

# مبانی طراحی و ساخت دستگاه آزمایش تحقیقاتی توربین گازی جریان شعاعی

علی حاجیلوی\*، مرتضی قلیچ خانی\*\*، شهرام قاسمی اصفهانی\*\*  
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف،

(دریافت مقاله: ۸۰/۸/۱۶ - دریافت نسخه نهایی: ۸۱/۴/۲۲)

چکیده - در این مقاله ضمن بررسی اجمالی زمینه های تحقیقات تجربی توربینهای گازی جریان شعاعی، ضرورت و مبانی طراحی و ساخت دستگاه آزمایش توربین گازی دانشگاه صنعتی شریف بیان شده و ساختار دستگاه آزمایش تشریح می شود. سپس کالیبراسیون و استاندارد و سائل اندازه گیری و روش انجام آزمایش مطرح می شود. در خاتمه نتایج آزمایشها ارائه شده و مورد بررسی قرار می گیرد. نتایج به دست آمده و نمودارهای مشخصات رفتاری توربین با الگوی مورد انتظار و نیز نتایج محققان این زمینه مطابقت خوبی نشان می دهد. بنابراین عملکرد دستگاه آزمایش در حد مطلوب و دقیق بوده و قابل استناد است.

واژگان کلیدی: موتورهای درونسوز، توربوچارجینگ، توربین جریان شعاعی، دو ورودی، تحقیقات تجربی

## Fundamentals Design and Set up Radial Inflow Gas Turbine Research Lab

A. Hagilouy, M. Ghelich khani and S. Ghasemi  
Sharif University of Technology, School of Mechanical Engineering

**Abstract:** *In order to carry out experimental investigations on radial inflow gas turbine, a special test laboratory was designed and constructed at sharif University of Technology. This laboratory is introduced in the present paper and experimental procedures are elaborated on. Then, some test results are presented and discussed. The trends of performance characteristics math our expectation and show good agreement with the published research results in this field.*

**Keywords:** *Radial inflow gas turbine, Experimental, Laboratory, Performance characteristics.*

\*\* - کارشناسی ارشد

\* - استادیار

علائم اصلی	
$Etta$ : بازده کل به استاتیک توربین	۵: ورود روغن به توربوچارجر
$\dot{m}$ : دبی جرمی	۶: خروج روغن از توربوچارجر
$P$ : فشار	۷: انتهای محور توربوچارجر در سمت توربین
$Pr$ : نسبت فشار	۸: انتهای محور توربوچارجر در سمت کمپرسور
$Q$ : توان حرارتی تلف شده	$C$ : کمپرسور توربوچارجر
$T$ : دما	$inner$ : ورودی سمت چپ توربین توربوچارجر
$\dot{W}$ : توان	$is$ : ایزنتروپیک
$\gamma$ : نسبت گرماهای ویژه	$O$ : شرایط سکون
$\eta$ : بازده	$oil$ : روغن روانساز توربوچارجر
زیر نویس ها	$outer$ : ورودی سمت راست توربین توربوچارجر
۱: ورودی توربین توربوچارجر	۳: نسبی
۲: خروجی توربین توربوچارجر	۵: شرایط استاتیک
۳: ورودی کمپرسور توربوچارجر	$t$ : توربین توربوچارجر
۴: خروجی کمپرسور توربوچارجر	$ts$ : کل به استاتیک

## ۱- مقدمه

امروزه در بسیاری از موتورهای درونسوز مورد استفاده در صنایع مختلف برای افزایش توان ویژه (توان در واحد وزن یا حجم)، کاهش مصرف سوخت ویژه و کاهش آلاینده ها از توربوچارجر استفاده می شود. در سیستم های توربوچارجینگ، توربین با جذب بخشی از انرژی موجود در محصولات احتراق، کمپرسور را که در مسیر هوای ورودی سیلندرها قرار دارد به حرکت در می آورد. کمپرسور چگالی هوا را افزایش می دهد که نتیجه این فرایند بهبود احتراق و افزایش توان است. جریان هوای کمپرسور نسبت به جریان اگزوز که حالت ضربانی دارد در شرایط یکنواخت تری قرار دارد. مطالعه منابع موجود نشان می دهد که با توجه به پیچیدگی جریان توربین، تحقیقات بیشتری در مورد آن صورت گرفته است و عمده تحولات توربوچارجینگ ناشی از تغییر و تحول در طراحی و کاربرد

توربین بوده است [۱ و ۲]. این تغییر و تحول در ساختار توربین به منظور رسیدن به مشخصات رفتاری مناسبتر صورت می گیرد. منظور از مشخصات رفتاری، منحنیهای تغییرات بازده ایزنتروپیک، پارامتر جرمی، نسبت فشار و نسبت سرعت برحسب یکدیگر است. شرایط کار واقعی توربین بر روی موتور به صورت غیردائم<sup>۱</sup> است، اما نشان داده شده است که فرکانسهای ضربانی به اندازه کافی کم است که در طی آن جریان بصورت دینامیکی در حال تعادل باشد و بتوان آن را شبه تعادلی<sup>۲</sup> در نظر گرفت [۳ و ۴]. براین اساس نتایج تجربی حالت دائم در تحلیل غیر دائم به کار برده می شود. در تحلیل شبه دائم، جریان در بازه های زمانی<sup>۳</sup> کوتاه، دائمی فرض می شود. در بعضی از مراجع در این بازه های کوتاه از مدل های جریان دائم استفاده می شود [۴ و ۵]. مدل های جریان دائم شامل ضرایب تجربی هستند که با استفاده از نتایج آزمایش های حالت دائم به

دست می آیند. در برخی دیگر از مراجع مستقیماً از نمودارهای حالت دائم در پیش بینی جریان غیر دائم استفاده می شود [۶]. این نوع مدل سازها در تطبیق بهینه موتور و توربوچارجر [۴، ۷ و ۸] و طراحی اولیه توربین [۹] مورد استفاده قرار می گیرد. علاوه بر این با تفسیر این منحنیها ایده های مناسب برای اصلاح ساختار توربینهای موجود به دست می آید [۲۰].

با وجود پیشرفتهای فراوان روشهای عددی، پذیرش نتایج حاصل از آنها همواره با تردیدهایی همراه بوده است. این تردیدها ناشی از مدل سازی جریان مغشوش، غیر دائم بودن جریان در محفظه، اعتبار روشهای عددی و ساده سازیهای مربوط به حل جریان توربین است. به همین دلیل برای رسیدن به نتایج قابل اعتماد، بهبود مدل‌های موجود و اصلاح روشهای عددی، تحقیقات تجربی همچنان جایگاه خود را در این زمینه حفظ کرده اند.

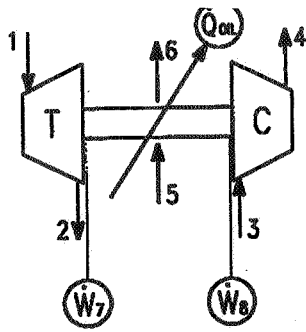
در این زمینه اساس کار تحقیقات تجربی این است که با استفاده از جریان یک گاز، توربین به حرکت در می آید و توان حاصل از آن به طریقی جذب می شود. مشخصات گاز محرک و نحوه جذب توان تولیدی در دستگاههای آزمایش مختلف، متفاوت است. به نظر می رسد که استفاده از محصولات احتراق به عنوان گاز محرک از این جهت که به شرایط موتور نزدیکتر است بهتر باشد ولی به علت مشکلاتی که دارد در دستگاههای آزمایش تحقیقاتی کمتر مورد توجه قرار می گیرد. علاوه بر مسائل مربوط به تجهیزات ایجاد احتراق، کار اندازه گیری در چنین جریانی مشکلتر است. زیرا به علت وجود ذرات معلق، مثلاً استفاده از سیم داغ بررسی سرعت سنسجی یا دبی سنسجی عملی نیست. سرعت سنسجی لیزری نیز به علت شفاف نبودن محیط قابل کاربرد نیست. وسایل اندازه گیری معمولی مثل پیتوت و ترموکوپل نیز با مشکل رسوب زیاد مواجه اند. البته تحمل دمای زیاد توسط وسایل اندازه گیری نیز مشکل دیگری است که به راحتی رفع نمی شود. به دلیل مشکلات فوق، عموماً برای به حرکت در آوردن توربین عمدتاً از هوای فشرده استفاده می شود به عنوان نمونه می توان به

دستگاههای آزمایش مورد استفاده در مراجع [۱۰-۱۳] اشاره کرد. البته در بعضی از تحقیقات خاص که جزئیات جریان سیال مورد نظر نیست از محصولات احتراق برای به حرکت در آوردن توربین استفاده می شود. دستگاه آزمایش مرجع [۱۴] تنها نمونه ای از این گونه دستگاههاست که مطالب آن در دسترس نگارندگان مقاله است.

برای جذب توان توربین از کمپرسور یا دیناموتور استفاده می شود. اشکال استفاده از کمپرسور محدود بودن دامنه کار آن به دو حد سرچ و خفگی کمپرسور است. در حالی که با دیناموتور می توان محدوده وسیعتری را مورد آزمایش قرار ده. از آنجا که کار با کمپرسور حالت واقعیتری دارد سعی می شود که تا حد امکان از آن استفاده شود. یکی از روشهای مورد استفاده برای وسیعتر کردن محدوده کار کمپرسور استفاده از هوای متراکم در ورودی کمپرسور است [۱۲]. روش دیگر استفاده از چند کمپرسور در اندازه های مختلف برای جذب توان در محدوده های کاری مختلف است [۱۵].

## ۲- ضرورت طراحی و ساخت دستگاه آزمایش تحقیقاتی

متأسفانه هنوز در کشور ما طراحی و ساخت توربوچارجر آغاز نشده است. سازندگان توربوچارجر نیز اطلاعات فنی و مشخصات رفتاری توربوچارجرهای خود را در اختیار دیگران قرار نمی دهند. مطالعات اولیه ای که برای بررسی وضعیت توربوچارجر در صنایع کشور به خصوص صنایع حمل و نقل ریلی و آبی توسط نگارندگان مقاله انجام شد نشان داد که به دلیل نبود اطلاعات مناسب در این زمینه با مشکلات و آسیبهای مالی زیادی مواجه اند. همان طور که اشاره شد روشهای تحلیلی در به دست آوردن مشخصات موردنیاز به تنهایی جوابگو نیستند. به همین دلیل وجود آزمایشگاهی در این زمینه کاملاً ضروری است. تا اینکه با مطالعات تجربی امکان تهیه منحنیهای مشخصات رفتاری توربین و کمپرسور به طور دقیق فراهم شده و تعیین نقطه طراحی آنها میسر شود. نیز در انجام



شکل ۱- موازنه انرژی بر روی محور توربوچارجر

انرژی ضربانی موجود در جریان آگروز موتورهای درونسوز ابداع شد. در این نوع توربوچارجرینگ هر کدام از ورودیهای توربین گازهای خروجی یک دسته از سیلندرها را دریافت می کنند. با توجه به شرایط غیردائم و ضربانی جریان، شرایط هر یک از ورودیها می توانند کاملاً متفاوت باشد. به همین دلیل دستگاه آزمایش باید این قابلیت را داشته باشد که در هر یک از ورودیهای توربین به طور مستقل در جریانهای متفاوتی را ایجاد کند. نوع کمتهایی که باید اندازه گیری شوند با توجه به روابط حاکم بر توربین بصورت زیر تعیین می شوند. با توجه به شکل (۱) برای بازده کل به استاتیک توربین می توان نوشت:

$$\eta_{t-ts} = \frac{\dot{W}_7}{\dot{W}_{t-is}} \quad (1)$$

$\dot{W}_7$  توان واقعی توربین در محور توربوچارجر در انتهای سمت توربین است. از آنجا که شرایط جریان در خروجی توربین چرخشی است، تعیین افت انتالپی واقعی توربین با استفاده از شرایط جریان در این مقطع از دقت مناسبی برخوردار نیست [۱۰-۱۳]، به همین دلیل توان واقعی توربین به صورت زیر محاسبه می شود.

$$\dot{W}_7 = \dot{W}_8 + \dot{Q}_{oil} \quad (2)$$

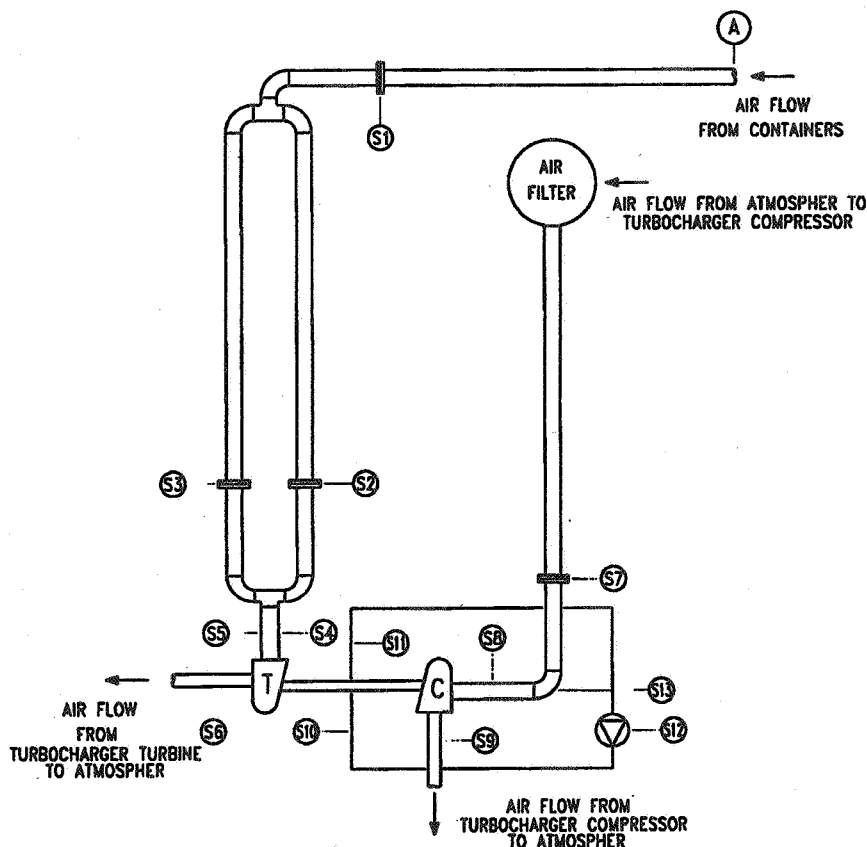
$\dot{W}_8$  توان موجود در محور توربوچارجر در انتهای سمت کمپرسور است. این کمیت توانی است که در اختیار کمپرسور قرار می گیرد. اگر قانون بقای انرژی را برای حجم کنترلی که تنها شامل کمپرسور توربوچارجر است بنویسیم،  $\dot{W}_8$  به

مراحل عملی تطابق موتور و توربوچارجر از امکانات آزمایشگاه استفاده شود. همچنین مطالعات پارامتری به منظور افزایش بازده توربوچارجر صورت گیرد. بالاخره ارزیابی مدلسازی رفتار توربین و کمپرسور بر مبنای نتایج تجربی و اصلاح مدل در راستای بهبود و تکمیل آن می تواند مدنظر قرار گیرد. از این رو پس از طراحی های اولیه و جلب حمایت مسئولین ذیربط، مراحل ساخت این آزمایشگاه از سال ۱۳۷۳ در دانشگاه صنعتی شریف آغاز شد. با توجه به نوع کار که طراحی و ساخت اجزای زیادی را لازم داشت و نیز تهیه تجهیزات پرهزینه که به علت محدودیتهای اعتباری پروژه توأم با مشکلاتی بود، انجام آن به تدریج صورت گرفت. در حال حاضر این آزمایشگاه برای تعیین مشخصات رفتاری حالت دائم توربینهای گازی جریان شعاعی دو ورودی با حدود توان ۱۰ کیلووات که نوع رایج توربینهای مورد استفاده در اتوبوسها و کامیونهاست، تجهیز شده است. شایان ذکر است که معمولاً عمده فعالیتهای تحقیق و توسعه ای (R&D) انجام شده در این زمینه با حمایت شرکتهای سازنده توربوچارجر در آزمایشگاههایی که به این منظور در دانشگاههایی نظیر امپریال کالج، پردو، بث و ... تأمین شده است صورت می گیرد که در صورت فراهم شدن امکان ساخت توربوچارجر در داخل کشور این آزمایشگاه می تواند در ارزیابی مشخصات رفتاری واقعی و مقایسه آن با مشخصات رفتاری طراحی و در نتیجه بهبود طراحی بر مبنای نتایج تجربی کمکهای مناسبی را ارائه کند.

در ادامه این نوشتار ابتدا ساختار دستگاه آزمایش و روش انجام آزمایشها توضیح داده می شود و سپس نتایج حاصل از آزمایشهای انجام شده برای تعیین رفتار حالت دائم یک توربین گازی جریان شعاعی دو ورودی در حالتی جریان یکسان دو ورودی و جریان متفاوت ورودیها ارائه می شود.

### ۳- مبنای طراحی دستگاه آزمایش

توربین گازی جریان شعاعی دو ورودی برای استفاده از



شکل ۲- طرحواره دستگاه آزمایش توربوچارجر و ایستگاههای اندازه گیری آن

صورت زیر به دست می آید:

$$\dot{W}_g = \dot{m}_c (h_{04} - h_{03}) \quad (3)$$

$\dot{Q}_{oil}$  در واقع افت انرژی مکانیکی در یاتاقانهای توربوچارجر است که بصورت تلفات گرمایی توسط روغن جذب می شود و بر مبنای افزایش آنتالپی روغن در عبور از توربوچارجر تعیین می شود.

در مورد توربینهای دو ورودی در حالت ایزنتروپیک می توان گفت که توان کل توربین برابر است با مجموع توانهای حاصل از انبساط ایزنتروپیک جریان هر یک از ورودیها از شرایط جریان در آن ورودی تا شرایط یکسان در خروجی توربین. بنابراین:

$$\dot{W}_{t-is} = \dot{W}_{outer-is} + \dot{W}_{inner-is} \quad (4)$$

با توجه به معادلات ترمودینامیکی، هر یک از کمیتهای بالا به

صورت زیر قابل محاسبه است.

$$\dot{W}_g = \dot{m}_c T_{03} [C_{p4} T_{04} - C_{p5} T_{05}] \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{oil} = \dot{m}_{oil} [C_{p5} T_{05} - C_{p6} T_{06}] \quad (6)$$

$$\dot{W}_{outer-is} = \dot{m}_{outer} T_{01-outer} \left[ C_{p1-outer} - C_{p2} \left( \frac{P_{s2}}{P_{01-outer}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (7)$$

$$\dot{W}_{inner-is} = \dot{m}_{inner} T_{01-inner} \left[ C_{p1-inner} - C_{p2} \left( \frac{P_{s2}}{P_{01-inner}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (8)$$

با استفاده از معادلات ۱ تا ۸ و بر مبنای نتایج آزمایشها می توان بازده کل به استاتیک توربین را تعیین کرد.

پارامتر جرمی، نسبت فشار و سرعت دورانی چرخ توربین سه مشخصه مهم دیگر توربین هستند.

$$\text{mass parameter} = \frac{\dot{m}_t \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \quad (9)$$

$$P_{rt} = \frac{P_{01}}{P_{s2}} \quad (10)$$

با استفاده از معادلات ۹ و ۱۰ و نتایج آزمایشها، پارامتر جرمی و نسبت فشار توربین محاسبه می شوند. معمولاً در این نوع دستگاههای آزمایش در تعیین مشخصات رفتار حالت دائم برای اندازه گیری دبی از اوریفیس استفاده می شود. با توجه به ماهیت این نوع دبی سنجی برای تعیین دبی به اندازه گیری فشار و دمای بالادست اوریفیس و افت فشار جریان در عبور از آن نیاز داریم. به این ترتیب به جز سرعت برای تعیین سایر مشخصات رفتاری باید دما و فشار را در نقاط مختلف اندازه گیری کنیم.

#### ۴- ساختار دستگاه آزمایش

طرحواره دستگاه آزمایش ساخته شده در آزمایشگاه توربوچارجر دانشگاه صنعتی شریف در شکل (۲) نشان داده شده است. در این آزمایشگاه برای شبیه سازی جریان آگروز از هوای فشرده استفاده می شود. با استفاده از سه دستگاه کمپرسور پیچی، هوا به فشار دلخواه رسیده و در سه مخزن ذخیره می شود. با باز کردن شیرهای کنترل و قطع و وصل جریان که در مسیر بعد از مخازن تعبیه شده است جریان به نقطه A می رسد. در مسیر هوا تا قبل از نقطه A فیلترهای تعبیه شده ذرات و بخار آب را جذب می کنند. ابتدا در دستگاه اندازه گیری S1 دبی جریان با اوریفیس نوع D و  $\frac{D}{2}$  اندازه گیری می شود. از آنجا که توربین مورد آزمایش از نوع دو ورودی است مسیر هوا بعد از دستگاه S1 به دو شاخه تقسیم می شود. در دستگاههای اندازه گیری S2 و S3 با دو اوریفیس دبی هر شاخه اندازه گیری می شود. در دستگاههای اندازه گیری S4 و S5 فشارهای سکون و استاتیک و دمای جریان در ورود به توربین اندازه گیری می شود. معمولاً جریان هوای خروجی از توربین مستقیماً به اتمسفر تخلیه می شود ولی برای انجام

آزمایشهایی که هدف از آنها مطالعه جزئیات جریان خروجی توربین است دستگاه اندازه گیری S6 در پایین دست توربین تعبیه شده است. در این دستگاه فشارهای استاتیک و سکون و دما اندازه گیری می شود. از آنجا که جریان در این قسمت به صورت چرخشی و غیرنامتقارن است از چند ترموکوپل و پیتوت در شعاعهای مختلف برای تعیین توزیع دما و فشار در خروجی توربین استفاده می شود.

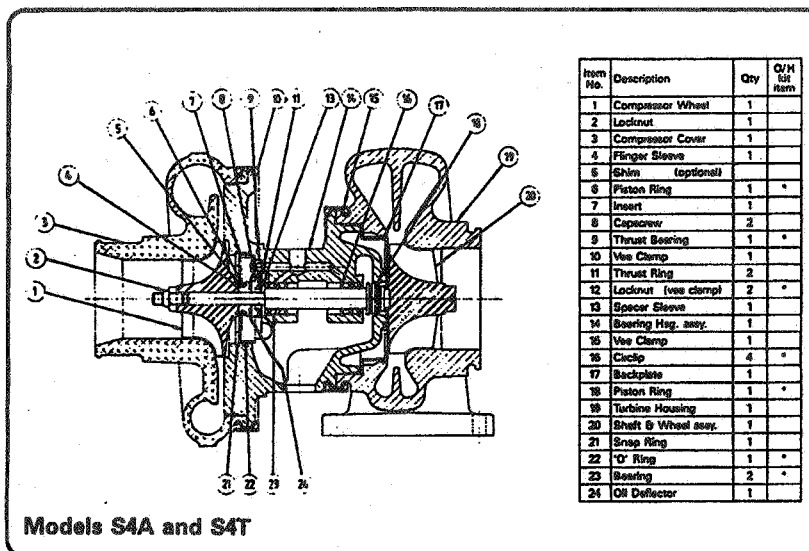
در حال حاضر برای جذب توان توربین از کمپرسور استفاده می شود. به این ترتیب از مجموعه توربوچارجر به عنوان واحد مورد آزمایش استفاده می شود. در مسیر ورودی کمپرسور جریان محیط پس از عبور از فیلتر در دستگاه اندازه گیری S7 با اوریفیس دبی سنجی می شود. در دستگاههای اندازه گیری S8 و S9 که در ورودی و خروجی کمپرسور قرار دارند دما و فشار استاتیک و سکون اندازه گیری می شود.

برای روانسازی و نیز خنک کاری محور توربوچارجر یک چرخه بسته روغن تعبیه شده است. در دستگاههای اندازه گیری S10 و S11 در مسیر روغن و در محل ورود روغن به توربوچارجر و خروج روغن از آن دما اندازه گیری می شود. در دستگاه اندازه گیری S12 نیز دبی روغن اندازه گیری می شود. سرعت دوران چرخ توربین در دستگاه اندازه گیری S13 با استفاده از یک دوربین نوری اندازه گیری می شود.

توربوچارجر مورد آزمایش از نوع دو ورودی و محصول شرکت شوایتزر<sup>۱</sup> و دارای شماره فنی ۳۱۲۳۰۰ است. شکل (۳) مقطع یک نمونه از توربوچارجر دو ورودی شوایتزر را به همراه فهرست قطعات اصلی آن نشان می دهد.

#### ۵- کالیبراسیون و استانداردها

مبنای دبی سنجی جریان، استاندارد BS 1042 است. مشخصات هندسی اوریفیسها در دستگاههای مختلف با توجه به محدوده دبی عبوری از آنها و با توجه به استاندارد بالا تعیین شده است. با توجه به محدوده زیاد دبی جریان، در هر دستگاه



شکل ۳- مقطع یک نمونه توربوچارجر دو ورودی شواپنر

دورانی تا ۱۰۰/۰۰۰ دور در دقیقه را دارد که بسیار مناسب توربوچارجرهای کوچک و متوسط است. این دورشنج ها کالیبره شده عرضه می شوند. برای اطمینان از کالیبراسیون آن مطابق کاتالوگ مربوطه از لامپهای فلوروسنت متصل به برق شهر استفاده می شود که باید فرکانس ۵۰ هرتز را در ایران نشان دهد.

برای تعیین مقادیر مربوط به فشارهای استاتیک و سکون از مانومترهای جیوه آبی استفاده می شود که مانومتر جیوه آبی برای قرائت فشارهای زیاد و مانومتر آبی برای قرائت فشارهای کم است. این نوع مانومترها استاندارد بوده و از دقت لازم برخوردارند.

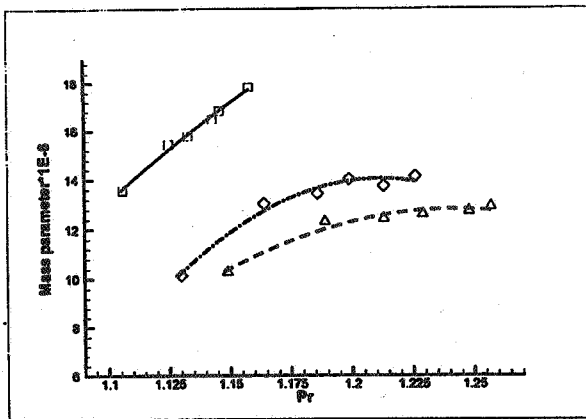
### ۶- روش انجام آزمایش

چند سری آزمایش که با امکانات موجود می توان آنها را ترتیب داده و نتایج مربوطه را استخراج کرد انجام می گیرد تا عملکرد دستگاه آزمایش مشخص و با دستگاههای مشابه مقایسه و ارزیابی شود. معمولاً مشخصات رفتاری توربین به صورت منحنیهای بازده، نسبت فشار و پارامتر جرمی نسبت فشار در دورهای مختلف ارائه می شود. در این تحقیق

دو اوریفیس با هندسه مختلف ساخته شده است. براساس این استاندارد قبل و بعد از هر اوریفیس، جریان باید از یک مسیر مستقیم با طول مشخص عبور کند که این طولها مطابق استاندارد در نظر گرفته شده اند.

دماسنجی با استفاده از ترموکوپلهای نوع آبدون غلاف صورت می گیرد. از آنجا که محدوده دمایی مورد اندازه گیری نسبتاً زیاد است و از هوای داغ ورودی توربین تا هوای سرد خروجی از آن متغیر است ترموکوپلها باید در این محدوده دما از دقت مناسبی برخوردار باشند که این نوع ترموکوپل دارای این ویژگی است. کالیبراسیون ترموکوپلها بر مبنای دمای تعادلی انجماد و تبخیر آب و نیز با استفاده از یک دماسنج کالیبره شده بسیار دقیق نوع PRT انجام شد. به این ترتیب اندازه گیریهای دما از دقت لازم برخوردار است.

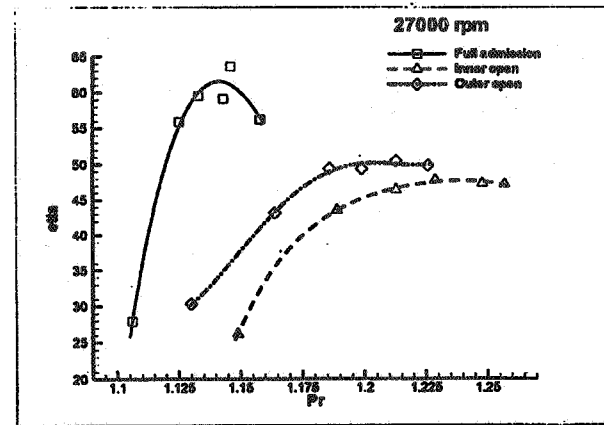
برای اندازه گیری سرعت دوران توربین از یک دورسنج نوری استفاده می شود. مبنای کار این نوع دورسنج آن است که پالسهای ارسالی از منبع، توسط یک منعکس کننده مخصوص که روی پره های کمپرسور توربوچارجر نصب شده بازگردانده می شود. دستگاه دورسنج با شمارش این پالس ها دور در دقیقه را تعیین می کند. این دورسنج قابلیت اندازه گیری سرعت های



شکل ۵- تغییرات پارامتر جرمی در مقابل نسبت فشار توربین در سه حالت و در سرعت ۲۷۰۰۰rpm

بسته شان داده می شود. همانطور که مشاهده می شود حداکثر بازده مربوط به حالت اول یعنی وقتی توزیع یکنواخت جریان در اطراف چرخ توربین وجود دارد، و حداقل آن مربوط به حالت دوم است. ضمناً منحنی حالت اول تیزتر از دو حالت دیگر است و آن به علت محدوده کمتر فشار در این حالت است. کاهش بازده در دو حالتی که یکی از مجاری بسته است می تواند به علت افزایش افتهای اصطکاکی جریان و عدم توزیع یکنواخت جریان در ورودی به چرخ توربین و وجود زاویه برخورد زیادتر باشد.

شکل (۵) تغییرات پارامتر جرمی در مقابل نسبت فشار برای سرعت ۲۷۰۰۰ دور در دقیقه توربین و سه حالت فوق الذکر را نشان می دهد. برای نسبت فشار یکسان پارامتر جرمی حالت اول حداکثر است. که با توجه به سطح جریان بیشتر مورد انتظار است. همچنین پارامتر جرمی حالت سوم بیش از حالت دوم است و این امر هماهنگی با منحنیهای بازده دارد. به نظر می رسد شکل هندسی مجرای بیرونی مناسبتر از شکل هندسی مجرای درونی است و لذا جریان را بیشتر و بهتر از خود عبور می دهد. در شکلهای (۶) و (۷) تغییرات بازده و پارامتر جرمی در مقابل نسبت فشار را برای سرعت ۳۰۰۰۰ دور در دقیقه توربین مشاهده می کنیم. روند کلی تغییرات این دو شکل



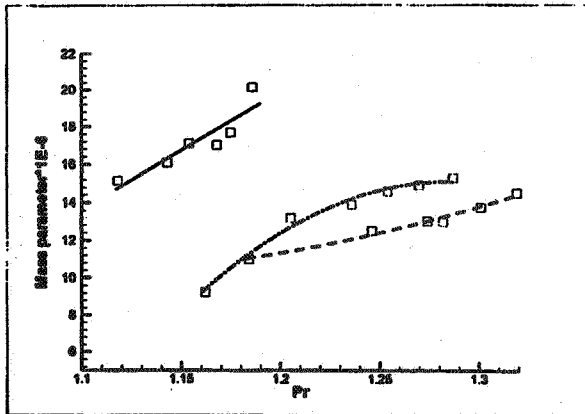
شکل ۶- تغییرات بازده در مقابل نسبت فشار توربین در سه حالت و در سرعت ۲۷۰۰۰rpm

مشخصات رفتاری در هر دور برای سه حالت به دست می آید. در حالت اول هر دو ورودی توربین کاملاً باز هستند. در حالت دوم یکی از ورودی ها باز و دیگری کاملاً بسته و در حالت سوم برعکس می شود. در هر دور آزمایشها از حالت حداکثر دبی آغاز می شود. با تنظیم شیرهای کنترل جریان در مسیر ورودی توربین و مسیر ورودی و خروجی کمپرسور دبی توربین طوری تغییر داده می شود که سرعت دوران آن ثابت بماند. به این ترتیب در هر دور ۵ تا ۷ وضعیت مختلف ایجاد می شود که با استفاده از اندازه گیریهای انجام شده و محاسبات مربوط، منحنیهای مشخصه توربین در آن دور به دست می آید. در این تحقیق، اندازه گیریها در سرعتهای دوران ۲۷۰۰۰، ۳۰۰۰۰ و ۳۶۰۰۰ دور در دقیقه توربین انجام گرفت.

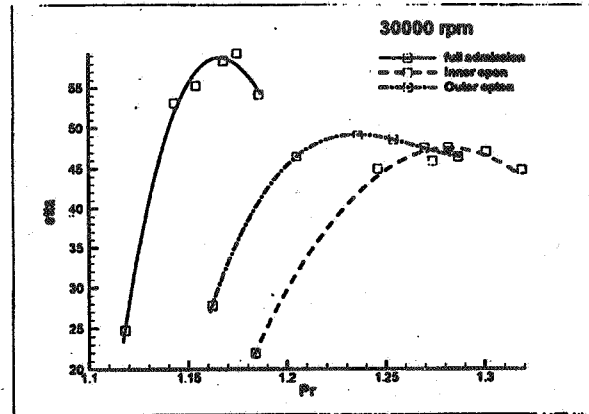
## ۷- نتایج آزمایش و بررسی آنها

برای حالات مختلف آزمایش در یک سرعت ثابت توربین، مقادیر بازده توربین در نسبت فشارهای مختلف محاسبه می شود. در شکل (۴) این نتایج برای سرعت ۲۷۰۰۰ دور در دقیقه و سه حالت ۱- دو ورودی کاملاً باز ۲- مجرای داخلی کاملاً باز و مجرای خروجی کاملاً بسته و ۳- مجرای خروجی کاملاً باز و مجرای داخلی کاملاً

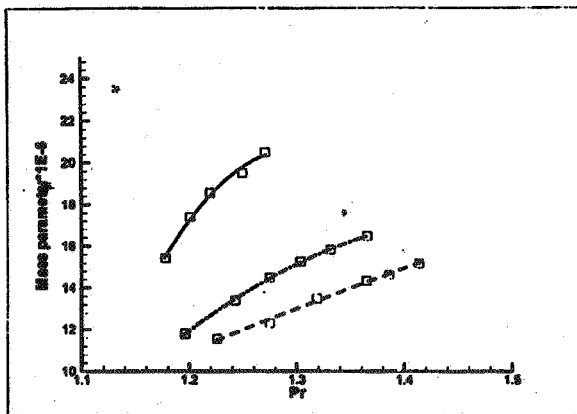




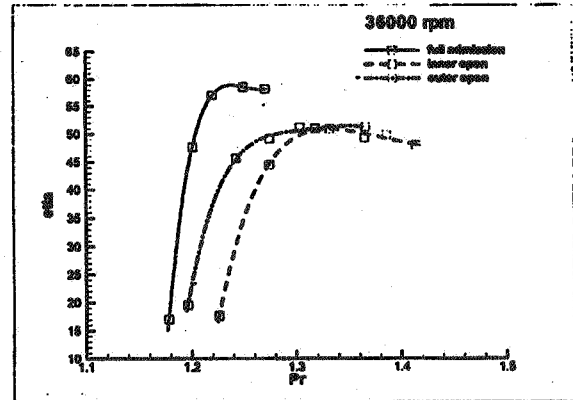
شکل ۷- تغییرات پارامتر جرمی در مقابل نسبت فشار توربین در سه حالت و در سرعت ۳۰۰۰۰rpm



شکل ۶- تغییرات بازده در مقابل نسبت فشار توربین در سه حالت و در سرعت ۳۰۰۰۰rpm



شکل ۹- تغییرات پارامتر جرمی در مقابل نسبت فشار توربین در سه حالت و در سرعت ۳۶۰۰۰rpm



شکل ۸- تغییرات بازده در مقابل نسبت فشار توربین در سه حالت و در سرعت ۳۶۰۰۰rpm

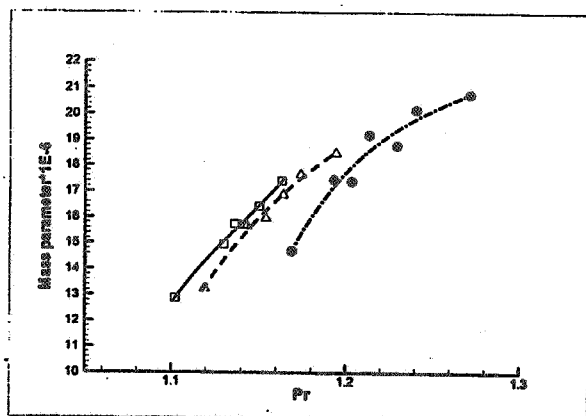
نسبت فشار وسیعتر می شود (از ۲۷۰۰۰ تا ۳۶۰۰۰ دور در دقیقه این محدوده تقریباً دو برابر می شود). همچنین نتایج آزمایش کاهش حداکثر بازده با افزایش سرعت را نشان می دهد که به نظر می رسد مربوط به دبی جرمی کم و حساسیت اندازه گیری و به عبارت دیگر افزایش نسبی خطاهای اندازه گیری در سرعتهای پایین است.

در شکل (۱۱) تغییرات پارامتر جرمی توربین در مقابل نسبت فشار در حالت اولی و برای همان سه سرعت مشاهده می شود. روند کلی کاملاً مطابق انتظار است و به عبارت دیگر در نسبت فشار ثابت، با افزایش سرعت، پارامتر جرمی کاهش

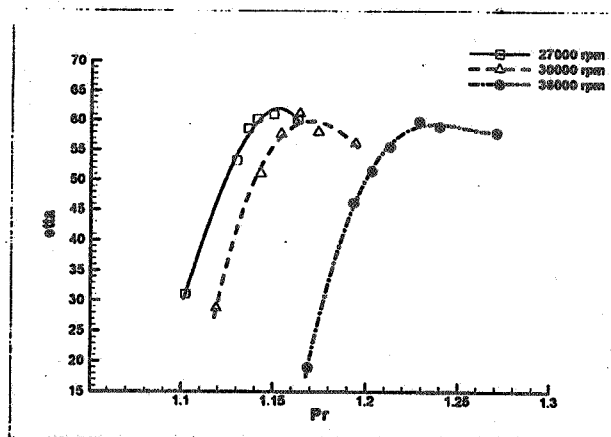
به ترتیب مشابه شکل‌های (۴) و (۵) است، البته در این سرعت، محدوده نسبت فشار مقداری افزایش یافته است و رفتار عمومی توربین مطابقت دارد.

در شکل‌های (۸) و (۹) همین نتایج را برای سرعت ۳۶۰۰۰ دور در دقیقه توربین مشاهده می کنیم. روند کلی تغییرات حفظ شده و محدوده نسبت فشار باز هم افزایش یافته است.

در شکل (۱۰) تغییرات بازده توربین در مقابل نسبت فشار در حالت اول و برای سه سرعت فوق‌الذکر نشان داده شده است. شکل کلی منحنیها مشابه و سهمی گونه اند. از مقایسه این سه منحنی مشخص می شود که با افزایش سرعت توربین، محدوده



شکل ۱۱- تغییرات پارامتر جرمی در مقابل نسبت فشار توربین در سه سرعت دوران آن



شکل ۱۰- تغییرات بازده در مقابل نسبت فشار توربین در سه سرعت دوران آن

### ۸- نتیجه گیری

با توجه به آزمایشهای انجام شده که در محدوده امکانات فعلی دستگاه آزمایش است و نتایج حاصل از آنها و مقایسه با نتایج تحقیقات مشابه مانند مراجع ۱۱-۱۳ عملکرد دستگاه آزمایش در حد مطلوب و دقیق بوده و قابل استناد است. توضیح آنکه روند کلی منحنیها کاملاً مشابهت دارد. همچنین اثر جریان جزئی در دو ورودی توربین در عملکرد و به خصوص بازده آن روند یکسانی را نشان می دهد. البته توسعه امکانات موجب افزایش محدوده کار و دقتهای اندازه گیری بالاتر خواهد شد که امیدواریم با حمایتهای صنعت و دانشگاه این مرحله نیز انجام گیرد.

### قدردانی

از حمایتهای بخشهای مختلف دانشگاه صنعتی شریف نظیر معاونت پژوهشی، دانشکده مکانیک و مرکز تحقیقات آب و انرژی و نیز از پشتیبانی مالی طرح خودرو وزارت صنایع سپاسگزاری می کنیم.

دارد. این امر می تواند مربوط به مقاومت حاصل از میدان گریز از مرکز در اطراف چرخ توربین باشد که تابعی از سرعت دوران چرخ توربین است.

همان طور که انتظار می رود منحنیهای بازده ابتدا صعودی هستند و پس از رسیدن به یک قله نزولی می شوند. دلیل این نوع تغییر به افتهای گوناگون جریان در شرایط مختلف مربوط است. در هر دور توربین تنها در یک محدوده کوچک جریان بصورت هموار وارد چرخ توربین می شود. در سایر وضعیتهای به علت اختلاف زاویه جریان در ورود به چرخ توربین از مقدار زاویه بهینه، زاویه برخورد زیاد بوده و لذا جریان با افت برخورد توأم است [۱۶]. در نسبت فشارهای کم، دبی جریان کم و زاویه برخورد بزرگ است. به همین دلیل جریان با افت برخورد زیادی مواجه است. با افزایش دبی و با نزدیکی به شرایط بهینه زاویه برخورد کوچکتر و افت برخورد کمتر می شود و بازده افزایش می یابد. البته با افزایش دبی، افتهای اصطکاکی و افتهای ناشی از جریان ثانویه افزایش می یابد ولی بهر حال با حداقل شدن مجموعه افتهای جریان، بازده به حداکثر خود می رسد. از این به بعد علاوه بر اثر افتهای اصطکاکی و جریانهای ثانویه، افت برخورد نیز مجدداً رشد می کند و بازده روند نزولی پیدا می کند.

1. unsteady
2. quassisteady
3. twin-entry
4. Schwitzer

مراجع

1. حاجیلوی، ع، "مروری بر سیر تحولات تحقیقات توربوچارجر و توربوچارجرینگ"، سومین کنفرانس دینامیک شاره ها، دانشگاه صنعتی شریف، صص ۳۳۵-۳۴۷، ۱۳۷۳.
2. Walsham, B. E., "Alternative Turbocharger System for the Automotive Diesel Engine," *Proc. ImechE, 4th Int. Conf. 'Turbocharging and Turbochargers'*, PP. 39-50, 1990.
- 3 Baines, N. C., "Partial Admission and Unsteady Flow in Radial Turbines," VKI Lecture, 1992.
- 4 Watson, N., and Jonata, M. S., "Turbocharging the Internal Combustion Engine", The McMillan Press LTD, London, 1982.
- 5 Chen, H., Hakeem, I., and Matinez-Botas, R. F., "Modeling of a Turbocharger Turbine under Pulsating Inlet Conditions," *Proc. ImechE, Part A, J. Power and Energy*, Vol. 210, PP. 397-408, 1996.
- 6 Payri, F., Benajes, J., and Reyes, M., "Modeling of Supercharger Turbines in Internal Combustion Engines," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 38, No's 8-9, PP. 853-869, 1996.
- 7 Freeman, P. F., and Walsham, B. E., "A Guide to Some Analytical Turbocharger Matching Techniques", *ImechE 1st Conf. 'Turbocharging and Turbochargers'*, PP. 85-92, 1978.
- 8 Bozza, F., Nocera, R., Senatore, A., and Tuccillo, R., "Theoretical and Experimental Investigation of the Matching Between an I.C.E. and a Turbocharger", *SAE 901601, SAE90, Part 2, Sec. 3*, PP. 1921-1932, 1990.
- 9 Whitfield, A., "The Preliminary Design of Radial Inflow Turbines", *Trans. ASME, J. Turbomachinery*, Vol. 112, PP. 50-57, 1990.
- 10 Futral, S. M., and Wasserbauer, C. A., "Off-Design Performance Prediction with Experimental Verification for a Radial-Inflow Turbine," *NASA TN D-2621*, 1965.
- 11 Dale, A., and Watson, N., "Vaneless Radial Turbocharger Turbine Performance," *Proc. ImechE, 3rd Int. Conf. 'Turbocharging and Turbochargers'*, PP. 65-76, 1986.
- 12 Capobianco, M., and gambarotta, A., "Performance of a Twin-Entry Automotive Turbocharger Turbine," *ASME Paper, 93-ICE-2*, 1993.
- 13 Hajilouy-Benisi, A., and Baines, N. C., "Twin-Entry Radial Inflow Turbine Performance Characteristics Under Steady and Unsteady Flow Conditions," *Scientiaca Iranica*, Vol. 6, No. 2, PP. 101-111, 1999.
- 14 Yaong, Y., and Penz, D. A., "The Design of a New Turbocharger Test Facility," *SAE Technical Paper Series*, 900172, 1990.
- 15 Spence, S. W. T., and Artt, O. W., "Experimental Performance Evaluation of a 99mm Radial Inflow Nozzled Turbine with Different Stator Throat Areas," *Proc. ImechE*, Vol. 212.
۱۶. حاجیلوی، ع، فرشچی، م. و قلیچ خسانی، م. "مدل سازی رفتار حالت دائم توربین گازی جریان شعاعی"، اولین کنفرانس بین المللی و سومین کنفرانس سراسری انجمن هوافضای ایران دانشگاه صنعتی شریف، صص ۳۷۳-۳۸۲، ۱۳۷۹.