

مدلسازی مقدار میانگین موتور دیزل به همراه توربوشارژر

علی نصیری طوسی

استادیار - دانشگاه علم و صنعت ایران

a_nasiri@iust.ac.ir

محمد حسن بهروزی

دانشجوی کارشناسی ارشد - دانشگاه علم و صنعت ایران

mbehroozi718@gmail.com

امیرحسین شامخی

استادیار - دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی

shamekhi@kntu.ac.ir

مهدی پلاور

دانشجوی کارشناسی ارشد - دانشگاه علم و صنعت ایران

Mehdi_pvr@yahoo.com

چکیده

در این مقاله به مدلسازی اجزای تشکیل دهنده مسیر حرکت هوا (گاز) در موتور دیزل توربوشارژر شده، می‌پردازیم. این مدل به نام "مدل موتور مقدار میانگین" (MVEM) معروف است که به این معناست که مقدار سیگنالها و متغیرهای در نظر گرفته شده دارای مقدار متوسط در چندین سیکل مختلف می‌باشند. در هر بخش شبیه‌سازی مربوط به هر قسمت موتور را که با استفاده از نرم‌افزار Matlab/Simulink انجام شده است را مورد بررسی قرار می‌دهیم. در انتهای مقاله نیز به ارزیابی مدل شبیه‌سازی شده می‌پردازیم.

واژگان کلیدی: جریان جرمی، شبیه سازی، متغیرهای خروجی، متغیرهای ورودی، مدل مقدار میانگین، موتور دیزل.

مقدمه

یکی از روشهای مدلسازی به کار رفته برای سیستمهای دینامیکی، به ویژه سیستمهای چند ورودی- چند خروجی (MIMO) و پیچیده، استفاده از روش مقدار میانگین است. مزیت استفاده از روش مقدار میانگین در موتور، سادگی و کارا بودن آن است. این روش (MVEM) برای اولین بار در سال ۱۹۹۰ در دانشگاه صنعتی دانمارک ارائه شد [۱]. با گذر زمان استفاده از این نوع مدل توسعه یافت [۲-۴]. روشهای ساده شده دیگری نیز توسط Clark (۲۰۰۲) [۵] گسترش داده شد. با پیشرفت زمینه‌های مختلف هوش محاسباتی، تحقیقات در زمینه سیستمهای تشخیص عیب (FDI) شکل تازه‌ای به خود گرفت [۶-۸].

در ادامه به بررسی مدلسازی موتور دیزل توربوشارژر دار می‌پردازیم. در انتها ارزیابی موتور مورد ملاحظه قرار می‌گیرد.

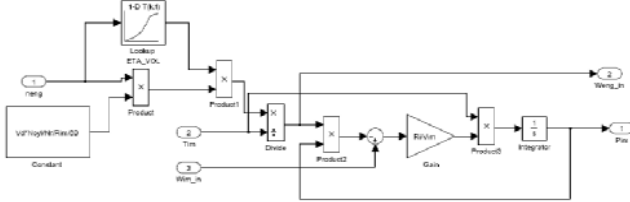
مدلسازی

در این بخش به توصیف مدلسازی مسیر حرکت هوا در موتور دیزل توربوشارژر شده می‌پردازیم. این مدل به نام "مدل موتور مقدار میانگین" (MVEM) معروف است که به این معناست که مقدار سیگنالها و متغیرهای در نظر گرفته شده دارای مقدار متوسط در چندین سیکل مختلف می‌باشند. در هر بخش شبیه‌سازی مربوط به هر قسمت موتور را که با استفاده از نرم‌افزار Matlab/Simulink انجام شده است را مورد بررسی قرار می‌دهیم. در انتهای بحث نیز به ارزیابی مدل شبیه‌سازی شده می‌پردازیم.

مدل موتور

هدف اصلی از ساختن مدل مقدار متوسط، ایجاد مدل ساده از موتور است. مدلی که در شبیه‌سازی موتور مورد استفاده قرار می‌گیرد، باید دقت کافی و سادگی مورد نظر را داشته باشد تا بتوان از آن در عین سادگی و عدم پیچیدگی با اطمینان مورد استفاده قرار داد. مدلی که در اینجا مورد استفاده قرار گرفته است، براساس مدل‌های استخراج شده از مراجع [۱]، [۲] و [۳] اما با رهیافتی ساده‌تر می‌باشد. مدل دارای چهار متغیر حالت می‌باشد که عبارتند از: فشار منیفولد ورودی، فشار منیفولد خروجی، فشار سیستم خروجی و سرعت توربین. تمام حجمهای کنترلی از قبیل منیفولد ورودی، منیفولد خروجی (سیستم آگزوز) و سیستم خروجی بر حسب ترمهای فشار، دما و انتقال گرما، ایده‌آل در نظر گرفته می‌شوند. مدل سیستم موتور و ورودی و خروجی‌های آن در شکل (۱) آمده است. مقدار انتقال گرما در این مدل برابر صفر در نظر گرفته می‌شود (می‌توان از میزان گرمای انتقال یافته به خارج از سیستم حرکت هوا در موتور به محیط بیرون صرف‌نظر کرد). در این مدل تغییرات دمای هوای ورودی به منیفولد ورودی مدل نشده است و دمای هوا در منیفولد ورودی همواره برابر با مقدار ورودی در نظر گرفته می‌شود. ظرفیت گرمایی مخصوص برای فشار ثابت، C_p ، و برای حجم ثابت، C_v ، قبل و پس از احتراق به عنوان مقدار ثابت فرض می‌شوند. شماییک مدل شبیه‌سازی شده با استفاده از روابط زیر را می‌توان در شکل (۲) ملاحظه نمود.

که در این رابطه η_{vol} ، بازده حجمی، V_d ، حجم جابجایی، N_{cyl} ، تعداد سیلندرها، n_{eng} ، دور موتور، R_{im} ، ثابت گاز N_r تعداد سیکل انجام شده در هر دور گردش میل لنگ و T_{im} ، دمای منیفولد ورودی می باشد. مدل شبیه سازی شده منیفولد ورودی را می توان در شکل زیر مشاهده نمود.



شکل (۳): مدل شبیه سازی شده منیفولد ورودی

بازده حجمی

بازده حجمی عبارت است از بازده فرآیند مکش موتور. این مقدار به عنوان نرخ جریان حجمی واقعی تقسیم بر نرخ جریان حجمی نظری از جریان هوای جابجا شده در پیستون در نظر گرفته می شود. این مقدار با رابطه زیر مدل می شود:

$$\eta_{vol} = f_{\eta_{vol}}(n_{eng}) \quad (7)$$

که در آن $f_{\eta_{vol}}$ از جدول ساخته شده از داده های موتور مورد استفاده قرار می گیرد.

منیفولد خروجی

منیفولد خروجی همانند منیفولد ورودی بر حسب پارامترهای دما و فشار ایده آل فرض می شود. با استفاده از (۱)، (۲) و (۳) می توان رابطه زیر را استخراج نمود:

$$\dot{p}_{em} = \frac{R_g T_{em}}{V_{em}} (W_{em_{in}} - W_{em_{out}}) \quad (8)$$

جریان جرمی خروجی از منیفولد خروجی برابر با جریان جرمی ورودی به توربین در نظر گرفته می شود:

$$W_{em_{out}} = W_{tb} \quad (9)$$

دبی ورودی به منیفولد خروجی برابر با جریان جرمی خروجی از موتور در نظر گرفته می شود:

$$W_{em_{in}} = W_{eng_{out}} \quad (10)$$

جریان جرمی خروجی از موتور برابر با جمع جریان جرمی ورودی به سیلندرها و جرم سوخت پاشیده شده می باشد:

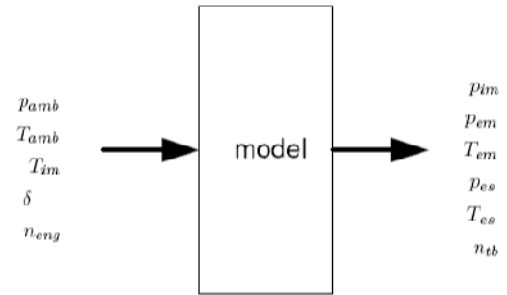
$$W_{eng_{out}} = W_{eng_{in}} + W_{fuel} \quad (11)$$

که در اینجا:

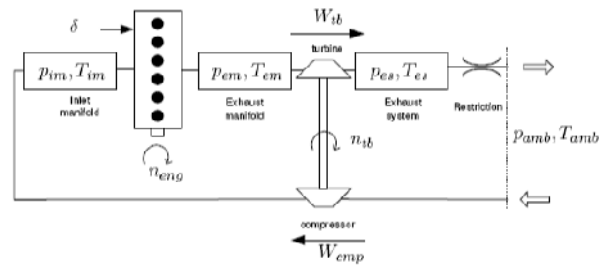
$$W_{fuel} = \frac{\delta n_{eng} N_{cyl}}{60 N_r} \quad (12)$$

که در آن δ مقدار سوخت پاشیده شده در هر سیکل می باشد.

مدل شبیه سازی شده منیفولد خروجی را می توان در شکل زیر مشاهده نمود.



شکل (۱): متغیرهای ورودی و خروجی سیستم



شکل (۲): نمایی از ساختار مدل

منیفولد ورودی بر حسب پارامترهای دما و فشار به صورت ایده آل در نظر گرفته می شود. اگر منیفولد ورودی به صورت ایده آل در نظر گرفته شود، می توان قانون گاز ایده آل را برای آن در نظر گرفت:

$$p = \frac{mRT}{V} \quad (1)$$

از رابطه بالا می توان برای استخراج تغییرات فشار در منیفولد ورودی استفاده کرد. با دیفرانسیل گیری از رابطه (۱) رابطه زیر بدست می آید:

$$\dot{p} = \frac{\dot{m}RT}{V} + \frac{mRT}{V^2} \dot{V} \quad (2)$$

با فرض اینکه دما به کندی تغییر می کند، رابطه زیر استخراج می شود:

$$\dot{T} = 0 \quad (3)$$

بنابراین خواهیم داشت:

$$\dot{p}_{im} = \frac{R_g T_{im}}{V_{im}} (W_{im_{in}} - W_{im_{out}}) \quad (4)$$

که در این رابطه $W_{im_{in}}$ جریان جرمی به درون منیفولد ورودی و $W_{im_{out}}$ جریان جرمی خارج شده از منیفولد ورودی می باشد. جریان جرمی وارد به منیفولد ورودی فرض می شود که هوای جریان یافته در کمپرسور می باشد. بنابراین:

$$W_{im_{in}} = W_{cmp} \quad (5)$$

جریان جرمی خارج شده از منیفولد ورودی را جریان جرمی ورودی به سیلندرها در نظر می گیریم که مانند زیر مدل می شود:

$$W_{im_{out}} = W_{eng_{in}} \quad (6)$$

$$W_{eng_{in}} = \eta_{vol} \frac{p_{im} V_d N_{cyl} n_{eng}}{60 N_r R_{im} T_{im}} \quad (7)$$

$$\dot{p}_{es} = \frac{R_e T_{es}}{V_{es}} (W_{es_{in}} - W_{es_{out}}) \quad (17)$$

که در این رابطه جریان جرمی وارد به سیستم خروجی برابر با جریان درون توربین می‌باشد.

$$W_{es_{in}} = W_{in_{tb}} \quad (18)$$

سیستم خروجی با قیده‌های مرتبه ۲ مدل می‌شود:

$$W_{es_{out}}^2 = \frac{k_{es} R_e T_{es}}{P_{es}} (p_{es} - p_{amb}) \quad (19)$$

که در آن k_{es} ، ثابت قید سیستم خروجی می‌باشد. دمای سیستم خروجی با رابطه زیر مدل می‌شود:

$$T_{es} = T_{tb_{out}} \quad (20)$$

که در آن $T_{tb_{out}}$ دمای خروجی از توربین می‌باشد.

توربوشارژر

توربوشارژر همانند روابط آمده در مرجع [۱۰] شبیه‌سازی می‌شود. نقشه عملکردی استفاده شده در زیر از داده‌های تهیه شده از کارخانجات سازنده توربوشارژر مدل می‌شوند. با استفاده از قانون اویلر داریم:

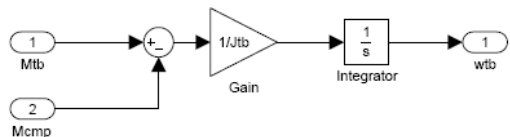
$$J \dot{\omega} = M \quad (21)$$

که با استفاده از آن، سرعت دورانی توربین به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$\dot{\omega}_{tb} = \frac{1}{J_{tb}} (M_{tb} - M_{cmp}) \quad (22)$$

که در آن J_{tb} ، ممان اینرسی مکانیکی توربوشارژر، M_{tb} ، گشتاور پیچشی ایجاد شده توسط توربین و M_{cmp} ، گشتاور ایجاد شده (مقاوم) توسط کمپرسور می‌باشد.

مدل شبیه‌سازی شده توربوشارژر را می‌توان در شکل زیر مشاهده نمود.



شکل (۶): مدل شبیه‌سازی شده توربوشارژر

مدل کمپرسور

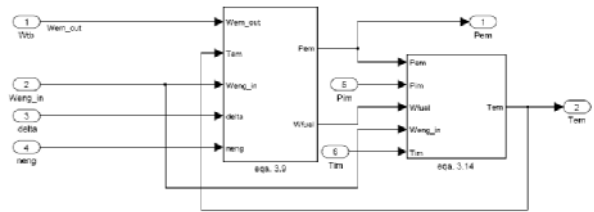
کمپرسور با دو نقشه عملکردی مجزا تعریف می‌گردد، اول نقشه جریان جرمی، $f_{W_{cmp}}$ ، و دوم نقشه عملکردی، $f_{\eta_{cmp}}$. جریان جرمی و بازده عملکردی با استفاده از روابط زیر تعریف می‌شوند.

$$W_{cmp} = f_{W_{cmp}} \left(\frac{P_{im}}{P_{amb}}, n_{tb} \right) \frac{P_{im}}{\sqrt{T_{amb}}} \quad (23)$$

$$\eta_{cmp} = f_{\eta_{cmp}} \left(\frac{P_{im}}{P_{amb}}, n_{tb} \right) \quad (24)$$

در نهایت گشتاور اعمال شده توسط کمپرسور عبارتست از:

$$M_{cmp} = \frac{W_{cmp} C_{pi} T_{amb}}{\eta_{cmp} \omega_{tb}} \left(\left(\frac{P_{im}}{P_{amb}} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} - 1 \right) \quad (25)$$



شکل (۴): مدل شبیه‌سازی شده منیفولد خروجی

دمای گاز خروجی

دمای گاز خروجی در سیکل ایده آل دیزل مطابق رابطه زیر است:

$$T_{em} = T_1 \left(\frac{p_{em}}{p_{im}} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \cdot \left(1 + \frac{q_{in}}{c_v T_1 r_c^{\gamma_e - 1}} \right)^{\frac{1}{\gamma_e}} \quad (13)$$

که در آن γ_e ، نسبت ظرفیت گرمایی پس از احتراق می‌باشد. انرژی مخصوص سوخت آماده شده بر حسب جرم عبارتست از:

$$q_{in} = \frac{W_{fuel} q_{HV}}{W_{eng_{in}} + W_{fuel}} (1 - x_r) \quad (14)$$

نسبت گاز پسماند عبارتست از:

$$x_r = \frac{1}{r_c} \left(\frac{p_{em}}{p_{im}} \right)^{\frac{1}{\gamma_e}} \left(1 + \frac{q_{in}}{c_v T_1 r_c^{\gamma_e - 1}} \right)^{\frac{1}{\gamma_e}} \quad (15)$$

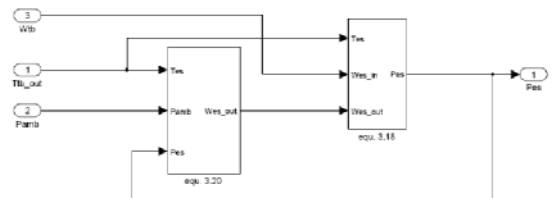
که در آن r_c نسبت تراکم و C_v ، ظرفیت حرارتی مخصوص در حجم ثابت می‌باشد. مدل را می‌توان با رابطه زیر تکمیل نمود:

$$T_1 = x_r T_{em} + (1 - x_r) T_{im} \quad (16)$$

موتوری که در این مقاله مدل‌سازی شده دارای سیستم بازخورانی (EGR) نمی‌باشد؛ در نتیجه در معادلات فوق $x_r = 0$ در نظر گرفته می‌شود.

این مدل برای حل کننده‌های با گام ثابت (روش رونگ-کوتای مرتبه چهار با گام ثابت) مناسب نیستند. زیرا مقادیر q_{in} و T_1 از حل یک معادله کاملاً غیرخطی بدست می‌آید. سیستم معادلات که با معادلات (۱۵)، (۱۶) و (۱۷) تعریف می‌شوند، با استفاده از حل کننده گام ثابت گسسته در Matlab/Simulink قابل حل هستند. این مدل را می‌توان به دلیل اینکه مقادیر خطای کمی را در هنگام ارتعاشات از خود نشان می‌دهد و همچنین زیاد پیچیده نیست، به عنوان مدل سیکل Seliger که در مرجع [۱۲] آمده است، انتخاب نمود.

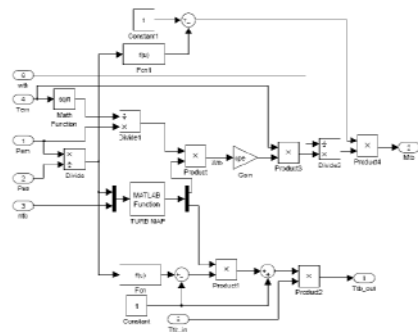
مدل شبیه‌سازی شده دما و فشار گاز خروجی را می‌توان در شکل زیر مشاهده نمود.



شکل (۵): مدل شبیه‌سازی شده دما و فشار گاز خروجی

سیستم خروجی

همانند روابط بالا، دینامیک این سیستم عبارتست از:



شکل (۹): مدل شبیه سازی شده توربین

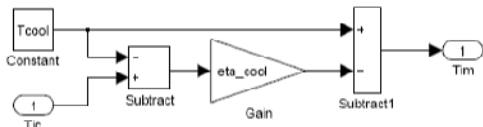
خنک کن میانی

هوای وارد شده به موتور پس از عبور از کمپرسور وارد این المان می شود و هوای خروجی خنکتر می شود. در این فرآیند فرض می شود که تغییرات فشار ناچیز و قابل صرف نظر کردن باشد.

$$T_2 = T_1 - \eta_{cool} (T_1 - T_{cool}) \quad (30)$$

که در این رابطه T_1 ، دمای خروجی از کمپرسور و ورودی به خنک کن میانی، T_2 ، دمای خروجی از خنک کن میانی، η_{cool} ، بازده خنک کن و T_{cool} ، دمای سیال خنک کننده می باشد.

مدل شبیه سازی شده خنک کن میانی را می توان در شکل زیر مشاهده نمود.



شکل (۱۰): مدل شبیه سازی شده خنک کن میانی

جمع بندی، مدل کلی موتور

مدل موتور که در آن یک مدل با چهار متغیر حالت بیان می گردد، با چهار رابطه زیر تبیین می گردد:

$$\dot{p}_{im} = \frac{R_e T_{im}}{V_{im}} (W_{im_{in}} - W_{im_{out}}) \quad (31)$$

$$\dot{p}_{em} = \frac{R_e T_{em}}{V_{em}} (W_{em_{in}} - W_{em_{out}}) \quad (32)$$

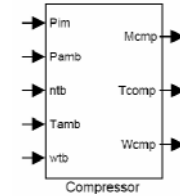
$$\dot{p}_{es} = \frac{R_e T_{es}}{V_{es}} (W_{es_{in}} - W_{es_{out}}) \quad (33)$$

$$\dot{\omega}_{tb} = \frac{1}{J_{tb}} (M_{tb} - M_{cmp}) \quad (34)$$

که در این رابطه متغیرهای P_{amb} ، T_{amb} ، T_{im} ، δ و n_{eng} به عنوان ورودی های مدل هستند.

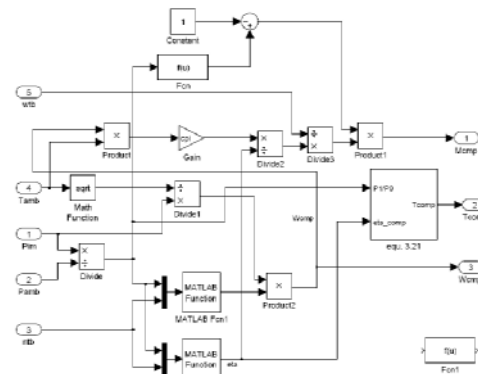
اگر بخواهیم کل فرآیند را بیان نماییم، بدین گونه خواهد بود که هوا از فیلتر هوا به درون موتور مکش می گردد. سپس با عبور از کمپرسور، فشار آن افزایش یافته و در نتیجه دبی بیشتری به درون سیلندر وارد می شود. برای استخراج میزان دبی جرمی خروجی از موتور و بازده کاری کمپرسور از نقشه عملکرد کمپرسور استفاده می شود که ورودی های این نقشه، نسبت فشار ورودی به

که در آن C_{p_i} ، ظرفیت مخصوص گرمایی در فشار ثابت قبل از احتراق و η_p ، نسبت ظرفیت گرمایی قبل از احتراق می باشد.



شکل (۷): ورودی ها و خروجی های کمپرسور

مدل شبیه سازی شده کمپرسور را می توان در شکل زیر مشاهده نمود.



شکل (۸): مدل شبیه سازی شده کمپرسور

مدل توربین

مانند آنچه در مورد کمپرسور گفته شد، توربین نیز با استفاده از دو نقشه عملکردی بیان می شود که از این دو نقشه مقادیر $f_{W_{tb}}$ و $f_{\eta_{tb}}$ استخراج می شوند. این مقادیر با رابطه زیر بیان می شوند:

$$W_{tb} = f_{W_{tb}} \left(\frac{p_{em}}{p_{es}}, n_{tb} \right) \frac{p_{em}}{\sqrt{T_{em}}} \quad (26)$$

$$\eta_{tb} = f_{\eta_{tb}} \left(\frac{p_{em}}{p_{es}}, n_{tb} \right) \quad (27)$$

دمای خروجی از توربین نیز با رابطه زیر مدل می شود:

$$T_{tb_{out}} = \left(1 + \eta_{tb} \left(\left(\frac{p_{im}}{p_{amb}} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1 \right) \right) T_{tb_{in}} \quad (28)$$

گشتاور ایجاد شده توسط کمپرسور عبارتست از:

$$M_{tb} = \frac{W_{tb} c_{pe} n_{tb}}{\omega_{tb}} \left(1 - \left(\frac{p_{em}}{p_{es}} \right)^{\frac{1 - \gamma_c}{\gamma_c}} \right) \quad (29)$$

که در این رابطه C_{p_e} ، ظرفیت گرمایی مخصوص در فشار ثابت و پس از احتراق می باشد.

مدل شبیه سازی شده توربین را می توان در شکل زیر مشاهده نمود.

نتایج حاصل از شبیه سازی

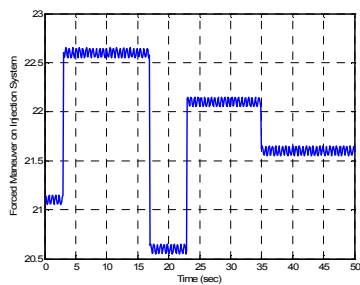
در این بخش به بررسی نتایج حاصل از شبیه سازی با استفاده از سیمولینک، می پردازیم. مقادیر پارامترهای به کار رفته در شبیه سازی را می توان در جدول (۱) ملاحظه نمود.

جدول (۱): پارامترهای بکار رفته در شبیه سازی

پارامترهای بکار رفته در شبیه سازی	مقدار
قطر پیستون (اینچ)	۵/۵
کورس (اینچ)	۶
طول شاتون (اینچ)	۱۶
نسبت تراکم	۱۴/۵
تعداد سیلندر	۶
حجم منیفولد ورودی (لیتر)	۵/۵
حجم منیفولد خروجی (لیتر)	۷/۸

روند بررسی شبیه سازی بدین ترتیب انجام شده است که در شرایط مختلف کاری، میزان پاشش سوخت تغییر می کند و براساس مقادیر مختلف پاشش سوخت، نمودارهای مختلفی برای فشار، دمای هوای جریان یافته در سیستم و دور میل لنگ استخراج می گردد. در واقع می توان مشاهده نمود که با افزایش میزان پاشش سوخت، دور موتور نیز افزایش می یابد و عملکردهای مناسبی را از لحاظ فیزیکی می توان از مدل انتظار داشت.

در شکل (۱۳) می توان عملیاتی پاشش سوختی که در آن شبیه سازی انجام شده است را ملاحظه نمود. همانطور که از این شکل ملاحظه می گردد میزان پاشش سوخت را در زمانهای مختلف کاهش و یا افزایش داده ایم تا بتوان عکس العمل موتور را به راحتی مورد بررسی قرار داد. در واقع این عملیات توسط راننده انجام می شود. مدت زمان انجام این عملیات ۵۰ ثانیه است.

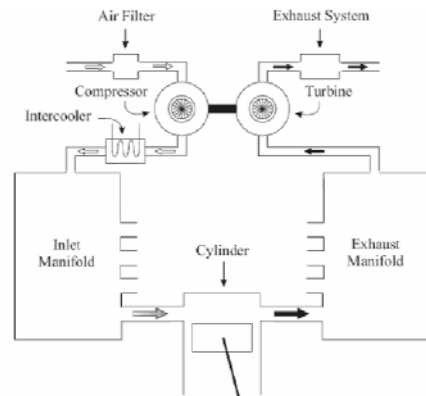


شکل (۱۳): عملیات پاشش سوخت اعمالی بر روی سیستم سوخت رسانی

همانطوری که از شکل ملاحظه می شود، عمل پاشش با اعمال مقداری نویز بر روی آن انجام می شود تا عملیات واقعی به خوبی مدلسازی شده باشد. با اعمال این سیستم پاشش، مسلماً به دلیل وجود عکس العمل نسبت به پاشش سوخت و دینامیکی که در سیستم پاشش سوخت وجود دارد، مکانیزم نهایی عملیاتی مانند این حالت نخواهد بود و تفاوتی را با حالت نهایی پیدا می کند. این دینامیک در سیمولینک شبیه سازی شده است. در شکل (۱۴)، مقدار عملیاتی پاشش سوخت تحت تأثیر دینامیک پاشش نشان داده شده است.

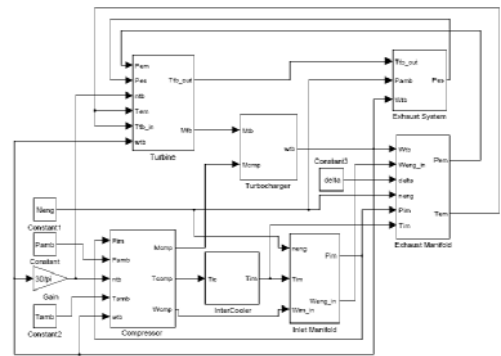
خروجی و دور شفت توربوشارژر می باشد. هوا پس از این مرحله وارد خنک کن میانی می شود و در فشار ثابت، دمای آن کاهش می یابد. دبی جرم ورودی و خروجی در این مرحله نیز برابر با مقدار جریان یافته در کمپرسور می باشد. هوای فشرده و خنک شده قبل از ورود به سیلندرها وارد منیفولد ورودی می شود. سیستم منیفولد را حجم ثابت در نظر می گیریم دبی ورودی به آن همان دبی جریان یافته در کمپرسور می باشد و دبی خروجی از آن برابر با دبی ورودی به سیلندرها است.

مرحله جدید با ورود هوا به داخل سیلندر آغاز می شود. در این مرحله تزریق سوخت صورت می گیرد و این مقدار سوخت به علاوه هوای ورودی به منیفولد ورودی، تشکیل دبی جدیدی می دهد و این مقدار، دبی همان دبی خروجی از سیلندرها است. این دبی وارد منیفولد خروجی می شود. منیفولد خروجی را نیز مانند منیفولد ورودی، حجم ثابت در نظر می گیریم و شرایط یکسانی برای آن برقرار است. به گونه ای که دبی خروجی از آن همان دبی جریان یافته در توربین می باشد.



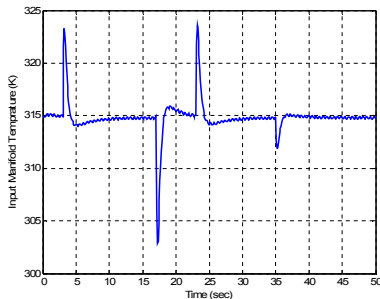
شکل (۱۱): شماتیک مدل موتور با خنک کن میانی

در مرحله بعد گاز سوخته شده در سیلندر وارد سیستم توربین می شود و بخشی از فشار آن برای تامین انرژی مورد نیاز برای بالا بردن فشار هوای ورودی مورد استفاده قرار می گیرد. در نهایت گاز وارد سیستم خروجی می گیرد که این قسمت نیز مانند منیفولدها به صورت حجم ثابت در نظر گرفته می شود. شماتیک فرآیندهای بالا را می توان در شکل (۱۱) نیز مجدداً مشاهده نمود. کل شبیه سازی انجام شده برای موتور دیزل در شکل زیر نمایش داده شده است:



شکل (۱۲): مدل شبیه سازی شده کل موتور

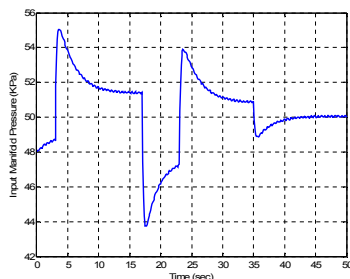
در شکل (۱۶) می توان تاثیر عملیات پاشش را بر روی دمای منیفولد ورودی ملاحظه کنیم.



شکل (۱۶): تاثیر عملیات پاشش سوخت بر روی دمای منیفولد ورودی

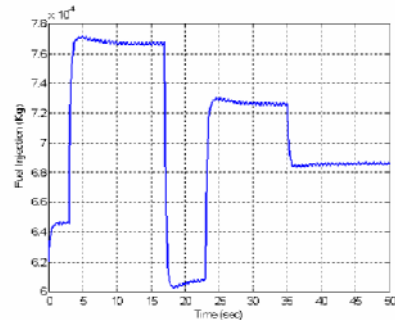
همانطوری که از روی شکل ملاحظه می گردد، در هنگام ایجاد مانورهای مختلف، میزان دما به طور موقت تغییر می کند. اما این تغییر همانند شوکی بر روی سیستم منیفولد ورودی تاثیر می گذارد و دما را ناگهانی افزایش می دهد؛ اما نهایتاً مقدار نهایی دما به مقدار ۳۱۵ درجه کلوین می رسد که این مقدار دما تحت مانورهای متعدد دچار تغییر نمی شود. در واقع نتایجی که در اینجا حاصل می گردد، با فرضیهایی که در استخراج معادلات برای ثابت بودن تقریبی دما وجود داشت، تناقضی ندارد و به خوبی آن را تایید می نماید.

نمودار پاسخ فشار منیفولد ورودی تحت تاثیر میزان پاشش در شکل (۱۷) قابل مشاهده می باشد.



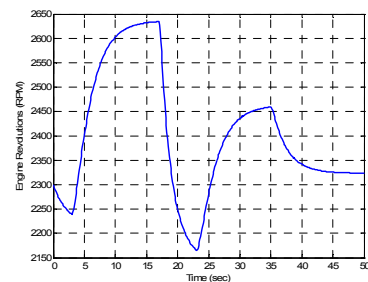
شکل (۱۷): تاثیر عملیات پاشش سوخت بر روی فشار منیفولد ورودی

همانطوری که از شکل ملاحظه می گردد، مقدار فشار اولیه منیفولد ورودی برابر با ۴۸ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است. با اعمال سیستم پاشش سوخت، فشار درون منیفولد شروع به افزایش می کند تا به مقدار نهایی خود دست یابد. اما قبل از اینکه به مقدار نهایی خود برسد، عملیات جدید پاشش سوخت اعمال می گردد که باعث افزایش مجدد مقدار فشار می گردد. اما همانطوری که از شکل قابل استخراج است، ابتدا با مقدار قابل ملاحظه ای آورشوت روبرو هستیم که این به دلیل پاشش ناگهانی سوخت است که فشار را به صورت ناگهانی افزایش می دهد. این افزایش ناگهانی در میزان پاشش سوخت، سبب افزایش دور موتور و در نتیجه افزایش فشار بالاتر در منیفولد ورودی می گردد که این مقادیر افزایش فشار توسط کمپرسور تامین می گردد. بنابراین فشار نهایی منیفولد افزایش می یابد که این روند از روی نمودار قابل ملاحظه است. در سایر عملیات نیز این روند قابل استنتاج می باشد و آن را هم



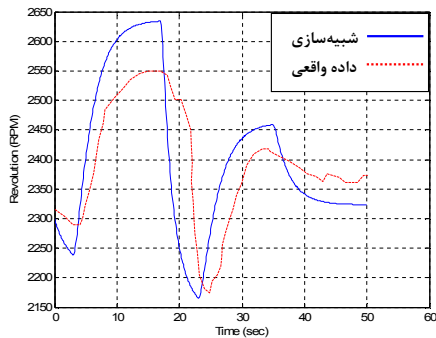
شکل (۱۴): پاسخ سیستم سوخت رسانی به عملیات پاشش سوخت

همانطوری که از شکل ملاحظه می شود، به دلیل دینامیک پاشش، دارای مقداری تاخیر در پاشش سوخت خواهیم بود که در شکل بالا قابل ملاحظه می باشد. در سه نموداری که در قسمت پایین مشاهده می شود، به ترتیب پاسخ دور موتور، دمای منیفولد ورودی و فشار منیفولد ورودی مورد بررسی قرار گرفته است. از آنجایی که عیوب در بیشترین حالت تاثیر، بر روی این پارامترها اثر می گذارند، بنابراین این سه پارامتر را مورد بررسی قرار می دهیم. در شکل (۱۵)، می توانیم تاثیر پاشش سوخت را بر روی دور موتور را مشاهده نماییم.

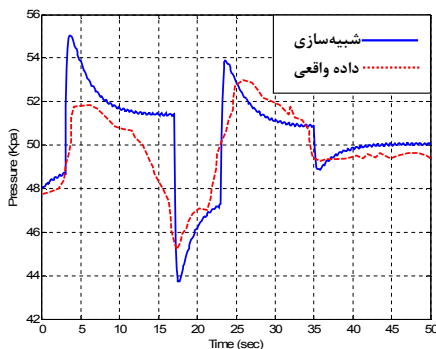


شکل (۱۵): تاثیر عملیات پاشش سوخت بر روی دور موتور

همانطوری که از شکل ملاحظه می شود، میزان اولیه دور به مقدار RPM ۲۳۰۰ تعیین شده است، دور موتور حرکت خود را از آن آغاز می کند تا به تدریج به مقدار نهایی خود دست یابد. اما در این میان به دلیل اینکه میزان پاشش به طور ناگهانی افزایش می یابد، دور موتور که روندی کاهش داشت، به طور ناگهانی روند افزایشی پیدا می کند تا به مقدار نهایی خود در حدود RPM ۲۶۴۰ دست یابد. در واقع در مرحله قبل دینامیک سیستم فرصت کافی را برای رسیدن دور موتور به مقدار نهایی خود ندارد که از نظر فیزیکی نیز معقول می باشد. بدین معنی که موتور پس از گاز دادن مدتی طول می کشد که به دور نهایی خود دست یابد. درحالی که دور موتور به مقدار نهایی خود دست یافته است، دوباره میزان پاشش سوخت را تغییر داده و به سطح بسیار پایینی می رسانیم. بنابراین ورودی اعمالی، سیستم نیز می خواهد خود را با شرایط اعمالی وفق دهد. پس دور به صورت ناگهانی کاهش می یابد. ولی مجدداً فرصت آن را پیدا نمی کند که به مقدار نهایی خود برسد. با انجام دو مانور نهایی که به ترتیب، افزایش و کاهش پاشش سوخت می باشد، عملیات اعمالی بر روی موتور را به پایان می رسانیم و به موتور فرصت می دهیم تا مقدار نهایی خود را استخراج کند که دور حدود RPM ۲۳۲۵ اتفاق می افتد.



شکل (۲۱): ارزیابی دور حاصل از مدل با دور موتور واقعی



شکل (۲۲): ارزیابی فشار حاصل از مدل با فشار واقعی

همین طور که مشاهده می‌گردد مقادیر حاصل از شبیه سازی همخوانی مورد قبولی با نتایج بدست آمده از تست موتور واقعی دارد که این همخوانی بر دقت و صحت مدل سازی صحت می‌گذارد.

نتیجه گیری

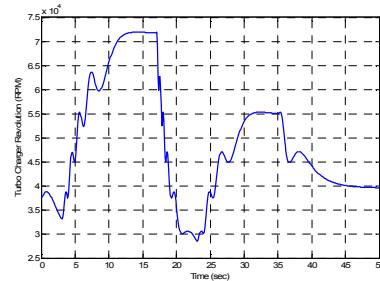
همین طور که مشاهده می‌گردد مقادیر حاصل از شبیه سازی همخوانی مورد قبولی با نتایج بدست آمده از تست موتور واقعی دارد که این همخوانی بر دقت و صحت مدل سازی صحت می‌گذارد.

جدول (۱): علائم اختصاری بکاررفته در این مقاله

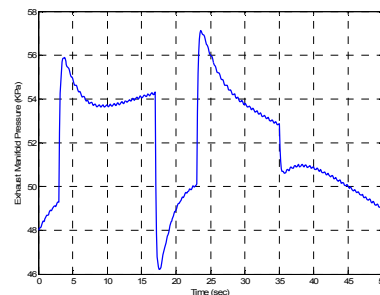
علامت	مقدار	نام	واحد
δ	Var	میزان سوخت تزریق شده	$Kg / Stroke$
M	Var	گشتاور	$N.M$
n	Var	سرعت چرخشی	rpm
ω	Var	سرعت زاویه‌ای	$1/S$
N_r	2	چرخش میل‌لنگ در هر سیکل
N_{cyl}	6	تعداد سیلندر
\dot{W}	Var	دبی جرمی	kg / s
r_c	Con	نسبت تراکم
J	Con	ممان اینرسی	$N.m.s$
V_d	Con	حجم جابجایی (۱ سیلندر)	m^3
V_{cyl}	Con	حجم کل (۱ سیلندر)	m^3

می‌توان از حالت فیزیکی (عملکرد واقعی موتور) و هم نمودارهای شبیه‌سازی شده استخراج نمود.

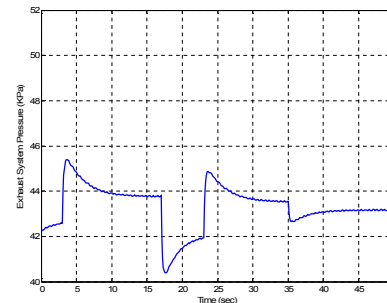
نمودارهای مربوط به دور توربوشارژر، فشار منیفولد خروجی و فشار سیستم خروجی را می‌توان در شکل‌های (۱۸) تا (۲۰) مشاهده نمود.



شکل (۱۸): تاثیر عملیات پاشش سوخت بر روی دور توربوشارژر



شکل (۱۹): تاثیر عملیات پاشش سوخت بر روی فشار منیفولد خروجی



شکل (۲۰): تاثیر عملیات پاشش سوخت بر روی فشار سیستم خروجی

ارزیابی مدل شبیه‌سازی شده

برای ارزیابی مدل از داده‌های تجربی بدست آمده از سایر مقالاتی که موتور دیزل را مورد بررسی قرار داده‌اند استفاده می‌نماییم. نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج مربوط به تست یک موتور دیزل مشهور لیلاند مقایسه شده است. نمودار دور و فشار منیفولد ورودی را می‌توان در شکل‌های (۲۱) و (۲۲) مشاهده نمود.

k_{es}	Con	ضریب محدودیت	$kg^2/(S^2.Pa)$
----------	-----	--------------	-----------------

مراجع

- [1] E. Hendricks, S. C. Sorenson, Mean Value Engine Modeling of Spark Ignition Engines, SAE International Congress and Exposition, Detroit, 1990.
- [2] E. Hendricks, T. Vesterholm, The Analysis of Mean Value SI Engine Models, SAE International Congress and Exposition, Detroit, 1998.
- [3] M. Muller, E. Hendricks, S. C. Sorenson, Mean Value of Turbocharged Spark Ignition Engines, SAE International Congress and Exposition, Detroit, 1998.
- [4] A. Chevalier, M. Muller, E. Hendricks, On the Validity of Mean Value Engine Models During Transient Operation, SAE International Congress and Exposition, Detroit, 2000.
- [5] Clark, R. N. A Simplified Instrument diesel engine modeling, IEEE Transactions on Vehicular Systems, Vol. 114, PP: 558-563, 2002.
- [6] Walters, S. D. and Howlett, R. J. Combustion Quality Monitoring Using Neural Network Analysis of Ignition Spark Vectors Engineering Research Centre, School of Engineering, Cockcroft Building, University of Brighton, Lewes Road, Moulsecoomb, Brighton, BN2 4GH, U.K (2003).
- [7] Patton, R. J., Lopez, C. J. and Uppal, F. J. Artificial Intelligence Approaches to Fault Diagnosis, Condition Monitoring: Machinery, External Structures and health, IEEE Colloquium on, PP. 22-23, Apr. 1999.
- [8] Gertler, J., Costin, M., Luo, Q., Fang, X. W., Hira, R. and Kowalczyk, Z. On-Board Fault Detection and Isolation for Automotive Engines Using Orthogonal Parity Equation. Invited Paper. Preprints of IFAC Conference on Fault Detection, Supervision and Safety (Baden-Baden, Germany, 1991), PP.Vol. 2, pp. 241-246.