

تحلیل تجربی و عددی بهبود عملکرد توربین توربوشارژر با تغییر زاویه ورودی پره

علی صباحی^۱

دانشجوی دکتری

حمیدرضا طباطبایی^۲

استادیار

به دلیل تنوع موتورها در حجم، تعداد سیلندر و توان، توربوشارژر انتخابی برای یک موتور خاص، ممکن است کاملاً با موتور منطبق نباشد. در این مقاله با تغییر زاویه ورودی پره توربین توربوشارژر نسبت به توربوشارژر انتخابی و شبیه‌سازی جریان سه‌بعدی داخل آن سعی شده است عملکرد توربین بهبود یابد. نتایج نشان می‌دهد تغییر زاویه ورودی توربین به مقدار حدود ۴/۷ درجه، عملکرد توربین را حدود ۱۸ درصد بهبود می‌بخشد. برای راستی‌آزمایی، مجموعه موتور و توربوشارژر روی سکوی آزمایش قرار گرفته و در دوره‌های مختلف موتور، پارامترهای عملکردی توربین توربوشارژر اندازه‌گیری شده و با نتایج شبیه‌سازی مقایسه شده‌اند.

واژه‌های راهنما: توربوشارژر، زاویه ورودی پره، موتور احتراق داخلی، جریان نوسانی، دینامیک سیالات عددی

۱- مقدمه

توربوشارژرها سهم مهمی در افزایش نسبت توان به وزن موتورهای احتراق داخلی و در نتیجه افزایش کارآمدی آنها دارند و برای بهبود عملکرد آنها تحقیقات وسیعی انجام شده است. راجو و مارتینز [۱]، تحلیل جریان درون یک توربین جریان مختلط با هندسه متغیر را انجام دادند و عملکرد توربین به صورت تجربی، مورد ارزیابی قرار گرفت. آنها نشان دادند که توربین هندسه متغیر در زوایای مختلف پره، دارای راندمان بیشتری نسبت به توربین بدون نازل مشابه می‌باشد و عملکرد توربین با هندسه متغیر تحت جریان غیردائمی به طور مشخص از فرضیه جریان شبه دائمی انحراف دارد. این موضوع در تنظیم زوایای بالاتر پره، جایی که احتمال خفگی وجود دارد مشهودتر است. پادزیلا و همکاران [۲] مطالعاتی را در خصوص تاثیرات سرعت و فرکانس روی عملکرد توربین توربوشارژر خودرو تحت بار ضربه انجام دادند. در این تحقیق سعی شده تا گامی برای نزدیک شدن به یکپارچه‌سازی عملکرد جریان ضربه‌ای در طراحی توربین توربوشارژر برداشته شود. لذا این تحقیق نتایجی مبتنی بر شبیه‌سازی سه بعدی توربین توربوشارژر ارائه داده است. شبیه‌سازی برای شرایط ۳۰۰۰ و ۴۸۰۰۰ (دور در دقیقه) که به ترتیب ۵۰ و ۸۰ درصد سرعت طراحی می‌باشند و برای فرکانس ۲۰ و ۸۰ هرتز برای جریان ورودی انجام گرفته است.

^۱ دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کاشان a.sabahi@gmail.com

^۲ نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کاشان h.tabatabaei@iaukashan.ac.ir

برای راستی‌آزمایی نیز از نتایج تجربی یک جریان سرد استفاده شده است. نتایج حاکی از آن است که هیچ رابطه مستقیمی میان کارایی توربین و فشار ضربه وجود ندارد مگر اینکه پارامتر زاویه حمله توربین در نظر گرفته شود. لئونارد و همکاران [۳] آزمون‌هایی را روی توربین جریان مختلط با سه زاویه مخروطی ۳۰، ۴۰ و ۵۰ درجه و سه زاویه ورودی پره ۱۰، ۲۰ و ۳۰ درجه انجام داده و نشان دادند که با ثابت بودن زاویه مخروطی، نسبت سرعت در ماکزیمم راندمان، با افزایش زاویه پره کاهش می‌یابد. همچنین در یک زاویه ورودی ثابت برای پره، با افزایش زاویه مخروطی نتیجه فوق تکرار می‌گردد. متاسفانه آنها برای زاویه بهینه هیچ پیشنهادی ارائه ندادند. اوتسوکا و همکاران [۴] در یک دور ثابت توربوشارژر، با سه زاویه ورودی مطلق پره، ۴۷/۸، ۴۵/۹ و ۷۳/۲ و متناسب با کاهش دبی جرمی آزمون‌هایی انجام دادند. آنها نشان دادند افزایش اختلاف بین دبی جرمی محاسباتی و مقادیر تجربی با افزایش زاویه ورودی مطلق پره به استفاده از زاویه جریان ورودی یکنواخت در هر حالت عملکردی مربوط می‌شود. تأثیر نشت ناشی روی زاویه جریان ورودی به پروانه توربین نسبتاً کوچک بوده و یکنواختی زاویه جریان ورودی تقریباً حفظ می‌شود.

یانگ و همکاران [۵] روی شکل سطح مقطع حلزونی توربین توربوشارژر ضربه‌ای مورد استفاده در موتور احتراق داخلی تحقیق کردند. بررسی آزمایشگاهی و عددی به منظور پی‌بردن به تأثیرات شکل سطح مقطع حلزونی روی کارایی یک توربوشارژر شعاعی تحت بار ضربه‌ای انجام شد. در این تحقیق با ثابت نگه داشتن نسبت مساحت به شعاع، برای پیکربندی دو حلزونی، شکل سطح مقطع خط انتهای حلزونی مرجع بهینه‌سازی شد. نتایج آزمایشگاهی نشان داد مدل اصلاح شده کارایی متوسط سیکلی بهتری نسبت به مدل مرجع، تحت بار ضربه‌ای برای بارها و فرکانس‌های مختلف از خود نشان می‌دهد. علاوه بر این در مقایسه با حلزونی اصلاح شده، اعوجاج جریان نسبت به شرایط بار ضربه‌ای در حلزونی مرجع، بسیار بیشتر است. راجو و همکاران [۶] شرط مرزی افت فشار غیرآدیباتیک برای مدل‌سازی توربین توربوشارژر با زاویه ثابت را بررسی کرده‌اند. نتایج تحقیقات نشان می‌دهند که دبی جرمی و قدرت واقعی پیش‌بینی شده بسیار به اطلاعات آزمایش‌های تجربی نزدیکند. با این حال شرط مرزی جدید به زمان کمتر محاسباتی و ورودی‌های کمتر هندسی روتور، نیاز دارد. علاوه بر این انتشار موج فشار در این مدل ساده شده توربین دیده شده که با سازش داشتن با داده‌های تحقیق، توانایی مدل را در برابر جریان ضربه‌ای ورودی به توربین، تقویت می‌کند.

بونتیمپو و همکاران [۷] تحلیل‌های پایدار و ناپایدار آزمایشگاهی را برای یک توربو شارژر به منظور کاربردهای آن در صنعت خودرو انجام دادند. تحلیل با استفاده از یک سیستم تولیدکننده گاز داغ که مخصوص آزمایش‌های توربوشارژر ساخته شده، انجام گرفت. اندازه‌گیری‌ها نشان می‌دهند که توان حرارتی انتقال یافته به روغن روانکار و همچنین محیط ۲۰ تا ۳۰ درصد تغییرات انتالپی کمپرسور در واحد زمان می‌باشد. علاوه بر این نشان داده شده است که محاسبه بازده کمپرسور از طریق بیان کلاسیک ترمودینامیک و با در نظر گرفتن فرض آدیباتیک بودن ۵ تا ۱۰ درصد خطا به همراه خواهد داشت. گالیندو و همکاران [۸] مطالعاتی را روی تأثیرات هندسه ورودی توربوشارژر روی عملکرد آن، وقوع پدیده سرج و انتشار صدا انجام دادند. آنها نشان دادند استفاده از توربوشارژر در موتورهایی با ظرفیت پایین، به منظور تولید گشتاور بیشتر، مشکلاتی را بوجود می‌آورد. مشکل اصلی همان پدیده سرج است که به شدت تحت تأثیر هندسه ورودی کمپرسور می‌باشد. در این تحقیق تأثیر هندسه‌های مختلف ورودی روی بازده کمپرسور، انتشار صدا و پدیده سرج بررسی شد. آنها آزمایش‌های جریان

پایا و ناپایایی را بوسیله یک موتور به انضمام یک کمپرسور گریز از مرکز انجام دادند تا دیدی وسیع از هر یک از عوامل ارائه دهند. روی و ساراوانان [۹] آزمون‌هایی را روی توربوشارژر سه نوع کامیون انجام دادند. آنها به جای تغییر زاویه پره، توربوشارژرهای مختلف را برای دریافت بهترین عملکرد مورد آزمایش قرار دادند و در حقیقت یک نوع توربوشارژر را با موتور تطبیق دادند. موهاند و همکاران [۱۰] عملکرد توربین توربوشارژر را تحت سه زاویه ۳۵، ۴۵ و ۶۵ درجه در خروجی پره توربین را بررسی کردند و نشان دادند کارایی توربین تحت زاویه خروجی ۳۵ درجه بیشتر است.

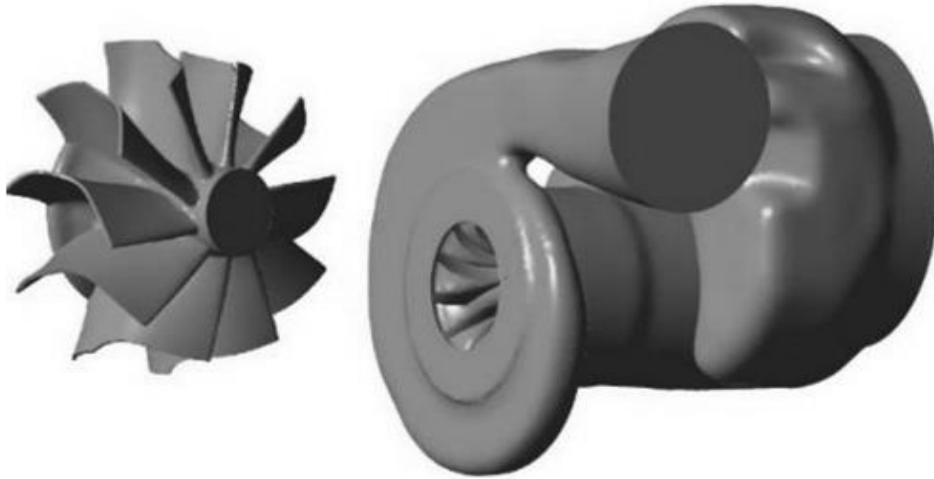
چلبی و همکاران [۱۱] یک توربین جریان مختلط را با زوایای مختلف مخروطی و ورودی پره بررسی کردند و گزارش دادند که زاویه مخروطی ۵۰ درجه هیچ وابستگی را توزیع فشار در زاویه پره نشان نمی‌دهد و خروجی حلزونی ثابت، کاربردی‌تر بوده و هم چنین منجر به بازده بزرگتری در یک نقطه خاص کاری می‌شود. به دلیل تنوع موتورها از نظر حجم، قدرت، تعداد سیلندر و سایر مشخصات، تولیدکنندگان توربوشارژر قادر نیستند برای هر موتور طراحی ویژه آن را انجام دهند، در نتیجه هر توربوشارژر برای مجموعه‌ای از موتورهای تقریباً مشابه طراحی می‌گردد. در نتیجه برای یک موتور خاص ممکن است طراحی توربوشارژر به طور دقیق با عملکرد موتور تطابق نداشته باشد، لذا می‌توان با طراحی دوباره برخی قسمت‌های توربوشارژر آن را برای یک موتور خاص کارآمدتر ساخت. یکی از مشخصات مهم توربوشارژر زاویه ورودی پره توربین آن است که در پژوهش‌های پیشین کمتر به آن پرداخته شده است و در این مقاله اثر تغییرات این زاویه روی عملکرد توربین توربوشارژر مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

در این مقاله جریان داخل توربین توربوشارژر یک موتور چهار سیلندر کوچک بنزینی شبیه‌سازی شده است و نتایج شبیه‌سازی با مقادیر بدست آمده از روی سکوی آزمون راستی‌آزمایی شده‌اند. با تایید مدل‌سازی، شبیه‌سازی برای زوایای مختلف ورودی توربین تکرار شده و نتایج نشان می‌دهد که یک زاویه بهینه برای بهترین عملکرد توربین وجود دارد. برای مدل‌سازی پره متحرک از روش مش لغزنده و برای مدل آشفتگی از مدل $k-\omega$ SST-SAS استفاده شده است.

۲- هندسه مسئله

یک مدل واقعی از توربین توربوشارژر شامل حلزونی و پرها توسط دستگاه‌های دقیق عکسبرداری شده و تصویری به صورت ابر نقاط آماده شده است.

این تصویر در محیط نرم‌افزاری ژئومجیک V10.0 اصلاح شده و یک مدل سه بعدی آن در محیط نرم‌افزار کتیا نسخه V5R26 تهیه گردیده و در نهایت توسط قسمت‌های مختلف نرم‌افزار انسیس نسخه V15.0 ویرایش شده و جریان داخل توربین شبیه‌سازی شده است. شکل (۱) مدل سه بعدی توربین توربوشارژر و پرها را نشان می‌دهد. جدول (۱) مشخصات هندسی توربین را نشان می‌دهد.



شکل ۱- مدل سه بعدی توربین و پره های آن

جدول ۱- مشخصات هندسی توربین

مقادیر	پارامترها
۴۵,۳	قطر متوسط نوک روتور (میلیمتر)
۶۵	قطر خروجی محفظه توربین (میلیمتر)
۱۰	تعداد پره های روتور
۰	تعداد پره های نازل
۶,۸۶	پهنای پره در ورود (میلیمتر)

۳- معادلات حاکم

۳-۱- راندمان توربین

جریان ورودی به توربین ناشی از طبیعت رفت و آمدی حرکت پیستون در سیلندر موتور احتراق داخلی یک جریان نوسانی بوده و بنابراین همه پارامترها در ورود و خروج تابعی از زمان می باشند. یک تعریف کامل از راندمان ایزنتروپیک توربین، به صورت تابعی از زمان به شکل زیر بیان می شود [۲]:

$$\eta_{is,tur}(t) = \frac{\dot{w}_{a,tur}(t)}{\dot{w}_{is,tur}(t)} \quad (1)$$

$$\dot{w}_{is,tur}(t) = \dot{m}_{tur}(t) c_p T_{o,tur_in}(t) \left\{ 1 - \left(\frac{p_{tur_out}(t)}{p_{o,tur_out}(t)} \right) \right\} \quad (2)$$

$$\dot{w}_{a,tur}(t) = \Omega \cdot \tau(t) \quad (3)$$

که در آنها η راندمان، w توان، m دبی، p_0 فشار سکون، T_0 دمای سکون، Ω سرعت زاویه‌ای و τ گشتاور می‌باشند. زیرنویس‌های in و out به ترتیب برای حالت ایزنتروپیک، حالت واقعی، توربین، ورودی و خروجی استفاده شده‌اند.

۳-۲- معادلات اصلی

معادلات ناپایای جرم، ممنتوم و انرژی در یک دستگاه مختصات ثابت به صورت زیر نوشته می‌شوند [۱۲]:

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (۴)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial(p)}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho f_i \quad (۵)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e_o) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i e_o) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i \tau_{ij}) - \frac{\partial(q_i)}{\partial x_i} + \rho u_i f_i \quad (۶)$$

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (۷)$$

$$e_o = h - \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} u_i u_i \quad (۸)$$

که در آنها دانسیته، u سرعت، q شار حرارتی، p فشار، τ تنش برشی، μ لزجت مولکولی، μ_t لزجت برشی جریان آشفته، δ تابع دلتای کرونکر، f نیروی جسمی گرانشی، e_o انرژی کل در واحد حجم و h انتالپی هستند.

۳-۳- مدل آشفته‌گی

منتر و ایگوروف [۱۳] در سال (۲۰۰۴) یک مدل آشفته‌گی دو معادله‌ای را بر اساس انرژی جنبشی آشفته‌گی و ویسکوزیته سینماتیکی آشفته‌گی پی‌ریزی کردند که قابلیت عملکرد در هر دو حالت روش میانگین‌گیری رینولدز معادلات ناویر استوکس و مدل شبیه‌سازی مقیاس تطبیقی را دارا می‌باشد. این مدل نقطه شروعی برای گسترش مدل به سایر مدل‌های دو معادله‌ای مرسوم محسوب می‌گردد. بر همین مبنا منتر و ایگوروف در سال (۲۰۰۵) قابلیت‌های مدل SAS را بر روی مدل $k-\omega$ SST پیاده‌سازی نموده و مدلی را تحت عنوان مدل $k-\omega$ SST-SAS معرفی نمودند [۱۴]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = P_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (۹)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \omega) = \frac{\alpha P_k}{\nu_t} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + Q_{SAS} + 2(1-F) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \Delta k \Delta \omega \quad (10)$$

$$P_k = \min \left(\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}, 10, \beta^* k \omega \right) \quad (11)$$

$$F = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{\omega y^2} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CDk \omega y^2} \right] \right\} \quad (12)$$

$$CDk \omega = \max(2 \rho \sigma_{\omega 2}) \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \quad (13)$$

$$Q_{SAS} = \max \left[\rho \zeta \kappa S^2 \left(\frac{L}{L_{\nu k}} \right) - C_{SAS} \frac{2 \rho k}{\sigma_\phi} \max \left(\frac{|\Delta k|^2}{k^2}, \frac{|\Delta \omega|^2}{k^2}, 0 \right) \right] \quad (14)$$

$$L = C_\mu^{-1/4} \frac{\sqrt{k}}{\omega} \quad (15)$$

$$L_{\nu k} = \kappa S |\nabla^2 u_i| \quad (16)$$

در معادلات فوق مقادیر ثابت عبارتند از:

$\beta^* = 0.09$	$\sigma_k = 0.5$	$\sigma_\omega = 0.5$	$\alpha = 0.556$	$\sigma_{\omega 2} = 0.5$
$\beta = 0.09$	$\zeta = 1.47$	$\sigma_\phi = 0.5$	$C_{SAS} = 2$	$\kappa = 0.41$

جمله Q_{SAS} در معادله SST-SAS $k-\omega$ یک جمله اضافی نسبت به مدل اصلی SST است و مقدار آن هنگام نوسانات ناپایا افزایش می‌یابد. طول مقیاس فون کارمن که به عنوان نسبت گرادیان اول سرعت به گرادیان دوم سرعت تعریف می‌گردد در پروفیل‌های سرعت ناپایا مقدار کمتری را نسبت به پروفیل‌های سرعت پایا دارا می‌باشد. بنابراین جمله Q_{SAS} هنگامی که نسبت $\frac{L}{L_{\nu k}}$ تغییر یابد؛ جمله Q_{SAS} مقدار جدیدی را به خود اختصاص می‌دهد. هدف جمله Q_{SAS} تشخیص نوسانات میدان جریان در طی روند حل مسأله می‌باشد؛ این امر با افزایش فرکانس آشفتگی ω و به تبع آن کاهش ویسکوزیته آشفته μ_t صورت می‌گیرد. این کاهش ویسکوزیته به دو دلیل رخ می‌دهد؛ اول اینکه فرکانس آشفتگی ω در مخرج عبارت مربوط به ویسکوزیته آشفته قرار دارد، بنابراین با افزایش ω ، μ_t کاهش می‌یابد و دوم اینکه مقدار جمله اتلاف یعنی $\beta^* \rho k \omega$ در معادله انرژی جنبشی آشفتگی افزایش می‌یابد. در مجموع این عوامل سبب می‌گردند که مسأله زیاد بودن اتلاف که در مورد مدل‌های روش RANS بروز می‌نماید، برطرف شده و تصویر بهتر و دقیق‌تری از طیف آشفتگی ایجاد گردد.

این مدل قابلیت انجام محاسبات با دقت RANS را در نواحی پیوسته جریان و نیز دقتی در حد مدل شبیه سازی گردابه‌های بزرگ را در نواحی جدا شده جریان دارا می‌باشد. چنانچه شبکه‌بندی میدان حل به صورت نرم و ریز باشد مدل SST به بروز مشخصه‌های دیدگاه LES تمایل پیدا کرده و چنانچه دقت شبکه‌بندی در حد مطلوبی قرار نداشته باشد جواب‌های به دست آمده از مدل مذکور به سمت مدل RANS سوق پیدا می‌کند و در نتیجه از ایجاد جواب‌های غیرفیزیکی اجتناب می‌گردد.

این ویژگی سبب می‌شود که بر خلاف مدل شبیه‌سازی گردابه‌های منفصل (DES)، دغدغه کاربر از کیفیت شبکه تولید شده تا حد زیادی کاهش یابد. محدود کردن مقیاس طول فون کارمن از جمله مواردی است که باید در مدل SST-SAS مورد توجه قرار گیرد تا از انباشتگی انرژی در مقیاس‌های کوچک آشفتگی جلوگیری کند. اگر این محدودیت انجام نشود ویسکوزیته آشفتگی در مدل SST-SAS به مقداری کمتر از ویسکوزیته زیر شبکه‌ای مدل LES می‌رسد.

۴- روش عددی

۴-۱- تولید شبکه

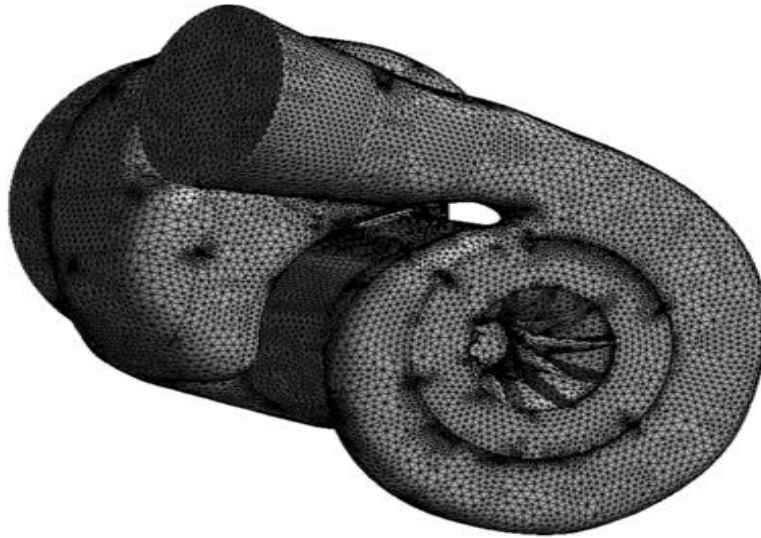
انتخاب نوع و تعداد مش‌ها از مهمترین قسمت‌های یک شبیه‌سازی توانمند می‌باشد. به دلیل هندسه پیچیده توربین توربوشارژر از شبکه چهار وجهی نامنظم که مناسب این هندسه پیچیده می‌باشد استفاده شده و برای انطباق شبکه، در جاهایی که گرادیان شدید وجود دارد اندازه مش‌ها ریزتر شده یا به اصطلاح شبکه تطبیق یافته است [۱۲]. شکل (۲) سلول‌بندی مدل توربین را نشان می‌دهد.

۴-۲- مدل‌سازی پره متحرک

چون جریان غیردائمی منظور شده است برای مدل‌سازی پره متحرک از روش مش لغزنده استفاده شده است. در این روش یک قسمت از مش نسبت به یک قسمت ثابت حرکت می‌کند یا می‌چرخد. تبادل اطلاعات بین دو قسمت توسط میان‌یابی معادله پیوستگی انجام می‌شود. در مرز مشترک مش لغزنده، اتصال برای سلول‌ها در هر طرف مرز مشترک با گام زمانی تغییر می‌کند. گام زمانی باید به اندازه کافی کوچک باشد تا اطمینان حاصل شود که سلول‌های دو طرف مرز مشترک مش لغزنده در یک گام زمانی به طور کامل از هم عبور نمی‌کنند [۱۱].

۴-۳- مدل‌سازی پره متحرک

چون جریان غیردائمی منظور شده است برای مدل‌سازی پره متحرک از روش مش لغزنده استفاده شده است. در این روش یک قسمت از مش نسبت به یک قسمت ثابت حرکت می‌کند یا می‌چرخد. تبادل اطلاعات بین دو قسمت توسط میان‌یابی معادله پیوستگی انجام می‌شود. در مرز مشترک مش لغزنده، اتصال برای سلول‌ها در هر طرف مرز مشترک با گام زمانی تغییر می‌کند. گام زمانی باید به اندازه کافی کوچک باشد تا اطمینان حاصل شود که سلول‌های دو طرف مرز مشترک مش لغزنده در یک گام زمانی به طور کامل از هم عبور نمی‌کنند [۱۱].



شکل ۲- سلول بندی مدل توربین

۴-۴- روش حل

در این مقاله از روش حل همزمان استفاده شده است. در این روش معادلات شامل سرعتها و فشار در یک سیستم یکپارچه به صورت همزمان حل می‌شوند. این روش نیاز به حل معادلات ضمنی گسسته در هر گام زمانی دارد. سرعت جریان قبل و بعد از توربین پایین می‌باشد و می‌تواند تراکم‌ناپذیر فرض شود اما با توجه به سرعت بالای محور توربین، سرعت جریان درون آن به شدت افزایش می‌یابد و اثر تراکم‌پذیری بسیار مهم و قابل توجه می‌شود در نتیجه برای عمومی بودن حل، جریان تراکم‌پذیر منظور شده است.

۴-۵- مطالعه مش

برای مدل سازی مناطق نزدیک دیواره که عدد رینولدز کم است از فرمول‌های نیمه تجربی مانند تابع دیواره بدون بعد استفاده می‌شود. با محاسبه مقدار این تابع و کنترل همزمان یک پارامتر مانند دبی می‌توان تعداد مش‌های مناسب را مشخص کرد. نتایج تجربی نشان می‌دهد در نواحی نزدیک دیواره، مقدار تابع دیواره کمتر از ۱۱/۳۶ فیزیکی نیست و از مقادیر بیش از ۲۰۰ هم باید دوری کرد چون گردابه‌های زیادی در لایه مرزی ایجاد می‌شود که نشانه درشت بودن شبکه است [۱۵ و ۱۶]. لذا با محاسبه تابع دیواره و کنترل همزمان مقدار دبی جرمی، تعداد سلول‌ها ۲۵۶۰۰۰۰ بدست آمد.

۴-۶- شرایط مرزی

مقادیر دبی جرمی و دمای سکون در ورودی و فشار استاتیک در خروجی به عنوان شرایط مرزی منظور شده‌اند. دیواره‌های توربین آدیاباتیک و هموار فرض می‌شوند. جدول (۲) مقادیر شرایط مرزی در دوره‌های مختلف موتور را که از سکوی آزمون بدست آمده‌اند نشان می‌دهد.

۵-آزمون

یک موتور چهار سیلندر چهار زمانه خطی بنزینی مجهز به توربوشارژر روی سکوی آزمایش قرار گرفته و پارامترهای مختلف عملکردی مجموعه موتور و توربوشارژر در سه سرعت ۱۰۰۰، ۲۵۰۰ و ۵۰۰۰ دور در دقیقه اندازه‌گیری شده‌اند. مشخصه‌های اصلی موتور در جدول (۳) نشان داده شده است. در آزمایشگاه مجموعه کاملی از تجهیزات آزمون موتور شامل موتور و توربوشارژر با کلیه لوازم شامل حسگرهای مختلف اندازه‌گیری، بردهای رابط، پردازنده‌ها و نرم‌افزارهای پردازش داده‌ها وجود دارند. برای اندازه‌گیری دو نوع سیستم ورودی متفاوت موجود است: ورودی آنالوگ آهسته که فرکانس داده‌برداری آن در حدود ۱ هرتز می‌باشد و ورودی آنالوگ سریع همراه با ورودی دیجیتال که سرعت داده‌برداری آن در حدود ۱۲۰۰ کیلوهرتز برای ۸ کانال است. در نتیجه نمونه‌برداری داده‌ها حداکثر با دقت ۰/۲ درجه زاویه میل‌لنگ امکان‌پذیر می‌شود.

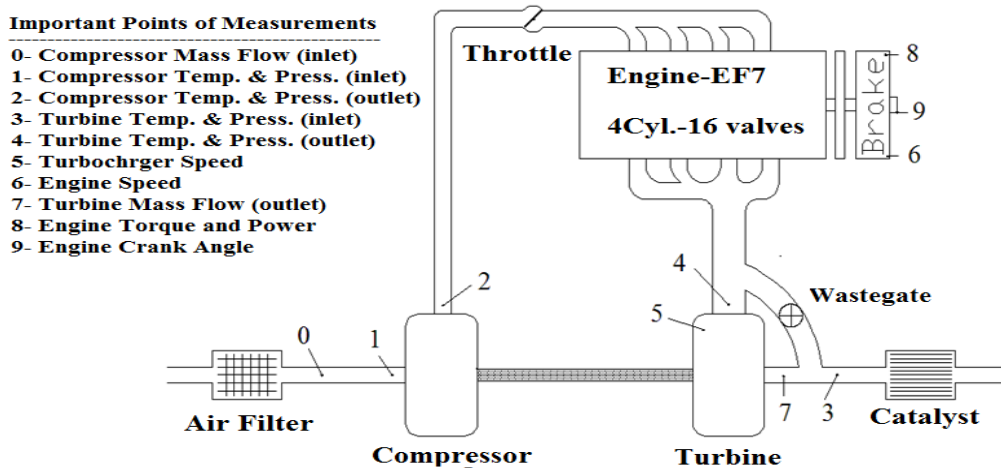
جدول ۲- مقادیر مرزی پارامترهای توربین (آزمون)

دور موتور (rpm)	سرعت توربین (rpm)	فشار میانگین خروجی (kPa)	دمای ورودی (K)	دبی جرمی خروجی (kg/s)
۱۰۰۰	۵۷۱۲۸	۱۰۴	۸۹۵	۰,۰۱۶
۲۰۰۰	۱۲۴۵۷۱	۱۱۳	۱۱۲۲	۰,۰۵۴
۳۰۰۰	۱۲۶۱۴۷	۱۲۴	۱۰۹۹	۰,۰۶۰
۴۰۰۰	۱۶۳۶۹۹	۱۷۲	۱۰۶۸	۰,۰۸۹
۵۰۰۰	۱۷۴۲۴۱	۱۸۵	۱۰۷۸	۰,۱۲۳

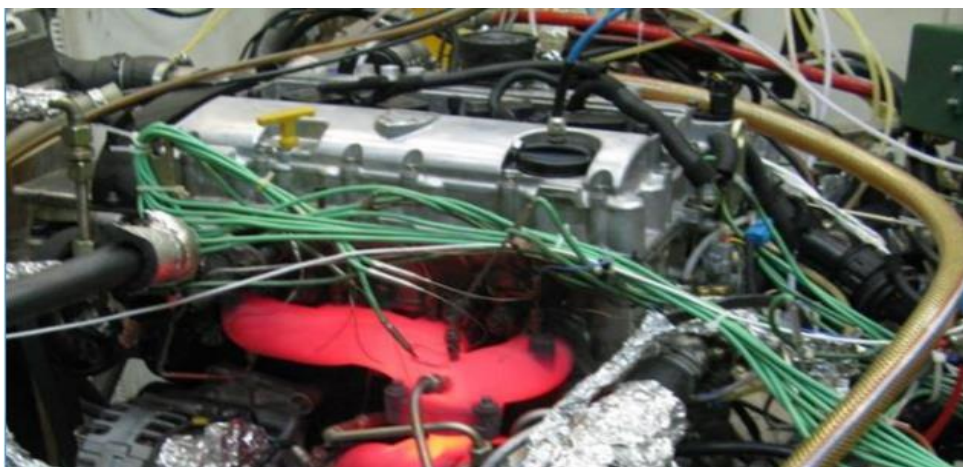
جدول ۳- مشخصات موتور احتراق داخلی

مقدار	مشخصه
۱۶۵۰	حجم موتور (سانتیمتر مکعب)
۱۰,۵	نسبت تراکم
۱۱۰	ماکزیمم توان در ۵۵۰۰ دور در دقیقه (کیلو وات)
۲۱۵	ماکزیمم گشتاور (نیوتن متر)
۱۲۵۰	دمای گاز های خروجی (کلوین)
۷۸,۶	قطر پیستون (میلیمتر)
۸۵	کورس پیستون (میلیمتر)

تعداد کانال‌ها تا ۶۴ عدد قابل افزایش می‌باشد. لازم به یادآوری است در نهایت سرعت داده‌برداری حسگرها است که دقت آزمون را تعیین می‌کند. حسگر اندازه‌گیری فشار از نوع مقاومتی پیزو و در محدوده ۰ تا ۶ بار با دقت ۰/۵ درصد و پاسخ زمانی ۰/۳ میلی ثانیه است. برای اندازه‌گیری دما از ترموکوپل نوع K در کلاس یک استفاده شده که محدوده عملکرد آن ۰ تا ۱۲۰۰ درجه سلسیوس با خطای بیشینه ۴ درجه سلسیوس است اما زمان پاسخ آن زیاد و در حدود ۲۳ میلی‌ثانیه می‌باشد. حسگر اندازه‌گیری دور توربوشارژر با استفاده از روش جریان گردابه‌ای کار می‌کند و در محدوده ۵۰۰ تا ۴۰۰۰۰۰ دور در دقیقه با دقت ۱ پالس برای هر پره کار می‌کند. اندازه‌گیری دبی با استفاده از فیلم داغ انجام شده و محدوده عملکرد آن ۰ تا ۱۲۰۰ کیلوگرم بر ساعت با دقت ۱ درصد و پاسخ زمانی ۱۲ میلی‌ثانیه است. مجموعه کاملی از حسگرها و وسیله‌های اندازه‌گیری مانند ترموکوپل‌ها، فشارسنج‌ها، دینامومتر، دورسنج موتور، اندازه‌گیر نسبت سوخت به هوا به همراه بردهای واسط، کامپیوترها و نرم‌افزارها، داده‌های کاملی از موتور و توربوشارژر مورد آزمون را آماده می‌سازد. شکل (۳) دیاگرام شماتیک آزمون و شکل (۴) نمای واقعی سکوی آزمون را نشان می‌دهد.



شکل ۳- دیاگرام شماتیک آزمون

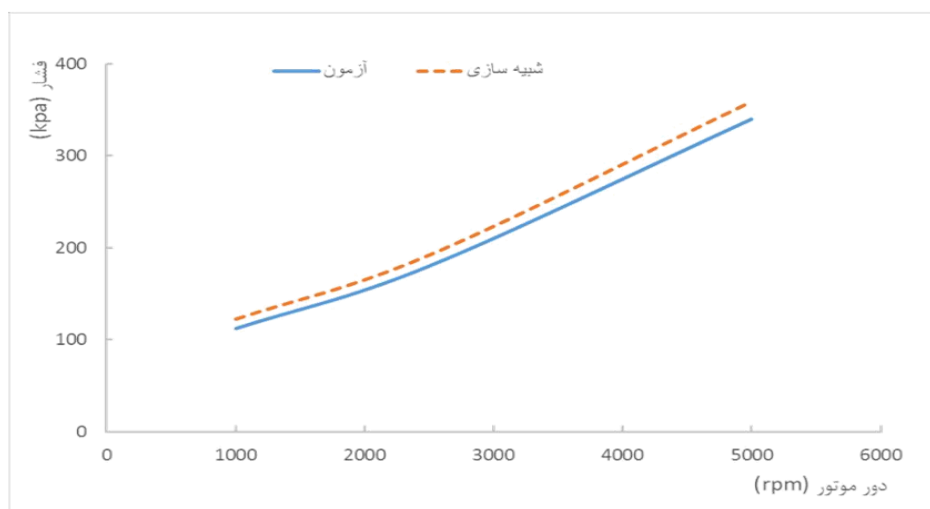


شکل ۴- نمایی از سکوی آزمون

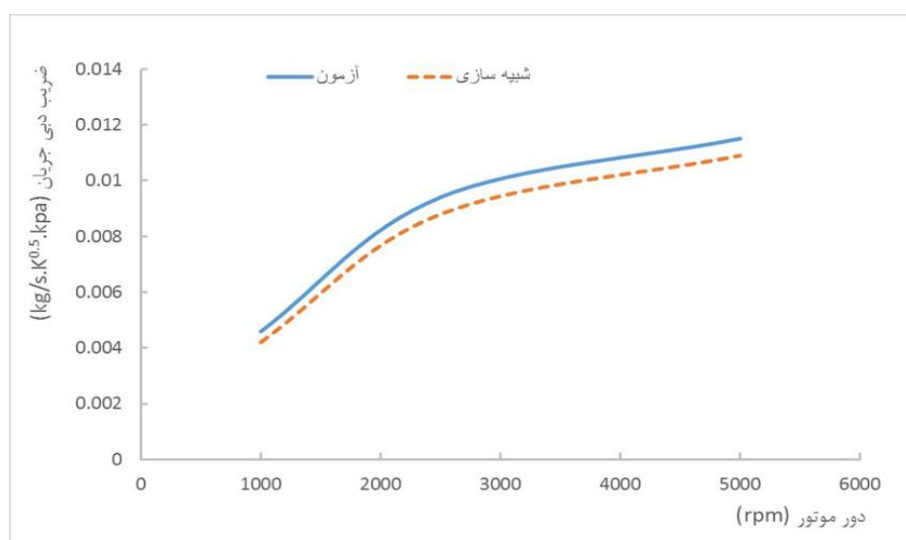
۶- نتایج و بحث

۶-۱- راستی آزمایی

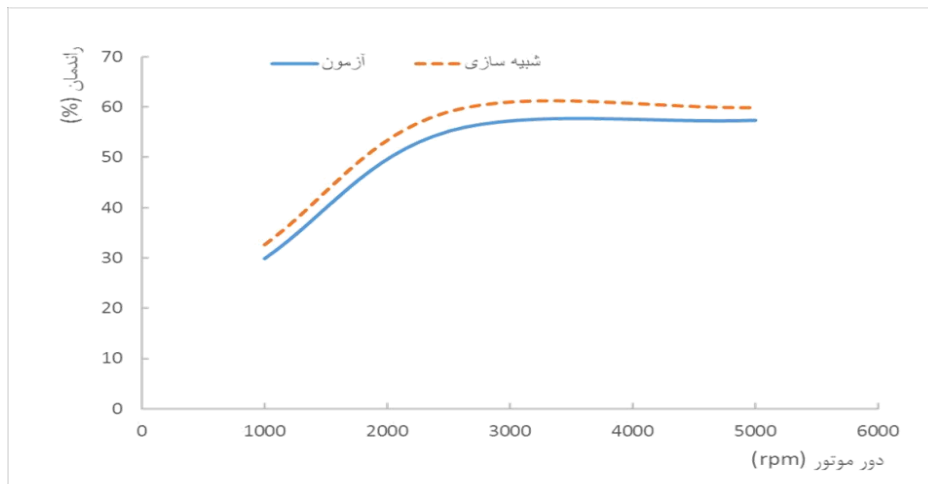
برای راستی آزمایی مدل سازی، مقادیر متوسط پارامترهای عملکردی توربین یعنی فشار ورودی، ضریب دبی جریان و راندمان توربین که از شبیه سازی جریان سه بعدی و آزمون به دست آمده اند با هم مقایسه شده اند. شکل های (۵) تا (۷) نشان می دهند مقادیر متوسط پارامترهای عملکردی توربین تطابق خوبی با مقادیر بدست آمده از آزمون دارند و در نتیجه مدل سازی و شبیه سازی جریان برای تجزیه و تحلیل با تغییرات بعدی در هندسه توربین به ویژه زاویه ورودی پره قابل اطمینان است.



شکل ۵- مقایسه مقادیر برای فشار ورودی به توربین نسبت به دور موتور

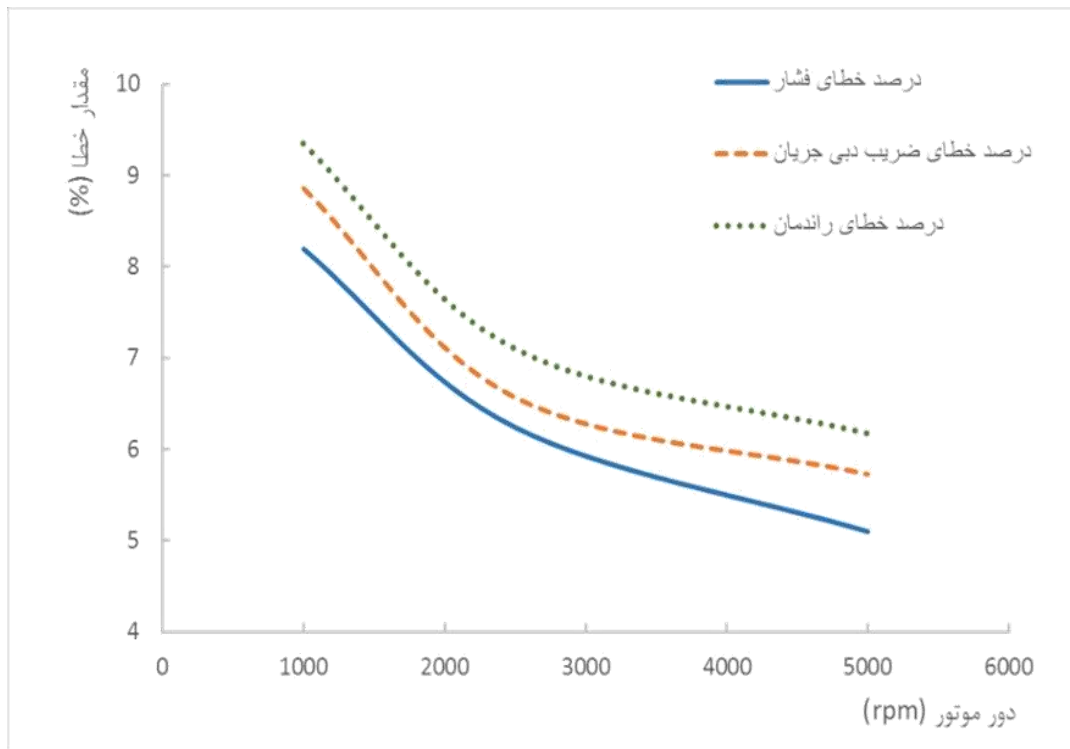


شکل ۶- مقایسه مقادیر برای ضریب دبی جریان در توربین نسبت به دور موتور



شکل ۷- مقایسه مقادیر برای راندمان توربین نسبت به دور موتور

شکل (۸)، درصد خطاهای مقادیر بدست آمده از آزمون و داده‌های شبیه‌سازی برای پارامترهای عملکردی موتور مانند فشار ورودی، ضریب دبی جریان و راندمان را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود خطای همه پارامترهای عملکردی با افزایش دور کاهش می‌یابند و دلیل آن را می‌توان این گونه توضیح داد که با افزایش دور، اثر پالسی بودن جریان ورودی به توربین ناشی از طبیعت نوسانی گازهای خروجی از موتور کم شده و مقادیر آزمون و شبیه‌سازی به هم نزدیک شده و خطا کاهش می‌یابد.

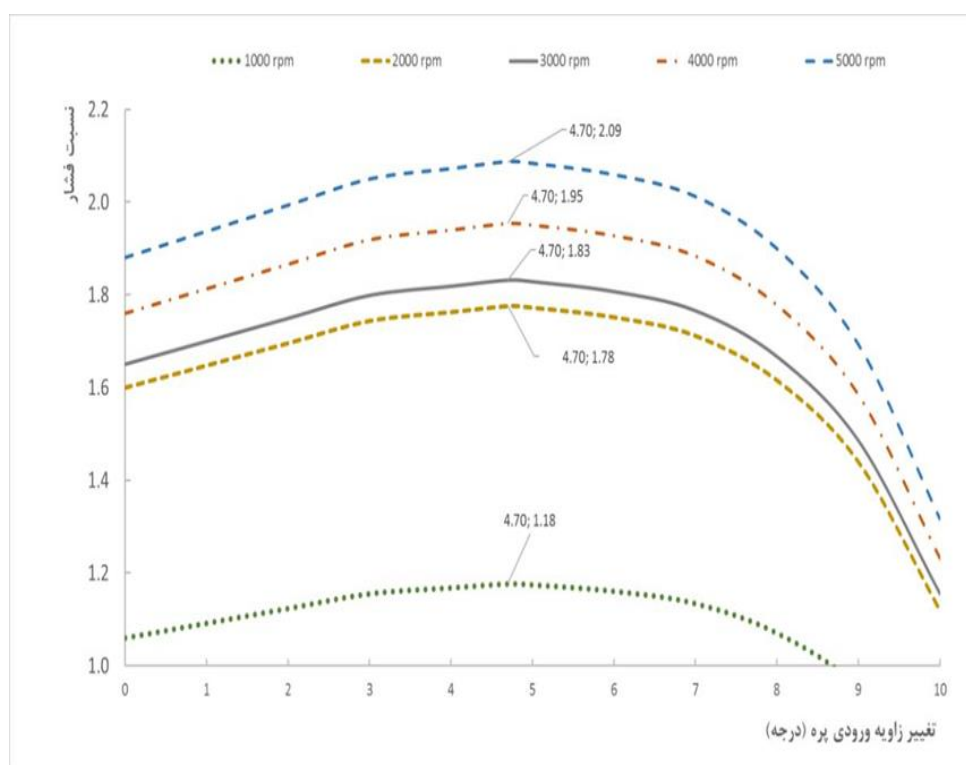


شکل ۸- مقایسه مقادیر برای درصد خطای پارامترهای توربین نسبت به دور موتور

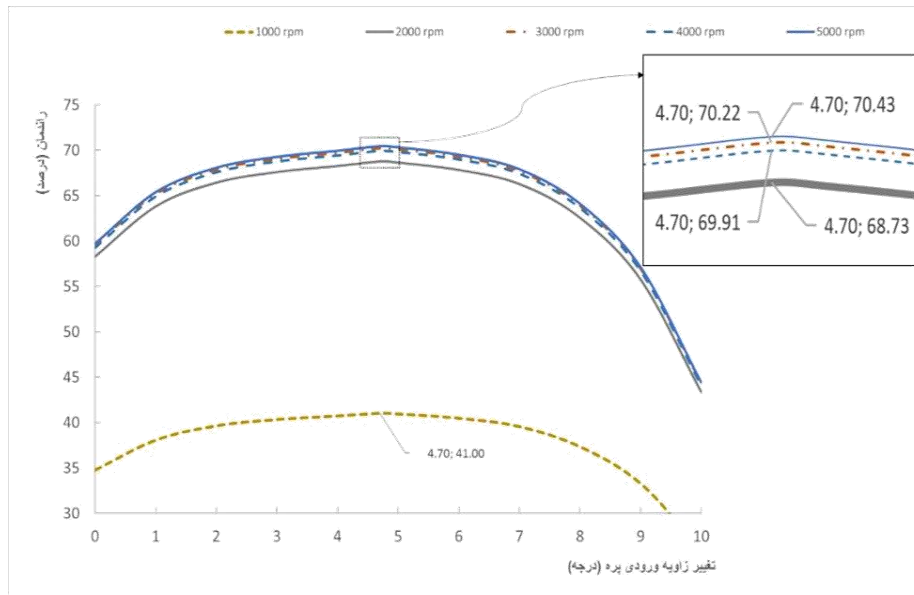
۶-۲- نتایج شبیه‌سازی

پس از تایید مدل‌سازی و برای یافتن اثر تغییر زاویه ورودی توربین روی عملکرد آن، شبیه‌سازی در ۱۰ زاویه مختلف و برای ۵ دور موتور تکرار شد و مشخص گردید برای توربوشارژر مورد مطالعه، زاویه بهینه حدود ۴٫۷ درجه وجود دارد که در آن توربین در بهترین حالت عملکردی قرار دارد. شایان ذکر است که زاویه ورودی پره توربین مرجع صفر فرض شده و سایر زوایا نسبت به این زاویه صفر منظور شده‌اند و در حقیقت مقادیر عنوان شده اختلاف زاویه پره با پره مرجع می‌باشد.

به عنوان یک پارامتر تعیین کننده، نسبت فشار توربین مد نظر قرار گرفته و شکل (۹) نشان می‌دهد که در زاویه نسبی حدود ۴٫۷ درجه در همه دورها بیشترین نسبت فشار در توربین ایجاد شده و در نتیجه انتظار می‌رود توربین کار بیشتری تحویل داده و با ارائه آن به کمپرسور، نسبت فشار بیشتری تولید گردد که منجر به افزایش توان موتور شود. این نکته به ویژه در دورهای پایین موتور که انرژی کمتری برای توربین در دسترس است دارای اهمیت خواهد بود. نتایج نشان می‌دهد تغییرات نسبت فشار در دورهای مختلف موتور متفاوت بوده و حداکثر این افزایش به ۱۱ درصد می‌رسد. همانطور که در شکل دیده می‌شود با تغییر زاویه ورودی پره به مقدار بیش از ۸ درجه، نسبت فشار به شدت کاهش می‌یابد که این می‌تواند به دلیل زاویه نامناسب جریان ورودی به توربین باشد.

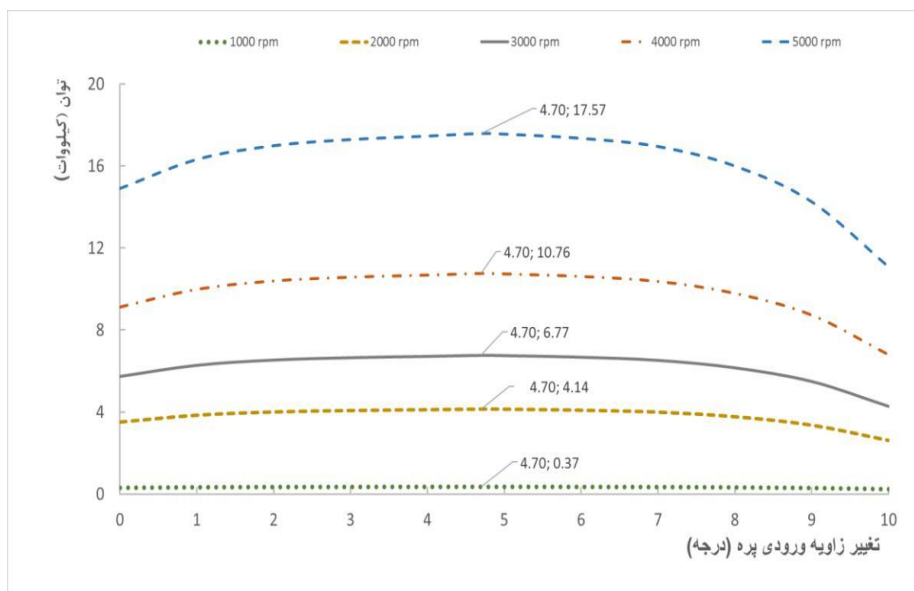


شکل ۹- مقایسه نسبت فشار توربین در دورهای مختلف با تغییر زاویه ورودی



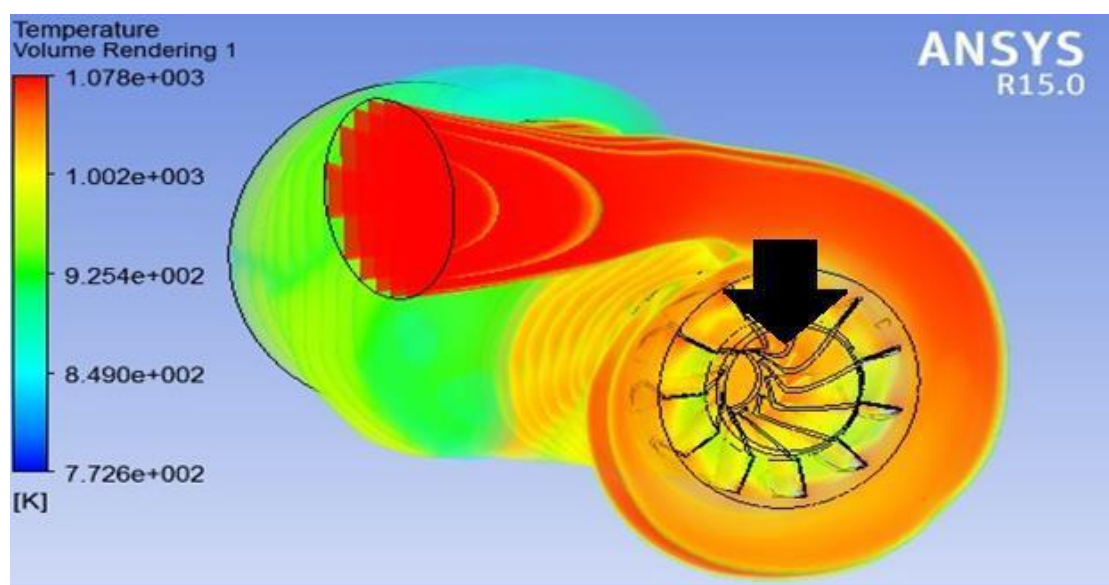
شکل ۱۰- مقایسه راندمان توربین در دورهای مختلف موتور با تغییر زاویه ورودی

شکل (۱۰) تغییرات راندمان و شکل (۱۱) تغییرات توان توربین را نسبت به زاویه ورودی پره در دورهای مختلف موتور را نشان می‌دهند. مشاهده می‌شود که این دو پارامتر کلیدی نیز در زاویه نسبی ۴٫۷ درجه در تمام دورها بیشترین مقدار خود را دارند. همچنین شکل‌ها بیانگر آن است که برای تغییر زاویه بیش از ۸ درجه، راندمان و توان توربین نیز متناسب با کاهش نسبت فشار افت پیدا می‌کنند. نتایج نشان می‌دهند راندمان و توان به میزان ۱۸ درصد افزایش می‌یابند.

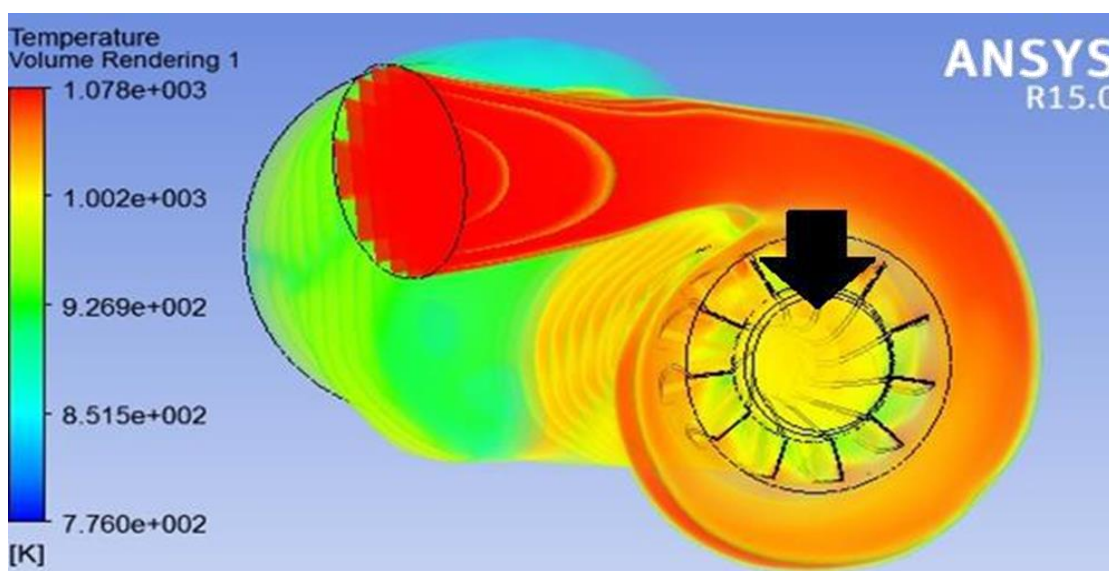


شکل ۱۱- مقایسه توان توربین در دورهای مختلف موتور با تغییر زاویه ورودی

شکل (۱۲) توزیع دما داخل حلزونی و پره‌های توربین در زاویه صفر و شکل (۱۳) توزیع دما داخل حلزونی و پره‌های توربین در زاویه ۴,۷ درجه را در دور موتور ۵۰۰۰ دور در دقیقه نشان می‌دهند. شکل‌ها بیانگر توزیع دمایی پایین‌تر در قسمت خروجی پره در زاویه ۴,۷ درجه هستند (قسمت‌هایی که با فلش مشخص شده‌اند). این کاهش دما در زاویه بهینه با توجه به دمای ورودی یکسان برای هر دو پره نشان‌دهنده افت دمای بیشتر در پره و در نتیجه توان تولیدی بیشتر توسط توربین می‌باشد.

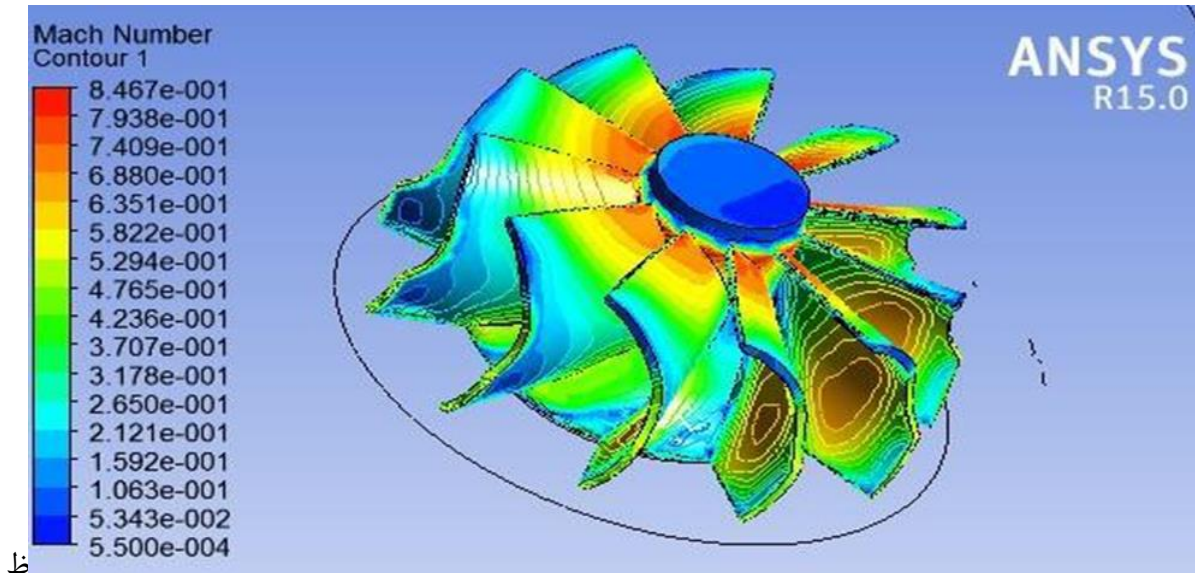


شکل ۱۲- توزیع دما داخل حلزونی و پره‌های توربین در زاویه صفر درجه در ۵۰۰۰ دور در دقیقه

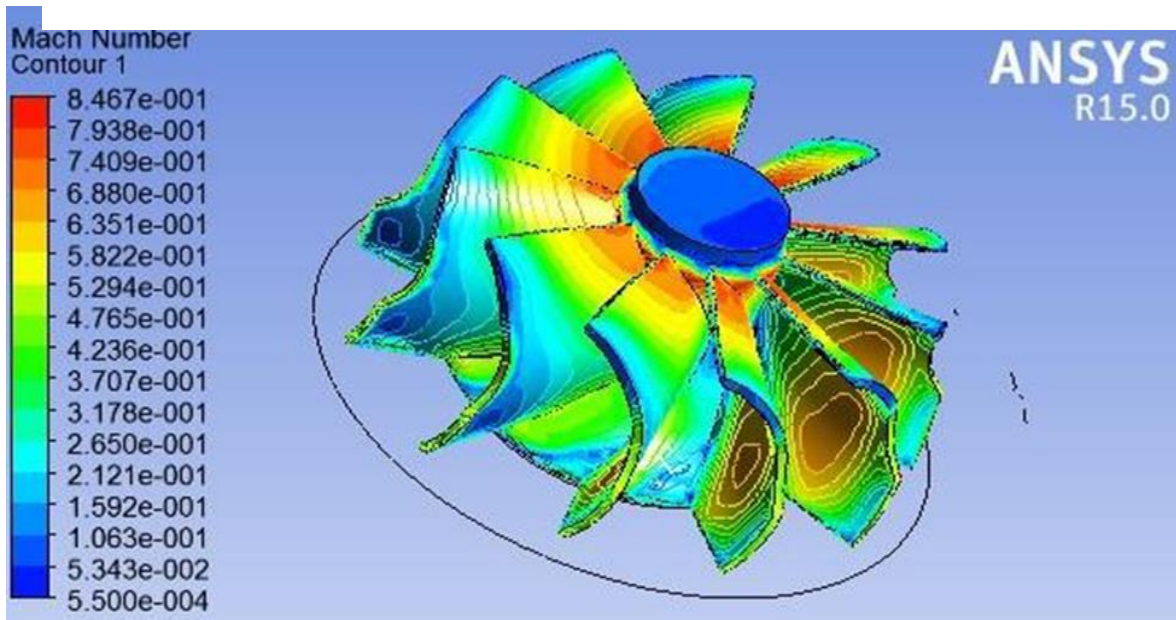


شکل ۱۳- توزیع دما داخل حلزونی و پره‌های توربین در زاویه ۴,۷ درجه در ۵۰۰۰ دور در دقیقه

شکل (۱۴) توزیع عدد ماخ روی پره در زاویه صفر و شکل (۱۵) توزیع عدد ماخ روی پره را در زاویه ۴,۷ درجه در دور موتور ۵۰۰۰ دور در دقیقه نشان می‌دهند. می‌توان نتیجه گرفت که توزیع سرعت‌های بالاتر در قسمت‌های خروجی پره اتفاق می‌افتد که نشان‌دهنده انبساط بیشتر سیال، افت فشار بیشتر و انجام کار بالاتر توسط پره است که به افزایش توان تولیدی منجر می‌شود.



شکل ۱۵- توزیع عدد ماخ روی پره را در زاویه ۴,۷ درجه در دور موتور ۵۰۰۰ دور در دقیقه



۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله جریان سه‌بعدی، لزج و تراکم‌پذیر درون یک توربوشارژر انتخابی شبیه‌سازی گردید و نتایج شبیه‌سازی با انجام آزمون راستی‌آزمایی شد. در ادامه با تغییر زاویه ورودی پره، شبیه‌سازی برای ده زاویه و در ۵ دور موتور تکرار گردید و تغییرات پارامترهای عملکردی توربین مانند نسبت فشار، راندمان و توان مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد تغییر زاویه ورودی پره توربین به مقدار ۴٫۷ درجه نسبت به زاویه ورودی پره اولیه در همه دورهای موتور موجب بهینه شدن مقادیر پارامترهای عملکردی توربین می‌شود. این تغییر زاویه، نسبت فشار توربین را به میزان حدود ۱۱ درصد و راندمان و توان را به میزان حدود ۱۸ درصد بهبود می‌بخشد. لازم به ذکر است که با افزایش توان توربین، کمپرسور نسبت فشار بالاتری ایجاد خواهد کرد که در دورهای بالا به دلیل پدیده سرج، در عمل ممکن است این نسبت فشار قابل استفاده نباشد اما در دورهای پایین که انرژی گازهای خروجی از موتور برای رانش توربین نیست این افزایش توان می‌تواند بسیار سودمند باشد.

سپاسگزاری

نگارندگان مقاله سپاس خود را از مدیریت و کارکنان محترم شرکت تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) که اطلاعات مورد نیاز موتور و توربوشارژر و همچنین امکان انجام آزمون‌ها را فراهم نمودند اعلام می‌نمایند.

مراجع

- [1] Rajoo, S., and Martinez Botas R.F., "Experimental Study on the Performance of a Variable Geometry Mixed Flow Turbine for Automotive Turbocharger", IMechE, 8th International Conference on Turbocharging and Turbochargers, Detroit, Michigan, USA, (2006).
- [2] Padzillah, M.H., Rajoo, S., and Martinez-Botas, R.F., "Influence of Speed and Frequency towards the Automotive Turbocharger Turbine Performance under Pulsating Flow Conditions", Energy Conversion and Management, Vol. 80, pp. 416–428, (2014).
- [3] Leonard, T., Spence, S., Early, J., and Filsinger, D., "A Numerical Study of Automotive Turbocharger Mixed Flow Turbine Inlet Geometry for Off Design Performance", 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines, Beijing, China, (2013).
- [4] Otsuka, K., Komatsu, T., Tsujita, H., Yamaguchi, S., and Yamagata, A., "Numerical Analysis of Flow in Radial Turbine (Effects of Nozzle Vane Angle on Internal Flow)", International Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 9, pp. 126-147, (2016).
- [5] Mingyang, Y., Martinez-Botas, R.F, Rajoo, S., Yokoyama, T., and Ibaraki, S., "An Investigation of Volute Cross-sectional Shape on Turbocharger Turbine under Pulsating Conditions in Internal Combustion Engine", Energy Conversion and Management, Vol. 105, pp. 167–177, (2015).
- [6] Chiong, M.S., Rajoo, S., Romagnoli, A., Costall, A.W., Martinez-Botas, R.F., and "Non-Adiabatic Pressure Loss Boundary Condition for Modeling Turbocharger Turbine Pulsating Flow", Energy Conversion and Management, Vol. 93, pp. 267–281, (2015).

- [7] Bontempo, R., Cardone, M., Manna, M., and Vorraro, G., "Steady and Unsteady Experimental Analysis of a Turbocharger for Automotive Applications", *Energy Conversion and Management*, Vol. 99, pp. 72–80, (2015).
- [8] Galindo, J., Tiseira, A., Navarro, R., Tari, D., and Meano, C.M., "Effect of the Inlet Geometry on Performance, Surge Margin and Noise Emission of an Automotive Turbocharger Compressor", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 110, pp. 875–882, (2016).
- [9] Roy, B. D., and Saravanan, R., "Experimental Turbomatching of Turbochargers B60J68, A58N70, A58N72 and A58N75 for Short Haulage Truck", *International Journal of Engineering and Techniques*, Vol. 2, pp. 347-359, (2017).
- [10] Mohand, M.M., Mohan, A.E., and Habeeb, H.A., "Improving and Analysis Turbine Wheel of Turbocharger for High Performance Engines", *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, Vol. 41, pp. 91-96, (2018).
- [11] Chelabi, M.A., Hamidou, M. K., and Hamel, M., "Effects of Cone Angle and Inlet Blade Angle on Mixed Inflow Turbine Performances", *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, Vol. 61, No. 3, pp. 225-233, (2017).
- [12] Jiyuan, Tu, Guan Heng, Yeoh, and Chaoqun, Liu, "*Computational Fluid Dynamics, a Practical Approach*", 3rd Edition, Butterworth-Heinemann, (2018).
- [13] Menter, F.R., and Egorov, Y., "A Scale Adaptive Simulation Model using Two-equation Models", 43rd AIAA Aerospace and Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, USA, Paper 2005-1095, (2005).
- [14] Menter, F.R., and Egorov, Y., "Development and Application of SST-SAS Turbulence Model in the DESIDER Project", Second Symposium on Hybrid RANS-LES Methods, Corfu, Greece, (2007).
- [15] McNaughton, J., Afgan, I., Apsley, D. D., Rolfo, S., Stallard, T., and P. Stansby, K, "A Simple Sliding-mesh Interface Procedure and its Application to the CFD Simulation of a Tidal-stream Turbine", *Int. J. for Numerical. Methods in Fluids*, Vol. 74, pp. 250-269 (2014).
- [16] Bernard, P.S., "Limitations of the Near-Wall $k-\epsilon$ Turbulence Model", *AIAA Journal*, Vol. 24, pp. 619-622, (1986).

فهرست نمادهای انگلیسی

ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($\text{kJkg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	C_p
نیروی جسمی گرانشی (N)	f
انتالپی (kJ/kg K)	h
انرژی جنبشی آشفتگی (m^2/S^2)	k
طول اختلاط مدل آشفتگی (m)	L

L_{vk}	طول اختلاط پرانتل (m)
\dot{m}	دبی (kg/s)
p	فشار (kg/ms^2)
q	شار حرارتی (W/m^2)
T	دما (K)
t	زمان (s)
u	سرعت (m/s)
\dot{w}	توان (kW)

نمادهای یونانی

γ	نسبت ظرفیت‌های گرمایی ویژه
δ	تابع کرونگر
ζ	ثابت مدل شبیه‌سازی مقیاس تطبیقی (۱,۴۷)
κ	ثابت وون کارمن (۰,۴۱)
μ	ویسکوزیته (N.s/m^2)
μ_t	ویسکوزیته‌اشفتگی (kg/m.s)
ν	ویسکوزیته دینامیکی (m^2/s)
Ω	سرعت زاویه‌ای (rad/s)
ρ	دانسیته (kg/m^3)
τ	تنش برشی دیواره (N/m^2)

زیرنویس‌ها

a	واقعی
in	ورودی
is	ایزنتروپیک
o	سکون
out	خروجی
t	زمان
tur	توربین

Abstract

The use of turbocharger for increasing incoming air density to the motor and thus increasing its power is a common method. Due to the variation of the engines in volume, the number of

cylinders and the power, the turbocharger for a particular engine may not completely match the motor. This paper tries to improve the turbine performance by changing the angle of the turbine blade toward the selective compressor turbocharger and the 3-D flow simulation. The results show that the variation of the angle of the turbine at a value of about 4.7 degrees improves the turbine performance by about 18%. This improvement of performance, especially the power of the turbine at the low speed of the motor, is very valuable when the energy from the engine is low. In order to validate, the engine and turbocharger set are tested on the test platform, and in different cycles of the motor, the performance parameters of the turbocharger turbine are measured and compared with the simulation results.