف بین بیشینه سرعت و کمینه سرعت در طول یک سیکل را ضریب نوسانات سرعت گویند. ساین چرخ طیار به نوسانات یا تغییرات در سرعت وابسته است. این ضریب به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$C_s = \frac{2(N_1 - N_2)}{N_1 + N_2} \quad (19)$$

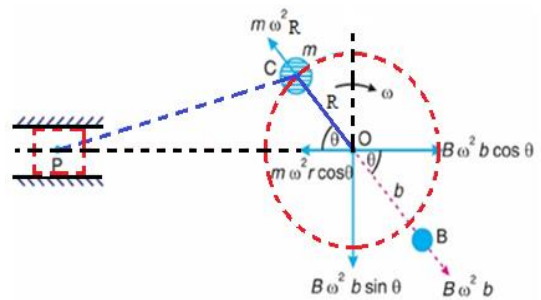
N_1 بیشینه سرعت (بر حسب rpm) و N_2 کمینه سرعت (بر حسب rpm) در یک چرخه است. محدوده تغییرات سرعت در یک سیکل $\pm 1\%$ تا $\pm 4\%$ سرعت آن سیکل است [۸].

ساین چرخ طیار به این نوسانات وابسته است. مقدار بالای ضریب نوسانات سرعت، چرخ طیار را بزرگتر می‌کند اما عملکرد آن را نرم‌تر می‌کند [۸].

با به دست آمدن جرم نامیزانی و با استفاده از فرمول (۱۲) و با در نظر گرفتن فاصله شعاعی مرکز ثقل وزنه تعادلی از مرکز دوران میل لنگ در شکل ۵، جرم وزنه تعادلی بر روی میل لنگ را به دست می‌آوریم.

$$B = \frac{MR}{b} \quad (12)$$

که b فاصله شعاعی مرکز ثقل وزنه تعادلی از مرکز دوران میل لنگ و B جرم وزنه تعادلی است.



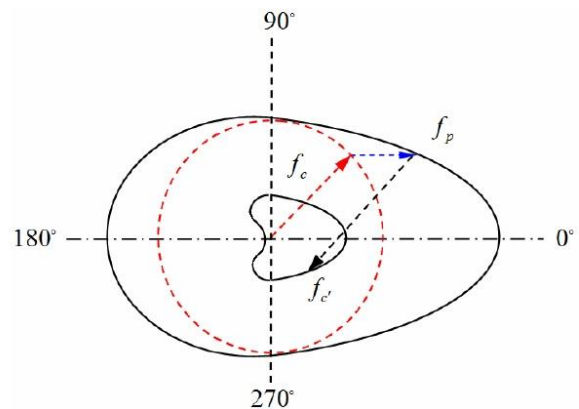
شکل ۵: نمای ساز و کار لنگ به همراه وزنه تعادلی

بعد از اضافه کردن این جرم به میل لنگ با توجه به شکل ۶ میزان نامیزانی کاهش می‌یابد.

همانطور که در شکل ۶ مشاهده می‌شود اثر نامیزانی نیروی اولیه وجود دارد که برای به حداقل رساندن این نیرو از میله تعادل کننده استفاده می‌شود. با توجه به فرمول (۷) این میله باید سرعت دورانی برابر با سرعت دورانی میل لنگ و در خلاف جهت آن داشته باشد. رابطه میان جرم و شعاع این میله به صورت زیر است.

$$M_{Lan} R_{Lan} = (1 - c) R (M_p + M_p') \quad (13)$$

که M_{Lan} جرم میله تعادل و R_{Lan} فاصله شعاعی مرکز ثقل میله تعادل از محور دوران آن است.



شکل ۶: نمودار برای نیروهای اولیه، ثانویه و نیروی اینرسی وزنه تعادلی بر حسب زاویه لنگ

۳- طراحی چرخ طیار موتور تک استوانه

در اینجا دو روش برای طراحی چرخ طیار مطرح می‌گردد.

برای به دست آوردن مقدار DE از نسبت مثلثاتی در دو مثلث ADE و ABC استفاده می‌شود.

$$DE = \frac{AF}{AG} BC = \frac{T_{Ex}}{T_{Max}} \pi \quad (28)$$

در نتیجه مقدار بیشینه انرژی جنبشی برابر است با:

$$\Delta E = \frac{1}{2} (T_{Ex}) \left(\frac{T_{Ex}}{T_{Max}} \pi \right) \quad (29)$$

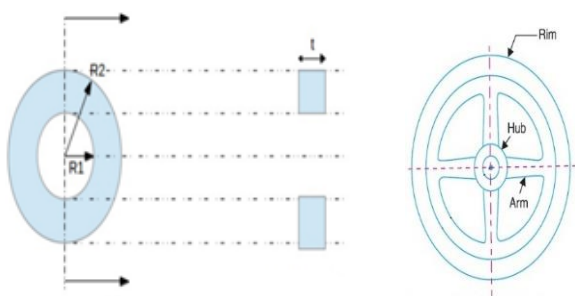
ممان اینرسی چرخ طیار به صورت زیر به دست می‌آید:

$$I = \frac{\Delta E}{C_E \omega^2} \quad (30)$$

ΔE انرژی جنبشی و C_E ضریب نوسانات سرعت است. گام سوم تعیین جرم چرخ طیار است. جرم چرخ طیار با توجه به ممان اینرسی تعیین می‌شود.

$$M = \frac{I}{K^2} = \frac{2I}{R_1^2 + R_2^2} \quad (31)$$

M جرم چرخ طیار، K شعاع ژیراسیون و R_1 و R_2 به ترتیب شعاع داخلی و شعاع خارجی چرخ طیار (شکل ۸) است.



شکل ۸: نمای چرخ طیار

M جرم به دست آمده چرخ طیار در گام چهارم و ρ چگالی چرخ طیار است.

۳- طراحی میله تعادلی موتور تک استوانه دیزلی B112

برای تعادل سیستم لنگ موتور دیزل تک استوانه مدل B112 ابتدا جرم نامیزانی سیستم لنگ را از فرمول (۹) محاسبه می‌شود.

$$M_{Con.R} = 0.625 \text{ Kg}$$

$$h_c = 33.923 \text{ mm}$$

$$h_p = 83.577 \text{ mm}$$

$$M'_c = \left(\frac{83.577}{33.923 + 83.577} \right) \times 0.625 = 0.445 \text{ Kg}$$

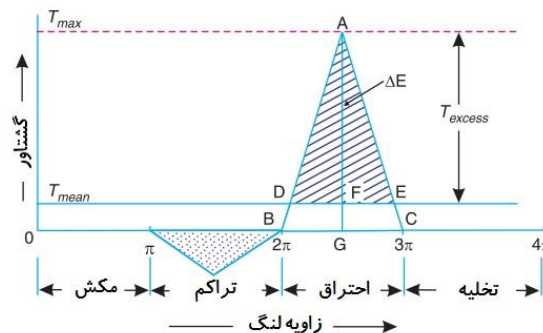
$$M'_p = \left(\frac{33.923}{33.923 + 83.577} \right) \times 0.625 = 0.180 \text{ Kg}$$

$$M''_c = \left(\frac{28.706}{35.5} \right) \times 1.233 = 0.997 \text{ Kg}$$

$$m_1 = 0.661 + 0.180 = 0.841 \text{ Kg}$$

گام دوم تعیین ممان اینرسی جرمی چرخ طیار است. برای این منظور فرض بر این است که توزیع گشتاور بر میل لنگ به صورت خطی نسبت به زاویه لنگ تغییر کند (شکل ۷).

برای به دست آوردن ممان اینرسی چرخ طیار باید مقدار بیشینه انرژی جنبشی (ΔE) را به دست آورد. با توجه به شکل ۷ بیشینه انرژی جنبشی برابر است با مساحت ناحیه هاشور خورده.



شکل ۷: نمودار گشتاور وارد بر میل لنگ

برای موتورهای چهار زمانه تعداد کار در هر چرخه به صورت زیر است:

$$n = \frac{N}{2} \quad (20)$$

N دور میانگین برحسب (rpm), n تعداد کار در هر چرخه است. کار انجام شده در یک سیکل برای یک موتور برابر است با:

$$W = P \times \frac{60}{n} \quad (21)$$

که P توان بر حسب وات است.

از آنجا که کار انجام شده در مکش و تخلیه ناچیز است. کار انجام شده در یک چرخه برابر است با:

$$W = W_E - W_C \quad (22)$$

$$W = W_E - \frac{W_E}{3} = \frac{2}{3} W_E \quad (23)$$

$$W_E = \frac{3}{2} W \quad (24)$$

W_E کار انجام شده در طول احتراق و W_C کار انجام شده در طول تراکم است. اکنون باید مقدار بیشینه گشتاور را به دست آورد. با توجه به شکل ۷ مقدار بیشینه گشتاور برابر است با طول ضلع AG است. با در نظر گرفتن مساحت مثلث ABC مقدار بیشینه گشتاور به صورت زیر به دست می‌آید.

$$T_{Max} = \frac{2W_E}{\pi} \quad (25)$$

مقدار گشتاور متوسط نیز برابر است با کار انجام شده در یک چرخه در دوره چرخش میل لنگ در یک چرخه.

$$T_{Mean} = \frac{W}{4\pi} \quad (26)$$

گشتاور موثر برابر است با تفاضل بیشینه گشتاور و گشتاور میانگین.

$$T_{Ex} = T_{Max} - T_{Mean} \quad (27)$$

برای تعیین ممان اینرسی توان موتور ۷ Kw در نظر گرفته می شود. با استفاده از فرمول های (۲۰) الی (۳۰) ممان اینرسی چرخ طیار حول محور میل لنگ به دست می آید.

$$n = \frac{3000}{2} = 1500 \text{ rpm}$$

$$W = 7 \times 1000 \times \frac{60}{1500} = 280 \text{ N.m}$$

$$W_E = \frac{3}{2} \times 280 = 420 \text{ N.m}$$

$$T_{Max} = \frac{2 \times 420}{\pi} = 267.3 \text{ N.m}$$

$$T_{Mean} = \frac{280}{4\pi} = 22.2 \text{ N.m}$$

$$T_{Ex} = 267.3 - 22.2 = 245.1 \text{ N.m}$$

$$DE = \frac{245.1}{267.3} \times \pi = 2.88$$

$$\Delta E = \frac{1}{2} \times 245.1 \times 2.88 = 353.9 \text{ N.m}$$

$$I = \frac{353.9 \times 60^2}{0.04 \times 4 \times \pi^2 \times 3000^2} = 0.09 \text{ kg.m}^2$$

با در نظر گرفتن D_2 و D_1 که قطر داخلی و قطر خارجی چرخ طیار است جرم چرخ طیار با استفاده از فرمول (۳۱) به صورت زیر به دست می آید.

$$D_2 = 0.27 \text{ m}, D_1 = 0.21 \text{ m}$$

$$M = \frac{2 \times 0.09}{0.135^2 + 0.105^2} = 6.15 \text{ Kg}$$

۵- شبیه سازی نرم افزاری

۵-۱- شبیه سازی جرم تعادلی و میله تعادل

در این مرحله به منظور شبیه سازی جرم تعادلی و میله تعادل از نرم افزار GT Suite استفاده شده است.

این شبیه سازی برای یک موتور تک استوانه چهار زمانه در محیط CrankTrain نرم افزار GT Suite انجام شده است که در شکل ۹ نشان داده شده است. اطلاعات وارد شده در این نرم افزار شامل بخش های زیر است.

در قسمت بدنه استوانه اطلاعات مربوط به بدنه استوانه موتور B112 شرکت کیاسا وارد شده است.

در قسمت CrankTrain شکل ۹ اطلاعات مربوط به ساز و کار لنگ موتور

شامل موقعیت مکانی اتصال ها، یاتاقان ها و استوانه ها و اطلاعات احتراق به نرم افزار معرفی شده است.

در نمادهای یاتاقان ها، قسمت لنگ میل لنگ، میله تعادل، جرم های تعادلی و سنبه اطلاعات فیزیکی و موقعیت این قسمت ها معرفی می

$$m_2 = 0.997 + 0.445 = 1.442 \text{ Kg}$$

$$M = 0.5 \times 0.841 + 1.442 = 1.862 \text{ Kg}$$

با استفاده از فرمول (۱۳) و با در نظر گرفتن شعاع ۳۱,۳۴ mm جرم وزنه تعادلی به صورت زیر به دست می آید.

$$B = \frac{(1.862) * (35.5)}{31.34} = 2.109 \text{ Kg}$$

برای به دست آوردن جرم وزنه میله تعادل با در نظر گرفتن شعاع مرکز ثقل ۲۱,۵۱۲ mm و با استفاده از فرمول (۱۳) مقدار جرم به صورت زیر به دست می آید.

$$M_{Lan} = \frac{0.5 * 35.5 * 0.841}{21.512} = 0.693 \text{ Kg}$$

جرم وزنه میله تعادل با شعاع مرکز ثقل ۲۱,۵۱۲ mm برابر ۰,۷۸۱ Kg است.

۴- طراحی چرخ طیار موتور تک استوانه دیزلی B112

روشنی اول: ابتدا سرعت خطی متوسط چرخ طیار را محاسبه می شود. قطر بزرگ چرخ طیار ۲۷۰ میلی متر و قطر کوچک آن ۲۱۰ میلی متر از ماده فولاد می باشد. در نتیجه سرعت خطی متوسط برای ۳۰۰۰ دور بر دقیقه با استفاده از فرمول (۱۵) بدست می آید:

$$v_f = \frac{\pi \times 0.27 \times 3000}{60} = 42.23 \text{ m/s}$$

$$\text{Steel } 40 \leq 42.23 \leq 45$$

که مشاهده می شود سرعت خطی متوسط در محدوده مجاز است. سپس با استفاده از فرمول (۱۷) قطر میانگین محاسبه می شود. کورس موتور مورد مطالعه ۸۵ میلی متر می باشد.

$$D_r = \frac{0.27 + 0.21}{2} = 0.24$$

$$0.17 \leq 0.24 \leq 0.255$$

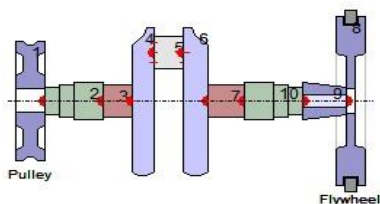
که مشاهده می شود قطر میانگین چرخ طیار در محدوده مجاز است. ممان اینرسی چرخ طیار مورد مطالعه ۰,۰۹ در نظر گرفته شده است و ممان تمامی قطعات دوار ۰,۱۱ می باشد در نتیجه رابطه ی (۱۹) می بایست ارضا شود.

$$0.8 \leq 0.82 \leq 0.9$$

که مشاهده می شود ممان نسبت ممان اینرسی چرخ طیار به ممان اینرسی تمامی قطعات دوار بجز چرخ طیار در محدوده ی قابل قبول می باشد.

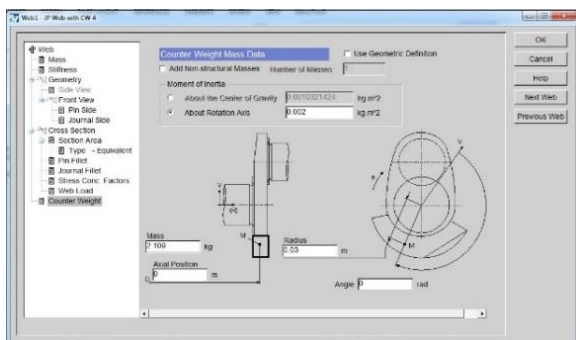
روشنی دوم: نو سانات سرعت برای این موتور در دور ۳۰۰۰ rpm ، ۲٪ ± در نظر گرفته می شود. در نتیجه ضریب نو سان سرعت ۰,۰۴ تعیین می شود.

در شکل ۱۱ نماد میل لنگ موتور تک استوانه دیزلی B112 شرکت کیاسا فرا دارد.



شکل ۱۱: مدل میل لنگ موتور B112 در نماد میل لنگ نرم افزار AVL Excite

این مدل شامل قطعات مختلف میل لنگ (چرخ طیار، وزنه های تعادلی، محل یاتاقان ها و میله های اتصال) است که به یکدیگر متصل شده است در هر نماد از این قطعات اطلاعات فیزیکی (شامل وزن، طول، ضخامت و...) و موقعیت های مکانی این قطعات وارد شده است (شکل ۱۲). همچنین در این قسمت اطلاعات مکانیزم لنگ شامل دور موتور، تعداد استوانه، قطر سنبه کورس سنبه، جرم سنبه، موقعیت مکانی وزنه های تعادلی و... وارد شده است.



شکل ۱۲: نمای نماد وزنه تعادلی میل لنگ

۶- نتایج

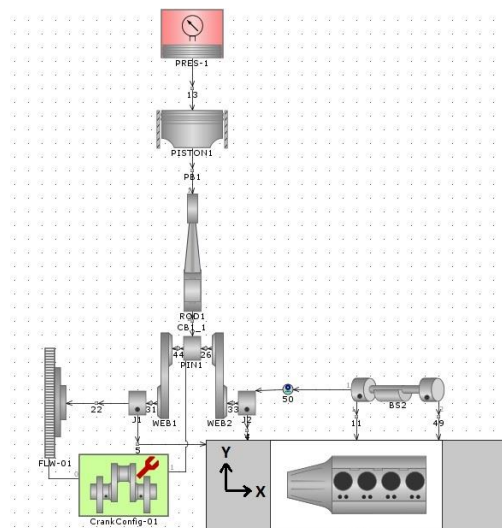
در روش تحلیلی طراحی میله ی تعادل با استفاده از روابط (۱) تا (۱۳) صورت پذیرفت و پس از بررسی مقادیر بدست آمده از نظر جانمایی فیزیکی در موتور، مرکز جرم ۳۱،۳۴ و جرم ۲،۱۰۹ به عنوان بهینه ترین مقدار بدست می آید.

در روش تحلیلی اول محاسبه ی ممان اینرسی چرخ طیار و با استفاده از روابط (۱۴) تا (۱۸)، ممان اینرسی 0.09 kg.m^2 بدست می آید.

در روش تحلیلی دوم محاسبه ی ممان اینرسی چرخ طیار باز هم ممان اینرسی 0.09 kg.m^2 بدست می آید.

در شبیه سازی جرم تعادلی و میله تعادل با اعمال اطلاعات به دست آمده از قسمت تحلیلی در این شبیه سازی ها نتایج به صورت زیر به دست آمد.

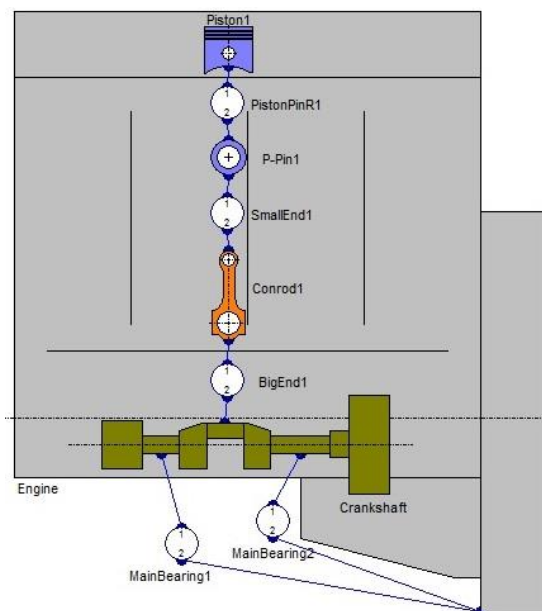
شود. اطلاعات مربوط به فشار احتراق در نماد press به نرم افزار معرفی شده است.



شکل ۹: نمای محیط نرم افزار CrankTrain

۲-۵- شبیه سازی چرخ طیار

شبیه سازی چرخ طیار با استفاده از نرم افزار AVL Advanced Excite Simulation Technologies مدل ۲۰۱۶ و در محیط Power Unit انجام شده است.



شکل ۱۰: نمای محیط نرم افزار AVL Excite

این شبیه سازی برای یک موتور تک استوانه چهار زمانه در محیط نرم افزار AVL انجام شده است (شکل ۱۰). اطلاعات وارد شده در این نرم افزار شامل بخش های زیر است.

همانطور در شکل ۱۵ نیز مشخص است با افزایش جرم و ثابت ماندن فاصله مرکز ثقل ۲۱,۵۱۲ میلیمتری باز هم نیروی نامیزانی نسبت به نیروی شکل ۱۳ افزایش یافت.

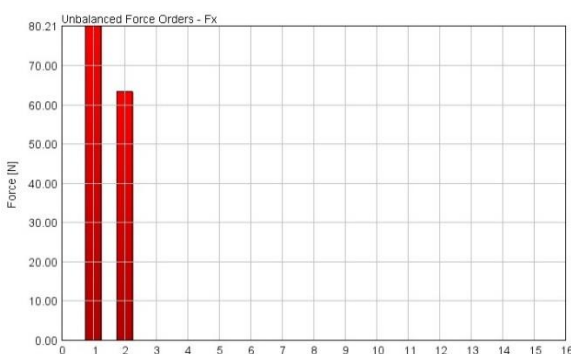
با در نظر گرفتن جرم ۰,۶۹۳ کیلوگرم با مرکز ثقل در فاصله شعاعی ۱۷ میلیمتر از محور دوران برای جرم‌های تعادلی، نیروهای نامتعادلی در بدنه استوانه به صورت زیر است. (شکل ۱۶)



شکل ۱۶: نیروی نامتعادلی وارد به بدنه در راستای محور X به ازای جرم ۰,۶۹۳ کیلوگرمی و فاصله مرکز ثقل ۱۷ میلیمتری

با ثابت نگه داشتن جرم و تغییر فاصله مرکز ثقل، همانطور که در شکل ۱۴ مشخص است نیروی نامیزانی نسبت به نیروی شکل ۱۳ افزایش یافت.

با در نظر گرفتن جرم ۰,۶۹۳ کیلوگرم با مرکز ثقل در فاصله شعاعی ۲۴ میلیمتر از محور دوران برای جرم‌های تعادلی، نیروهای نامتعادلی در بدنه استوانه به صورت زیر است. (شکل ۱۷)



شکل ۱۷: نیروی نامتعادلی وارد به بدنه در راستای محور X به ازای جرم ۰,۶۹۳ کیلوگرمی و فاصله مرکز ثقل ۲۴ میلیمتری

از شکل ۱۷ نیز مشخص است که با افزایش فاصله مرکز ثقل نیروی نامیزانی نسبت به نیروی شکل ۱۳ افزایش یافت.

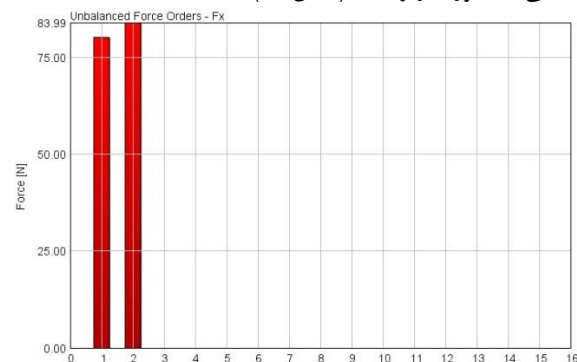
همچنین نتایج شبیه سازی برای چرخ طیار به صورت زیر است. با در نظر گرفتن ممان اینرسی $0,08 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ برای چرخ طیار، گشتاور پیچشی وارد بر میل لنگ در دوره‌های مختلف به صورت زیر است. (شکل ۱۸)

با قرار دادن جرم تعادلی ۰,۶۹۳ کیلوگرم با مرکز ثقل در فاصله شعاعی ۲۱,۵۱۲ میلیمتر از محور دوران برای جرم‌های تعادلی، نیروهای نامتعادلی در راستای محور X در بدنه استوانه به صورت زیر است. (شکل ۱۳)



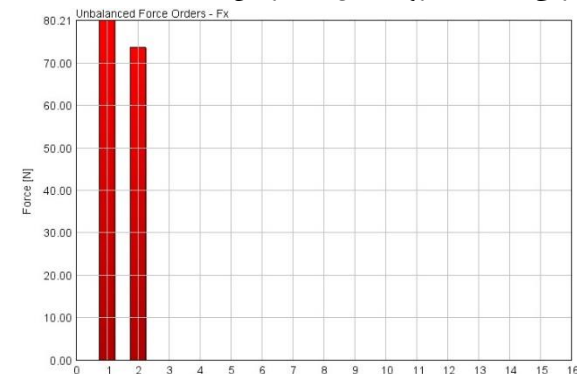
شکل ۱۳: نیروی نامتعادلی وارد به بدنه در راستای محور X به ازای جرم ۰,۶۹۳ کیلوگرمی و فاصله مرکز ثقل ۲۱,۵۱۲ میلیمتری

با تغییر جرم تعادلی به ۰,۴۹۲ کیلوگرم با همان مرکز ثقل، نیروی نامتعادلی به صورت زیر است. (شکل ۱۴)



شکل ۱۴: نیروی نامتعادلی وارد به بدنه در راستای محور X به ازای جرم ۰,۴۹۲ کیلوگرمی و فاصله مرکز ثقل ۲۱,۵۱۲ میلیمتری

همانطور که در شکل ۱۴ مشخص است با کاهش جرم، نیروی نامیزانی نسبت به نیروی شکل ۱۳ افزایش یافت.



شکل ۱۵: نیروی نامتعادلی وارد به بدنه در راستای محور X به ازای جرم ۰,۸۲۱ کیلوگرمی و فاصله مرکز ثقل ۲۱,۵۱۲ میلیمتری

نیرو (N)	جرم تعادلی (kg)	فاصله مرکز ثقل (mm)
۸۴	۰٫۶۹۳	۲۱٫۵۱۲
۵۷٫۱	۰٫۴۹۲	۲۱٫۵۱۲
۷۳٫۶	۰٫۸۲۱	۲۱٫۵۱۲
۷۱	۰٫۶۹۳	۱۷
۶۴	۰٫۶۹۳	۲۴

جدول ۲ نیز ریشه میانگین مربعات گشتاور پیچشی وارد بر میل لنگ در دورهای مختلف و ممان اینرسی‌های مختلف چرخ طیار را نشان می‌دهد.

با توجه به نتایج تحلیلی و شبیه‌سازی به دست آمده، می‌توان گفت که بهترین وزن برای وزنه تعادلی ۲٫۱۰۹ کیلوگرم و در فاصله مرکز ثقل ۳۱٫۳۴ میلیمتری از محور دوران و همچنین مقدار مناسب برای ممان اینرسی چرخ طیار مقدار $۰٫۰۹ \text{ kg.m}^2$ است.

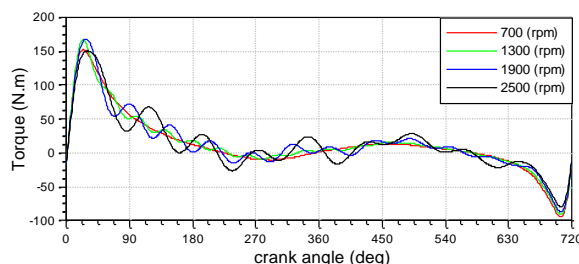
جدول ۲: RMS گشتاور پیچشی وارد بر میل لنگ (N.m)

ممان اینرسی چرخ طیار (kg.m^2)				دور موتور (RPM)
۲۵۰۰	۱۹۰۰	۱۳۰۰	۷۰۰	
۴۴٫۶۶۴	۴۴٫۲۴	۴۴٫۲۱	۴۴٫۱۸	۰٫۰۸
۳۹٫۱۲	۳۹٫۰۰	۳۹٫۰۰	۳۹٫۰۰	۰٫۰۹
۳۶٫۶۵	۳۴٫۹۱	۳۴٫۱۸	۳۳٫۷۸	۰٫۱

۷- نتیجه گیری

طراحی میله تعادلی و چرخ طیار برای موتور تک استوانه دیزلی B112 انجام شد و نتایج نشان داد که در تعادل به کمک میله تعادل به منظور حذف نیروهای اولیه دور میله تعادل و دور میل لنگ باید یک سان با شد و برای حذف نیروهای ثانویه و همچنین گشتاور لنگی باید دور میله تعادل نصف دور میل لنگ باشد. نتایج تحلیلی نشان داد که نیروهای نامتعادل اولیه در زوایای صفر و ۱۸۰ درجه بیشینه می‌شود و در نتیجه این نیروها در یک دور چرخش میل لنگ، دوبار بیشینه می‌شوند. نیروهای نامتعادل ثانویه در زوایای صفر، ۹۰ و ۱۸۰ و ۳۶۰ درجه بیشینه می‌شوند و در نتیجه در یک چرخش میل لنگ، چهار مرتبه بیشینه می‌شود.

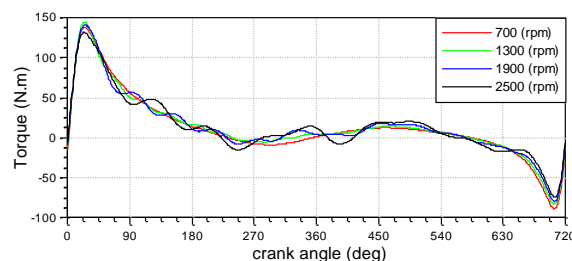
نتایج شبیه‌سازی به کمک نرم افزار، صحت نتایج به دست آمده از تحلیل را نشان داد. نتایج نشان داد برای وزنه‌های تعادلی با کاهش جرم از $۲٫۱۰۹$ کیلوگرم و ثابت ماندن فاصله شعاعی مرکز ثقل از محور دوران نیروی نامتعادلی وارد به بدنه افزایش می‌یابد همچنین با در نظر گرفتن جرمی بیشتر از $۲٫۱۰۹$ کیلوگرم برای وزنه تعادلی و ثابت ماندن فاصله شعاعی مرکز ثقل از محور دوران نیروی نامتعادلی وارد به بدنه باز هم افزایش می‌یابد (شکل‌های ۱-۱۱). با این نتایج می‌توان



شکل ۱۸: گشتاور پیچشی وارد بر میل لنگ با چرخ طیار با ممان اینرسی $۰٫۰۸ \text{ kg.m}^2$ در دورهای مختلف

با توجه به شکل ۱۸ گشتاور پیچشی وارد به میل لنگ در دورهای بالاتر نوسان بیشتری دارد.

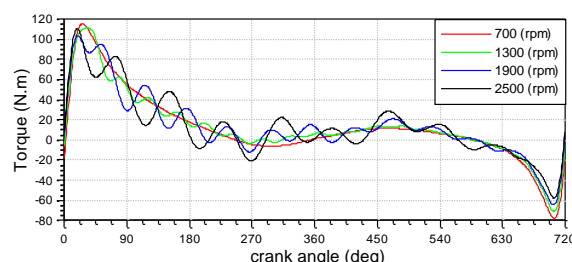
با تغییر ممان اینرسی چرخ طیار به $۰٫۰۹ \text{ kg.m}^2$ گشتاور پیچشی وارد بر میل لنگ در دورهای مختلف به صورت زیر است. (شکل ۱۹)



شکل ۱۹: گشتاور پیچشی وارد بر میل لنگ با چرخ طیار با ممان اینرسی $۰٫۰۹ \text{ kg.m}^2$ در دورهای مختلف

نمودارهای گشتاور پیچشی وارد بر چرخ طیار در شکل ۱۹ نشان می‌دهد که با افزایش دور نوسانات نسبت به شکل ۱۸ کاهش یافته است.

با تغییر ممان اینرسی چرخ طیار به $۰٫۱ \text{ kg.m}^2$ گشتاور پیچشی وارد بر میل لنگ در دورهای مختلف به صورت زیر است. (شکل ۲۰)



شکل ۲۰: گشتاور پیچشی وارد بر میل لنگ با چرخ طیار با ممان اینرسی $۰٫۱ \text{ kg.m}^2$ در دورهای مختلف

با توجه به شکل ۲۰ با افزایش ممان اینرسی چرخ طیار از $۰٫۰۹$ به $۰٫۱$ نوسانات گشتاور میل لنگ نسبت به شکل ۱۹ افزایش پیدا کرد. جدول ۱ نیروی نامیزانی وارد به بدنه استوانه در جرم‌های مختلف برای وزنه تعادل و فواصل مختلف مرکز ثقل را نشان می‌دهد.

جدول ۱: نیروی نامیزانی وارد به بدنه استوانه

R_{Lan}	فاصله شعاعی مرکز ثقل میله تعادل از محور دوران
v_f	سرعت خطی متوسط چرخ طیار
n	تعداد دوران موتور
D_f	قطر خارجی چرخ طیار
S	کورس پیستون
D_r	قطر میانگین چرخ طیار
I_F	ممان اینرسی چرخ طیار حول محور دوران
I_T	ممان اینرسی کل قطعات دوار موتور
N_1	بیشینه سرعت موتور
N_2	کمینه سرعت موتور
P	توان موتور
W_E	کار انجام شده در طول احتراق
W_C	کار انجام شده در طول تراکم
ΔE	انرژی جنبشی
C_E	ضریب نوسانات سرعت
M	جرم چرخ طیار
K	شعاع ژیراسیون
R_1	شعاع داخلی چرخ طیار
R_2	شعاع خارجی چرخ طیار

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m^3
ω	سرعت دورانی میل لنگ، rpm
θ	زاویه لنگ، Rad

تشکر و قدردانی

نگارنده از مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو و دانشگاه صنعتی اراک بابت همکاری و راهنمایی‌های ارزشمندشان کمال تشکر و قدردانی را دارد.

مراجع و منابع

- [۱] حجت عاشوری، فاطمه سهلکی، اکرم سهلکی، تهیه نرم افزار تعادل موتور به وسیله وزنه و میله‌های تعادل، پنجمین همایش موتورهای درونسوز، تهران، هتل المپیک، ۱۳۸۶
- [2] Kim, Chan-Jung, et al, Mechanism and Machine Theory: Determination of optimal position for both support bearing and unbalance mass of balance shaft, 50 (2012) 150-158.
- [3] Kling, Jimmy and Ramadan Feim Salif, Balancing of Novel Engine Designs, 2014
- [4] Arakelian, Vigen and Sébastien Briot, Mechanics Research Communications: Simultaneous inertia force/moment balancing and torque compensation of slider-crank mechanisms, 37.2 (2010) 265-269
- [5] Yang, Chen, Zhiyong Hao and Guangtai Zheng, Transactions of Tianjin University: Balance

دریافت که مقدار جرم به دست آمده از تحلیل، جرم بهینه به ازای ۳۱،۳۴ میلی‌متر فاصله شعاعی مرکز ثقل از محور دوران است. همچنین نتایج نشان داد با تغییر فاصله شعاعی مرکز ثقل جرم تعادلی از محور دوران مقدار نیروی نامتعادلی افزایش می‌یابد (شکل‌های ۱۴ و ۱۵). برای چرخ طیار با کاهش ممان اینرسی از $kg.m^2$ ۰،۰۹ مقدار گشتاور پیچشی بر روی میل لنگ با افزایش دور موتور دارای نوسان می‌شود (شکل ۱۶)، همچنین با افزایش این ممان اینرسی به $kg.m^2$ ۰،۱ مقدار گشتاور پیچشی بر روی میل لنگ با افزایش دور دارای نوسان می‌شود (شکل ۱۸)، در حالی که در مقدار $kg.m^2$ ۰،۰۹ با افزایش دور، گشتاور پیچشی میل لنگ کمترین نوسان را دارد (شکل ۱۷).

در جدول ۱ کمترین نیرو برای حالتی است که جرم وزنه تعادلی ۲،۱۰۹ کیلوگرم و فاصله مرکز ثقل ۳۱،۳۴ میلی‌متری است. در جدول ۲ اگرچه در ممان ۰،۱ ریشه میانگین مربعات گشتاور پیچشی چرخ طیار کمترین مقدار را دارد اما در ممان ۰،۰۹ گشتاور پیچشی کمترین نوسان را دارد که با توجه به شرایط تحت بار قرار گرفتن میل لنگ این حالت مقدار بهترین مقدار برای ممان چرخ طیار است. بررسی انجام شده در این تحقیق نشان داد که نتایج طراحی تحلیلی با نتایج طراحی به کمک نرم افزارهای شبیه سازی قابل انطباق است.

فهرست علائم

R	شعاع محور لنگ میل لنگ، mm
L	طول میله اتصال، mm
$M_{Con.R}$	جرم میله اتصال
M'_C	جرم مؤثر میله اتصال بر روی محور لنگ میل لنگ
M'_p	جرم مؤثر میله اتصال بر پیستون
M''_C	جرم منتقل شده‌ی قسمت لنگ میل لنگ به محور لنگ میل لنگ
h_c	فاصله مرکز ثقل میله اتصال از محل اتصال به قسمت لنگ میل لنگ
h_p	فاصله مرکز ثقل میله اتصال از محل اتصال به پین سنبه
R_2	فاصله شعاعی مرکز ثقل قسمت لنگ میل لنگ تا مرکز دوران میل لنگ
f_c	نیروی اولیه
f_p	نیروی ثانویه
m_1	جرم قطعاتی که حرکت رفت و برگشتی دارند
m_2	جرم قطعاتی که حرکت دورانی دارند
c	یک ضریب تجربی m_1
M_{Lan}	جرم میله تعادل

and experience during the development of a single cylinder Beta-configuration Stirling engine using rhombic drive, 140 (2017) 224-239

[12] Francisco Payri, Jose Javier Lopez, Jaime Martín and Ricardo Carreno, Energy: Improvement and application of a methodology to perform the Global Energy Balance in internal combustion engines, 152 (2018) 666-681

[13] Deng-Ying Lin, Bo-Jiun Hou And Chao-Chieh Lan, Mechanism and Machine Theory: A balancing cam mechanism for minimizing the torque fluctuation of engine camshafts, Mechanism and Machine Theory, 108 (2017) 160-175

[14] Kyunghan Min, Jaesung Chung, Myoungcho Sunwoo, Applied Thermal Engineering: Torque balance control for light-duty diesel engines using an individual cylinder IMEP estimation model with a single cylinder pressure sensor, 109-A (2016) 440-448

mechanism design of single cylinder engine based on continuous mass distribution of connecting rod, 15 (2009) 255-259

[6] Suh, Kwon-Hee, Yoon-Ki Lee and Hi-Seak Yoon, SAE Technical Paper: A study on the balancing of the three-cylinder engine with balance shaft, (2000)

[7] Liu. C. Q, and Jeff Orzechowski, SAE Technical Paper: Theoretical and Practical Aspects of Balancing a V-8 Engine Crankshaft, (2005)

[8] Khurmi, R.S. and J.K. Gupta, Theory of Machines. Eurasia Publishing House, 2008

[9] Pfabe, M. and C. Woernle, Mechanism and Machine Theory: Reducing torsional vibrations by means of a kinematically driven flywheel-Theory and experiment, 102 (2016) 217-228

[10] Fonte, M., et al, Engineering Failure Analysis: Failure mode analysis of two crankshafts of a single cylinder diesel engine, 56 (2015) 185-193

[11] Shendage, D., et al, Energy: Dynamic balancing



Development of balance shaft and flywheel for single cylinder diesel engine based on analytical approach and comparison with the simulation result

T. Asgari¹, A. Mohammadebrahim^{2*}, N. Meyghani³, H. Saraei⁴

¹ Research and Development Department, KIASA Company, Arak, Iran, tahmoores653@ymail.com

² Mechanical Engineering Department, Arak University of Technology, Arak, Iran, m.brahim@arakut.ac.ir

³ Research and Development Department, KIASA Company, Arak, Iran, research@kiasa.ir

⁴ Research and Development Department, KIASA Company, Arak, Iran, hamid.saraei17@gmail.com

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 16 September 2018

Accepted: 18 March 2019

Keywords:

One-cylinder engine

Engine vibration

Balancer shaft

Crankshaft

Flywheel

ABSTRACT

Vibration is a key factor of abrasion and destruction in the internal combustion engine. In internal combustion engines, the main causes of vibration is combustion pressure, connecting rod weight, piston weight and inertial forces. This vibration create corrosion and fracture in main part of engine such as crankshaft, camshaft and cylinder block in long time. This corrosion and fracture is effective on engine performance. Therefore is trying reduce or remove this vibrations for better engine performance. In multi cylinder engine, Counterweights are fitted on the crankshaft to eliminate the unbalance of forces and moments. In single and three-cylinder engines, the effects of inertia forces and moments cannot be completely eliminated using by counterweights. So balancer shaft is used to completely remove these effects. For the first time, the balancing shaft and flywheel is design with analytic equation and compare with result of simulation for one-cylinder diesel engine. (B112 of KIASA Company)

