نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
دوره ۹، شماره ۴، زمستان ۱۴۰۱، ص: ۱- ۱۶

J. Energy Conversion
Volume: 9, Issue: 4, 2023: 1-16

DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1

پیش بینی تاثیر عایق‌کاری و اصلاح مسیر هوای ورودی به موتور XU7 با تنفس طبیعی در عملکرد آن در آب و هوای گرم و مرطوب، به روش مدل‌سازی ترمودینامیکی

رضا پول‌تنگری [۱و*]

*۱- استادیار، مهندسی مکانیک طراحی جامدات، دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول، دزفول، ایران reza.poultangari@gmail.com

دریافت: ۱۴۰۱/۰۵/۱۱ بازنگری: ۱۴۰۱/۰۷/۱۴، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۸/۰۸

چکیده

با کمک مدلسازی یک موتور XU7 تولیدی شرکت ایران‌خودرو، تاثیر عایق‌کاری و اصلاح مسیر هوای تنفس موتور، در آب و هوای گرم (۴۹ درجه سانتی‌گراد) و مرطوب (۲۰،۲ درصد رطوبت نسبی) مشابه آب و هوای معمول و عمده فصل تابستان استان خوزستان بررسی گردید. در این راستا با فرض موتورگردانی گرم و تنفس طبیعی، از مدل ترمودینامیکی فرآیندهای یک موتور احتراق جرقه‌ای، بر پایه مدل احتراق آناند، استفاده شد. در فرآیند مدلسازی، کار بازگشت ناپذیر اصطکاک لزجی ناشی از روانکاری پیستون و رینگها با فرض لزجت ثابت روانکار و همچنین دو عدد رینگ فشاری برای هر پیستون، در نظر گرفته شد. تاثیرات فیزیکی وجود رطوبت در هوای ورودی موتور لحاظ شد. با در نظر گرفتن دو رویکرد متفاوت، تاثیر حرارت انتقالی به هوای تنفس موتور اعمال شد، رویکرد اول: انتقال حرارت تدریجی در طول مسیر هوای تنفس و رویکرد دوم: مکش هوای گرم شده محیط قبل از ورود به مسیر انتقال هوای تنفس(این رویکرد به واقعیت نزدیک‌تر است). دمای بدنه سیلندر و همچنین نسبت تعادل در فرآیند احتراق در تمام سرعت زاویه‌ای‌های خروجی موتور، ثابت در نظر گرفته‌شده است. نتایج بدست آمده با مراجع معتبر راستی آزمایی شد. نتایج بدست آمده نشان داد که کاهش دمای هوای تنفس موتور در شرایط موتورگردانی گرم به واسطه عایق‌کاری مسیر هوای تنفس، برای هر دو رویکرد فوق‌الذکر موثر است. اما در رویکرد دوم، این اقدام تاثیر بیشتری از خود به نمایش می‌گذارد. بر اساس نتایج بدست آمده، تاثیر عایق‌کاری مسیر هوای تنفس موتور XU7 در شرایط آب و هوایی مذکور می‌تواند بطور همزمان و در بهترین حالت، منجر به افزایش ۱۲ درصدی توان خروجی موتور (در ۶۰۰۰ دور بر دقیقه) و همچنین افزایش ۱۰،۳ درصدی گشتاور خروجی موتور (در دور ۱۰۰۰ دور بر دقیقه) شود.

* **عهده‌دار مکاتبات:** reza.poultangari@gmail.com

کلمات کلیدی: مدل‌سازی، موتور XU7، عایق‌کاری، مسیر هوای تنفس موتور، آب و هوای گرم و مرطوب.

۱- مقدمه

علی رغم تلاش بی‌وقفه بشر در طراحی خودروهای پاک و غیر آلاینده هوا و محیط زیست، مانند خودروهای هیبریدی و برقی، خودروهای سوختی به دلایل مختلف از جمله، اقتصادی و جلب اعتماد عموم در تضمین خدمات پس از فروش در سراسر جهان، کماکان بصورت انبوه و فراگیر در حال تولید و استفاده هستند. این مساله باعث شده تا چشم‌انداز چندان روشنی برای زمان برچیده شدن خودروهای سوختی قابل تصور نباشد و به همین جهت هرگونه تغییر در جهت بهبود هرچه بیشتر عملکرد آنها، حائز اهمیت فراوان باشد. یکی از موضوعاتی که می‌تواند به سادگی تاثیر قابل توجه در عملکرد موتورهای احتراق داخلی

نحوه استناد به این مقاله: رضا پول‌تنگری. پیش بینی تاثیر عایق‌کاری و اصلاح مسیر هوای ورودی به موتور XU7 با تنفس طبیعی در عملکرد آن در آب و هوای گرم و مرطوب، به روش مدل‌سازی ترمودینامیکی. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۱; ۹ (۴) : ۱-۱۰. DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

داشته‌باشد، مساله دمای هوای تنفس شده در این موتورهاست. کاهش دمای هوای تنفس موتورهای احتراق داخلی در حالت کارکرد گرم موتور، می‌تواند راندمان حجمی را افزایش داده و ضمن بهبود راندمان حرارتی و ترمزی و کاهش استهلاک موتور، مصرف سوخت را کاهش داده و توان و گشتاور خروجی این موتورها را تحت تاثیر قرار دهد. در این راستا پژوهشگران از دیرباز تلاشها و تحقیقات زیادی انجام دادند.

کانووالوف و همکاران [۱] برای خنک کاری هوای متراکم خروجی از توربوشارژر به کاررفته در موتورهای بزرگ کشتی‌های دریایی، از سیکل مجهز به ترموپرسور استفاده کردند. با این کار خنک کاری هوای پرفشار و گرم خروجی از کمپرسور توربوشار، با صرف انرژی بسیار کمتری، انجام می‌شد و طبق نتایج مقاله ضمن بهبود عملکرد بویلر سیستم مورد نظر، بصورت همزمان بین ۲ تا ۴ درصد مصرف سوخت موتور دیزل به کاررفته کاهش داشت. مساله تاثیر بسزای کاهش دمای هوای تنفس موتورهای بنزینی بر بهبود آلاینده های تولیدی این موتورها توسط رامان و باهاری [۲] بررسی شد. ایشان در تحقیق خود بصورت آزمایشگاهی نشان دادند که کاهش دمای هوای تنفس موتور در دورهای مختلف آن، می تواند کاهش قابل توجهی در دی‌اکسید کربن و همچنین هیدروکربن‌های تولیدی احتراق موتور داشته باشد. اخیرا کرنیکو و همکاران در تحقیقی بر روی موتورهای سنگین و دورپایین دیزلی، نشان دادند که با کمک ترکیب مخلوط امولوسیون آب و سوخت از یک سو و همچنین ظرفیت سرمایش باقی‌مانده در گازهای خروجی سیستم سرمایش به کار رفته در کشتی‌ها، می‌توان به خوبی هوای تنفس فشرده شده و گرم خروجی از توربوشارژر این موتورها را خنک کرده و در نتیجه راندمان مکانیکی و حرارتی آنها را بهبود بخشید[۳]. کمپبل و همکاران [۴] با کمک شبیه‌سازی فرآیندهای یک موتور دیزل سنگین در نرم افزار GT-Power، نشان دادن که تاثیر همزمان کاهش دما و همچنین رطوبت هوای تنفس موتور مربوطه می‌تواند تاثیر قابل توجهی در بهبود راندمان حرارتی و همچنین کاهش ضربه احتراق در این موتورها شود. سیپولونه و همکاران [۵] با کمک آزمون عملی و آزمایشگاهی، پیرامون تاثیر خنک کاری هوای تنفس موتورهای دیزلی مجهز به سوپرشارژر بر گازهای آلاینده خروجی آن مانند CO2، NOx، CO، دوده و HC تحقیق نمودند. در این تحقیق از سیستم سرمایش تراکمی برای این هدف استفاده شد. نتایج این پژوهش نشان داد که همگام با کاهش دمای هوای ورودی به موتور، اکثر آلاینده‌های خروجی اگزوز جز HC کاهش چشمگیری خواهند داشت. دی باتیستا و همکاران [۶] با انجام آزمایش بر روی یک موتورهای دیزل پرخورانی شده که هوای تنفس آن، از طریق سیستم سرمایش خودرو خنک کاری شده بود، بهینه‌ترین میزان سرمایش هوای تنفس موتور را براساس کاهشآلایندگی و افزایش توان موتور تحقیق کردند. همچنین آنها بهینه ترین مقدار گازهای برگشتی (EGR) در سرعت‌های زاویه ای مختلف موتور مربوطه تعیین نمودند.

پیرامون مدلسازی فرایند های احتراقی واقعی در موتورهای احتراق جرقه‌ای یا SI، منطبق بر نتایج آزمایشگاهی و مدلهای احتراقی مانند مدل وشنی پرداختند. به همین ترتیب به جهت بهبود تقریبهایی که در مدلسازیهای فوق پیرامون شرط مرزی حرارتی در درون محفظه سیلندر انجام می‌گیرد، اصفهانیان و همکاران [۱۰] به تحلیل حرارتی انواع شرط مرزی واقع شده بر روی پیستونهای موتورهای SI اهتمام ورزیدند. همچنین تحقیقات زیادی از گذشته در جهت کاهش انرژی حرارتی تلف شده در موتورهای SI و بهبود راندمان اندیکه در این موتورها انجام شده که در این راستا می‌توان به کارهای یامین و همکاران [۱۱] و کاتلر و همکاران [۱۲] توجه کرد. این تحقیقات بصورت تجربی و همچنین بصورت تحلیلی بر اساس مدل‌های احتراقی متنوعی، مانند مدلهای آناند[1]، هوهنبرگ[2]، سیتکی[3]، هان[4]، بارگنده[5]، چانگ[6] و هنسل[7] برای مدل سازی فرآیندهای احتراقی در موتورهای

[1] Annand
[2] Hohenberg
[3] Sitkei
[4] Han
[5] Bargende
[6] Chang
[7] Hensel

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

بنزینی و دیزلی در سالهای اخیر در جریان است (تحقیقات [۱۶] تا [۱۹]). در میان تحقیقات انجام گرفته پیرامون راندمان اصطکاکی موتورهای SI، باز هم ابو ندا و همکاران [۱۳] با احتساب اثرات اصطکاکی بدنه پیستون و رینگهای فشاری آن در مدلسازی ترمودینامیکی فرایندهای موتور، توانستند اثرات اصطکاکی روان‌کارهای مختلف بررسی نمایند.

یکی دیگر از مسائل مطرح در مورد موتورهای احتراق داخلی اعم از تراکمی و احتراق جرقه ای، مسئله ضربه و خودسوزی بوده که عامل مهمی در تخریب و صدمات جدی در اجزای موتور بوده و بخصوص در موتورهای احتراق جرقه ای و بنزینی، مانع اصلی افزایش نسبت تراکم و راندمان اندیکه می‌باشد و از سالیان دور تا کنون موضوع تحقیقات بوده است. در مورد موتورهای احتراق جرقه ای، این مساله در دهه ۴۰ و ۵۰ میلادی با تحقیقات وسیع NACA و عکسبرداریهای فوق سریع این مجموعه از ضربه، اوج گرفته ([۲۱] تا [۲۸]) و تاکنون نیز ادامه دارد [۲۹]. در تمامی این تحقیقات انجام شده کاهش دمای هوای تنفس موتور، از جمله اصلی ترین عوامل تاثیرگذار بر کاهش و بهبود این پدیده مخرب می‌باشد. با توجه به اینکه کاهش دمای هوای ورودی موتور از طریق تزریق آب به هوای ورودی، می‌تواند به علت گرمای نهان بالای تبخیر آن، بر فرآیند احتراق عادی موتور مخرب باشد[۴]. از آنجایی که استفاده از سیستم سرمایش تبخیری تراکمی می‌تواند همزمان با کاهش رطوبت مطلق، دمای هوای تنفس موتور را کاهش می‌دهد، اما از آنجایی که سیستم سرمایش به کار رفته در خودروهای سبک و سنگین، انرژی بالایی در سرعت‌های زاویه‌ای مختلف موتور آنها جذب می‌کند [۲۹]، تحقیقات برای تعیین مقدار سرمایش بهینه با صرف انرژی معقول برای سرمایش و رطوبت‌زدایی هوای تنفس موتورها احتراق داخلی و مخصوصا نوع احتراق جرقه‌ای ادامه دارد و مساله دمای هوای تنفس موتور به عنوان یکی از موضوعات حساس و مورد علاقه محققین در کانون توجهات قراردارد [۳۰-۳۲].

در این تحقیق، با کمک مدلسازی یک موتور XU7 با تنفس طبیعی، تولیدی شرکت ایرانخودرو، تاثیر کاهش دمای هوای تنفس موتور با کمک عایق‌کاری و اصلاح مسیر جریان و در شرایط کارکرد گرم موتور در آب و هوای گرم و مرطوب، مشابه آب و هوای فصل تابستان استان خوزستان، بررسی گردید. در این راستا از مدل ترمودینامیکی فرآیندهای یک موتور احتراق داخلی بر پایه مدل احتراق آناند استفاده شد. مدل احتراقی آناند بر اساس نتایج بدست آمده از مقایسه مدلهای مختلف احتراقی با نتایج عملی و آزمایشگاهی و نزدیکی نتایج احتراقی آنها با مدل مربوطه در تحقیقات انتخاب شده است. در مدلسازی انجام شده اثر وجود رطوبت هوا و تاثیر آن در فرآیند احتراق مدل شده و همچنین اصطکاک لزجی موتور ناشی از وجود روانکار در خروجی های ترمزی مانند، توان، گشتاور و مصرف ویژه سوخت در نظر گرفته شده است.

۲- بدست آوردن معادلات حاکم

۲-۱- معادلات ترمودینامیکی حاکم بر موتورهای احتراق جرقه‌ای

برای شبیه سازی فرآیندهای ترمودینامیکی یک موتور احتراق جرقه ای با کمک مراجع [۸]، [۱۲] و [۳۱] از قانون اول ترمودینامیک داریم:

$$\delta Q - \delta W = dU \quad (۱)$$

که بر اساس مفاهیم انرژی و کار در یک موتور احتراقی می‌توان قانون اول را بشکل زیر آورد:

$$(\delta Q_{in} - \delta Q_{loss}) - (PdV - \delta W_{irrev}) = dU \quad (۲)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

در ادامه تک تک عبارتهای فوق در فرآیندهای یک موتور احتراقی تشریح می شود. تغییرات انرژی درونی یک گاز ایده آل با حرارت مخصوص ثابت بصورت زیر است

$$dU = mC_v dT_g \quad (۳)$$

با دیفرانسیل گرفتن از معادله حالت یک گاز ایده‌آل داریم

$$PdV + VdP = mR_g dT_g \quad (۴)$$

و از ترکیب معادلات (۳) و (۴) داریم

$$dU = \frac{C_v}{R_g}(PdV + VdP) \quad (۵)$$

برای تعیین مشخصات جزءکار بازگشت ناپذیر، با در نظر گرفتن اثرات اصطکاک بدنه و رینگها می‌توان نوشت:

$$\delta W_{irrev} = \left(\mu \frac{du}{dy}\right)_{skirt} L_{skirt} \pi D dx + \left(\mu \frac{du}{dy}\right)_{ring} L_{ring} \pi D dx \quad (۶)$$

که با توجه به معادله (۱) و $U_p(\theta) = \dot{x}_A(\theta)$ ، می‌توان معادله (۶) را به فرم زیر درآورد

$$\delta W_{irrev} = \mu \pi D dx U_p(\theta) \left(\frac{L_{skirt}}{C} + \frac{L_{ring}}{\varepsilon}\right) \quad (۷)$$

که در معادله (۷)، ε ضخامت فیلم روغن میان رینگ فشار و بدنه سیلندر بوده و C ضخامت فیلم روغن میان پیستون و بدنه سیلندر می‌با شد و از نتایج تجربی تعیین می‌گردند [۱۲]. همچنین در معادله (۲)، برای محا سبه δQ_{in}، کل مقدار حرارت آزاد شده از جرم سوخت معین m_f عبارت است از:

$$Q_{in} = m_f LHV \quad (۸)$$

و مقدار انرژی آزاد شده متغییر با زاویه لنگ از معادله زیر بدست می‌آید:

$$\delta Q_{in}(\theta) = Q_{in} dx_b \quad (۹)$$

که x_b به عنوان تابع نرخ احتراق سوخت عبارت است از:

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

$$x_b = 1 - exp\left(-5\left(\frac{\theta - \theta_s}{\Delta\theta}\right)^3\right) \quad (۱۰)$$

که در معادله فوق $\Delta\theta$ کل بازه انجام احتراق اســـت. در نهایت جزء مقدار حرارت تلف شـــده با کمک معادلات جابجایی و متناسب با سطوح فرار حرارت بشکل زیر بدست می‌آید:

$$\delta Q_{loss} = \frac{h_{cg}A_h}{\dot{\theta}}(T_g - T_w)d\theta \quad (۱۱)$$

به این ترتیب با جایگذاری معادلات (۵)، (۷)، (۹) و (۱۱) در معادله (۱) و تنظیم معادله بر حسب dP داریم:

$$dP = \frac{k-1}{V}\left(Q_{in}dx_b - \frac{h_{cg}A_h}{\dot{\theta}}(T_g - T_w)d\theta\right) - \frac{k}{V}PdV + \frac{k-1}{V}\left(\mu\pi DU_p\left(\frac{L_{skirt}}{C} + \frac{L_{ring}}{\varepsilon}\right)\right)dx \quad (۱۲)$$

و با برآورد تغییرات معادله (۱۲) نسبت به زاویه لنگ خواهیم داشت[۳۶]:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{k-1}{V}\left(Q_{in}\frac{dx_b}{d\theta} - \frac{h_{cg}A_h}{\dot{\theta}}(T_g - T_w)\right) - \frac{k}{V}P\frac{dV}{d\theta} + \frac{k-1}{V}\left(\mu\pi DU_p\left(\frac{L_{skirt}}{C} + \frac{L_{ring}}{\varepsilon}\right)\right)\frac{dx}{d\theta} \quad (۱۳)$$

که در معادله فوق حجم سیلندر در زاویه θعبارت است از:

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4}x(\theta) \quad (۱۴)$$

و سطح انتقال حرارت عبارت است از:

$$A_h(\theta) \cong \frac{\pi D^2}{2} + \pi D x(\theta) \quad (۱۵)$$

همچنین با توجه به رابطه ظرفیت گرمایی در حجم ثابت و فشـــار ثابت و ثابت گازها ($C_v(T_g) = C_P(T_g) - R_g$و $k(T_g) = C_P(T_g)/C_v(T_g)$) می‌توان برای برآورد تغییرات خواص ظرفیت گرمایی هوا در بازه دمایی ۳۰۰ تا ۳۵۰۰ کلوین و به ازای ترکیب ۷۸,۱٪ نیتروژن، ۲۰,۹۵٪ اکسیژن ۰,۹۲٪ آرگون و ۰,۰۳٪ دی اکسید کربن [۸] از برازش زیر استفاده کرد:

$$C_{pa} = a_1T_g^2 + a_2T_g^{1.5} + a_3T_g + a_4T_g^{0.5} + a_5 + a_6T_g^{-1.5} + a_7T_g^{-2} + a_8T_g^{-3} \quad (۱۶)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

ثابت های معادله (۱۶) در معادله (الف-۱) در پیوست ارائه شده است. با توجه به مرجع [۳۵] و مشخص نمودن شرایط بهتر ترکیب هوای ورودی، شامل اثرات ترکیب بخار آب و بخار سوخت ایزواکتان، ظرفیت گرمایی ویژه مولی آب و سوخت بر حسب $kJ/kmole$ بصورت زیر در دماهای مختلف بدست می آیند [۳۵]

$$\tilde{C}_{pw} = 8.314(b_1 + b_2 T_g + b_3 T_g^2 + b_4 T_g^3 + b_5 T_g^4) \quad (۱۷)$$

که در آن ثابتهای b_1 تا b_5 در معادلات (الف-۲) و (الف-۳) بســـته به محدوده دمایی گازهای درون محفظه احتراق تعیین خواهند شد. ظرفیت گرمایی ویژه مولی ایزواکتان ($kJ/kmole$) از [۳۵] عبارت است از:

$$\tilde{C}_{pf} = c_1 + c_2 T_g/1000 + c_3 (T_g/1000)^2 + c_4 (T_g/1000)^3 + c_5/(T_g/1000)^2 \quad (۱۸)$$

که در آن ثابتهای c_1 تا c_5 در معادله (الف-۴) و در بازه دمایی $T_g < 1000$ K ارائه شده اند. برای محا سبه جرم سوخت، بر مبنای نســـبت تعادلی و در یک ســـیکل احتراق و همچنین جرم بخار آب و در نهایت جرم هوای مکش شـــده در ســـیلندر با استفاده از فرضیات گاز ایده‌آل داریم:

$$m_a = \frac{P_a V_r M_a}{R_u T_r} \quad (۱۹-الف)$$

$$m_f = \frac{P_f V_r M_f}{R_u T_r} \quad (۱۹-ب)$$

$$m_w = \frac{P_w V_r M_w}{R_u T_r} \quad (۱۹-ج)$$

$$P_r = P_a + P_f + P_w \quad (۱۹- د)$$

با احتساب روابط رطوبت مطلق(نسبت جرم رطوبت به جرم هوای خشک موجود در هوا) و نسبت سوخت به هوای ذیل

$$\varpi = \frac{0.622 \psi P_g}{P_r - \psi P_g} \quad (۲۰-الف)$$

$$\frac{m_f}{m_a} = \varphi F_s \quad (۲۰-ب)$$

که در آن ψ ،P_g و ϖ بترتیب رطوبت نسبی هوا، فشار بخار آب ا شباع در دمای مورد نظر و رطوبت مطلق هستند، می‌توانیم جرم سوخت، هوا و بخار آب مکش شده در یک سیکل احتراق را بصورت زیر بدست آوریم

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

$$m_a = \frac{P_r V_r}{R_u T_r} \times \frac{1}{\frac{1}{M_a} + \frac{\phi F_s}{M_f} + \frac{0.622\psi P_g}{(P_r - P_g)M_w}} \quad (۲۱\text{-الف})$$

$$m_w = \frac{0.622\psi P_g}{(P_r - P_g)} m_a \quad (۲۱\text{-ب})$$

$$m_f = \phi F_s m_a \quad (۲۱\text{-ج})$$

به همین ترتیب برای تعیین تغییرات دمایی گازهای درون سیلندر از معادله حالت داریم

$$T_g = \frac{P(\theta)V(\theta)}{mR_g} \quad (۲۲)$$

تغییرات ضریب جابجایی حرارتی بر حسب تغییرات زاویه لنگ، طبق مدل آناند [۳۱]و [۱۲] بصورت زیر توصیف می‌شود:

$$h_{cg} = 0.49{U_{ave}}^{0.7} P^{0.7} + 0.075 \times 5.67 \times 10^{-8} \times \frac{T_g^4 - T_w^4}{T_g - T_w} \quad (۲۳)$$

که در آن U_{ave} سرعت متوسط پیستون می‌باشد. با فرض ساده کننده شاتون به عنوان عضوی دو نیرویی با نیروی F' و در نتیجه با صرفنظر از اثرات اینرسی دورانی آن، مقدار کل گشتاور منتقل شده به لنگ از سوی شاتون بصورت لحظه‌ای را با رابطه زیر می‌توان محاسبه نمود [36]:

$$T = F' R \cos(\theta - \alpha) \quad (۲۴)$$

در این معادله اثر اصطکاک لزجی روانکار بر حرکت پیستون دیده شده است.

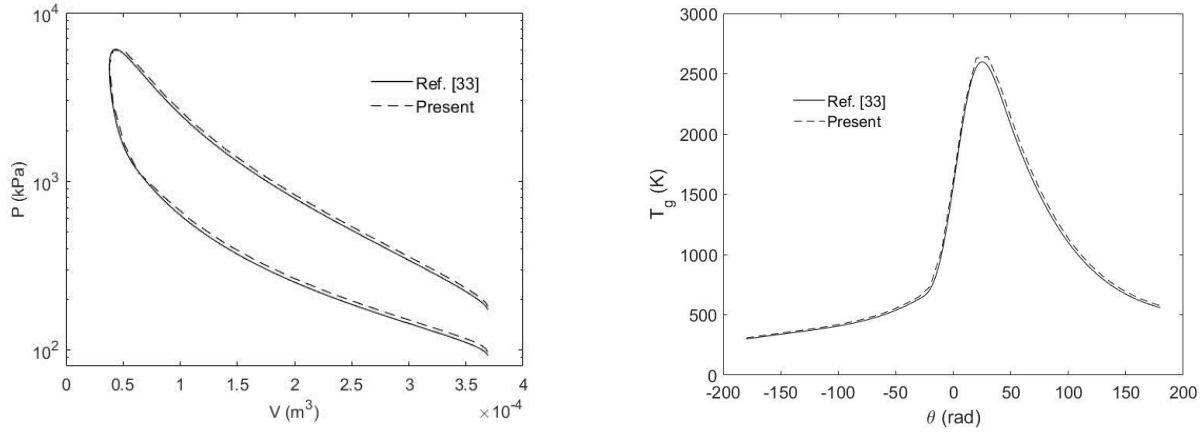
۳. نتایج مدل‌سازی

۳-۱-مقایسه نتایج

در این قسمت برای راستی آزمایی نتایج بدست آمده در این تحلیل با تنظیم شرایط و معادلات حاکم، مشابه با شرایط ارائه شده در مرجع [۳۶] نمودار تغییرات فشار در درون محفظه سیلندر بر حسب حجم جابجایی پیستون و همچنین نمودار تغییرات دمای گازهای درون سیلندر در زوایای مختلف لنگ در یک سیکل احتراق ترسیم شده است. نتایج نشاندهنده اختلاف ناچیز میان مقادیر بدست آمده در این تحقیق و آنچه در مرجع [۳۶] ارائه شده است میباشد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]



الف) ب)

شکل ۱: مقایسه نتایج بدست آمده در این تحقیق با آنچه که در مرجع [۳۶] ارائه شده در یک سیکل احتراق در شرایط یکسان الف) نمودار تغییرات فشار- حجم جابجایی پیستون و ب) دما- زاویه لنگ

۲-۳- نتایج بدست آمده

برای مدل سازی شرایط هوای تنفس موتور، که در گرمترین ساعت نیمه شهریورماه ۱۴۰۰ در شهر دزفول اندازه‌گیری شده، دمای هوا ۴۹ درجه و رطوبت نسبی آن ۲۰,۲ درصد بوده است. این مقدار با متوسط دما و رطوبت هوا در این ماه بسیار نزدیک بوده است. با توجه به ارتفاع ۱۵۰ متری شهر دزفول از سطح دریا، فشار هوای محیط ۷۴۵ میلیمتر جیوه فرض شد. نسبت سوخت به هوا به سوخت به هوای استوکیومتریک برابر ۱,۱ در نظر گرفته شده و از سوخت بنزین در این تحلیل استفاده شد. بقیه فرضیات و شرایط درنظرگرفته شده برای خصوصیات موتور مورد نظر مدلسازی مطابق جدول ۱ و بر اساس اطلاعات فنی موتور XU7 تولیدی شرکت ایران‌خودرو در نظر گرفته شده است.

جدول ۱: ابعاد و ویژگیهای ترکیب لنگ و لغزنده مورد بررسی

قطر پیستون	$D = 0.082955$ m
جرم معادل پیستون	$m_p = 0.485$ kg
لقی بدنه پیستون با دیواره سیلندر	$C = 0.8\ mm$
کورس	$2R = 0.0836$ m
دانسیته روغن	$\mu = 2.5$ mPa.s
طول شاتون مکانیزم مرسوم	$l = 3.4R$
تعداد رینگهای فشاری	2
ضرایب لقی میان رینگ های پیستون و بدنه [۲۳]	$A = 1\ \mu m$, B $= 6\ \mu m$
ضخامت هر رینگ	0.001 m
طول بدنه پیستون	0.06 m
سوخت	C_8H_{18}
نسبت تعادل	$\varphi = 0.9$
متوسط بازه احتراق سوخت [۲۳]	$\theta_d = 70°$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

فشار هوای مرجع (شهر دزفول)	$P_r = 99.1$ kPa
دمای هوای مرجع	$T_r = 322.15$ K
رطوبت نسبی هوای مرجع	ψ=20.2 %
دمای متوسط دیواره سیلندر	$T_w = 400$ K
نسبت تراکم	$r = 9.7$

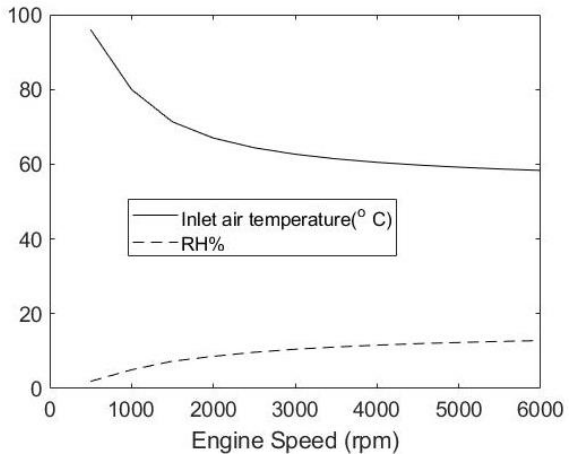
همچنین در این مدل‌سازی، بر اساس نحوه انتقال حرارت به هوای تنفس موتور، سه رویکرد در نظر گرفته شده است:

حالت اول) مقدار انرژی حرارتی انتقالی به هوای تنفس موتور ثابت است. در نتیجه با افزایش سرعت زاویه ای موتور و در نتیجه افزایش نرخ جرمی جریان هوای مکیده شده، تغییرات دما و رطوبت نسبی هوای ورودی به موتور بصورت شکل ۲ خواهد بود.

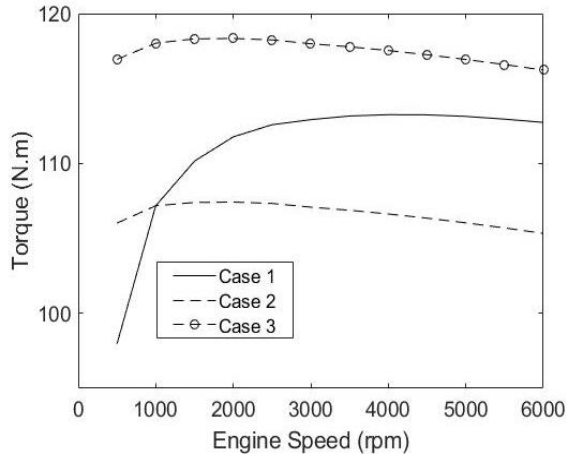
حالت دوم) با فرض اینکه هوای تنفس موتور پیش گرم شده و در دورهای مختلف موتور آن ثابت باشد.

حالت سوم) با فرض اینکه بصورت کاملا ایده آل و بدون تغییر دما، به موتور هوای رسانی شود.

در شکل ۳ نمودار تغییرات گشتاور ترمزی خروجی موتور XU7 در حالات سه گانه مفروض در این مقاله در دورهای مختلف موتور نمایش داده شده است. همانطور که از این نمودار دریافت می‌شود، بیشترین گشتاور خروجی مربوط به حالت سوم یا شرایط ایدآل هوای تنفس می‌باشد که در بیشینه مقادیر گشتاوری حدود ۴,۴ درصد بیشتر از حالت دوم و حدود ۱۰,۳ درصد بیشتر از حالت اول از خود نمایش می‌دهد. این مقدار بیشینه در دورموتوری حدود ۲۰۰۰ دور بر دقیقه در این شرایط واقع می‌شود.



شکل ۲: تغییرات دما و رطوبت نسبی هوای تنفس موتور با فرض حالت اول در دورهای مختلف موتور

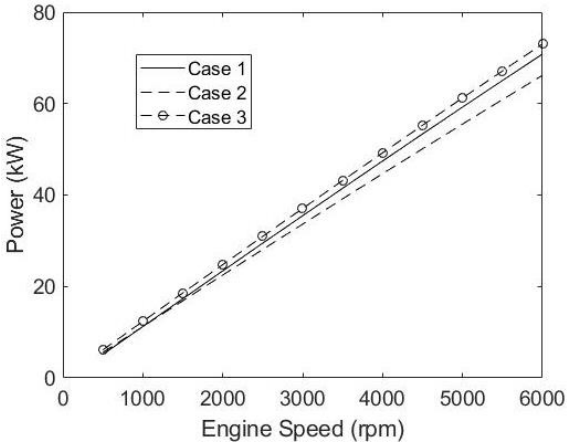


شکل ۳: تغییرات گشتاور خروجی موتور، بر حسب دور موتور در سه حالت اول تا سوم.

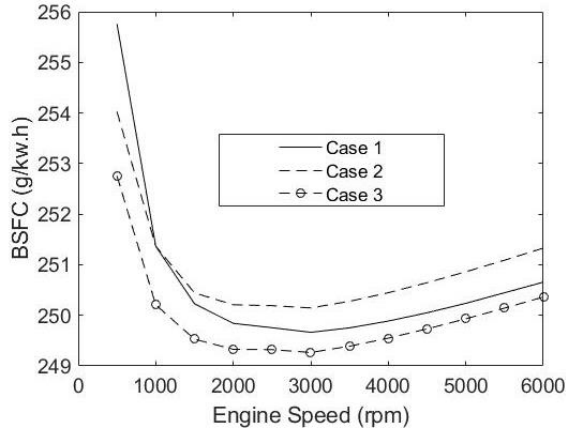
در شکل ۴ تغییرات توان موتور در سه حالت مفروض مقایسه شده است. همانگونه که مشخص است، حالت سوم یا تنفس ایده آل موتور، کماکان برتری خود را نسبت به حالات اول و دوم حفظ کرده و کماکان حالت اول هم در بیشتر دورهای موتور نسبت به حالت دوم برتری دارد. همانطور که قبلا اشاره شد، حالت دوم، حالت نزدیک به واقعیت بوده لذا تعداد بسیاری از خودروهای با این موتور، وضعیت حالت دوم را در کشور تجربه می‌کنند.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]



شکل ۴: تاثیر پذیری توان خروجی موتور از شرایط هوای تنفس موتور در شرایط سه‌گانه مفروض در بازه تغییرات دور موتور



شکل ۵: تغییرات مصرف ویژه سوخت ترمزی بر حسب دور موتور در حالات سه گانه مفروض برای کیفیت هوای تنفس موتور.

در شکل ۵ تغییرات مصرف ویژه سوخت ترمزی در دورهای مختلف موتور برای حالات سه گانه مفروض نمایش داده شده است. با وجودی که اختلاف چشمگیری میان این سه حالت مشاهده نمی‌شود (بیشترین اختلاف حدود نیم درصد در دور ۱۰۰۰ دور بر دقیقه) اما کماکان حالت سوم با وجود بهبود گشتاور و توان خروجی بصورت همزمان، کمترین میزان مصرف سوخت را نیز به خود اختصاص داده است. این در حالی است که حالت دوم در اکثر دورهای موتور و مخصوصا در دورهای کاری آن (بیش از ۱۰۰۰ دور بر دقیقه) مصرف سوخت کمتری را نسبت به حالت سوم نمایش می‌دهد و این نیست مگر به علت دمای پایین‌تر این حالت در بیشتر دورهای موتور نسبت به حالت اول.

۴. نتیجه گیری

با کمک مدلسازی فرآیندهای یک موتور XU7 ساخت شرکت ایران‌خودرو، تاثیر عایق‌کاری و اصلاح مسیر هوای تنفس موتور بر عملکرد آن بررسی و پیش بینی شد. شرایط آب و هوایی بصورت گرم و مرطوب مشابه فصل تابستان استان خوزستان (دمای ۴۹ درجه سانتی‌گراد و رطوبت نسبی ۲۰,۲ درصد) بررسی گردید. در این راستا با فرض موتورگردانی گرم و تنفس طبیعی، از مدل ترمودینامیکی فرآیندهای یک موتور احتراق جرقه‌ای، بر پایه مدل احتراق آناند، استفاده شد. در فرآیند مدلسازی ضمن در نظر گرفتن رطوبت هوا کار بازگشت ناپذیر اصطکاک لزجی ناشی از روانکاری پیستون و رینگها با فرض لزجت ثابت روانکار و همچنین دو عدد رینگ فشاری برای هر پیستون، در نظر گرفته شد. در نظر گرفتن اثر رطوبت هوا در فرآیندها به جهت واقعی‌تر شدن پیش‌بینی‌ها در این مدل‌سازی انجام شد. برای بررسی تاثیر حرارت انتقالی به هوای تنفس موتور، سه حالت متفاوت در نظر گرفته شد. در حالت اول: انتقال حرارت تدریجی به هوای تنفس موتور، حالت دوم: مکش هوای پیش گرم شده محیط توسط موتور (این رویکرد به واقعیت نزدیک‌تر است) و در نهایت حالت سوم: تنفس هوای محیط بدون تغییر دما و شرایط (حالت ایده‌آل) دمای بدنه سیلندر نسبت تعادل در فرآیند احتراق در تمام سرعت زاویه‌ای‌های خروجی موتور، ثابت در نظر گرفته شده است. نتایج بدست آمده با مراجع معتبر راستی آزمایی شد. برای برونداد این مدلسازی، سه فاکتور گشتاور، توان و مصرف ویژه سوخت در نظر گرفته شد. نتایج بدست آمده نشان داد که کاهش دمای هوای تنفس موتور در شرایط موتورگردانی گرم به واسطه عایق‌کاری مسیر هوای تنفس، برای هر دو حالت اول و دوم تاثیرات قابل توجهی در خروجی‌های گشتاور، توان و مصرف سوخت موتور در همه دورهای کاری آن دارد. هر چند کاهش دمای هوای تنفس موتور بیشترین تاثیر را بر گشتاور خروجی موتور در

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

دورهای پایین تر و کاربردی تر موتور نشان میداد(حدود ۱۰,۳ درصد در ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)، اما تاثیر مثبت این اقدام بر افزایش توان خروجی بخصوص در دورهای ماکسیمم موتور تا ۱۲ درصد و کاهش مصرف سوخت موتور هرچند بصورت ناچیز (حداکثر نیم درصد در دورهای پایین موتور) جالب توجه است. علت اهمیت این مساله اینجاست که تمامی اتفاقات فوق الذکر بصورت همزمان و فقط تحت تاثیر کاهش دمای تنفس موتور از یک روش اقتصادی و بدون صرف هزینه قابل توجه، قابل حصول است. روی دیگر اهمیت این موضوع شرایط خاص آب و هوایی برخی مناطق کشور و لزوم بازطراحی و سازگارکردن خودروهای تولیدی ملی و خارجی با این شرایط آب و هوایی می‌باشد و موضوع این تحقیق را در این راستا می توان حائز اهمیت دانست.

در جمع‌بندی نهایی، بر اساس نتایج بدست آمده در این تحقیق پیشنهاد می‌شود تا مساله بازطراحی و عایق‌کاری مسیر هوای تنفس موتورهای XU7 (و احتمالا تمامی موتورهای و محصولات مشابه داخلی و حتی خارجی که دمای هوای تنفس موتور آنها تحت تاثیر گرمایش فضای موتور و همچنین دمای بالای محیط، بیش از اندازه محدوده طراحی تعیین شده کارخانه افزایش می‌یابد) بصورت ویژه در سطح ملی و منطقه‌ای مورد توجه قرار گیرد و با اقدامات مناسب و تنظیم طرح‌های توجیهی مرتبط، زمینه کاهش مصرف سوخت و بهبود عملکرد این موتورها فراهم گردد.

فهرست علائم :

فهرست علائم انگلیسی	
ضریب معادله ضخامت لایه روغن (m)	A
سطح انتقال حرارت درونی سیلندر (m^2)	A_h
ضریب معادله ضخامت لایه روغن (m)	B
مصرف ویژه سوخت ترمزی	$BSFC$
لقی بدنه پیستون با جداره سیلندر (m)	C
ثابت سرعت احتراق (m/s)	C_1
ثابت سرعت احتراق $(m/K.s)$	C_2
ظرفیت گرمایی در فشار ثابت (kJ/kg)	C_p
ظرفیت گرمایی در حجم ثابت (kJ/kg)	C_v
قطر سیلندر (m)	D
نیروی ناشی از فشار گازهای درون سیلندر (N)	F
نیروی وارده بر شاتون با فرض دو نیرویی (N)	F'
نیروی حاصل از اصطکاک بدنه (N)	F_f
ضریب جابجایی گازهای درون سیلندر (W/m^2K)	h_{cg}
توان ترمزی	H
نسبت ضریب گرمایی (بی بعد)	k
طول موثر شاتون (m)	L_e
ضخامت رینگ فشاری (m)	L_{ring}
طول بدنه پیستون (m)	L_{skirt}
کمترین ارزش حرارتی سوخت (kJ/kg)	LHV
طول شاتون (m)	l
جرم محتویات درون سیلندر (kg)	m
فشار درون سیلندر (kPa)	P

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

فشار مرجع (kPa)	P_r
فشار گازهای درون سیلندر بدون احتراق و در حالت سوپاپ بسته (kPa)	P_m
انرژی حرارتی (kJ)	Q
انرژی حرارتی ورودی (kJ)	Q_{in}
انرژی حرارتی تلف شده (kJ)	Q_{loss}
شعاع لنگ (m)	R
ثابت گازها $(kJ/kg.K)$	R_g
گشتاور متوسط ترمزی $(N.m)$	T_{ave}
دمای گازهای درون سیلندر (K)	T_g
دمای مرجع (K)	T_r
دمای بدنه سیلندر (K)	T_w
انرژی درونی (kJ)	U
سرعت خطی پیستون (m/s)	U_p
سرعت متوسط پیستون (m/s)	U_{ave}
حجم سیلندر (m^3)	V
حجم محفظه احتراق (m^3)	V_c
حجم جابجایی (m^3)	V_d
فاصله پیستون از TDC (m)	x
فاصله پیستون از شافت لنگ (m)	x_A
نرخ احتراق سوخت (بی بعد)	x_b
کار اندیکه (kJ)	W_i
کار بازگشت ناپذیر (kJ)	W_{irrev}
فهرست علائم یونانی	
زاویه شاتون با افق (deg)	α
سرعت متوسط احتراق گازهای درون سیلندر(m/s)	w
سرعت زاویه ای لنگ (rpm)	ω
ضخامت لایه روغن (m)	ε
زاویه لنگ با راستای حرکت پیستون (deg)	θ
زاویه لنگ در هنگام جرقه شمع (deg)	θ_s
بازه احتراق (deg)	θ_d
ثابت مکانیزم (بی بعد)	ζ
لزجت روغن $(mPa.s)$	μ
راندمان اصطکاکی (بی بعد)	η
راندمان اندیکه (بی بعد)	η_i
رطوبت نسبی هوا	ψ

پیوست الف)

ثابتهای معادله (۱۶):

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

(الف-۱)

$$a_1 = 2.506 \times 10^{-11}$$
$$a_2 = 1.454 \times 10^{-7}$$
$$a_3 = -4.246 \times 10^{-7}$$
$$a_4 = 3.162 \times 10^{-5}$$
$$a_5 = 1.3303$$
$$a_6 = -1.512 \times 10^{4}$$
$$a_7 = +3.063 \times 10^{5}$$
$$a_8 = -2.212 \times 10^{7}$$

ثابت های معادله (۱۷) در بازه دمایی $\boldsymbol{T_g < 1000\ K}$ برابر هستند با:

(الف-۲)

$$b_1 = 0.40701 \times 10$$
$$b_2 = -0.11084 \times 10^{-2}$$
$$b_3 = 0.41521 \times 10^{-5}$$
$$b_4 = -0.29637 \times 10^{-8}$$
$$b_5 = 0.80702 \times 10^{-12}$$

و این ثابتها در بازه دمایی $3000 > T_g > 1000\ K$ عبارتند از:

(الف-۳)

$$b_1 = 0.27168 \times 10$$
$$b_2 = 0.29451 \times 10^{-2}$$
$$b_3 = -0.80224 \times 10^{-6}$$
$$b_4 = 0.10227 \times 10^{-9}$$
$$b_5 = -0.48472 \times 10^{-14}$$

ثابت های معادله (۱۸) عبارتند از:

(الف-۴)

$$c_1 = -0.55313,$$
$$c_2 = 181.62,$$
$$c_3 = -97.787,$$
$$c_4 = 20.402,$$
$$c_5 = -0.03095,$$

مراجع

[1] Konovalov, D., Radchenko, R., Kobalava, H., Zubarev, A., Sviridov, V. and Kornienko, V., "Analysing the Efficiency of Thermopressor Application in the Charge Air Cooling System of Combustion Engine", E3S Web of Conf., 323 (2021), 00017.

[2] Raman, P. K. N. and Bahari, A., "Effect of Changing in Air Intake Temperature on Engine Performance using Thermocouple", J. Adv. Indust. Tech. Appl., 2 (2021), 43-50.

[3] Kornienko, V., Radchenko, R., Radchenko, M., Radchenko, A., Pavlenko, A. and Konovalov, D., "Cooling Cyclic Air of Marine Engine with Water-Fuel Emulsion Combustion by Exhaust Heat Recovery Chiller", Energies, 15 (2022), 248.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

[4] Campbell, I. C., Chun, A., Miotto, B. M. F., Donatelli, J. L. M., Santos, J. J. C. S., Cunha, C. C. M., Zabeu, C. B., "Performance Assessment of a Large Internal Combustion Engine Due to Inlet Air Cooling and Dehumidification: GT-Power Software Simulation", Eng. Térm. (Therm. Eng.), 20 (2021), 13-19.
[5] Cipollone, R., Battista, D.D.and Vittorini, D., "Experimental Assessment of Engine Charge Air Cooling by a Refrigeration Unit", Energy Proc., 126 (2021), 1067–1074, 2021.
[6] Di Battista, D., Vittorini, D., Di Bartolomeo, M. and Cipollone, R., "Optimization of the Engine Intake Air Temperature Through the Air Conditioning", Unit, SAE Tech. Paper, (2018), 2018-01-0973. doi:10.4271/2018-01-0973.
[7] Gerges, S.N., De Luca, J.C., Lalor, N., "The Influence of Cylinder Lubrication on Piston Slap", J. Sound Vib., 257(2002),527-557.
[8] Ge, Y., Chen, L., Sun, F. and Wu, Ch., "Effect of Heat Transfer and Friction on the Performance of an Irreversible Air-Standard Miller Cycle", Int. Commu. Heat and Mass Trans., 32 (2005), 1045-1056.
[9] Abu-Nada, E., Al-Hinti, I., Al-Sarkhi, A., Akash, B., "Thermodynamic Modeling of Spark Ignition Engine: Effect of Temperature Dependent Specific Heats", Int. Commu. in Heat and Mass Trans., 33(2006), 1264-1272.
[10] Esfahanian, V., Javaheri, A.and Ghaffarpour, M., "The Influence of Cylinder Lubrication on Piston Slap", Appl. Therm. Eng., 26(2006), 277-287.
[11] Yamin, J.A. and Badran, O.O., "Analytical Study to Minimise the Heat Losses from a Propane Powered 4-Stroke Spark Ignition Engine", Ren. Energy, 27 (2002), 463-478.
[12] Kutlar, O.A., Arslan, H. and Calik, A.T., "Method to Improve Efficiency of Four Stroke, Spark Ignition Engines at Part Load", Energy Con. Man., 46 (2005), 3202-3220.
[13] Abu-Nada, E., Al-Hinti, I., Al-Sarkhi, A. and Akash, B., "Effect of Piston Friction on the Performance of SI Engine: A New Thermodynamic Approach", J. Eng. Gas Turb. Power, 130 (2008), pp.1-8, 022802.
[14] Mufti, R.A. and Priest, M., "Experimental Evaluation of Piston-Assembly Friction Under Motored and Fired Conditions in a Gasoline Engine", J. Trib., 127 (2005), 826-836.
[15] Tamminen, J., Sandström, C.E. and Andersson, P., "Influence of Load on the Tribological Condition in Piston Ring and Cylinder Liner Contacts in a Medium-Speed diesel Engine", Trib. Int., 39 (2006), 1643-1652.
[16] Heinle, M., Bargende, M. and Berner, H., "Some Useful Additions to Calculate the Wall Heat Losses in Real Cycle Simulations", SAE Int. J. Engines, 5 (2012) 2. doi:10.4271/2012-01-0673
[17] Broekaert, S., Cuyper, Th. D., Paepe, M. D. and Verhelst, S., "Evaluation of Empirical Heat Transfer Models for HCCI Combustion in a CFR Engine", Applied Energy, 205 (2017), 1141–1150.
[18] Dabbaghi, M. F., Baharom, M. B., Abdul Karim, Z. A., Aziz, A. R. A., Mohammed, S. E. and Zainal E. Z. A., "Comparative Evaluation of Different Heat Transfer Correlations on a Single Curved-Cylinder Spark Ignition Crank-Rocker Engine", Alex. Eng. J., 60 (2021),2963–2978.
[19] Maurya, R. K., "Reciprocating Engine Combustion Diagnostics In-Cylinder Pressure Measurement and Analysis", Springer Nat. Switz., AG (2019).
[20] Sanli, A., Sayin, C., Gumus, M., Kilicaslan, I. and Canakci, M., "Numerical Evaluation by Models of Load and Spark Timing Effects on The in-Cylinder Heat Transfer of a SI Engine", Num. Heat Trans., Part A, 56(2009) 444–458.
[21] Miller, C.D. , Olsen, H.L., Logan, W.O. and Osterstrom, G.E., "Analysis of Spark-Ignition Engine Knock as Seen in Photographs Taken at 200,000 Frames per Second", NACA Rep., 857(1946).
[22] Taylor, E.S., Leary, W.A. and Diver, J., "Effect of Fuel-Air Ratio, Inlet Temperature, and Exhaust Pressure on Detonation", NACA Rep., 699 (1939).
[23] Taylor, C.F., "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", MIT Press, I (1972).
[24] Taylor, C.F., "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", MIT Press, II (1973).
[25] Heywood, J.B., "Internal combustion engines fundamentals", McGraw-Hill Inc., (1988).

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

[26] Heywood and J.B., Sher, E., "The Two-Stroke Cycle Engine; It's Development, Operation, and Design", Taylor & Francis, (1999).

[27] Bradley, D., Kalghatgi, G.T., Glombok, M. and Yeo, J., "Heat Release Rates Due to Autoignition, And Their Relationship to Knock Intensity in Spark Ignition Engines", Symp. (Int.) Comb., 26 (1996), 2653-2660.

[28] Merola, S.S. and Vaglieco, B.M., "Knock Investigation by Flame and Radical Species Detection in Spark Ignition Engine for Different Fuels", Energy Conv. Man., 48 (2007), pp. 2897-2910.

[29] Choi, J., "Recycled Water Injection in a Turbocharged Gasoline Engine and Detailed Effects of Water on Auto-Ignition", PhD thesis, University of Michigan, (2019).

[30] Cinar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., Sahin, F., Polat, S. and Yilmaz, E., "Effects of Intake Air Temperature on Combustion, Performance and Emission Characteristics of a HCCI Engine Fueled with the Blends of 20% n-heptane and 80% Isooctane Fuels", Fuel Proc. Tech., 130 (2015), 275–281.

[31] Ertman, S. A., Ertman, J. A. and Zakharov, D. A., "Raising of Operating a Motor Vehicle Effects on Environment in Winter", IOP Conf. Series: Mat. Sci. Eng., 142 (2016), 012119. doi:10.1088/1757-899X/142/1/012119.

[32] Yusuf, A. A. and Inambao, F. L., "Effect of Cold Start Emissions from Gasoline-Fueled Engines of Light Duty Vehicles at Low and High Ambient Temperatures: Recent Trends", Case Stud. Thermal Eng., 14 (2019), 100417.

[33] Serevina, V., Azhar, A. A., Sutandi, T., Sumeru, K., "Effect of Engine Speed on the Performance of Automotive Air Conditioning System using R134a and R152a as Refrigerants", J. Physics: Conf. Ser., Open Access, 1150(2019), 012051.

[34] Abdullah, N. R., Ismail, H., Michael, Z., Rahim, A. A. and Sharudin, H., "Effects of Air Intake Temperature on the Fuel Consumption and Exhaust Emissions of Natural Aspirated Gasoline Engine", J. Teknologi (Sci. & Eng.), 76 (2015), 25–29.

[35] Heywood, J.B., "Internal Combustion Engines Fundamentals", McGraw-Hill, Inc, (1988).

[36] Shadloo, M.S., Poultangari, R., Jamalabadi, M.Y.A. and Rashidi, M.M., A New and Efficient Mechanism for Spark Ignition Engines", Energy Con. Management, 96(2015) 418-429.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]

چکیده انگلیسی:

Predicting the effect of insulation of intake air route of a naturally aspirated XU7 engine in it's performance in an hot and humid weather by thermodynamical modeling

Reza Poultangari*

Department of Mechanical Engineering, Dezful Branch, Islamic Azad University, Dezful, Iran

Received: August 2022, Accepted: October 2022

Abstract

In this research, with the help of thermodynamic modeling of an XU7 engine (manufactured by Irankhodro Co.), the effect of insulation and modification of the intake air route (IAR), in a real hot and humid weather case study(49 ° C and 20.2% relative humidity similar to a normal summer day of Khuzestan state climate) is investigated. In this regard, assuming hot engine run-up and naturally aspiration condition, the thermodynamic model of the processes of a spark ignition engine, based on the Anand combustion model, was developed. In the process of modeling the irreversible work of viscous friction caused by lubrication of pistons and rings, assuming the constant viscosity of the lubricant as well as two compression rings for each piston, was considered. The physical effects of the presence of moisture in the engine intake air(EIA) were taken into account. Considering two different cases, the effect of heat transfer to EIA was applied. Case 1: gradual heat transfer approach along IAR and case 2: heated air suction approach before entering IAR (This approach is closer to reality). The cylinder body temperature as well as the equivalence ratio in the combustion process are considered constant at all crank angular velocities. The results were verified by reputable authorities. The results showed that reducing the EIA temperature due to the insulating IAR is effective for each of the above two cases. But in the second case, this action has a greater impact. Based on the results, the effect of insulating IAR of the XU7 engine in the mentioned weather conditions can be simultaneously, Leads to a 12% increase in engine output power (at 6000 rpm) and also a 10.3% increase in engine output torque (at 1000 rpm).

Key words: Modeling, XU7 engine, Insulation, Intake air direction, Hot and humid climate.

*corresponding author: reza.poultangari@gmail.com

Cite this article as: Reza Poultangari. Predicting the effect of insulation of intake air route of a naturally aspirated XU7 engine in it's performance in an hot and humid weather by thermodynamical modeling. Journal of Energy Conversion, 2023, 9 (4), 1-16. DOR**:** **20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1**

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-22]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.4.4.1]