

# بهینه‌سازی چندراهه ورودی موتور XU7/L3 با هدف افزایش بازده تنفسی

ابوالفضل محمدابراهیم

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو  
دانشگاه علم و صنعت ایران  
شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (IPCO)  
m\_ebrahim@ip-co.com

امیرحسین کاکایی\*

استادیار، دانشکده مهندسی خودرو  
دانشگاه علم و صنعت ایران  
kakaee\_ah@iust.ac.ir

\* نویسنده مسئول/تاریخ دریافت: ۸۸/۱۰/۰۸ پذیرش نهایی مقاله: ۸۹/۰۶/۰۱

## چکیده

طراحی چندراهه ورودی پیشتر به صورت تجربی بوده است، ولی در سال‌های اخیر و با افزایش توان رایانه‌ها و گسترش نرم افزارهای محاسباتی، طراحی چندراهه‌ها به صورت علمی‌تر و دقیق‌تر صورت می‌گیرد. نرم افزارهای متنوعی با استفاده از معادلات یک‌بعدی حاکم بر سیالات برای شبیه‌سازی مجموعه موتور و از جمله چندراهه ورودی تهیه شده‌اند که در این مقاله از الگوی آماده شده سامانه تبادل گاز بر مبنای نرم افزار GT-Power، استفاده شده است. در ابتدا با توجه به وضعیت موتور و هدف‌های بهینه‌سازی، یک تابع هدف به عنوان معیار بهینه‌سازی تعریف می‌گردد. با استفاده از این تابع هدف می‌توان حالت‌های مختلف مورد مطالعه را به صورت کمی با یکدیگر مقایسه کرد. در ادامه با توجه به گزینه‌های موجود، چند متغیر برای عملیات بهینه‌سازی انتخاب می‌گردد. متغیرهای انتخاب شده از لحاظ طول، قطر و انحنای بررسی و مناسب‌ترین حالت با توجه به محدودیت‌های مختلف تعیین می‌گردد. در نهایت چند راهه بهینه‌سازی شده با حدود ۲٫۵ درصد افزایش در بازده تنفسی حاصل می‌گردد. روش حل مسأله، استفاده از موج‌های صوتی با تکیه بر شبیه‌سازی حالت غیر دائم و معادلات یک بعدی خواهد بود.

کلید واژه‌ها: تبادل گاز، بازده تنفسی، بهینه‌سازی چندراهه ورودی، GT-Power

## ۱- مقدمه

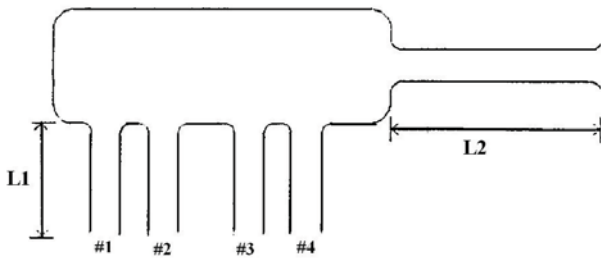
چندراهه ورودی، وظیفه توزیع هوا (و سوخت) به استوانه‌ها را بر عهده دارد. با عملکرد مطلوب چندراهه ورودی، توزیع یکنواخت مخلوط، بین استوانه‌ها حاصل می‌شود. از طرفی دیگر باید افت فشار چندراهه ورودی تا حد ممکن کم باشد تا مخلوط بیشتری به استوانه‌ها ارسال شود و بازده تنفسی موتور افزایش یابد.

طراحی مناسب مجموعه مکش در محدوده معین سرعت موتور انجام می‌شود و اصولاً نمی‌توان چندراهه هوایی طراحی کرد که بتواند در تمام دورها به خوبی کار کند. با استفاده از چند راهه هندسه متغیر می‌توان در محدوده وسیع‌تری از سرعت موتور، از مزیت بازده تنفسی بیشینه استفاده نمود. بازده تنفسی معیاری است که چگونگی عملکرد مجموعه مکش را نشان می‌دهد. با فرض اینکه مقدار هوای برگشتی در استوانه قابل صرف‌نظر کردن باشد بازده تنفسی می‌تواند به صورت معادله (۱) بیان شود.

## ۲- شبیه‌سازی و تحلیل جریان سیال در محفظه چندراهه ورودی

در این بخش، برای تحلیل جریان در محفظه چندراهه ورودی، جریان سیال با استفاده از روش تفاضل محدود، شبیه‌سازی می‌شود. برای به‌دست آوردن راه حل پایدار و دقیق، باید شرایط مرزی در راهگاه‌های ورودی و استوانه موجود باشد.

شکل ۱، سامانه ورودی ساده شده را نشان می‌دهد. چندراهه ورودی شامل چهار لوله برای اتصال به هر استوانه، یک محفظه آرامش و یک لوله مستقیم بلند برای اتصال به هوای آزاد است. هوای ورودی، گاز کامل فرض شده و جریان در لوله، یک‌بعدی و تراکم‌پذیر در نظر گرفته می‌شود. همچنین افت دما و فشار ناشی از اصطکاک و انتقال حرارت از دیواره وجود دارد [۹].



شکل ۱ چندراهه ورودی یک موتور

معادلات حاکم بر جریان از قوانین بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی حاصل می‌شود.

• معادله پیوستگی

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = -\frac{\rho u dF}{F dx} \quad (2)$$

• معادله اندازه حرکت

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} = -\frac{(\rho u^2 dF)}{F dx} - \rho \left( \frac{Af}{d} + \zeta \right) \frac{u|u|}{2} \quad (3)$$

• معادله انرژی

$$\frac{\partial}{\partial t} \left\{ \left( C_v T + \frac{u^2}{2} \right) \rho F u dx \left( C_v T + \frac{u^2}{2} + p v \right) \right\} = q \rho F dx \quad (4)$$

برای به‌دست آوردن  $\rho$ ،  $u$  و  $p$  جریان، روش تفاضل محدود دو مرحله‌ای لاکس-وندرفانت انتخاب می‌شود. در این روش یک گام زمانی به دو گام میانی در حوزه زمان تبدیل می‌شود. در گام اول برای یافتن مقادیر در نقاط  $i-1/2$  و  $i+1/2$  و در سطح زمانی  $n+1/2$ ، از روش لاکس استفاده می‌شود تا بتوان در ادامه مقادیر  $i-1$ ،  $i$ ،  $i+1$  را در سطح زمان  $n$

$$\eta_v = \frac{G_a}{V_{dis} \rho_{ini}} = \frac{V_{ini}}{V_{dis}} \quad (1)$$

که در آن، صورت کسر، هوای ورودی به موتور در حالت واقعی و مخرج کسر، حجم هوایی است که می‌تواند به‌صورت نظری محفظه موتور را پر کند.

گرچه در سال‌های قبل از ۱۹۴۰ میلادی افرادی-مانند کیتی که در سال ۱۹۲۹ مقاله‌ای تحت عنوان "اثر طول شاخه‌های مکش بر بازده تنفسی را منتشر نمود- مطالعاتی در زمینه طراحی چندراهه ورودی انجام داده‌اند با این حال مطالعات و کارهای اساسی پس از سال ۱۹۴۰ صورت گرفته است [۱].

در سال ۱۹۷۴ انگلین معادلاتی را برای تطبیق چندراهه معرفی نمود که این معادلات مبنای طراحی بسیاری از طراحان قرار گرفته است [۲]. در سال ۱۹۹۰ winterbone و pearson روش یک بعدی خطی شده‌ای را برای تحلیل سامانه چندراهه ورودی و روش سریع موج فعال (wave action) را برای شبیه‌سازی چندراهه ورودی معرفی کردند [۳]. در این تحقیق با استفاده از معادلات یک‌بعدی تراکم‌پذیر خطی شده، رفتار سیال در چندراهه‌های مختلف بررسی شده است. همچنین چگونگی عملکرد چندراهه هندسه متغیر با استفاده از آن معادلات تشریح شده‌اند. در سال ۱۹۹۶ بنسلر و آپرن در شرکت فولکس واگن جریان را در چندراهه ورودی موتور چهار استوانه‌ای به‌صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی کردند. برای این کار از نرم افزار Wave و Vectis استفاده شد. شبیه‌سازی در دو حالت دائم و غیر دائم صورت گرفته و در نهایت پیشنهادهایی برای بهبود چندراهه ارائه گردید [۵و۴].

وینتربون و پیرون در سال ۱۹۹۹ کتاب "روش‌های طراحی چندراهه موتورهای احتراق داخلی" را در دو جلد منتشر کردند [۶]. در این کتاب نتایج سال‌ها تحقیقات در زمینه طراحی چندراهه موتور (البته به‌صورت یک‌بعدی) بسیاری از محققان جمع‌آوری شده است. مطالب این کتاب، اساس تهیه بسیاری از نرم افزارهای شبیه‌ساز یک‌بعدی بوده است.

در سال ۲۰۰۳ Peters و Gosman یک روش عددی برای حل جریان ناپایدار یک‌بعدی با در نظر گرفتن انتقال حرارت، در چندراهه‌های چند شاخه‌ای موتورهای چند استوانه‌ای ابداع کردند [۷].

در همین سال، Deur و Hrovat به تحلیل مسائل مدیریت موتور به‌ویژه تأثیر حرارتی چندراهه ورودی پرداختند [۸].

در این مقاله نیز با بررسی مطالعات انجام شده در زمینه طراحی و بهینه‌سازی چندراهه هوای ورودی، به بهینه‌سازی متغیرهای بالقوه در بهبود بازده تنفسی موتور خودروی سمند پرداخته شده است.

ورودی یا بعد از باز شدن دریچه ورودی اتفاق می‌افتد. به دلیل اینکه حجم استوانه به نسبت بزرگتر از حجم راهگاه ورودی است، می‌توان استوانه را یک منبع در نظر گرفت و جریان را در این ناحیه هم‌انرژی فرض کرد. [۱۰]

$$a_c^2 = a_t^2 + \frac{\kappa - 1}{2} u_t^2 \quad (11)$$

$$\frac{p_c}{\rho_c^k} = \frac{p_t}{\rho_t^k} \quad (12)$$

در محفظه نشان داده شده در شکل ۳ خواهیم داشت:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\sum_{i=0}^n (\rho u F)_i^n}{V} \quad (13)$$

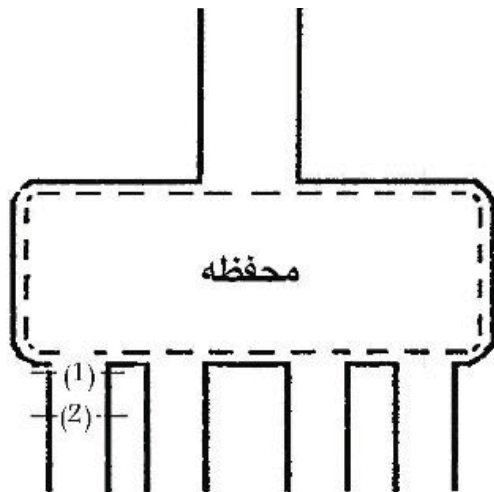
$$\rho_{ch}^{n+1} = \rho_{ch}^n + \frac{\partial \rho}{\partial t} \cdot \Delta t \quad (14)$$

همچنین از معادلات تکانه و پیوستگی بین نقاط ۱ و ۲، دو معادله ۱۵ و ۱۶ به دست می‌آید:

$$\frac{\rho_1^{n+1} - \rho_1^n}{\Delta t} + \frac{(\rho u)_2^{n+1} - (\rho u)_1^{n+1}}{\Delta x} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{(\rho u)_1^{n+1} - (\rho u)_1^n}{\Delta t} + \frac{(\rho u^2 + p)_2^{n+1} - (\rho u^2 + p)_1^{n+1}}{\Delta x} = 0 \quad (16)$$

از آن معادلات مقادیر  $\rho$  و  $p$  در نقطه ۱ به دست می‌آید.



شکل ۳ شرایط مرزی در محفظه

### ۳- بررسی الگوی یک‌بعدی

با در نظر گرفتن تمامی اجزاء سامانه تبادل گاز و استخراج متغیرهای هر جزء یا سامانه، الگوی یک‌بعدی از موتور تهیه شد (شکل ۴).

به دست آورد. در مرحله دوم، برای به دست آوردن مقادیر  $i$  در سطح زمانی  $n+1$  از روش لیپ-فراگ استفاده می‌شود.

برای به دست آوردن جریان داخل راهگاه ورودی به سمت استوانه، معادلات انرژی و پیوستگی برای جریان پایدار در نقطه (۱) راهگاه ورودی و نقطه (t) گلوگاه دریچه به کار می‌رود (شکل ۲)

$$\rho_t u_t F_t = \rho_1 u_1 F_1 \quad (5)$$

$$a_t^2 + \frac{\kappa - 1}{2} u_t^2 = a_1^2 + \frac{\kappa - 1}{2} u_1^2 \quad (6)$$

همچنین اگر جریان شیپوره بین نقاط ۱ و t، هم‌انرژی فرض شود:

$$\frac{p_t}{\rho_t^k} = \frac{p_1}{\rho_1^k} \quad (7)$$

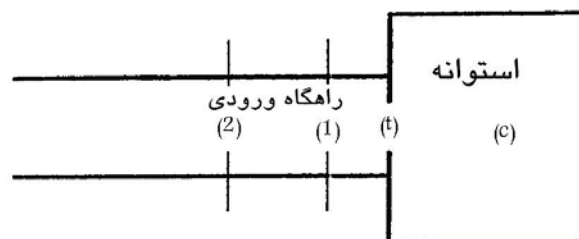
هنگامی که جریان در راهگاه، مادون صوت باشد آنگاه می‌توان فشار گلوگاه را برابر با فشار استوانه فرض کرد.

$$p_t = p_c \quad (8)$$

بین نقاط ۱ و ۲، با توجه به معادلات اندازه حرکت و پیوستگی، دو معادله ۹ و ۱۰ به دست می‌آید:

$$\frac{\rho_1^{n+1} - \rho_1^n}{\Delta t} + \frac{(\rho u)_2^{n+1} - (\rho u)_1^{n+1}}{\Delta x} = 0 \quad (9)$$

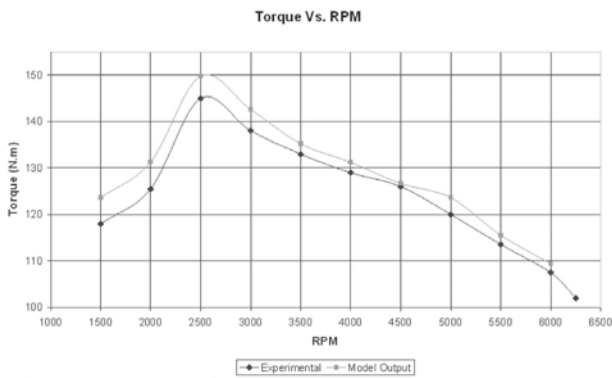
$$\frac{(\rho u)_1^{n+1} - (\rho u)_1^n}{\Delta t} + \frac{(\rho u^2 + p)_2^{n+1} - (\rho u^2 + p)_1^{n+1}}{\Delta x} = 0 \quad (10)$$



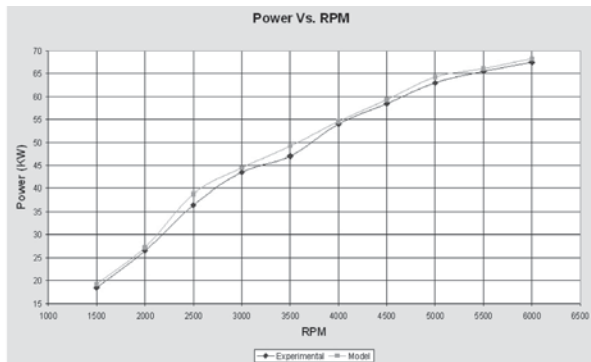
شکل ۲ مرز دریچه ورودی

با حل شش معادله بالا (از ۵ تا ۱۰) مقادیر  $\rho$ ،  $p$  و  $u$  در نقاط ۱ و گلوگاه، به دست می‌آید.

هنگامی که فشار راهگاه ورودی کمتر از فشار استوانه باشد، جریان خروجی از استوانه اتفاق می‌افتد. این اتفاق قبل از زمان بسته شدن دریچه



شکل ۵ تغییرات گشتاور بر حسب دور در دو حالت تجربی و خروجی الگو



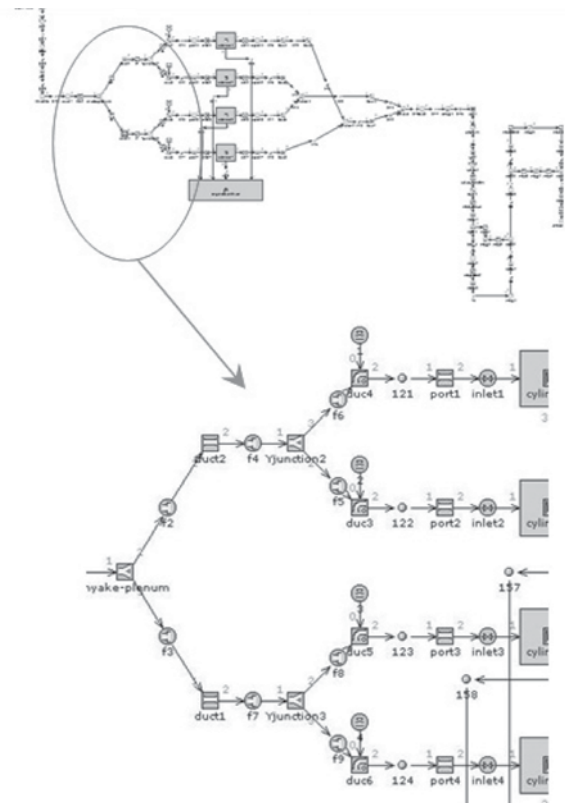
شکل ۶ تغییرات توان بر حسب دور در دو حالت تجربی و خروجی الگو

نهایتاً، نتیجه کار ایجاد الگوی یک‌بعدی سامانه تبادل گاز بر مبنای اطلاعات تجربی و عددی است که با دقت مناسبی متغیرهای اصلی خروجی موتور را پیش‌بینی می‌نماید. با این الگو می‌توان به بررسی اثر تغییرات مختلف در سامانه تبادل گاز بر متغیرهای خروجی پرداخت.

#### ۴- بهینه‌سازی

در این مرحله با توجه به الگوی موجود انطباق یافته و صحت‌گذاری شده از سامانه تبادل گاز خودرو سمند، بهینه‌سازی روی چندراهه ورودی موتور XU7/L3 انجام می‌شود.

در این بخش، ابتدا یک تابع به عنوان معیار بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. با تغییر متغیر موردنظر برای بهینه‌سازی، در دامنه‌ای از تغییرات، با استفاده از روش مقدار میانگین و با تغییراتی در حدود ۲٪، مقدار بهینه آن متغیر به دست می‌آید.



شکل ۴ ارتباط اجزا با یکدیگر در موتور سمند: بالا) سامانه تبادل گاز؛ پایین) راهگاه و چندراهه ورودی

در ادامه با بررسی متغیرهای مختلف، تنظیم الگوی موتور پایه برای تطبیق نتایج الگو با نتایج آزمون انجام گردید. پس از مراحل تطبیق، الگو با خطای کمی متغیرهای خروجی موتور مانند گشتاور و توان را پیش‌بینی می‌کند (جدول ۱، شکل‌های ۵ و ۶)

جدول ۱ درصد خطای مقادیر واقعی و نتایج الگو در گشتاور، توان در دورهای مختلف

دور (rpm)	درصد خطا در پیش‌بینی گشتاور (%)	درصد خطا در پیش‌بینی توان (%)
۱۵۰۰	۳/۷	۳/۹
۲۰۰۰	۳/۶	۲/۸
۲۵۰۰	۲/۳	۶/۴
۳۰۰۰	۲/۵	۲/۲
۳۵۰۰	۱	۴/۷
۴۰۰۰	۱	۱/۱
۴۵۰۰	-۰/۱	۱/۴
۵۰۰۰	۲/۳	۲
۵۵۰۰	۱/۱	۰/۹
۶۰۰۰	۱/۱	۱/۲

که C به عنوان عدد بهینه‌سازی در نظر گرفته شده و تحلیل‌ها بر مبنای آن انجام می‌شود.

### ۴-۳- تأثیر حجم محفظه آرامش بر بازده تنفسی

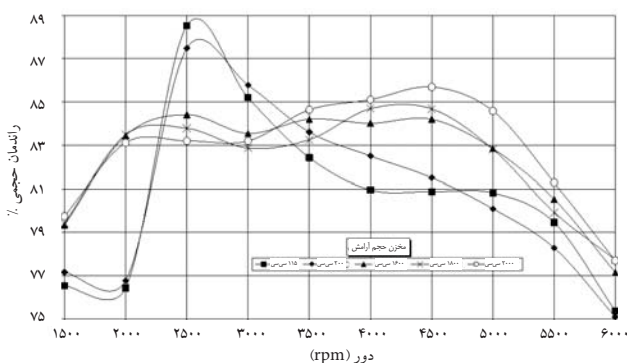
با بررسی‌های انجام شده، همان‌طور که در شکل ۷ مشخص است، افزایش حجم محفظه آرامش، باعث یکنواختی بیشتر بازده تنفسی موتور و به‌وجود آمدن نقطه اوج دوم در شکل بازده تنفسی خواهد شد. با توجه به معیار تعریف شده در قسمت قبل، وجود محفظه آرامش، بازده تنفسی را در دورهای ۲۵۰۰ تا ۳۵۰۰ کاهش خواهد داد.

مخزن آرامش به‌صورت میراکننده‌ای بین استوانه و اجزاء محدود کننده جریان مانند دریچه گاز، صافی هوا و لوله قبل از آن عمل می‌کند و باعث آرام کردن جریان در این محدودکننده‌ها می‌شود. وجود مخزن آرامش موجب می‌شود تا شاخه‌ها در مکش، همواره به مقدار کافی هوا در دسترس داشته باشند و اثر مکش شاخه‌ها بر یکدیگر کاهش یابد. البته انتخاب مخزن آرامش خیلی حجیم هم می‌تواند پاسخ موتور را به تغییرات دریچه گاز به تأخیر بیندازد.

با توجه به توضیحات فوق بحث استفاده از محفظه آرامش منتفی می‌گردد.

### ۴-۴- تأثیر انحنای لوله‌های اولیه بر بازده تنفسی

همان‌طور که بیان گردید، با توجه به وجود دامنه وسیع تغییرات و محدودیت‌های جانمایی موتور و محفظه جلویی خودرو، چهار حالت مختلف برای بررسی انحنای لوله‌های اولیه (مجراها) انتخاب و با یکدیگر مقایسه شد. (زاویه بین انشعابات از ۵۰ درجه تا ۳۵ درجه با فاصله ۵ درجه) (شکل‌های ۸ و ۹)



شکل ۷ تأثیر حجم محفظه آرامش بر بازده تنفسی در دورهای مختلف

### ۴-۱- متغیرهای انتخابی برای بهینه‌سازی چندراهه ورودی

متغیرهای بالقوه در بهینه‌سازی چندراهه ورودی عبارتند از:

- طول و قطر لوله‌ها و انشعابات
- حجم محفظه آرامش (شامل قطر و طول)
- محل اتصال مجراها به محفظه آرامش
- انحنای آنها
- صافی سطح

با توجه به انتخاب‌های زیاد برای محل و نحوه اتصال مجراها که به محدودیت‌های طراحی نیز برمی‌گردد، ترجیح داده شد که این متغیرها ثابت نگه داشته شود.

در ضمن طول و قطر لوله ثانویه (لوله متصل به محفظه آرامش) در موتور XU7 از اجزای چندراهه به شمار نمی‌رود، بلکه توسط لوله‌ای از صافی هوا به چندراهه متصل می‌شود، بنابراین در اینجا روی تغییرات آن مطالعه‌ای انجام نشده است.

در مورد انحنای لوله‌های اولیه (مجراها) نیز با توجه به وجود دامنه وسیع تغییرات و محدودیت‌های جانمایی موتور و محفظه جلویی خودرو، چهار حالت مختلف، بررسی شده است.

### ۴-۲- تعیین معیار بهینه‌سازی

معیار بهینه‌سازی به متغیرهای مختلفی بستگی دارد مانند:

- نوع موتور (دیزلی یا بنزینی)
- حجم موتور (زیر ۱۱۰۰ سی‌سی، ۱۶۰۰-۱۱۰۰، ۲۰۰۰-۱۷۰۰ و بالای ۲۰۰۰ سی‌سی)
- نوع خودرو (شهری، مسابقه‌ای و ...)
- چرخه و فرهنگ رانندگی (تهران، اروپا و ...).

در این تحقیق با توجه به وضعیت کارکرد خودرو در کاربردهای شهری و ویژگی‌های موتور، هدف اصلی بهبود عملکرد در محدوده دورهای ۲۵۰۰-۳۵۰۰ است. با توجه به فراوانی میزان کارکرد موتور در دورهای مختلف، ضرایب وزنی، برای تأثیر اهمیت هر دور به‌صورت زیر در نظر گرفته شد:

- ضریب اهمیت ۰/۵ برای دور ۲۵۰۰
- ضریب اهمیت ۰/۳ برای دور ۳۰۰۰
- ضریب اهمیت ۰/۲ برای دور ۲۰۰۰

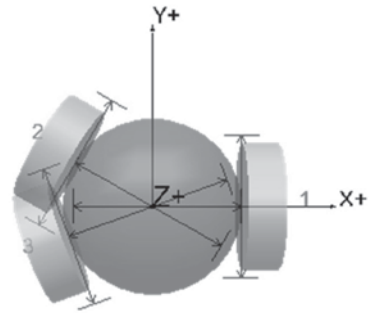
نهایتاً معیار بهینه‌سازی بدین صورت خواهد بود:

$$C = 0.5 * Volef2500 + 0.3 * Volef3000 + 0.2 * Volef3500 \quad (۱۷)$$

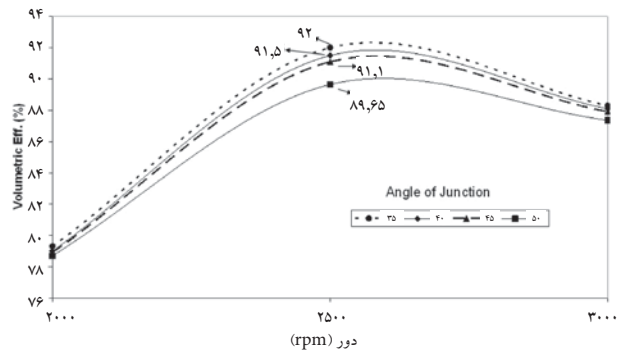
یا در تلاشی دیگر، مطابق مراحل جدول ۳، در ۶۰۰۰ دور بر دقیقه، قطر بهینه ۴۳/۷۵ میلی‌متر به دست آمد.

جدول ۳ مراحل بهینه‌سازی قطر مجرا در ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

مرحله بهینه‌سازی	قطر مجرا	معیار بهینه‌سازی
۱	۴۰/۰۰۰	۰/۷۴۵
۲	۱۰/۰۰۰	۰/۲۶۳
۳	۷۰/۰۰۰	۰/۷۴۱
۴	۲۵/۰۰۰	۰/۶۱۶
۵	۵۵/۰۰۰	۰/۷۴۳
۶	۳۲/۵۰۰	۰/۷۱۰
۷	۴۷/۵۰۰	۰/۷۴۷
۸	۴۳/۷۵۰	۰/۷۴۸
۹	۴۱/۸۷۵	۰/۷۴۷
۱۰	۴۵/۶۲۵	۰/۷۴۷
۱۱	۴۳/۷۵۰	۰/۷۴۸

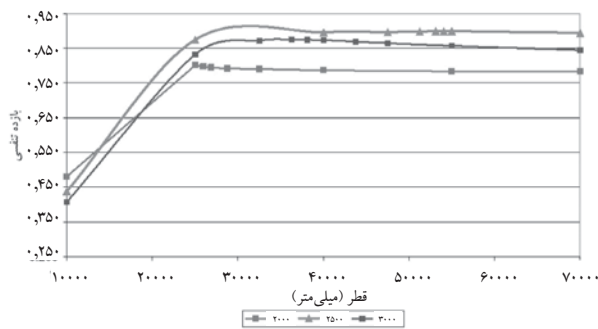


شکل ۸ زاویه تقاطع مورد نظر در بهینه‌سازی



شکل ۹ تأثیر زاویه تقاطع بر بازده تنفسی در دورهای ۲۰۰۰ تا ۳۰۰۰

نهایتاً با بررسی در دورهای مختلف، شکل ۱۰ به دست آمد. در این شکل تغییرات معیار بهینه‌سازی با توجه به تغییرات قطر مشخص شده است.



شکل ۱۰ تأثیر قطر مجرا بر بازده تنفسی در دورهای هدف

باتوجه به شکل ۱۰، اعداد بهینه قطر مجرا در دورهای هدف به صورت جدول ۴ خواهد بود.

#### ۴-۵- تأثیر قطر لوله‌های اولیه بر بازده تنفسی

هدف اصلی در این قسمت، تعیین قطر بهینه لوله‌های اولیه در هر دور است. به عنوان مثال با روند مشخص شده در جدول ۲، در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه، قطر بهینه ۳۶/۲۵ میلی‌متر به دست آمد.

جدول ۲ مراحل بهینه‌سازی قطر مجرا در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه

گام بهینه‌سازی	قطر مجرا	معیار بهینه‌سازی
۱	۴۰/۰۰۰	۰/۸۷۴
۲	۱۰/۰۰۰	۰/۴۰۸
۳	۷۰/۰۰۰	۰/۸۴۵
۴	۲۵/۰۰۰	۰/۸۳۳
۵	۵۵/۰۰۰	۰/۸۵۷
۶	۳۲/۵۰۰	۰/۸۷۲
۷	۴۷/۵۰۰	۰/۸۶۵
۸	۳۶/۲۵۰	۰/۸۷۶
۹	۴۳/۷۵۰	۰/۸۷۰
۱۰	۳۸/۱۲۵	۰/۸۷۵
۱۱	۳۶/۲۵۰	۰/۸۷۶

جدول ۴ اعداد بهینه قطر مجرا در دورهای هدف

دور موتور (دور بر دقیقه)	قطر بهینه (mm)
۲۰۰۰	۲۵
۲۵۰۰	۵۵
۳۰۰۰	۴۳٫۷۵

در جدول ۴ قطر بهینه برای دورهای هدف به دست آمد، برای اظهار نظر نهایی قطر بهینه، باید معیار بهینه‌سازی (C) در هر قطر به دست آید و با یکدیگر مقایسه شوند. (جدول ۵)

جدول ۵ بازده تنفسی در قطرهای مختلف مجرا (mm) در دورهای هدف

معیار بهینه‌سازی	بازده تنفسی			دور موتور (rpm)
	۳۰۰۰	۲۵۰۰	۲۰۰۰	
قطر ۲۵ میلی‌متر	۸۳/۳	۸۷/۵	۷۸/۵	۲۵ میلی‌متر
قطر ۴۳/۷۵ میلی‌متر	۸۶/۵۲	۸۷	۸۹/۶	۴۳/۷۵ میلی‌متر
قطر ۵۵ میلی‌متر	۸۶/۳۳	۸۵/۷	۹۰	۵۵ میلی‌متر

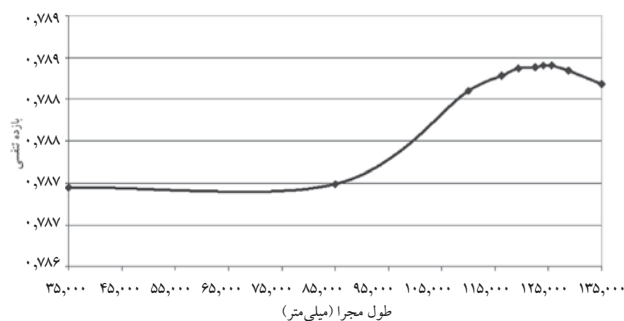
با توجه به جدول ۵ و معیار بهینه‌سازی، قطر ۴۳/۷۵ میلی‌متر قطر بهینه مجرا برای این چندراهه است.

برای رسیدن به طول بهینه در ۶۰۰۰ دور بر دقیقه یعنی طول مجرا برابر ۹۷/۵ میلی‌متر، مراحل مطابق جدول ۷، انجام شده است.

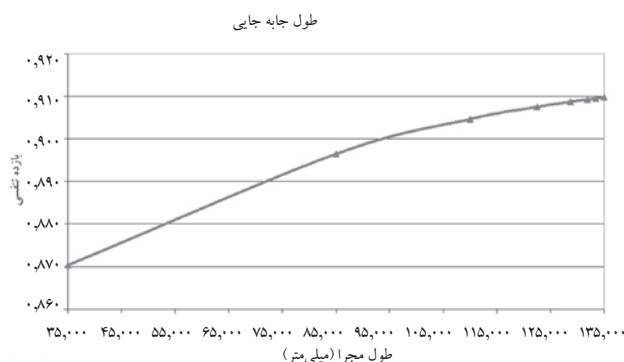
جدول ۷ مراحل بهینه‌سازی طول مجرا در ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

مرحله بهینه‌سازی	قطر مجرا	معیار بهینه‌سازی
۱	۸۵/۰۰۰	۰/۷۴۵
۲	۳۵/۰۰۰	۰/۷۳۹
۳	۱۳۵/۰۰۰	۰/۷۴۳
۴	۶۰/۰۰۰	۰/۷۴۱
۵	۱۱۰/۰۰۰	۰/۷۴۶
۶	۹۷/۵۰۰	۰/۷۴۶
۷	۹۱/۲۵۰	۰/۷۴۶
۸	۱۰۳/۷۵۰	۰/۷۴۶
۹	۹۴/۳۷۵	۰/۷۴۶
۱۰	۱۰۰/۶۲۵	۰/۷۴۶
۱۱	۹۷/۵۰۰	۰/۷۴۶

با بزرگنمایی بیشتر در مورد دورهای هدف (۲۰۰۰، ۲۵۰۰، ۳۰۰۰ rpm)، اثر طول بر بازده تنفسی در شکل‌های ۱۱ تا ۱۳ مشخص شده است.



شکل ۱۱ تأثیر طول مجرا بر بازده تنفسی در دور ۲۰۰۰



شکل ۱۲ تأثیر طول مجرا بر بازده تنفسی در دور ۲۵۰۰

#### ۴-۶- تأثیر طول لوله‌های اولیه بر بازده تنفسی

هدف اصلی در این قسمت، تعیین طول بهینه لوله‌های اولیه در هر دور است. به عنوان مثال با روند مشخص شده در جدول ۶، در دور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه، طول بهینه ۳۵ میلی‌متر به دست آمد.

جدول ۶ مراحل بهینه‌سازی طول مجرا در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه

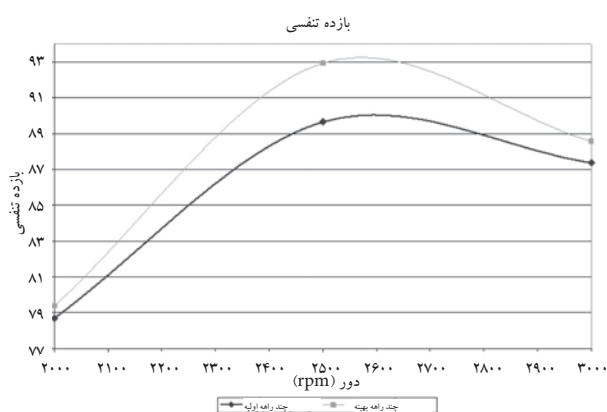
مرحله بهینه‌سازی	قطر مجرا	معیار بهینه‌سازی
۱	۸۵/۰۰۰	۰/۸۷۴
۲	۳۵/۰۰۰	۰/۸۷۹
۳	۱۳۵/۰۰۰	۰/۸۷۱
۴	۶۰/۰۰۰	۰/۸۷۶
۵	۴۷/۵۰۰	۰/۸۷۷
۶	۴۱/۲۵۰	۰/۸۷۸
۷	۳۸/۱۲۵	۰/۸۷۹
۸	۳۶/۵۶۳	۰/۸۷۹
۹	۳۵/۰۰۰	۰/۸۷۹
۱۰	۸۵/۰۰۰	۰/۸۷۴
۱۱	۳۵/۰۰۰	۰/۸۷۹

## ۵- نتیجه گیری

با بهینه‌سازی‌های انجام شده و انتخاب طول مجرا، قطر مجرا و زاویه تقاطع بهینه‌سازی شده، وضعیت بازده تنفسی موتور در دورهای هدف به صورت شکل ۱۴ خواهد بود. قابل ذکر است که حالت پایه اشاره شده در شکل ۱۴ خروجی حاصل از الگوی صحه‌گذاری شده با هندسه اولیه چندراهه ورودی است. و منحنی دوم در این شکل بعد از تغییرات روی هندسه الگو به دست آمده است. جزئیات اعداد و مقدار معیار بهینه‌سازی به صورت جدول ۱۰ است.

جدول ۱۰ وضعیت بهینه‌سازی‌های انجام شده

دور (rpm)	بازده تنفسی نمونه اولیه	بازده تنفسی نمونه بهینه‌سازی شده	% بهبود بازده تنفسی	% بهبود معیار بهینه‌سازی
۲۰۰۰	۸۷/۳۶	۸۸/۵۶	۱/۳۷	۲/۴۱
۲۵۰۰	۸۹/۶۴	۹۲/۹۲	۳/۶۵	
۳۰۰۰	۷۸/۶۹	۷۹/۳۸	۰/۸۷	

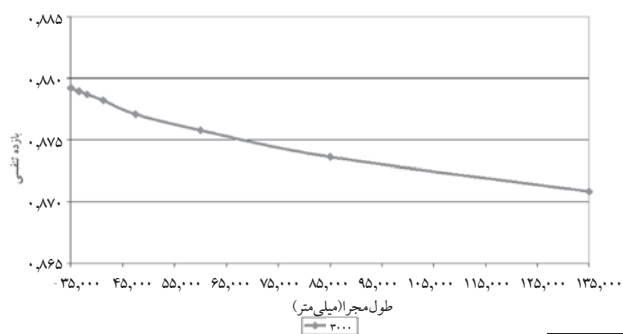


شکل ۱۴ وضعیت بازده تنفسی پس از بهینه‌سازی در دورهای هدف

با تکمیل موارد فوق عملیات بهینه‌سازی روی هندسه چندراهه ورودی انجام و نهایتاً چندراهه بهینه‌سازی شده با ۲/۵٪ افزایش در بازده تنفسی تعیین شد.

به صورت تجربی ثابت شده است که در صورت داشتن الگوی صحه‌گذاری شده، می‌توان به نتایج بهینه‌سازی تا حد زیادی اطمینان کرد.

برای به دست آوردن مقدار دقیق بهبود، لازم است الگوی نهایی ساخته شود و به صورت عملی نیز مقایسه گردد.



شکل ۱۳ تأثیر طول مجرا بر بازده تنفسی در دور ۳۰۰۰

با توجه به شکل‌های ۱۱ تا ۱۳، قطرهای بهینه در سرعت‌های هدف در جدول ۸ نشان داده شده است.

جدول ۸ اعداد بهینه طول مجرا (mm) در دورهای هدف

دور موتور (rpm)	طول بهینه (mm)
۲۰۰۰	۱۲۵/۵
۲۵۰۰	۱۳۵
۳۰۰۰	۳۵

برای دورهای هدف، با توجه به طول بهینه هر دور، شرایط به صورت جدول ۹ خواهد بود.

جدول ۹ بازده تنفسی در طول‌های مختلف مجرا (mm) در دورهای هدف

دور موتور (rpm)	بازده تنفسی			معیار بهینه‌سازی
	۳۰۰۰	۲۵۰۰	۲۰۰۰	
طول ۳۵mm	۷۸/۷	۸۷	۸۷/۹	۸۵/۶۱
طول ۱۲۵/۵mm	۷۸/۸	۹۰/۸	۸۷/۲	۸۷/۳۲
طول ۱۳۵mm	۷۸/۸	۹۱	۸۷/۱	۸۷/۳۹

با توجه به جدول ۹ و معیار بهینه‌سازی، طول ۱۳۵ میلی‌متر بهینه‌ترین طول مجرا برای این چندراهه است.

## References:

1. Capetti, A., Effect of intake pipe length on the volumetric efficiency of an internal combustion engine, *NACA TM501*, 1929.
2. Engelman, H., The Tuned Manifold: supercharging without a blower. *ASME paper 53-DGP4*, 1953.
3. Pearson, R.J. & Winterbone, D.E. A rapid wave action simulation technique for intake manifold design, *SAE paper 900676*, 1990.
4. Bensler, H.P., Intake Manifold Optimization using CFD Analysis Ricardo Software international conference Detroit, 1996.
5. Bensler, H.P., CFD optimization of powertrain components, *SAE paper 964022*, 1996.
6. Desmond E Winterbone & Richard J Pearson, "Design Techniques for Engine Manifolds", 2000.
7. B. Peters, A. D. Gosman, Numerical Simulation of Unsteady Flow in Engine Intake Manifolds *SAE paper 930609*, 2003.
8. Deur, J., Hrovat, D., Asgari, J. Analysis of mean value engine model with emphasis on intake manifold thermal effects, Control Applications, *Proceedings of 2003 IEEE Conference*, 161- 166 vol.1 .
9. Nak W. Sung, Jae W. Song, Flow Analysis for a Chamber Type Intake Manifold Engine, *SAE paper, No. 961824*, 1996.
10. R. S. Benson, The thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Clarendon Press, Vol. 1, Oxford, 1982.
11. Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, NY, 1988.

یادآوری: با وجود خطاهای موجود و غیرقابل انکار در روش‌های تحلیلی یک‌بعدی، به دلیل کم‌هزینه و سریع بودن این روش‌ها، استفاده از آنها برای مقایسه و تعیین محدودهٔ جواب‌ها بسیار رایج است ولی در صورت نیاز به مطالعه دقیق‌تر جریان داخل چندراهه، تحلیل‌های سه‌بعدی مکمل تحلیل‌های بر مبنای الگوی یک‌بعدی خواهند بود.

## تشکر و قدردانی

با سپاس از مجموعهٔ شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو، به‌ویژه واحد محاسبات مهندسی این شرکت که کمال همکاری را با محقق داشتند.

## فهرست علائم

$\rho$	چگالی
$u$	سرعت
$p$	فشار
$F$	سطح مقطع
$k$	ثابت معادلات هم‌انرژی
$a$	سرعت صوت
Volef2500	بازده تنفسی در دور ۲۵۰۰
$C$	معیار بهینه‌سازی

## زیر نویس‌ها

$t$	مقطع نهایی
$l$	مقطع اولیه

# Intake Manifold Optimization of XU7 Engine to Improve Volumetric Efficiency

## A.M. Ebrahim

MS student  
School of Automotive Engineering  
Iran University of Science & Technology  
IranKhodro Powertrain Co. (IPCO)  
m\_ebrahim@ip-co.com

## A.H. Kakaee\*

Assistant Professor  
School of Automotive Engineering  
Iran University of Science & Technology  
kakaee\_ah@iust.ac.ir

\*Corresponding Authors

Received: May, 08, 2010

Accepted in Revised Form: Jul. 23, 2010

## Abstract

The objective of this work was to develop a new design of an intake manifold through a 1D simulation.

It is quite familiar that a duly designed intake manifold is essential for the optimal performance of an internal combustion engine. Air flow inside the intake manifold is one of the important factors, which governs the engine performance and emissions. Hence the flow phenomenon inside the intake manifold should be fully optimized to produce more engine power with better combustion and further reduces the emission.

In this paper, during the new engine development the pressure waves for the intake manifold is simulated using 1D GT-POWER software, to study the internal air flow characteristic for the 4-cylinder gasoline engine during transient conditions. Based on the 1D simulation results, the intake manifold design is optimized. As a result of this analysis, intake manifold with 2.5% improvement in volumetric efficiency is achieved.

*Keywords: Gas Exchange, Volumetric Efficiency, Intake Manifold, Optimization, GT-Power*