

جایگاه الگوسازی توربین پرخوران^۱ در مراحل تطابق

پرخوران به موتور

مجیدرضا شاه‌حسینی*

دانشجوی دکترای مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف
shahhosseini@mehr.sharif.edu

علی حاجیلوی

دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

منوچهر راد

استاد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

* نویسنده مسئول

پذیرش نهایی مقاله: ۱۳۸۷/۰۷/۱۷

چکیده

انتخاب پرخوران برای پرخورانی^۲ یک موتور احتراق داخلی، فرآیند پیچیده‌ای است که باید در آن متغیرهای متعددی بررسی شود. انطباق پرخوران باید به گونه‌ای انجام شود تا بازده بزرگی در محدوده وسیعی از نقاط کاری موتور فراهم شود. در تطابق پرخوران با موتور، علاوه بر تنجاری^۳ توربین نیز باید از کارکرد مناسبی در دامنه کاری موتور برخوردار باشد. از این رو پیش از تطابق باید منحنی‌های مشخصات رفتاری توربین و تنجار در اختیار باشد. بنابراین ضرورت دارد که با روش‌های تجربی و الگوسازی، این امکان فراهم گردد. در این مقاله، کارکرد توربین‌های جریان شعاعی دو ورودی پرخوران‌ها بررسی می‌شود. این تحلیل بر اساس الگوسازی توربین با استفاده از معادلات حاکم بر جریان و ضرایب افت اجزای مختلفی است که به وسیله آن، منحنی‌های مشخصات رفتاری توربین در شرایط دایمی به دست می‌آید. از طرفی، در آزمایشگاه پرخوران با آزمایش بر روی توربین در شرایط گوناگون و اندازه‌گیری کمیت‌های اصلی جریان، منحنی‌های کارکردی توربین به دست می‌آید. مقایسه نتایج الگوسازی با نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که الگوسازی از دقت مناسبی برخوردار است. در انتها، کارکرد موتور احتراق داخلی گازسوز شبیه‌سازی می‌شود و با نتایج تجربی مقایسه می‌گردد. با این دو شبیه‌سازی، امکان بررسی تطابق توربین و موتور فراهم می‌گردد. نتایج تطابق دو توربین دو ورودی با هندسه‌های مختلف نشان می‌دهد که یکی از توربین‌ها با موتور تطابق خوبی دارد و در دامنه کارکرد موتور بهترین بازده را از خود نشان می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: پرخوران - توربین جریان شعاعی - مشخصه کارکرد - الگوسازی توربین - الگوسازی موتور

۱ - مقدمه

نظر گرفته شوند تا امکان تطابق در بازده زیادی در محدوده وسیعی از نقاط کاری فراهم شود. یکی از اجزای اصلی در پرخوران‌ها توربین آن است. در پرخوران‌های کوچک و متوسط توربین جریان شعاعی کاربرد وسیعی دارد [۱-۳]. با توجه به این که پرخوران باید در شرایط متغیر کار کند؛ پس توربین آن هم باید به گونه‌ای طراحی شود که در

یکی از روش‌های افزایش قدرت موتورهای احتراق داخلی، استفاده از پرخوران است. پرخوران با افزایش فشار و چگالی هوای ورودی به موتور، موجب افزایش توان موتور می‌گردد [۱]. در نصب پرخوران بر روی یک موتور، انتخاب پرخوران مناسب با هدف تطابق بهینه، از اهمیت زیادی برخوردار است. انتخاب اجزای مناسب پرخوران برای ایجاد یک سامانه موتور - پرخوران فرآیندی پیچیده است که باید در آن، متغیرهای متعددی در

1- Turbocharge
2- Turbochargeing

3- Compressor

از آن خارج می‌گردد[۸].

برای انجام محاسبات علاوه بر هندسه توربین، مقادیر سرعت دوران چرخ توربین، شرایط فشار و دمای سکون جریان در ورودی توربین معلوم است. محاسبات از ورودی توربین شروع می‌شود. ابتدا در ورودی توربین فرض می‌شود که سرعت ورودی به توربین، کسری از سرعت ورودی در شرایط بحرانی است. در این شرایط، میزان سرعت بحرانی از معادله (۱) تعیین می‌گردد.

$$C_{cr} = \sqrt{\frac{2\gamma R T_{00}}{\gamma + 1}} \quad (1)$$

پس برای هر مجرا کمیت‌های معلوم عبارتند از شرایط جریان در ورودی به مجرا، نسبت سرعت جریان به سرعت بحرانی، هندسه آن و مقدار گذر جرمی. با اعمال معادلات حاکم بر جریان، شرایط جریان در خروجی مجرای مورد نظر به دست می‌آید. برای حل جریان داخل توربین، به پنج بخش زیر تقسیم می‌شود:

۱-۲- مجرای ورودی (فاصله ۰-۱)

با نوشتن معادله پیوستگی برای هر یک از مجراهای ورودی گذر خروجی آن مجرا مشخص می‌شود. سپس عدد ماخ خروجی از این ناحیه، به کمک معادله جریان (۲) مشخص می‌شود.

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{00}/\gamma}}{A_1 P_{00}} = \sigma_{0-1} \cos(\alpha_1) M_1 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(1-\gamma)}} \quad (2)$$

به دلیل کوتاه بودن مسیر، ضریب افت σ_{0-1} در این ناحیه، یک در نظر گرفته می‌شود[۹] و با حل معادله (۲) برای گذر خروجی مشخص می‌توان ماخ خروجی از دو مجرا (M_1) را به دست آورد.

۲-۲- مجرای حلزونی (فاصله ۱-۲)

معادله‌ای که برای جریان حلزونی به کار می‌رود، عبارت است از:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}/\gamma}}{A_2 P_{01}} = \sigma_{1-2} \cos(\alpha_2) M_2 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(1-\gamma)}} \quad (3)$$

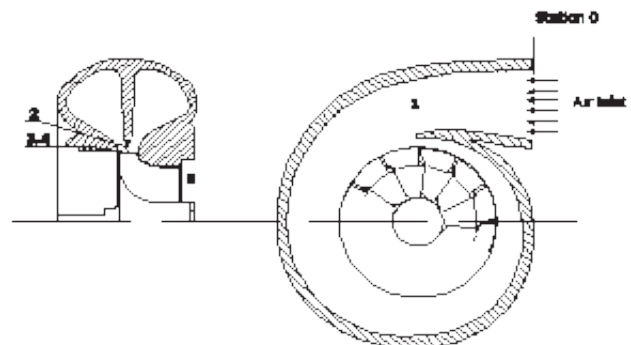
در معادله (۳) مقادیر α_2 و σ_{1-2} را برای حل معادله باید مشخص کرد. میزان σ_{1-2} از معادله (۴) تعیین می‌گردد[۱۰]:

$$\sigma_{1-2} = \left(1 - \frac{\gamma-1}{2} \frac{\xi_s}{1-\xi_s} M_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4)$$

در معادله (۴) ضریب افت ξ_s از مراجع [۱۱ و ۱۲] و از تحلیل لایه مرزی جریان درون مجراهای منحنی به دست می‌آید. همچنین به منظور تعیین زاویه α_2 از معادله (۵) استفاده می‌شود:

$$\alpha_2 = \text{Arc tan}\left(\frac{2\pi b_2 \rho_2 S}{\rho_1 (A/r)_1}\right) \quad (5)$$

مقابل تغییرات جریان گاز ورودی کمترین حساسیت را داشته، از بیشترین انرژی گازهای خروجی استفاده کند. همچنین در بازه وسیعی از کارکرد موتور، بازده مناسبی داشته، کمترین انحراف از حالت طراحی را داشته باشد[۴ و ۵]. برای استفاده از بیشترین انرژی مجرای دود در موتورهای متوسط و کوچک از سامانه پرخورانی ضربانی^۱ استفاده می‌شود. در سامانه ضربانی، استوانه‌هایی را که زمان تخلیه آن‌ها هم‌پوشانی ندارد، دسته‌بندی کرده، در یک مسیر قرار می‌دهند، لذا گازهای خروجی معمولاً از بیش از یک مسیر وارد توربین می‌شوند؛ به این معنی که توربین نیز باید بیش از یک ورودی داشته باشد. در این تحقیق، به بررسی کارکرد توربین دو ورودی دو قلو^۲ می‌پردازیم که تقسیم‌بندی مجاری ورودی به صورت محیطی^۳ است و در شکل ۱ مشاهده می‌شود. همچنین به علت استفاده گسترده از توربین‌های جریان شعاعی دو ورودی در پرخوران‌ها مراحل تطابق این نوع از توربین با موتور در شرایط مختلف کارکردی چه در حالت طراحی و چه در حالت خارج از طرح بررسی می‌شود[۶ و ۷].



شکل (۱) - الف: نمای کلی مقطع توربین شعاعی و اجزای آن

جدول (۱) - مشخصات هندسی توربین A

مساحت ورودی محفظه (A_0)	۰/۰۰۲۲ (m ²)
قطر چرخ توربین (D_3)	۰/۰۷۳۶ (m)
قطر چرخ توربین در هاب (D_{5h})	۰/۰۲۳۳ (m)
قطر چرخ توربین در شروود (D_{5s})	۰/۰۵۷۶ (m)
تعداد پره (Z)	۱۱

۲- الگوسازی توربین

برای بررسی رفتار توربین پرخوران و تطابق آن با موتور، ابتدا باید مشخصات کارکردی آن مشخص گردد. در الگوسازی حاضر رفتار توربین با استفاده از معادلات اصلی بقای جرم، بقای اندازه حرکت، بقای انرژی، قانون دوم ترمودینامیک و معادله حالت، و با روش تحلیل گام به گام انجام می‌گیرد. با اعمال ضرایب تلفات در بخش‌های مختلف توربین، رفتار توربین مشخص می‌شود. برای الگوسازی جریان داخل توربین و تحلیل آن، توربین را به صورت مجموعه‌ای از مجاری مستقل در نظر می‌گیریم که به دنبال یکدیگر قرار گرفته‌اند. برای انجام مطالعات، توربین گازی شعاعی دو ورودی را با نازل بدون پره با مشخصات جدول ۱ در نظر می‌گیریم.

در توربین جریان شعاعی دو ورودی، جریان از دو مجرای مجاور وارد محفظه توربین می‌گردد و پس از طی یک فاصله مستقیم کوتاه وارد حلزونی می‌شود. در حلزونی به واسطه شکل مارپیچی آن، جریان به سمت پیرامون چرخ توربین هدایت شده، بعد از اختلاط جریان دو مجرا وارد چرخ توربین می‌گردد و پس از تبادل انرژی با چرخ توربین

1- Pulse
2- Cylinder

3- Twin-Entry
4- Circumferential

۵-۲- چرخ توربین (فصله ۴-۵)

بیشتر تلفات توربین در چرخ توربین اتفاق می‌افتد. تلفات برخورد هم جزئی از تلفات چرخ توربین به حساب می‌آید؛ اما به دلیل ملاحظات الگوسازی، در اینجا به طور جداگانه مورد بررسی قرار گرفت. برای حل جریان در روتور از معادله (۹) استفاده می‌شود. [۱۵]

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R\gamma}}{A_5} \left(\frac{\sqrt{T'_{04,s}}}{P'_{04,s}} \right)^{M_{r_5}} \cdot \left(\frac{\sqrt{T'_{04,h}}}{P'_{04,h}} \right)^{M_{r_5}} = \sigma_{4-5} \cdot \cos(\beta_5) M'_5 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_5'^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (9)$$

$$\left\{ \left(1 - \frac{U_4^2 - U_5^2}{2C_p T'_{04,h}} \right)^{M_{r_5}} \cdot \left(1 - \frac{U_4^2 - U_5^2}{2C_p T'_{04,h}} \right)^{M_{r_5}} \right\}^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

که در آن $M_{r_5} = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_s + \dot{m}_h}$ و $M_{r_4} = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_s + \dot{m}_h}$

در این روش تا روتور، معادلات برای دو مجرای سمت شروود و هاب حل می‌شود؛ اما در روتور، جریان این دو مجرا به یکدیگر می‌پیوندند و توسط معادله (۱۰) تحلیل می‌شود. در این رابطه σ_{4-5} شامل تلفات اصطکاکی و تلفات بارگذاری است که نتیجه الگوی جریان بین پره‌هاست. وجود لقی بین پره‌های توربین و جدار باعث ایجاد تلفات لقی در توربین می‌شود. به علت نبود دیفیوزر در انتهای مسیر جریان، تلفات خروجی وجود خواهد داشت [۱۵ و ۹]. مقدار σ_{4-5} از مرجع [۹] به شکل زیر تعیین می‌گردد.

$$\sigma_{4-5} = \left\{ \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma R T'_{05}} U_i^2 \Delta q_s \right)^{M_{r_4}} \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma R T'_{05}} U_i^2 \Delta q_h \right)^{M_{r_4}} \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (10)$$

و مقدار تلفات اصطکاکی از معادله:

$$\Delta q_{fr} = f_e \frac{L_{fr}}{D_{fr}} \frac{\bar{W}^2}{2U_i^2} \quad (11)$$

برای تعیین تلفات بارگذاری که نتیجه الگوی پیچیده جریان بین تیغه‌هاست، از معادله (۱۲) استفاده می‌شود [۵].

$$\Delta q_{bl} = \frac{C_{03}^2 D_t}{Zl_{fr}} \quad (12)$$

تلفات لقی از این معادله مشخص می‌شود [۴]:

$$\Delta q_{cl} = 0.4 \left(e_{cl} / b_2 \right) \left(C_{03} / U_i \right)^2 \quad (13)$$

تلفات سرعت خروجی از معادله (۱۴) مشخص می‌گردد.

$$\Delta q_{exit} = 0.5 \frac{C_5^2}{U_i^2} \quad (14)$$

که در نهایت میزان Δq کل برابر مجموع تلفات ذکر شده است.

$$\Delta q = \Delta q_{fr} + \Delta q_{bl} + \Delta q_{cl} + \Delta q_{exit} \quad (15)$$

در پایان با همگراشدن حل معادله فوق، ماخ خروجی و شرایط جریان در خروجی از هر مجرای حلزونی تعیین می‌شود.

۳-۲- فضای میانی (فصله ۲-۳)

تا این مرحله جریان درون مجرای ورودی و حلزونی ورودی‌های سمت هاب و شروود به طور جداگانه الگو شدند؛ ولی در فضای میانی این جریان‌ها بر روی یکدیگر تاثیر می‌گذارند. همانند بخش‌های قبل نیاز است با حل معادلات حاکم بر جریان، مقدار افت‌ها و شرایط خروجی را در این ناحیه مشخص کنیم. تلفات در این بخش شامل تلفات اصطکاکی بین دیواره‌ها و سیال و بین دو جریان سیال و تلفات ناشی از دیواره جداکننده است. هر کدام از این دو اثر (اصطکاک و دیواره جداکننده) به صورت جداگانه الگو می‌شود.

الگوسازی اثر اصطکاک از حل عددی و همزمان معادلات پیوستگی، بقای اندازه حرکت در جهت‌های شعاعی و مماسی و معادله انرژی با فرض یک بعدی بودن جریان صورت می‌گیرد. همچنین فرض می‌شود جریان خروجی مغشوش و توسعه یافته است. پس از همگرایی معادلات فوق، مقدار تلفات ناشی از اصطکاک مشخص می‌شود [۱۲ و ۱۳]. اثرات دیواره جداکننده نیز به توسط معادلاتی که روز و هاردی [۱۴] ارائه کرده‌اند، تعیین می‌شود تا مقدار افت ناشی از این اثر نیز تعیین گردد. در این جا فرض می‌شود که هر کدام از ورودی‌ها در ناحیه برخورد، نصف مقدار افت ناشی از این اثر را دریافت نمایند. معادله‌ای که برای هر ورودی در جریان محفظه میانی به کار می‌رود، عبارت است از:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT'_{02}/\gamma}}{A_3 P_{02}} = \sigma_{2-3} \cos \alpha_3 M_3 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3'^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(1-\gamma)}} \quad (6)$$

۴-۲- ناحیه برخورد (فصله ۳-۴)

اعمال افت برخورد به پره روتور در حل مساله از مهم‌ترین بخش‌های حل است. معمولاً سیال با یک زاویه برخورد غیر صفر وارد روتور می‌شود. در صورتی که زاویه برخورد با زاویه پهنه متفاوت باشد، تلفات قابل ملاحظه‌ای در ناحیه کوچک ورودی چرخ توربین موسوم به ناحیه برخورد اتفاق می‌افتد. هدف از الگوهای برخورد، تعیین زاویه پهنه برخورد و میزان افزایش انتروپی ناشی از برخورد است. در این تحقیق، افت برخورد به صورت مجزا منظور و از الگوی ناسا استفاده می‌شود [۸ و ۹]. در این روش، ناحیه برخورد به صورت مجرای فرضی در نظر گرفته می‌شود که بین فضای میانی و چرخ توربین قرار دارد و شرایط ورودی آن، همان شرایط خروجی فضای میانی و شرایط خروجی آن، شرایط ورودی چرخ توربین است [۱۵]. این ناحیه به عنوان مسیر متحرک به حساب می‌آید و معادله آن به شکل:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT'_{03}/\gamma}}{P'_{03} A_4} = \sigma_{3-4} M'_4 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_4'^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (7)$$

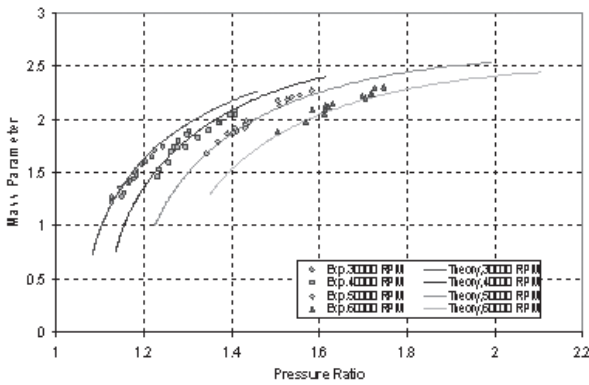
و مقدار σ_{3-4} از مرجع [۴] تعیین می‌گردد:

$$\sigma_{3-4} = \left(I - \frac{\Delta h'_{0inc}}{c_p T'_{03}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (8)$$

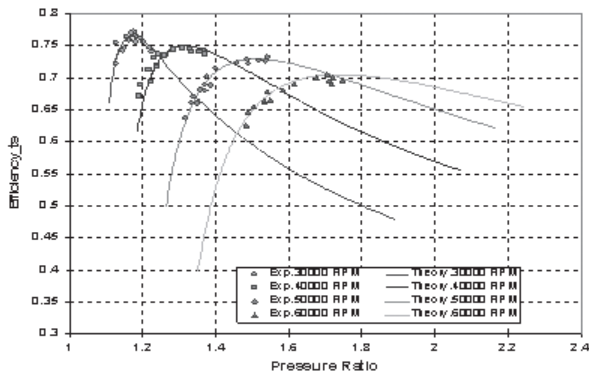
در معادله (۸) میزان $\Delta h'_{0inc}$ در ناحیه برخورد با استفاده از فرض ناسا تعیین می‌شود [۶].

۳- روش تجربی

در آزمایشگاه پرخوران برای انجام آزمایش‌های پرخوران، از روش شبیه‌سازی رفتار توربین با استفاده از هوای متراکم استفاده می‌شود. طرحوارهٔ دستگاه آزمایش در شکل (۳) مشاهده می‌شود. در این آزمایشگاه امکان انجام آزمایش در حالت جریان کامل و جریان جزئی برای توربین‌های دو ورودی وجود دارد. در این آزمایشگاه، هوای فشرده‌ای که توسط سه دستگاه تنجار پیچی تهیه می‌گردد، از طریق مخازن ذخیره و سامانهٔ لوله‌کشی و پس از عبور از صافی‌ها و شیرهای پایشی ۱ و ۲ تنظیم‌گذر جرمی و فشار می‌شود. در نخستین ایستگاه، اندازه‌گیری گذرنسجی انجام می‌شود. بعد از آن، مسیر جریان دو قسمت می‌شود که هر کدام به یک ورودی توربین متصل است. به وسیلهٔ شیرهای نیوماتیکی حساس ۳ و ۴ می‌توان جریان را به نسبت مشخص بین دو لولهٔ ورودی توربین تقسیم کرد و شرایط جریان کامل و یا جزئی ایجاد کرد تا بررسی حالت‌های مختلف توربین فراهم شود. گذر جرمی هر کدام از شاخه‌های بالا به وسیلهٔ روزه‌اندازه‌گیری می‌شود. در ورودی و خروجی توربین نیز وسایل اندازه‌گیری فشار و دما پیش‌بینی شده تا کمیت‌های مورد نیاز با دقت اندازه‌گیری شود. هوا پس از انبساط در توربین به بیرون تخلیه می‌گردد. در سمت تنجار ابتدا هوا از یک صافی عبور کرده، گذر آن توسط یک روزه‌اندازه‌گیری می‌شود. قبل از ورود به تنجار دما و فشار هوای ورودی اندازه‌گیری می‌گردد. به توسط شیرهای نیوماتیکی ۵ و ۶ می‌توان گذر جرمی جریان در تنجار را تنظیم نمود. پس از تراکم در تنجار دما و فشار تعیین می‌شود و سپس جریان به بیرون هدایت می‌گردد. سرعت دوران پرخوران توسط دورسنج نوری مادون قرمز در سمت تنجار اندازه‌گیری می‌شود. نکتهٔ مهم در تعیین بازده، بستگی آن به میزان دقت در اندازه‌گیری گذرها، دماها و فشارهاست. در این آزمایشگاه روزه‌ها و شیرها در موقعیت مناسب نصب شده‌اند تا از اغتشاش بر روی جریان و ایجاد خطا اجتناب شود. همچنین در هر ایستگاه اندازه‌گیری که تغییراتی در کمیت‌های اندازه‌گیری در مقطع جریان ممکن است وجود داشته باشد، از بیش از یک وسیلهٔ اندازه‌گیری استفاده می‌شود تا دقت اندازه‌گیری افزایش یابد.



شکل (۴) - تغییرات متغیر جرمی بر حسب نسبت فشار در دوره‌های مختلف چرخ توربین

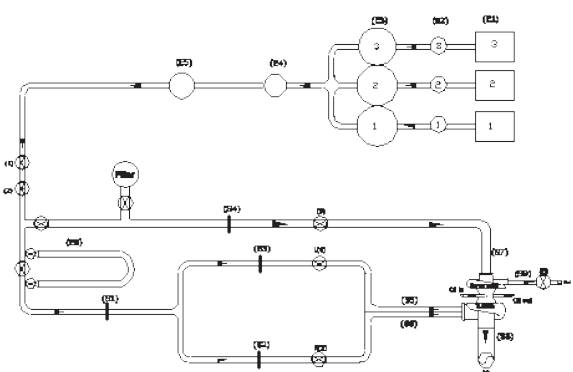


شکل (۵) - تغییرات بازده با استفاده از الگوی هم‌انرژی بر حسب نسبت فشار در دوره‌های مختلف چرخ توربین

جرمی بر حسب نسبت فشار در دوره‌های مختلف است. بنابراین امکان ایجاد شرایط مختلفی برای جریان در توربین برای هر دور ثابت، ضروری است. در آزمایشگاه پرخوران پس از انتخاب سرعت دوران مورد نظر، جریان سیال در توربین چنان تنظیم می‌گردد که با بیشترین جریان تنجار، این سرعت، حاصل می‌شود. پس از رسیدن به وضعیت تعادل مکانیکی (سرعت ثابت) و تعادل ترمودینامیکی، کمیت‌های مختلف جریان شامل فشارها، سرعت دوران و دماها ثبت می‌شود. پس از آن با کاهش گذر جریان تنجار و متعاقب آن گذر جریان توربین، نقطهٔ تعادل دیگری در همان سرعت دوران به دست می‌آید که مجدداً کلیهٔ کمیت‌های جریان ثبت می‌شود. این روند برای حدود ده حالت متفاوت در یک دور ثابت تکرار می‌شود. سپس سرعت دوران تغییر می‌کند و عملیات آزمایش برای آن انجام می‌شود. این کار در این آزمایشگاه، برای پنج سرعت دوران ۳۰۰۰، ۴۰۰۰، ۵۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور در دقیقه در حالت دائم انجام گرفت. سپس با انجام محاسبات بر مبنای کمیت‌های اندازه‌گیری شده، منحنی‌های مشخصات رفتاری توربین حاصل می‌شود. منحنی‌های کارکردی تجربی توربین شواتنیز در شرایط ورودی کامل در شکل‌های (۴ و ۵) با نقاط و الگوسازی برای همین شرایط با خط پیوسته مشاهده می‌شود. بازده توربین از معادلهٔ هم‌انرژی کل به استاتیک (۱۶) محاسبه می‌شود. مقایسهٔ نتایج الگوسازی تجربی نشان می‌دهد که انطباق خوبی بین این دو وجود داشته، روند تغییرات یکسان است. با توجه به این که بررسی تجربی وقت‌گیر و هزینه‌بر است؛ از نتایج الگوسازی برای بررسی امکان تطابق توربین‌های مختلف با موتور استفاده می‌شود تا در نهایت بهترین گزینه انتخاب شده، بررسی تجربی بر روی آن انجام شود.

۴- نتایج آزمایشگاهی

هدف از آزمایش بر روی توربین، به دست آوردن نحوهٔ تغییرات بازده توربین و متغیر



S1: ایستگاه اندازه‌گیری فشار، دما و شار در مسیر اصلی توربین
 S2: ایستگاه اندازه‌گیری فشار، دما و شار در مسیر سمت راست توربین
 S3: ایستگاه اندازه‌گیری فشار، دما و شار در مسیر سمت چپ توربین
 S4: ایستگاه اندازه‌گیری فشار، دما و شار در مسیر ورودی تنجار
 S5: ایستگاه اندازه‌گیری فشار و دما در مسیر سمت چپ توربین
 S6: ایستگاه اندازه‌گیری فشار و دما در مسیر سمت راست توربین
 S7: ایستگاه اندازه‌گیری فشار و دما در ورودی تنجار
 S8: ایستگاه اندازه‌گیری فشار و دما در خروجی توربین
 S9: ایستگاه اندازه‌گیری فشار و دما در خروجی تنجار
 E1: تنجارهای تامین کنندهٔ هوا
 E2: آبگیرها
 E3: مخازن هوای فشرده
 E4: میکروترب
 E5: میکروصافی
 E6: گرمکن الکتریکی
 T: توربین پرخوران
 C: تنجار پرخوران
 ۱) ۶ شیرهای برقی (الکترو نیوماتیکی)

شکل (۳) - طرحوارهٔ دستگاه آزمایش با ایستگاه‌های اندازه‌گیری آن

1- Orifice

2- Cycle

۵- الگوسازی موتور

برای الگوسازی موتور احتراق داخلی، پس از بررسی مراحل کاری استوانه و استخراج فرضیات لازم در محاسبات، برنامه کامپیوتری برای شبیه‌سازی این فرایندها نوشته می‌شود. در پایان، نتایج به دست آمده از چرخه واقعی با نتایج الگوسازی مورد ارزیابی قرار می‌گیرند. مشخصات موتور مورد مطالعه در جدول (۲) مشخص است.

۵-۱- مرحله تراکم

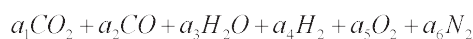
در مرحله تراکم، گازهای موجود در استوانه فشرده می‌شوند. این گازها در موتور گازسوز شامل مخلوط گاز طبیعی و هوا هستند. به علت عدد اکتان بالای گاز طبیعی، نسبت تراکم می‌تواند بیشتر از موتورهای بنزینی معمولی باشد. این حرکت تا نقطه جرقه شمع و شروع اشتعال ادامه می‌یابد. در این مرحله، انتقال حرارت وجود دارد. در این الگوسازی از روش آناند [۵ و ۱۶] برای تعیین انتقال حرارت در موتور استفاده می‌شود. به علت پایین بودن دما در این مرحله، مقدار آن بسیار کم است. در فرآیند تراکم، فشار و دما به طور محسوسی افزایش می‌یابند که در الگوسازی به صورت گام به گام با حل کردن معادله انرژی (قانون اول ترمودینامیک) دما و فشار گام بعد محاسبه می‌شود.

۵-۲- مرحله احتراق

برای فرآیند احتراق فرض می‌شود که شمع در مرکز بستر نصب می‌شود. بنابراین شعله حاصل از این جرقه به سرعت در میان گازهای نسوخته به پیش می‌رود. شکل جبهه شعله به صورت نیم‌کره است که بخش داخلی آن را گازهای سوخته و بخش بیرونی آن را مخلوط هوا و گازهای نسوخته، تشکیل می‌دهد. معادله احتراق در داخل ناحیه سوخته حل می‌شود.

در الگوسازی فوق شعله را به دو ناحیه تقسیم می‌کنیم: ناحیه یک، منطقه‌ای است که در آن گازها به وسیله هدایت حرارتی گرم می‌شوند و به دمای اشتعال می‌رسند. ناحیه دو که ناحیه واکنش شیمیایی است [۱۶]. در موتور احتراق داخلی محصولات متنوعی از احتراق به دست می‌آید که بر حسب نوع بررسی موتور احتراق داخلی می‌توان آن را در نظر گرفت. در این بررسی، کارکرد موتور احتراق داخلی ناشی از در نظر گرفتن شش محصول احتراق استفاده می‌شود. بنابراین معادله کلی احتراق به این صورت مشخص می‌شود:

$$C_n H_m + \left(n + \frac{m}{4} \right) (O_2 + 3/7619 N_2) \rightarrow \quad (17)$$



فرآیندهای زمان تاخیر اشتعال پیچیده هستند؛ اما می‌توان با فرض‌های ساده زمان تاخیر اشتعال را مورد محاسبه قرار داد. فرآیند احتراق در زمان تاخیر اشتعال را می‌توان حجم ثابت در نظر گرفت و تغییر فشار در استوانه را می‌توان به حرکت سمبه نسبت داد. به این منظور از معادله بنسون استفاده می‌شود [۳-۵].

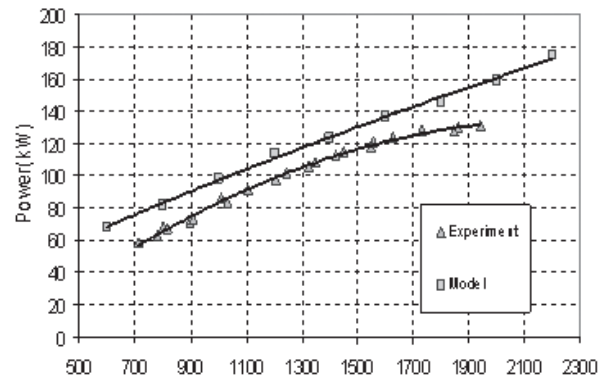
۵-۳- مرحله انبساط

در این مرحله، حرکت سمبه از TDC به BDC باعث افت دما و فشار در داخل استوانه می‌شود. در این مرحله، کار در استوانه حاصل می‌گردد؛ یعنی گازهای داغ متراکم سمبه را به سمت BDC رانده، کار روی آن انجام می‌دهند. در این ناحیه، دریچه‌های ورودی و خروجی گاز بسته هستند تا کار جذب‌شده بیشینه گردد. با حرکت درجه به درجه لنگ در مرحله انبساط، محاسبات را انجام می‌دهیم؛ اما در این مرحله، ترکیب گاز از ابتدا تا انتهای مرحله، ثابت نیست و در هر

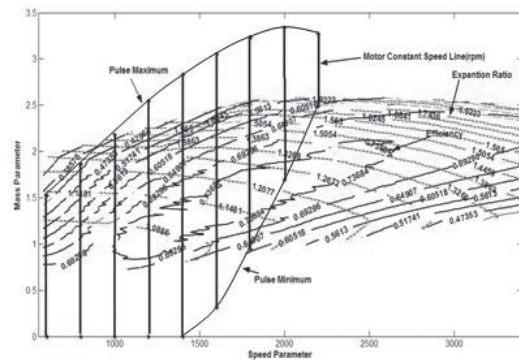
1- Annand

جدول (۲) - مشخصات موتور گازسوز

تعداد استوانه	شش
چرخه کاری	چهار زمانه اشتعال جرقه‌ای
قطر استوانه	۱۲۸ میلی‌متر
طول پیمایش سمبه	۱۵۰ میلی‌متر
ترتیب احتراق	۱-۵-۳-۶-۲-۴
حجم جابه‌جایی	۱/۵۸ لیتر
نسبت تراکم گازسوز	۱۰/۵:۱

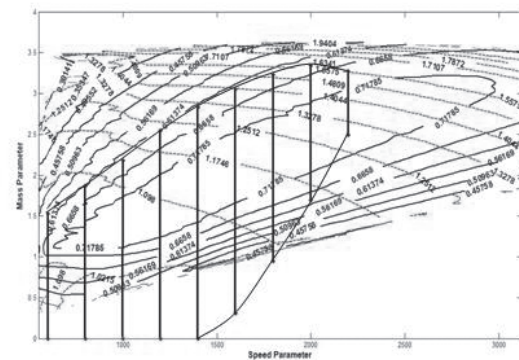


شکل (۶) - مقایسه تغییرات توان بر حسب دور برای دو حالت الگوسازی و تجربی



شکل (۷) - نگاهت کارکردی توربین A با افزودن خطوط جریان کارکردی موتور

$$n = \frac{h_{oin} - h_{oot}}{h_{oin}} \quad (16)$$



شکل (۸) - نگاهت کارکردی توربین B با افزودن خطوط جریان کارکردی موتور نتیجه گیری کلی

جدول (۳) - مشخصات هندسی توربین B

مساحت ورودی محفظه (A_0)	$0.0345 \text{ (m}^2\text{)}$
قطر چرخ توربین (D_3)	0.078 (m)
قطر چرخ توربین در هاب (D_{5H})	0.0230 (m)
قطر چرخ توربین در شروود (D_{3S})	0.0658 (m)
تعداد پره (Z)	۱۰

کارکرد این توربین در این ناحیه، قابل قبول است.

نخستین نکته در مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی مطالعات توربین آن است که روند تغییرات مشابهی دارند و انطباق خوبی از این نظر وجود دارد. مطابق شکل (۴) متغیر جرمی با افزایش نسبت فشار افزایش می‌یابد و در شکل (۵) با افزایش سرعت دوران، ناحیه بازده زیاد و گسترده‌تر می‌شود. همچنین در نمودارهای بازده بر حسب نسبت فشار، بازده ابتدا افزایش و پس از رسیدن به مقدار بیشینه کاهش می‌یابد. علت آن است که در موقعیت خاص زاویه برخورد و تلفات انرژی ناشی از آن به مقدار حداقل خود می‌رسد و بنابراین در آن شرایط، مقدار بازده، بیشترین است. پس از گذر از این شرایط در دو طرف، مقدار زاویه برخورد افزایش پیدا می‌کند. همچنین بازده‌های تجربی کمتر از مقادیر تحلیلی متناظر است. این موضوع ناشی از آن است که الگوهای افت به طور کامل فرایندهای افت را پیش‌بینی نمی‌کنند و عموماً کمتر از حد واقعی را تخمین می‌زنند. همان گونه که در شکل ۴ و ۵ مشاهده می‌شود، به دلیل محدودیت ناحیه عملکردی تنجار پرخوران که به سرچ منتهی می‌شود، محدوده عملکردی حاصل از آزمایش توربین نسبت به الگوسازی محدودتر است.

به هر حال بازده محاسبه شده از مقادیر حاصل از داده‌های تجربی کمتر است و حداکثر ۳٪ اختلاف دارد. این، بدان معناست که تلفات در توربین، کمتر از مقدار واقعی آن در نظر گرفته شده است. مقادیر متغیر جرمی به دست آمده از روش‌های تحلیلی و تجربی، تطابق خوبی دارند و مقادیر گذر جرمی تحلیلی، حداکثر ۴٪ بیشتر است. برای بررسی تطابق موتور و پرخوران، دو توربین با ابعاد مختلف بررسی گردید. نتایج نشان می‌دهد که توربین B در دامنه کاری موتور قرار دارد و در محدوده کاری بیشترین توان و گشتاور، از کارکرد مناسبی برخوردار است.

سپاسگزاری

بدین وسیله، از حمایت‌های «قطب علمی تبدیل انرژی» دانشکده مهندسی مکانیک، معاونت پژوهشی دانشگاه صنعتی شریف و طرح خودرو وزارت صنایع در پیشبرد این تحقیق قدردانی می‌نمایم. همچنین از آقایان مهندس نیلی، دانشجوی دکتری مکانیک، مهندس متولی، کارشناس ارشد تبدیل انرژی و همکاری آقای زرنقی، کاردان آزمایشگاه، در تهیه نتایج آزمایشگاهی، سپاسگزاریم.

مرحله با تغییر دما، تغییر می‌کند. لذا در هر مرحله نیاز داریم که ۶ معادله و ۶ مجهول مربوط به ضرایب معادله (۱۷) را حل کنیم و ترکیب گاز را به دست آوریم [۱۶].

۵-۴- مرحله تخلیه

در مرحله تخلیه، درجه هوا بسته و درجه دود باز است. بدین ترتیب با حرکت سمبه از BDC به سمت TDC مخلوط گازهای سوخته داخل استوانه به بیرون رانده می‌شود. در این شرایط برای تعیین شار گاز خروجی از معادله (۱۸) استفاده می‌شود [۳ و ۵].

$$\dot{m} = C_d A_{out} P_c \sqrt{\left\{ \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \frac{1}{RT_c} \left[\left(\frac{P_{out}}{P_c} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{out}}{P_c} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}} \quad (18)$$

که در آن مقدار C_d از مراجع [۵ و ۱] مشخص می‌شود.

در این مرحله نیز فشار به فشار اتمسفر نزدیک می‌شود؛ ولی به علت پایین بودن نرخ انتقال حرارت، دما تقریباً ثابت فرض می‌شود.

در شکل (۶) نتایج الگوسازی و نتایج تجربی موتور با یکدیگر مقایسه می‌شود. ملاحظه می‌شود که با افزایش دور موتور، توان خروجی نیز افزایش می‌یابد. نتایج الگوسازی و تجربی هم‌خوانی مناسبی دارند و به دلیل فرض‌های ساده‌سازی چرخه موتور، نتایج الگوسازی بالاتر از نتایج تجربی است. همچنین از دیدگاه نظری با توجه به بازده حجمی ایده‌آل فرض شده در محاسبات، این افزایش توان به طور نامحدود ادامه می‌یابد، در صورتی که در واقعیت، افت بازده حجمی در دورهای تند، باعث کاهش توان می‌شود.

۶- بررسی تطابق توربین و موتور

در سامانه پرخورانی ضربانی، جریان ورودی به توربین، ضربانی و غیردایم است. از این رو باید تأثیر این جریان بر کارکرد توربین، بررسی شود. به این منظور کانتور مشخصات کارکردی توربین که شامل خطوط فشار ثابت و بازده است، نسبت به تغییرات متغیر جرمی $\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P} \right)$ و متغیر سرعت $\left(\frac{N}{T} \right)$ مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین تغییرات متغیر جرمی موتور در شرایط حداکثر و حداقل فشار ضربانی ورودی به توربین در خطوط دور ثابت موتور به این شکل اضافه می‌شود. با این روش، امکان بررسی تأثیرات جریان ضربانی ورودی به توربین فراهم می‌شود.

همان گونه که در شکل (۷) مشاهده می‌شود در دورهای کند موتور، فشار ضربانی حداقل موتور در شرایط شار صفر قرار می‌گیرد؛ بنابراین در این شرایط متغیر جرمی صفر است. همچنین ملاحظه می‌شود که متغیر جرمی ورودی به توربین A بیشتر از حداکثر متغیر جرمی است که توربین امکان عبور را فراهم می‌آورد. بنابراین در این شرایط، توربین دچار خفگی می‌شود و فشار پشت موتور افزایش می‌یابد. از این رو باید در انتخاب توربین تجدید نظر شود. بدین منظور توربین دیگری با مشخصات جدول (۳) انتخاب گردید که در این مقاله، توربین B نامیده می‌شود. همان گونه که در شکل (۸) مشاهده می‌شود، توربین فوق در دامنه دور موتور ۱۴۰۰ تا ۲۰۰۰ دور بر دقیقه منطبق و بهینه است. با توجه به این که بیشترین گشتاور موتور در محدوده بالا قرار دارد؛ بنابراین

نمادها و نشانه‌ها

۲	خروجی از محفظه	Γ	شعاع چرخ، m	A	مساحت، m^2
۳	خروجی فضای میانی	D	قطر چرخ توربین، m	C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت، J/kg K
۴	خروجی ناحیه برخورد	α	زاویه جریان در ورود، deg	m	شار جرمی، kg/s

1- Surge

5	خروجی روتور	β	زاویه پره، deg	T	دما، K
o	سکون	L_R	طول محوری، m	P	فشار، Pa
s	سمت شروود	ρ	چگالی، kg/m^3	M	عدد ماخ
h	سمت هاب	σ	تابع تولید آنتروپی	U	سرعت دوران، m/s
c	داخل استوانه		زیرنویس‌ها:	h	آنتالپی، J/kg
out	خروجی از استوانه	0	ورودی توربین	Z	تعداد پره چرخ توربین
		1	ورودی محفظه	Y	ضریب تلفات

منابع

- 1- Watson, N., and Jonata, M.S. Turbocharging the Internal Combustion Engine, New York: Macmillian Press LTD, 1982.
- 2- Yabe, M., Kakizawa A., Sugihara H., Horiuchi H. Turbocharger Matching on the Hino K13c Charge-Cooled Heavy-Duty Engine, IMech, 1994.
- 3- Challen, B., Baranescu, R. Diesel Engine Reference Book, Second edition, Planta Tree, 1999.
- 4- Abidat, M., and Baines, N. C. Prediction of Steady and Non Steady Flow Performance of Highly Loaded Mixed Flow Turbine, IMechE, 1998.
- 5- Stone, R., Introduction to Internal Combustion Engine, New York: Macmillian Press LTD, 1999.
- 6- Rodgers, C., and K. Rochford, S. Small Turbocharger Turbomachinery, IMech, 2002.
- 7- Dale, A., and Watson, N. Vaneless Radial Turbocharger Turbine Performance, Turbines in Non-Steady Flow, IMechE, 1986.
- 8- Chen, H., and Winterbone, D. E. A Method to Predict Performance of Vaneless Radial Turbines under Steady and Unsteady Flow Conditions, IMechE paper C405/008, 1990.
- 9- Whitfield, A., and Baines, N. C. Design of Radial Turbomachines, Longman Scientific and Technical Publishing Company, 1990.
- 10- Balje O.E. Turbomachines: A Guide to Design Selection and Theory, John Wiley & Sons, New York: 1981.
- 11- Rodgers, C. Mainline Performance Prediction on Radial Inflow Turbines, VKI Lecture Series 1987-07, 1987.
- 12- Hribernik, A., and Cernej, A. "Application of Rotor Characteristics for One-Dimensional Turbine Modeling", IMechE C484/0.34/94 pp239-248, 1994.
- 13- F. White. Viscous Fluid Flow, Second Edition, New York: McGraw-Hill Co, 1991.
- 14- Rose, M. G. and Harvey, N. W. "Turbomachinery Wakes: Differential Work and Mixing Losses", Transaction of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 212, (2000): 68-77.
- 15- Gasemi, S., Shirani, E., and Hajilouy-Benisi, A. "Performance Prediction of Twin-Entry Turbocharger Turbines", Proc. ASME TURBO EXPO 2002, 1-9.
- 16- Benson R. S., and Whitehouse N. D. Internal Combustion Engines, Pergamon Press, 1983.