



بررسی عددی تأثیر زاویه پره های تنجار یک پرخوران بر عملکرد آن

محمدحسین شفیعی میم^{۱*}، محمدآدینه بیگی^۲، محمدمصطفی غفوریان^۳

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قائنات، ایران shafiei@buqaen.ac.ir

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران usbme1389@yahoo.com

^۳ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران m.m.ghafoorian@stu.um.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۸ شهریور ۱۳۹۵

پذیرش: ۲ شهریور ۱۳۹۶

کلیدواژه‌ها:

تنجار گریز از مرکز

پروانه

بررسی عددی

زاویه پرها

شبیه‌سازی جریان

چکیده

افزایش توان، افزایش بازده و کاهش مصرف سوخت موتورهای احتراق داخلی هم به جهت صرفه جویی و هم به منظور کاهش آلاینده‌ها، کانون توجه تمامی خودروسازان است. از همین رو بهره‌گیری از پرخوران، که با استفاده از انرژی گازهای خروجی به افزایش توان موتور در حجم ثابت کمک می‌کند، به طور گسترده در صنعت خودروسازی مورد توجه قرار گرفته است به طوری که مطالعه و بررسی عملکرد پرخوران‌ها مورد علاقه صنعت خودرو است. در این پژوهش تأثیرات تغییر زاویه پره‌های تنجار پرخوران بر عملکرد آن به کمک روش عددی مطالعه شده است. برای این منظور ابتدا هندسه پروانه و حلزونی تنجار پرخوران گرت T25 با استفاده از تصویر سه بعدی تعیین شد و سپس در نرم افزار Ansys شبیه سازی می‌گردد. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش و کاهش زاویه ورودی پره در لایه ریشه تغییر کمی در نسبت فشار کل تنجار مشاهده شد، در حالی که افزایش این زاویه در لایه شروود به دلیل تأثیر بیشتر بر سرعت‌ها باعث افزایش انرژی انتقال داده شده به سیال می‌شود. با افزایش ۹ درجه‌ای این زاویه در شار جرمی 0.122 kg/s ، بازده هم‌آنتروپی و نسبت فشار کل بترتیب 1.67 و 1.7 درصد نسبت به تنجار اولیه افزایش می‌یابند. تغییر زاویه پره در خروجی بیشترین تأثیر را در عملکرد تنجار می‌گذارد با کاهش ۹ درجه‌ای این زاویه در شار جرمی kg/s 0.124 ، بازده هم‌آنتروپی و نسبت فشار کل بترتیب 1.12 و 3.43 درصد نسبت به تنجار اولیه افزایش می‌یابند. در نهایت با استفاده از زوایایی که در آن‌ها بیشینه بازده و نسبت فشار به ازای کمترین شار جرمی، حاصل می‌شود، پروانه‌ای جدید طراحی گردید. نتایج حاصل از تحلیل تنجار نهایی نشان دهنده تغییر محدوده شار جرمی کارکرد در مقایسه با تنجار اولیه است. در شار جرمی یکسان با تنجار اولیه، مقادیر متوسط بازده هم‌آنتروپی و نسبت فشار کل تنجار نهایی بترتیب 6.52 و 6.65 درصد و قدرت مصرفی تنجار 6.19 درصد افزایش می‌یابد.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



۱- مقدمه

اصلاح شکل شکل نصف‌النهاری پره می تواند بازده، نسبت فشار و محدوده کاری تنجار را تغییر دهد. در هیچ یک از پژوهش‌های انجام شده اثر تغییر زاویه پره های تنجار بر عملکرد تنجار بررسی نشده است. در واقع، پژوهشی که بیشترین شباهت را به کار حاضر دارد کار نیلی و همکاران [۱۱] است که در آن به دلیل تغییر شکل پره به پره، زاویه پره‌ها تغییر کرده و تغییر زاویه پره‌ها هدف پژوهش نبوده است.

از آنجایی که تنجارهای گریز از مرکز به عنوان یکی از اجزای مهم پرخوران‌ها به کار می‌روند، بررسی عملکرد آن‌ها و رسیدن به بهترین بازده بویژه در بارهای قوی که در نسبت فشارهای شدید اتفاق می‌افتد، می‌تواند برای صنعت این ماشین‌ها بسیار مفید باشد [۱۳]. در واقع این عملکرد در تنجار، وابستگی زیادی به شکل شکل پره‌ها دارد. پره‌ها طوری ساخته می‌شوند و بر روی پروانه قرار می‌گیرند که دارای زاویه برخورد بهینه باشند تا الگوهای جریان مطلوب را ایجاد کنند. همچنین شکل پره‌ها برای اطمینان از حفظ منطقه کارکرد تنجار در نقطه طراحی، مهم است [۱۴]. تنجارهای گریز از مرکز مورد استفاده در پرخوران‌ها طوری انتخاب می‌شوند که قدرت مورد نیاز و کارکرد در ناحیه مطمئن را تضمین کنند، به این معنی که تنجار انتخاب شده با هندسه مشخص همیشه بین خطوط جریان سریع و غیرعادی^۵ و خفه شدن^۶ کار کند و این انتخاب وابستگی زیادی به اندازه و شکل پروانه تنجار دارد. به همین دلیل، در این تحقیق، اثر هندسه پره‌های پروانه تنجار گریز از مرکز بر عملکرد آن بررسی می‌شود. از آنجا که بررسی جریان و شرایط مرزی حاکم بر مسئله توسط نرم‌افزارهای تجاری بسیار آسان‌تر و کم هزینه‌تر نسبت به بررسی آن‌ها در شرایط واقعی است.

۲- شبیه سازی، معادلات حاکم و شرایط مرزی

به منظور شبیه سازی و حل میدان جریان در هندسه پروانه و حلزونی از یک تنجار گریز از مرکز که متعلق به پرخوران Garrett T25 است، استفاده شده است. این پرخوران از لحاظ ابعاد با پرخوران Garrett GT2056 که مشخصات آن در مرجع [۱۵] موجود است، قابل مقایسه است. از این پرخوران در موتورهایی با حجم حدوداً ۱,۴ تا ۲ لیتر استفاده می‌شود که منجر به تولید نیرویی بین ۱۴۰ تا ۲۶۰ اسب بخار می‌شود. با توجه به نقشه تنجار این پرخوران مشخص می‌شود که محدوده سرعت دورانی شفت آن بین ۷۰۰۰ rpm تا ۱۹۰۰۰ rpm است که در این محدوده نسبت فشاری بین ۱,۱۵ تا ۳,۶ ایجاد می‌کند. تنجار این پرخوران دارای پروانه ای با قطر ورودی ۳۹,۵ میلی‌متر و قطر خروجی ۵۳,۲ میلی‌متر است. همچنین نسبت مساحت به شعاع در حلزونی این تنجار ۰,۴۲ است.

استفاده از پرخوران در موتورهای احتراق داخلی سبب افزایش توان و افزایش بازده موتور در حجم ثابت می‌گردد. پرخوران، با استفاده از انرژی گازهای خروجی به افزایش توان موتور در حجم ثابت کمک می‌کند، بطوری که تأثیر قابل توجهی در افزایش کارایی انواع موتورها دارد. به همین دلیل تاکنون تحقیقات فراوانی در زمینه بهبود عملکرد آن‌ها انجام شده است.

تحلیل جریان در توربوماشین‌ها توسط کاتسانیس (۱۹۶۴) [۱] پایه گذاری شد. زنگنه (۱۹۹۰) [۲] از یک روش طراحی معکوس سه بعدی برای ماشین‌های جریان شعاعی و جریان مخلوط استفاده کرد. پیتکانن و همکاران (۲۰۰۰) [۳] یک تنجار^۱ گریز از مرکز با دیفیوزر بدون پره را به صورت عددی و تجربی مطالعه کردند.

یوسانگ و همکاران (۲۰۰۴) [۴] با ترکیب روش وراثت^۲ و حل معادلات ناویراستوکس توانستند منحنی‌های ریشه و شرود پروانه گریز از مرکز Eckardt 0-type را در صفحه نصف‌النهاری برای تولید حداقل صدا، بهبود بخشند.

طیسی و براتی (۲۰۰۶) [۵] جریان با جزئیات کامل جریان بین پره‌ها، واگراکننده^۳ و محفظه حلزونی در یک تنجار گریز از مرکز پرخوران را به صورت عددی بررسی کردند. کاسپرادووا و اولدریچ (۲۰۰۸) [۶] یک فرآیند بهبود مسیر جریان به وسیله تغییر در هندسه پره‌های تنجار گریز از مرکز و پره‌های مسیر برگشتی آن را با استفاده از روش CFD انجام دادند.

نیلی و همکاران (۲۰۰۸) [۷] تنجار گریز از مرکز یک پرخوران را به صورت عددی و تجربی مطالعه کردند. وانگ و مو (۲۰۱۱) [۸] با استفاده از روش بهینه سازی چند هدفی، پره‌های پروانه NASA rotor37 را برای رسیدن به نسبت فشار و بازده بی‌دررو^۴ حداکثر مطالعه کردند. پورصادق و همکاران (۲۰۱۱) [۹] تحلیل میدان جریان و اصلاح هندسه تنجار گریز از مرکز در صفحات پره به پره و نصف‌النهاری را با استفاده از روش شبه سه بعدی انجام دادند.

وانگ و لو (۲۰۱۱) [۱۰] با استفاده از CFD به مطالعه ویژگی‌های جریان بر روی تنجارهای گریز از مرکز مادون صوت با اندازه‌ها و سرعت‌های متفاوت پرداختند.

نیلی و همکاران (۲۰۱۲) [۱۱] پس از طراحی آیرودینامیکی تنجار گریز از مرکز به روش طراحی معکوس و ترکیب آن با روش اصلاح هندسه گلوله- اسپاین، شکل نصف‌النهاری را با اعمال توزیع فشار اصلاح شده روی دیواره ریشه و شرود پروانه تغییر دادند.

ژو و همکاران (۲۰۱۲) [۱۲] از دو طرح مختلف برای شکل نصف‌النهاری پروانه تنجار گریز از مرکز استفاده کردند و نشان دادند که

4 Adiabatic

5 Surge

6 Choke

1 Compressor

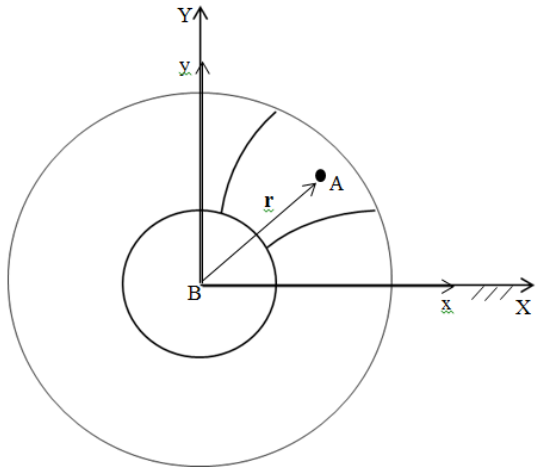
2 Genetic algorithm

3 Diffuser

دستگاه مختصات ساکن قرار گرفته است و همچنین Ω نیز صفر است زیرا سرعت زاویه ای ثابت در نظر گرفته شده است. در نتیجه معادلات ۳ و ۴ به شکل زیر ساده می شوند.

$$\mathbf{U}_A = \Omega \times \mathbf{r} + \mathbf{V}_{rel} \quad (۵)$$

$$\mathbf{a}_A = \Omega \times (\Omega \times \mathbf{r}) + 2\Omega \times \mathbf{V}_{rel} + \mathbf{a}_{rel} \quad (۶)$$



شکل ۲: محل قرارگیری دستگاه مختصات نسبی متحرک (X-Y) با سرعت زاویه ای Ω و دستگاه مختصات مرجع ساکن (X-Y) در مسئله حاضر

جملات $\Omega \times (\Omega \times \mathbf{r})$ و $2\Omega \times \mathbf{V}_{rel}$ بترتیب شتاب جانب مرکز و شتاب کربولیس نامیده می شوند. با نوشتن معادلات بقای تکانه بر حسب جملات سرعت و شتاب نسبی، این جملات به شکل چشمه به سمت راست معادله اضافه می شوند در نتیجه معادلات بقای تکانه و انرژی در دستگاه مختصات نسبی دورانی به شکل زیر نوشته می شوند.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\rho V_j) = 0 \quad (۷)$$

$$\frac{\partial \rho V_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\rho V_i V_j) = \frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial V_i}{\partial X_j} + \frac{\partial V_j}{\partial X_i} \right) \right] + S_{M_i} + S_{M_i, total} \quad (۸)$$

$$\frac{\partial \rho I_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho V_j I_{tot}) = \frac{\partial}{\partial X_j} (\lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial X_j}) + \frac{\partial}{\partial X_j} (U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{V_i V_j})) + V_i (S_{M_i} + S_{M_i, total}) + S_E \quad (۹)$$

$$\begin{aligned} S_{M_{i,rel}} &= S_{Cor} + S_{efg} \\ S_{Cor} &= -2\rho \Omega \times \mathbf{U} \\ S_{efg} &= -\rho \Omega \times (\Omega \times \mathbf{r}) \end{aligned} \quad (۱۰)$$

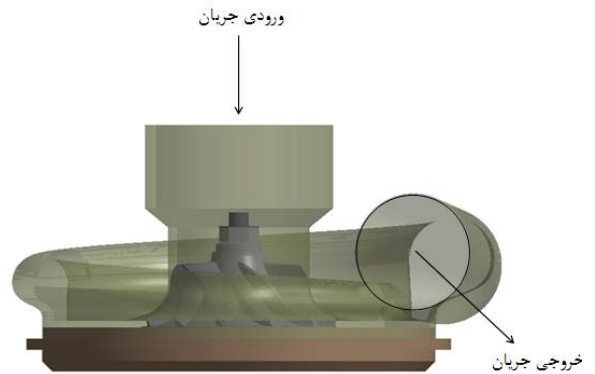
در معادلات قبل I_{tot} آنتالپی چرخشی سکون است که به شکل زیر تعریف می شود.

$$I = h_{stat} + \frac{1}{2} U^2 - \frac{1}{2} \Omega^2 r_{\perp}^2 \quad (۱۱)$$

یا

$$I = h_{stat,rel} - \frac{1}{2} \Omega^2 r_{\perp}^2 \quad (۱۲)$$

همان طور که از شکل ۱ مشخص است جریان ورودی به حلزونی پس از عبور از پروانه و افزایش چگالی و فشار به قسمت حلزونی شکل وارد می شود و سپس از مرز خروجی با مقطع دایره ای خارج می شود.



شکل ۱: اجزای تجار پرخوران Garrett T25

۱-۲- معادلات بقای حاکم

معادلات بقای جرم، تکانه و انرژی متوسط گیری شده کلی یا معادلات RANS برای یک جریان آشفته در دستگاه مختصات مرجع ثابت به شکل زیر است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\rho U_j) = 0 \quad (۱)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_{M_i} \quad (۲)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho U_j h_{tot}) &= \frac{\partial}{\partial X_j} (\lambda \frac{\partial T}{\partial X_j} - \rho \overline{u_j h}) \\ &+ \frac{\partial}{\partial X_j} (U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})) + S_E \end{aligned} \quad (۳)$$

در صورت نوشتن معادلات در دستگاه مختصات دورانی، اثر نیروهای کربولیس و گریز از مرکز در معادلات تکانه و انرژی به شکل چشمه های تکانه و انرژی غیر فیزیکی ظاهر می شوند. در مسئله حاضر محور دوران دستگاه های مختصات ساکن و دورانی بر روی یکدیگر قرار گرفته اند (شکل ۲). در این صورت سرعت و شتاب ذره ای از سیال که در مسیر پروانه حرکت می کند در دستگاه مختصات مطلق، به شکل زیر نوشته می شود.

$$\mathbf{U}_A = \mathbf{U}_B + \Omega \times \mathbf{r} + \mathbf{V}_{rel} \quad (۳)$$

$$\mathbf{a}_A = \mathbf{a}_B + \Omega \times \mathbf{r} + \Omega \times (\Omega \times \mathbf{r}) + 2\Omega \times \mathbf{V}_{rel} + \mathbf{a}_{rel} \quad (۴)$$

که

U - سرعت هر نقطه نسبت به دستگاه مختصات ساکن (مطلق)

V - سرعت هر نقطه نسبت به دستگاه مختصات دورانی (نسبی)

r - بردار موضعی نقطه A در دستگاه مختصات دورانی است.

در نتیجه U_A سرعت مطلق ذره سیال، U_B سرعت مطلق مبدأ دستگاه متحرک، و V_{rel} سرعت نسبی ذره سیال است. به همین شکل a_A شتاب مطلق ذره سیال، a_B شتاب مطلق مبدأ دستگاه مختصات متحرک و a_{rel} شتاب نسبی ذره سیال است. با توجه به شکل ۲ مشخص است که V_B و a_B برابر صفرند زیرا مبدأ دستگاه مختصات نسبی دورانی بر روی

$$v_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_1)} \quad (22)$$

$$v_t = \mu_t / \rho$$

در معادله ۲۲، S نرخ کرنش ثابت است و F_1 با معادله ۲۳، تعریف می‌شود.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^2) \quad (23)$$

$$\arg_1 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta'\omega y}, \frac{500v}{y^2\omega}\right)$$

که y فاصله از دیوار و v لزجت سینماتیکی است.

۲-۲- شرایط مرزی حاکم بر مسئله در دستگاه مختصات دورانی

سه نوع شرط مرزی ورودی، خروجی و دیوار در دستگاه مختصات دورانی به شکل زیر تعریف می‌شوند.

ورودی: این مرز بر روی دهانه ورودی حلزونی قرار گرفته و شرایط مرزی مقادیر فشار کل و دمای کل که با معادلات زیر تعریف میشوند برای آن در نظر گرفته می‌شوند.

$$T_{tot} = T_{stat} + \frac{(\mathbf{V} \cdot \mathbf{V} - (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r} \cdot \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}))}{2c_p} \quad (24)$$

$$P_{tot} = p_{stat} \exp\left(\frac{1}{R} \int_{T_{stat}}^{T_{tot}} \frac{c_p(T)}{T} dT\right) \quad (25)$$

که T_{sat} و P_{sat} بترتیب دما و فشار ایستایی هستند و U بردار سرعت مطلق در دستگاه مختصات مرجع ساکن است. همچنین Γ بردار شعاعی متصل کننده محور دوران به هر نقطه است.

خروجی: این مرز بر روی مقطع دایره ای خروجی حلزونی قرار داده شده و شرط مرزی فشار ایستایی (فشار ترمودینامیکی) برای آن در نظر گرفته شده است.

دیوار: دیواره های حلزونی دیواره هایی با شرط های مرزی عدم لغزش و بی در رو در نظر گرفته شدند.

$$\mathbf{U}_{wall, volute} = 0 \quad (26)$$

در معادله ۲۶، Ω سرعت زاویه ای پروانه و Γ بردار شعاعی متصل کننده محور دوران به هر نقطه از سطح حلزونی است.

سطوح پره و ریشه پروانه نیز به علت دوران، در دستگاه مختصات مرجع ساکن دارای سرعت غیر صفر اند که با معادله ۲۷، تعریف می‌شود.

$$\mathbf{U}_{wall, impeller} = \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r} \quad (27)$$

۲-۳- روش‌ها حل مسئله

استخراج هندسه، شبکه بندی مسیر جریان و حل عددی جریان عبوری از تنجار طی مراحل زیر انجام گردیده است.

۱. شبیه سازی هندسه: پروانه و حلزونی تنجار توسط دستگاه اندازه برداری سه بعدی L3D، اسکن سه بعدی شدند و با استفاده از

در معادله های ۹ و ۸، μ_{eff} و λ_{eff} بترتیب لزجت مؤثر و ضریب هدایت مؤثر هستند که بدین صورت تعریف می‌شوند:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (13)$$

$$\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t \quad (14)$$

و P' فشار اصلاح شده است که با رابطه زیر تعریف می‌شود.

$$P' = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (15)$$

جمله آخر در معادله (۱۵)، واگرایی^۷ سرعت را در بر می‌گیرد.

در این پژوهش برای شبیه سازی تنش های رینولدز از الگوی دو معادله ای $k-\omega$ SST استفاده شده است. در این روش فرض می‌شود که لزجت مغشوش توسط رابطه زیر به انرژی جنبشی مغشوش و بسامد مغشوش وابسته می‌شود.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (16)$$

بسامد مغشوش بر اساس تعریف کلموگراف^۸ در سال ۱۹۴۲ با معادله زیر تعریف می‌شود.

$$\omega = \frac{\sqrt{k}}{l} \quad (17)$$

در معادله ۱۷، l مقیاس طولی مغشوش است.

این الگو برای محاسبه مقادیر k و ω از دو معادله بقای اضافی استفاده می‌کند که معادلات آنها در دستگاه مختصات ثابت به شکل زیرند:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (18)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \times 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (19)$$

ضرایب معادلات جدید، ترکیبی خطی از ضرایب معادله ۱۸ هستند.

$$\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (20)$$

تمام ضرایب برای قرارگیری در معادله (۲۰) بدین شکل ارائه شده است [۱۶]:

$$\begin{aligned} \beta' &= 0.09 \\ \alpha_1 &= 5/9 \\ \beta_1 &= 0.075 \\ \sigma_{k1} &= 2 \\ \sigma_{\omega 1} &= 2 \\ \alpha_2 &= 0.44 \\ \beta_2 &= 0.0828 \\ \sigma_{k2} &= 1 \\ \sigma_{\omega 2} &= 1/0.856 \end{aligned} \quad (21)$$

لزجت مغشوش در این الگو با استفاده از یک محدود کننده محاسبه می‌شود:

⁸Kolmogorov

⁷ Divergence

هریک از متغیرهای هندسی پره در طی چند مرحله تغییر کرده و حل عددی در هر مرحله انجام شد. سپس منحنی‌های نسبت فشار کل و بازده هم‌آنتروپی بر حسب تغییر در متغیر مورد نظر رسم شدند تا روند تغییر عملکرد تنجار بر حسب متغیر تغییر یافته بررسی شود. در نهایت با استفاده از زوایایی که در آن‌ها حداکثر بازده و نسبت فشار به ازای کمترین شار جرمی حاصل می‌شد، پروانه‌ای جدید طراحی شد و مراحل حل برای آن تکرار گردید تا نتایج آن با نتایج حاصل از هندسه اولیه مقایسه شود.

۲-۴- روش‌های تحلیل عملکرد تنجار

همان طور که ذکر گردید هدف از این کار، بررسی و بهبود عملکرد تنجار یک پرخوران با تغییر برخی از متغیرهای هندسی آن است. مطالعات بسیاری در حل مسائل دینامیک سیالات و بهبود بازده تنجار انجام شده است. اما تعدد متغیرهای دینامیک سیالات و اثرات آن‌ها، انتخاب مقادیر مناسب را در هر پروژه مشکل می‌کند. به همین دلیل همواره می‌توان با استفاده از روش‌های تحلیل عددی و تجربی و تغییر در متغیرهای هندسی و همچنین تغییر در ساختار، بازده تنجار را افزایش و توان مصرفی آن را کاهش داد. به عنوان مثال برای تغییر ساختار، می‌توان به جایگزینی یک تنجار بدون واگرا با تنجار دارای واگرا با تیغه‌های ثابت و یا متحرک اشاره کرد.

تحلیل عملکرد تمام اجزاء پرخوران در روش‌های تجربی با سختی و هزینه زیادی همراه خواهد بود زیرا تمام متغیرها باید به صورت فیزیکی تغییر کنند. با توجه به این شرایط، بررسی اثر تغییر متغیرهای مختلف بر عملکرد واقعی پرخوران با استفاده روش تجربی با دشواری‌های فراوانی همراه خواهد بود. در این شرایط نیاز به روشی است که توانایی تشخیص کارایی هر کدام از اجزای پرخوران را توسط یک تحلیل جزء به جزء داشته باشد. به همین دلیل، شبیه سازی اجزا و میدان جریان اطراف آن‌ها با استفاده از نرم‌افزارهای تجاری می‌تواند بسیار مؤثر باشد. تحلیل عددی جریان تنجار شعاعی از لحاظ ریاضی، پیچیده و دارای مراحل تکرار است. به این معنی که انجام محاسبات، بدون استفاده از رایانه بسیار مشکل است. بنابراین در حال حاضر بیشتر روش‌های تحلیل دینامیک سیالات به صورت رایانه‌ای و با استفاده از نرم‌افزارهای شبیه ساز انجام می‌شود.

در قسمت‌های بعد به تعیین شرایط مرزی، بررسی استقلال از شبکه و اعتبارسنجی روش حل، تغییرات هندسی انجام شده و نتایج حاصل از این تغییرات در منحنی‌های عملکرد تنجار پرداخته شده است.

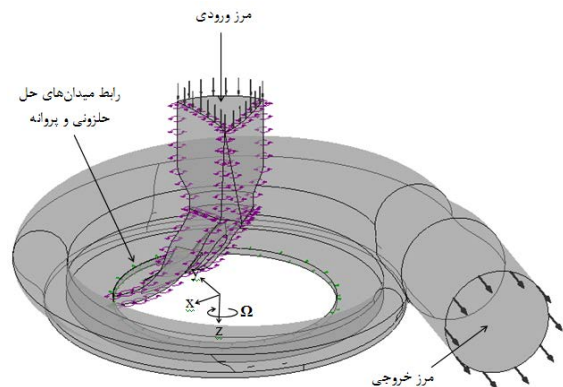
۲-۵- چیدمان دستگاه و شرایط مرزی

برای اتصال پروانه تنجار به عنوان جزء دوران کننده و حلزونی به عنوان جزء ثابت، از رابط کلی با الگوی مرحله‌ای و اتصال شبکه GGI استفاده

داده‌های ابر نقاط^۹ حاصل، بترتیب به نرم‌افزارهای Ansys BladeGen و DesignModeler Ansys وارد شدند.

۲. شبکه‌بندی: هندسه‌ها، بعد از آماده سازی، برای تولید شبکه مناسب به منظور حل عددی، بترتیب به نرم‌افزارهای Ansys TurboGrid و Ansys CFX Meshing انتقال داده شدند. از شبکه بندی غیر سازمان یافته برای هر دو هندسه استفاده شد.
۳. اتصال شبکه‌بندی‌های پروانه و حلزونی و حل عددی: به منظور اتصال شبکه‌بندی پروانه و حلزونی در محیط Ansys CFX- PRE، از رابط^{۱۰} استفاده شد.

شکل ۳ نشان دهنده میدان‌های حل پروانه و حلزونی و مرزهای ورودی و خروجی تنجار است. دستگاه مختصات نسبی چرخان نیز در این شکل نشان داده شده است. این دستگاه مختصات بر روی دستگاه مختصات مرجع ثابت قرار گرفته با این تفاوت که جهت محور Z مخالف جهت محور Z دستگاه مختصات مرجع است. در این شکل محور Z محور دوران پروانه است.



شکل ۳: محل قرارگیری میدان‌های حل پروانه و حلزونی و مرزهای ورودی و خروجی

۴. تعیین شرایط مرزی و حل عددی: مرز ورودی با شرط مرزی فشار کل و دمای کل و مرز خروجی با شرط مرزی فشار ایستایی انتخاب شدند. در مراحل بعد سیال عامل، فشار مرجع، روش انتقال حرارت، روش اغتشاشی و سرعت دورانی انتخاب شدند. سپس متغیرهای مورد استفاده در همگرایی روش حل یعنی مقیاس زمانی فیزیکی، نوع و مقادیر هدف باقیمانده‌ها انتخاب شد. پس از اعمال شرایط مرزی معین شده، حل عددی در محیط Ansys CFX Solver Manager انجام شد و میدان سرعت، فشار و دمای سیال در مسیر پروانه و حلزونی بدست آمدند.

بعد از بکارگیری روابط مورد نیاز در بررسی عملکرد تنجار، منحنی‌های نسبت فشار کل و بازده هم‌آنتروپی بر حسب شار جرمی رسم شد تا بتوان استقلال نتایج از شبکه‌بندی را بررسی کرد. پس از انتخاب شبکه مناسب، اعتبارسنجی روش حل با نتایج معتبر موجود انجام گردید.

¹⁰ Interface

⁹ Cloud of Points

جدول ۲: شبکه‌بندی‌های هندسه پروانه

شبکه	شاخص	شاخص	شاخص	تعداد	تعداد
تعداد	تعداد	تعداد	تعداد	تعداد	تعداد
جزء	در	در	جزء	گره‌ها	جزء‌ها
مسیر	میدان	سطح	پره		
جریان	حل	ورودی			
۱	۵	۱۰	۲	۵۹۸۸۳	۵۱۲۳۲
۲	۶	۱۵	۳	۱۰۵۱۳۶	۹۰۹۱۸
۳	۹	۲۰	۴	۱۴۵۸۱۲	۱۲۹۶۳۷
۴	۱۱	۲۵	۵	۱۸۱۱۶۶	۱۶۱۸۷۹

از جدول ۴ مشاهده می‌شود که اختلاف بین تمام کمیت‌های مورد بررسی بین شبکه‌بندی سوم و چهارم کمتر از ۱ درصد است. به همین دلیل شبکه‌بندی سوم را برای ادامه مراحل حل انتخاب گردید.

جدول ۳: شبکه‌بندی‌های هندسه حلزونی

شبکه	شاخص اندازه بدنه (cm)	تعداد گره‌ها	تعداد جزء‌ها
۱	۰,۳۲	۱۲۶۶۹	۵۲۹۹۱
۲	۰,۲۹	۱۹۱۹۳	۸۴۱۶۱
۳	۰,۲۶	۲۲۸۵۴	۹۶۲۸۶
۴	۰,۲۴	۲۸۶۱۱	۱۲۱۸۰۶

نتایج حل با شرایط مرزی مرحله چهارم (جدول ۱) در جدول ۴ نشان داده شده است.

جدول ۴: نتایج حل با شرایط مرزی مرحله چهارم

شبکه	نرخ شار جرمی (kg/s)	نسبت فشار کل	بازده هم‌آنتروپی (%)	قدرت مصرفی (kg/s)
۱	۰,۱۱۱۹	۱,۸۴۵	۷۱,۸۷	۷۹۱۲
۲	۰,۱۱۶۸	۱,۸۵۲	۷۳,۳	۸۱۲۱
۳	۰,۱۱۹۱	۱,۸۵	۷۳,۰۶	۸۳۰۷
۴	۰,۱۲۰۱	۱,۸۵۱	۷۳,۰۲	۸۳۹۱

همچنین برای مقایسه بهتر شبکه‌بندی‌های مختلف نمودارهای بازده هم‌آنتروپی و نسبت فشار کل بر حسب شار جرمی برای تمام شبکه‌بندی‌ها بترتیب در شکل‌های ۴ و ۵ نشان داده شده است.

در شکل ۴ نقاط ۱، ۲ و ۳ بر روی هر منحنی بترتیب نشان دهنده فشار خروجی ایستایی ۱۴۵، ۱۶۵ و ۱۷۸ کیلوپاسکال هستند. بدیهی است که هرچه فشار ایستایی خروجی افزایش می‌یابد سرعت خروجی کُندتر می‌شود. جدول ۵ نشان دهنده سرعت‌های خروجی و اعداد رینولدز

شده است. مرز ورودی بر روی دهانه ورودی حلزونی و مرز خروجی بر روی دهانه خروجی حلزونی قرار داده شد (شکل ۳).

الگوی انتقال حرارت کل، روش اغتشاشی SST $k-\omega$ برای تمام مراحل حل انتخاب شد. سپس با توجه به داده‌های بدست آمده از منحنی عملکرد تنجاری با بیشترین شباهت هندسی به تنجار موجود متغیرهای دیگر حل از قبیل سرعت دوران و فشارهای ورودی و خروجی تعیین گردید. به دلیل اینکه عملکرد تنجار در دوره‌های تند بسیار حائز اهمیت است سرعت 128453 rpm از میان سرعت‌های دورانی قابل انتخاب بر روی منحنی عملکرد، برای دوران تنجار انتخاب گردید. سپس شرایط مرزی در ورودی و خروجی در ۴ مرحله حل تنظیم شد تا منحنی عملکرد حاصل از حل عددی برای مقایسه با منحنی‌های موجود حاصل گردد. در نهایت با استفاده از متغیرهایی که باعث افزایش بازده و نسبت فشار در یک شار جرمی خاص می‌شدند پروانه‌ای جدید طراحی شد و مراحل حل برای آن تکرار شد. نتایج پروانه جدید نیز با نتایج حاصل از حل عددی برای پروانه اولیه مقایسه شد. شرایط مرزی ورودی و خروجی اعمالی در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱: شرایط مرزی ورودی و خروجی تنجار

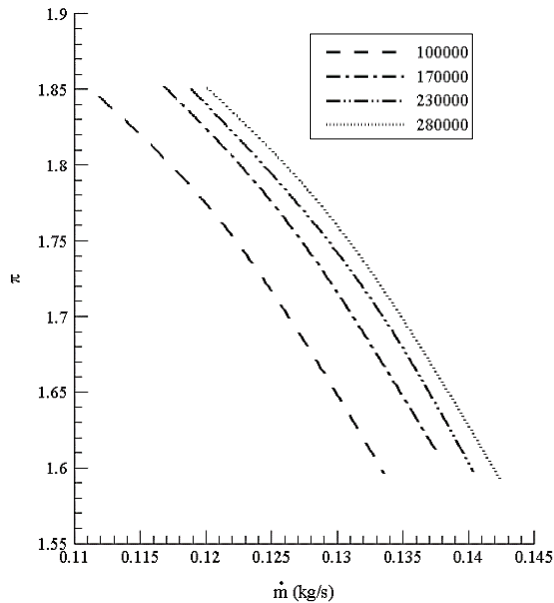
مرحله حل	دمای ورودی (K)	فشار کل ورودی (Pa)	فشار ایستایی خروجی (kPa)
۱	۲۹۸	۱۰۰۰۰۰	۱۴۵
۲	۲۹۸	۱۰۰۰۰۰	۱۵۶
۳	۲۹۸	۱۰۰۰۰۰	۱۶۵
۴	۲۹۸	۱۰۰۰۰۰	۱۷۸

جهت جریان در ورودی، کاملاً محوری فرض شده است. مقدار فشار ایستایی خروجی نیز با متوسط گیری این متغیر در تمام مرز خروجی بدست می‌آید. سپس مقادیری برای شار جرمی، بازده هم‌آنتروپی و نسبت فشار کل بدست می‌آید. با استفاده از مقادیر بدست آمده نقطه‌ای بر روی منحنی عملکرد تنجار مشخص می‌شود. با اتصال چهار نقطه بدست آمده از چهار مرحله حل با چهار شرط مرزی جدول ۱ منحنی‌های بازده هم‌آنتروپی و نسبت فشار کل بر حسب شار جرمی رسم می‌شوند. این منحنی‌ها، مبنای بررسی عملکرد تنجار مورد نظر خواهند بود.

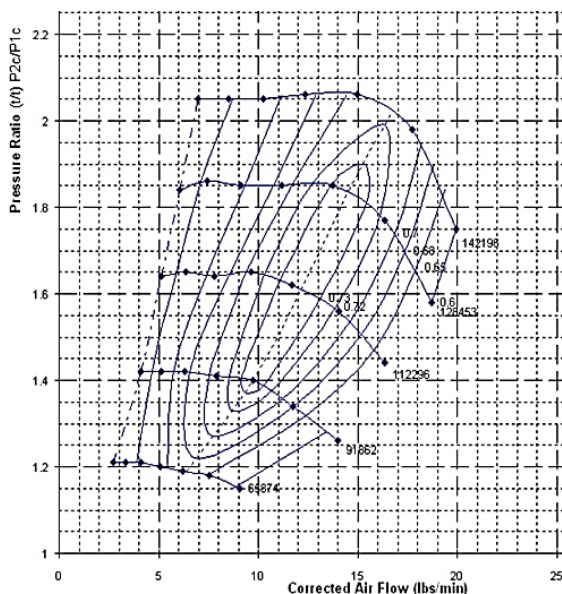
۳- بررسی استقلال از شبکه

قبل از اعمال تغییرات هندسی، ابتدا بررسی استقلال از شبکه برای روش حل انجام شد. بدین منظور شاخص‌های مؤثر در تراکم شبکه طی ۴ مرحله تغییر داده شد. متغیرهای مورد استفاده برای هر یک از شبکه‌بندی‌های هندسه پروانه در جدول ۲ و متغیرهای مورد استفاده برای هر یک از شبکه‌بندی‌های هندسه حلزونی در جدول ۳ نشان داده شده است.

بر حسب شار جرمی عبوری از تنجار در سرعت‌های دورانی ثابت، ترسیم گردید. همچنین با اتصال مقادیر بازده برابر در سرعت‌های دورانی متفاوت به یکدیگر منحنی‌های بسته‌ای تشکیل می‌شوند که به جزیره‌های بازده معروفند. مرز این جزیره‌ها نشان دهنده بازده ثابت است. پس از بررسی استقلال از شبکه، به منظور اعتبارسنجی روش حل، از منحنی عملکرد تنجار Garrett T25 که بیشترین تطابق را از نظر هندسی با تنجار موجود دارد استفاده شد. پروانه این تنجار دارای ثابت شکل ۵۵ و حلزونی آن دارای نسبت مساحت به شعاع ۰,۴۸ است. منحنی عملکرد این تنجار در شکل ۶ نشان داده شده است.

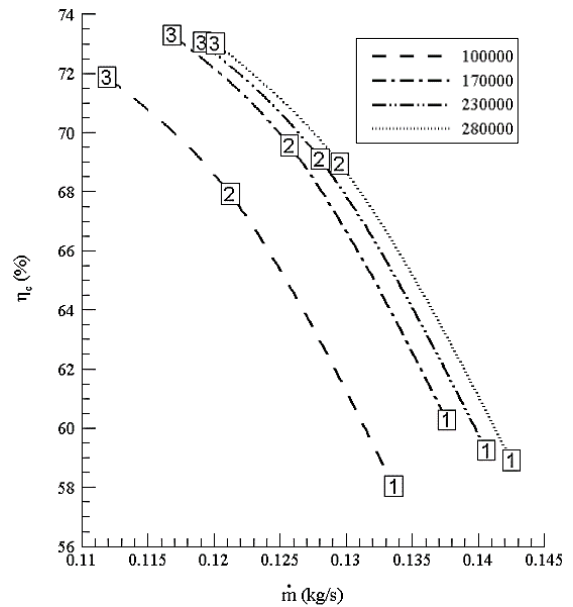


شکل ۴: منحنی بازده هم‌آنتروپی بر حسب شار جرمی برای شبکه‌بندی‌ها با تعداد جزءهای مختلف



شکل ۵: منحنی نسبت فشار کل بر حسب شار جرمی برای شبکه‌بندی‌ها با تعداد جزءهای مختلف

محاسبه شده بر اساس این سرعت ها، قطر دهانه خروجی حلزونی (ثابت) و چگالی متوسط در این مرز است.



شکل ۶: منحنی بازده هم‌آنتروپی بر حسب شار جرمی برای شبکه‌بندی‌ها با تعداد جزءهای مختلف

جدول ۵: عدد رینولدز در مرز خروجی (طول معیار قطر خروجی حلزونی)

شبکه	نقطه ۱	نقطه ۲	نقطه ۳	سرعت خروجی (m/s)	در مرز چگالی متوسط سیال عدد رینولدز در مرز (kg/m³)	قطر خروجی حلزونی (mm)
۱۰۰۰۰۰	۱۱۰,۶	۸۸,۴۵	۷۷,۴	۱,۶۹۲	۱,۶۳۱	۱۹۶۴۴۱
۱۷۰۰۰۰	۱۱۴,۱	۹۱,۱۵	۸۰,۱۹	۱,۷۰۶	۱,۶۴۱	۲۰۵۲۰۶
۲۳۰۰۰۰	۱۱۴,۵	۹۲,۳۸	۸۱,۷۴	۱,۷۰۹	۱,۶۴۱	۲۰۹۵۴۰
۲۸۰۰۰۰	۱۱۶,۱	۹۳,۸۶	۸۲,۸۷	۱,۷۱۲	۱,۶۴۱	۲۱۲۸۱۰
۱۰۰۰۰۰	۲۴۶۸۵۹	۲۱۶۳۹۲	۱۹۶۴۴۱			
۱۷۰۰۰۰	۲۵۸۰۹۴	۲۲۴۳۶۵	۲۰۵۲۰۶			
۲۳۰۰۰۰	۲۵۷۶۲۵	۲۲۷۳۹۳	۲۰۹۵۴۰			
۲۸۰۰۰۰	۲۶۰۵۲۸	۲۳۱۰۳۶	۲۱۲۸۱۰			

با توجه به شکل های ۴ و ۵ و جدول ۵ مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز که متناظر با نسبت فشارهای ضعیف است اختلاف بازده هم‌آنتروپی در شبکه بندی‌های مختلف بیشتر می‌شود یعنی پراکندگی داده‌های نقاط ۱ بیشتر از داده‌های نقاط ۳ است.

۴- بررسی دقت نتایج عددی

مهم ترین متغیر در بررسی عملکرد تنجارها نسبت فشار تولید شده توسط آنها است. برای بررسی چگونگی تغییر این متغیر، نسبت فشار

با توجه به شکل ۷ مشاهده می‌شود که متوسط خطای مشاهده شده نسبت به داده‌های تجربی ۱,۲۸۷ درصد است که نشان دهنده تطابق خوب کار حاضر با داده‌های تجربی است. لازم به ذکر است که خطای متوسط با معادله ۳۷، محاسبه می‌شود.

$$Er = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{X_{sim} - X_{exp}}{X_{exp}} \right)}{n} \times 100 \quad (37)$$

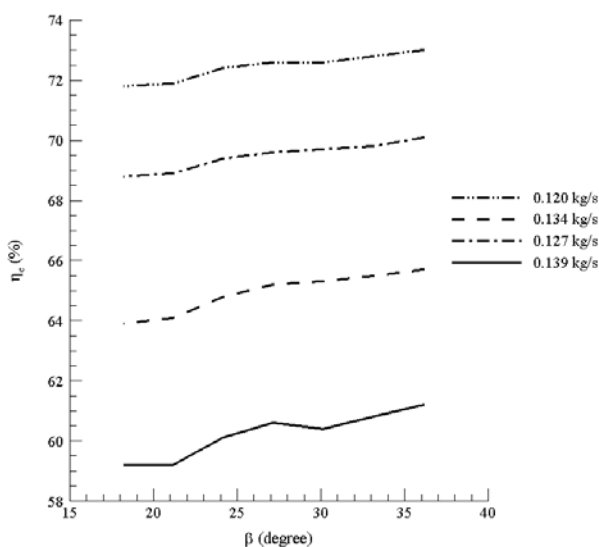
که X_{sim} داده عددی، X_{exp} داده آزمایشگاهی و n تعداد داده‌های مورد استفاده برای محاسبه خطا است.

با توجه به شکل ۸ مشاهده می‌شود که متوسط خطای مشاهده شده نسبت به داده‌های تجربی ۱,۵۳۶ درصد است.

۵- اثر تغییر زاویه پره

پس از بررسی استقلال از شبکه و اعتبارسنجی روش حل، به تغییر متغیرهای هندسی به منظور مطالعه و بررسی اثر آن‌ها بر عملکرد تنجار پرداخته شده است. ابتدا زوایای ورودی پره در لایه ریشه از مقدار ۲۷,۱۶ درجه با گام ۳ درجه تا زاویه ۱۸,۱۶ درجه کاهش و با همین گام تا زاویه ۳۶,۱۶ درجه افزایش می‌یابد. تغییرات نسبت فشار کل و بازده هم‌انرژی بر حسب زاویه ریشه در ورودی در شکل‌های ۹ و ۱۰ نشان داده شده اند.

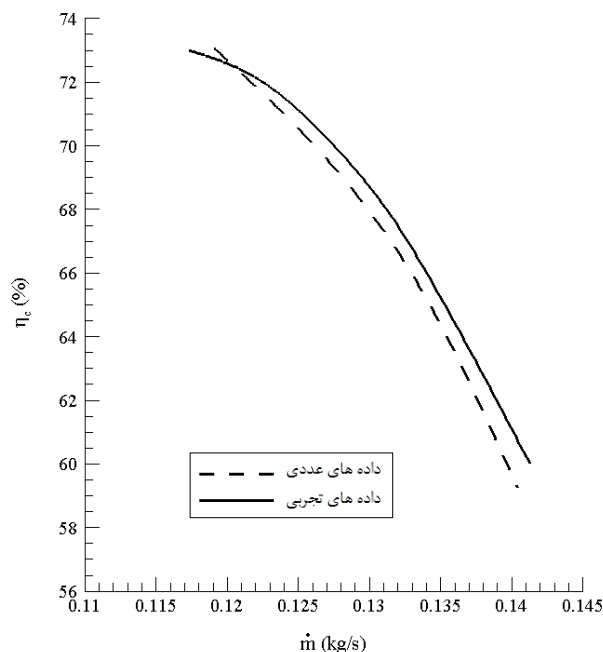
همان طور که از منحنی‌های ۹ و ۱۰ مشخص است افزایش و کاهش زاویه پره در لایه ریشه تأثیر چندانی بر منحنی نسبت فشار ندارد. اما با افزایش شار جرمی با توجه به رابطه اویلر می‌توان نتیجه گرفت که قدرت انتقال داده شده به سیال بیشتر می‌شود و در نتیجه تغییرات بازده نیز نسبت به شار جرمی‌های کمتر افزایش بیشتری داشته باشد.



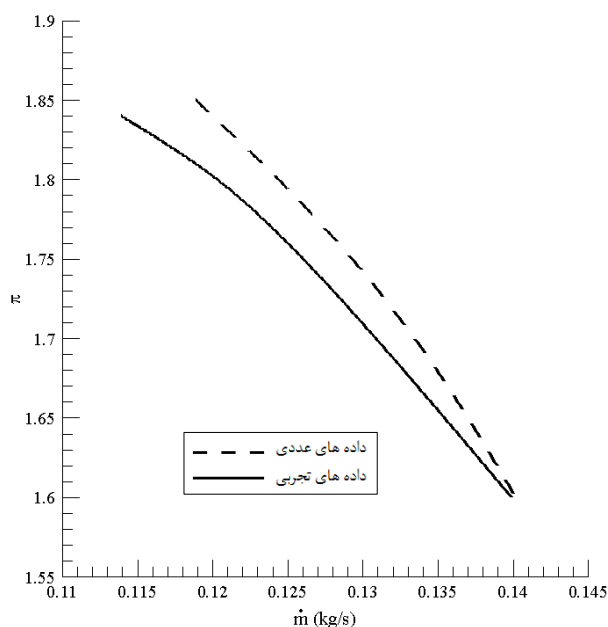
شکل ۹: تأثیر بازده هم‌انرژی با تغییر زاویه ریشه در ورودی پره‌ها در شار جرمی متفاوت

همان طور که از شکل ۶ مشخص است در تمام سرعت‌های دورانی، منحنی‌ها در نسبت فشارهای شدید دارای شیب صفر می‌شوند که این رویداد اثر استفاده از شیر تخلیه در تنجار است و به این دلیل که اثر آن در هندسه طراحی شده لحاظ نشده است اعتبارسنجی نسبت به قسمتی از نمودار که دارای شیب منفی است انجام شده است.

شکل‌های ۷ و ۸ بترتیب نشان دهنده منحنی‌های بازده هم‌انرژی و نسبت فشار کل بر حسب شار جرمی خروجی تنجار مدل شده در مقابل داده‌های آزمایشگاهی در دسترس است.



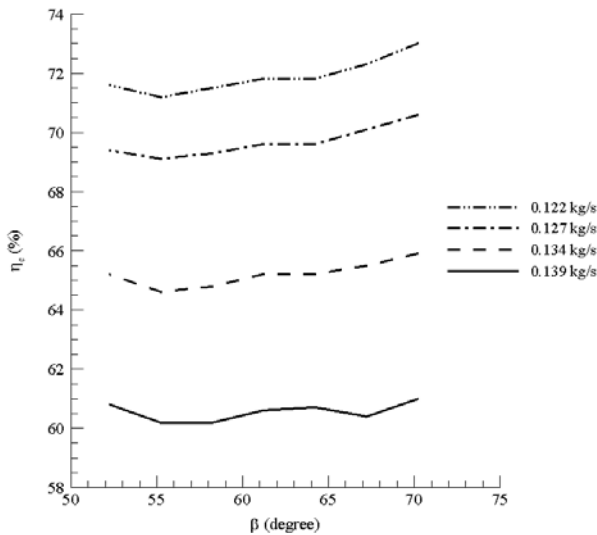
شکل ۷: اعتبارسنجی عددی بازده هم‌انرژی با شار خروجی تنجار با داده‌های آزمایشگاهی



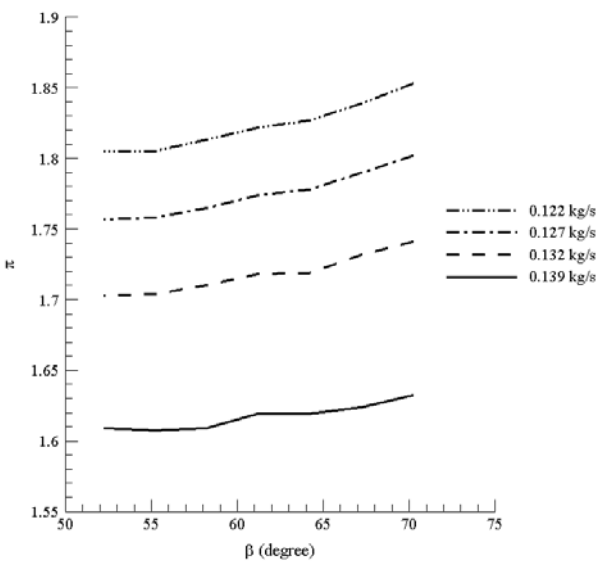
شکل ۸: اعتبارسنجی نتایج عددی نسبت فشار کل با شار خروجی تنجار با داده‌های آزمایشگاهی

ضریب لغزش در حالت حداقل زاویه ورودی در ریشه پره ۰,۵۸۶۲ و در حالت حداکثر زاویه ورودی در ریشه پره ۰,۵۹۱۴ است. با استفاده از رابطه توان استفاده شده، توان انتقالی به سیال برای حالت حداقل زاویه ورودی در ریشه پره ۴۲۴۸ W و برای حداکثر زاویه ورودی در ریشه پره ۴۲۵۹ W است. با تقسیم این قدرتها بر قدرت محور دوران در جدول ۷ مشاهده می شود که بازده بدون محاسبه افت در حلزونی در حالت حداقل زاویه ورودی در ریشه پره ۵۱,۱۴ درصد و در حالت حداکثر زاویه ورودی در ریشه پره ۵۱,۷۵ درصد است. با افزایش بازده و دمای کل خروجی می توان دریافت که نسبت فشار نیز افزایش می یابد.

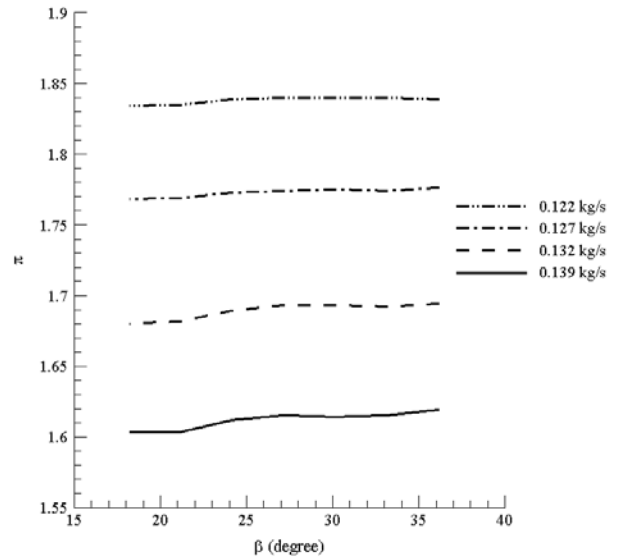
در گام بعدی زاویه پره در شروود و در ورودی پروانه از مقدار ۶۱,۲۲ درجه با گام ۳ درجه تا زاویه ۵۲,۲۲ کاهش یافته و با همین گام تا زاویه ۷۰,۲۲ درجه افزایش یافته تا تأثیر این زاویه بر عملکرد تنجار مشخص گردد. به همین منظور تغییرات نسبت فشار کل و بازده هم آنتروپی بر حسب زاویه شروود در ورودی در شکل های ۱۱ و ۱۲ رسم شده است.



شکل ۱۱: تغییر بازده هم آنتروپی با تغییر زاویه ورودی پره ها در شروود در شار جرمی متفاوت



شکل ۱۲: تغییر نسبت فشار با تغییر زاویه ورودی پره ها در شروود در شار جرمی متفاوت



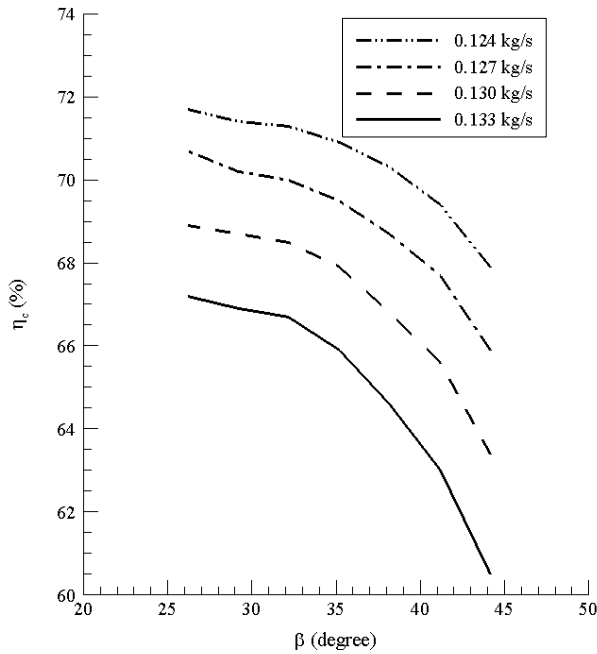
شکل ۱۰: تأثیر تغییر نسبت فشار با زاویه ریشه در ورودی پره ها با تغییرات دبی

در حداکثر نسبت فشار که متناظر با شار جرمی ۰,۱۲۲ kg/s است حداکثر تغییر بازده بین زاویه های ۱۸,۱۶ و ۳۶,۱۶ درجه به مقدار ۱,۶۴ درصد است. همچنین نسبت فشار کل در این تغییر زاویه به مقدار ۰,۲۷ درصد است. سرعت های ورودی و خروجی و زوایای آن ها برای محاسبه بازده و نسبت فشار در کمترین و بیشترین زاویه ورودی در لایه ریشه در کمترین شار جرمی در جدول ۶ نشان داده شده اند.

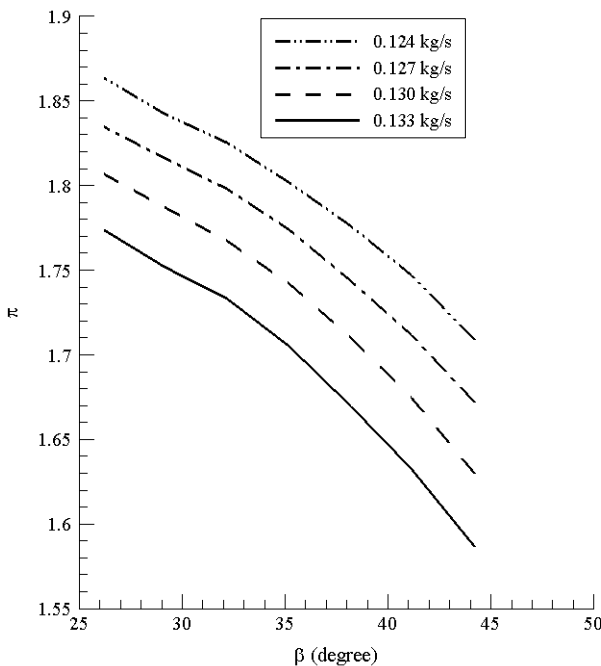
جدول ۶: مقایسه نتایج بدست آمده از تغییر زاویه ورودی در ریشه در حداکثر نسبت فشار

نوع	زاویه ورودی در ریشه	شار جرمی (kg/s)	سرعت مطلق (m/s)	زاویه سرعت مطلق (α)	قدرت محور دوران (W)	دمای کل (K)
ورودی پره	۱۸,۱۶	۰,۱۱۷۲	۱۱۳,۲۴	۷۶,۲۲	۸۳۰,۶	۲۹۸,۴۹
	۳۶,۱۶	۰,۱۱۸۶	۱۱۴,۶۸	۷۶,۲	۸۳۰	۲۹۸,۴۶
خروجی پره	۱۸,۱۶	۰,۱۱۷۱	۲۹۵,۶۱	۳۳,۴۲	۸۳۰,۶	۳۷۷,۲۱
	۳۶,۱۶	۰,۱۱۶۸	۲۹۳,۱۴	۳۳,۹	۸۳۰	۳۷۷,۹۴

در مرحله آخر به علت عرض کم خروجی و فاصله ناچیز لایه‌ها از یکدیگر، زوایای پره در تمام فاصله‌های عرضی خروجی پروانه از مقدار ۳۵,۱۸ درجه با گام ۳ درجه تا مقدار ۲۶,۱۸ درجه کاهش و سپس با همین گام تا مقدار ۴۴,۱۸ درجه افزایش می‌یابد. تغییرات نسبت فشار کل و بازده هم‌آنتروپی بر حسب زاویه خروجی در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ نشان داده شده‌اند.



شکل ۱۳: تغییر بازده هم‌آنتروپی با کاهش زاویه خروجی پره‌ها در شار جرمی متفاوت



شکل ۱۴: تغییر نسبت فشار با کاهش زاویه خروجی پره‌ها در شار جرمی متفاوت

همان‌طور که از شکل‌های ۱۱ و ۱۲ مشخص است بازده و نسبت فشار با افزایش زاویه ورودی پره در لایه شروود افزایش یافته است. در واقع حداکثر اختلاف بازده در شار جرمی ۰,۱۲۲ kg/s بین زاویه‌های ۵۰,۲۲ و ۷۰,۲۲ است که مقدار آن ۲,۴۷ درصد و حداکثر اختلاف نسبت فشار بین همین زاویه‌ها به مقدار ۲,۵۹ درصد است. در جدول ۷ سرعت‌های مطلق و زاویه این سرعت‌ها در ورودی و خروجی پروانه در حداکثر نسبت فشار نشان داده شده‌اند.

جدول ۷: مقایسه نتایج بدست آمده از تغییر زاویه ورودی شروود در

حداکثر نسبت فشار						
زاویه ورودی در شروود	شار جرمی (kg/s)	سرعت مطلق (m/s)	زاویه سرعت مطلق (α)	قدرت محور دوران (W)	دمای کل (K)	ناچیه
۵۲,۲۲	۰,۱۱۷۴	۱۱۲,۶۴	۷۶,۳۱	۸۳۱۹	۲۹۸,۴۳	ورودی پره
۷۰,۲۲	۰,۱۲۱۶	۱۱۶,۸	۷۶,۸۱	۸۵۱۷	۲۹۸,۴۵	
۵۲,۲۲	۰,۱۱۷۴	۲۹۴,۲	۳۳,۷۳	۸۳۱۹	۳۱۶	خروجی پره
۷۰,۲۲	۰,۱۲۱۶	۲۹۳,۵۷	۳۴,۲	۸۵۱۷	۳۱۶,۷۷	

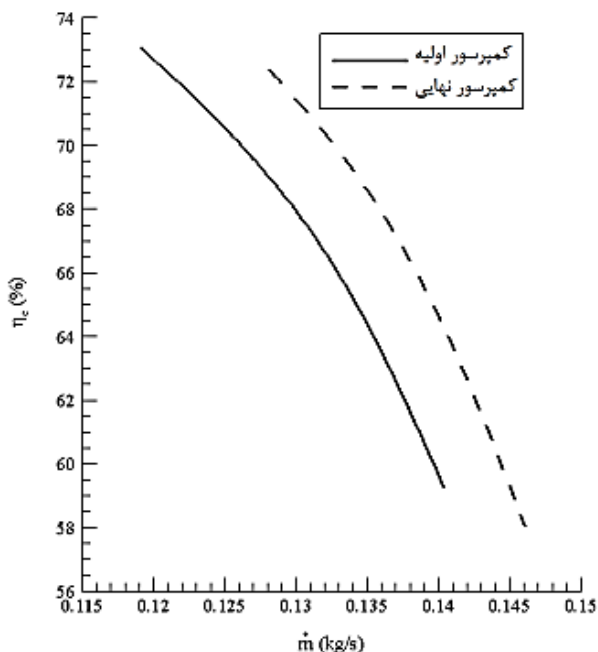
ضریب لغزش در حالت حداقل زاویه ورودی در لایه شروود پره ۰,۵۸۹ و در حالت حداکثر زاویه ورودی در لایه شروود پره ۰,۵۹۳ است. توان انتقال داده شده به سیال برای حالت حداقل زاویه ورودی در شروود پره ۴۲۷۳ W و برای حداکثر زاویه ورودی در شروود پره ۴۳۹۳ W است. با تقسیم این قدرت‌ها بر قدرت محور دوران در جدول ۷ مشاهده می‌شود که بازده بدون محاسبه افت در حلزونی در حالت حداقل زاویه ۵۱,۳۶ درصد و در حالت حداکثر زاویه ۵۱,۵۸ درصد است. مشاهده می‌شود که با افزایش بازده، ضریب لغزش و دمای کل خروجی و ثابت بودن تقریبی دمای ورودی، نسبت فشار همان‌طور که در منحنی شکل ۱۲ نیز دیده می‌شود افزایش می‌یابد.

با توجه به نتایج به دست آمده مشاهده می‌شود که اثر تغییر زاویه ورودی در لایه شروود بر منحنی‌های بازده و نسبت فشار بیشتر از اثر تغییر زاویه ورودی در لایه ریشه است.

۶- طرح نهایی

در نهایت برای بررسی تأثیر متغیرها به صورت مشترک پروانه‌ای با مشخصات هندسی اصلاح شده تولید شد. بدین منظور از زاویه‌هایی که در آن‌ها بیشترین نسبت فشار و بازده هم‌انرژی ایجاد شده، استفاده شد. با توجه به نتایج بدست آمده می‌توان پیش بینی کرد که پروانه‌ای با زاویه ورودی در لایه ریشه ۳۶٫۱۶ درجه، زاویه ورودی در لایه شروود ۷۰٫۲۲ درجه و با زاویه خروجی ۲۶٫۱۸ درجه دارای عملکردی بهتر از تنجار اولیه باشد. پس از طراحی پروانه‌ای با این مشخصات و انجام حل با شرایط مرزی جدول ۱ نتایج بدست آمده نشان دهنده افزایش مقادیر متوسط بازده هم‌انرژی و نسبت فشار کل بترتیب به مقدار ۶٫۵۲ و ۶٫۶۵ درصد است.

همچنین قدرت مصرفی تنجار مورد نظر به طور متوسط ۶٫۱۹ درصد افزایش می‌یابد. منحنی‌های بازده هم‌انرژی، نسبت فشار کل و شار جرمی بترتیب در شکل‌های ۱۵ تا ۱۷ نشان داده شده‌اند. شکل‌های ۱۵ تا ۱۷ نشان دهنده افزایش محدوده شار جرمی تنجار نهایی به مقدار 0.009 kg/s نسبت به محدوده شار جرمی تنجار اولیه است. با توجه به اینکه محدوده کاری این تنجار بین شار جرمی‌های 0.015 kg/s و 0.02 kg/s است می‌توان نتیجه گرفت که ظرفیت شار جرمی عبوری از تنجار ۶٫۸۸ افزایش یافته است.



شکل ۱۵: تغییر بازده هم‌انرژی تنجار نهایی نسبت به تنجار اولیه در شار جرمی متفاوت

با توجه به شکل‌های ۱۵ و ۱۶ مشاهده می‌شود که برای رسیدن به بازده و نسبت فشار برابر با تنجار اولیه، تنجار نهایی ملزم به عبور دادن شار جرمی بیشتری است. اما در شار جرمی برابر، بازده و نسبت فشار

همان طور که از شکل‌های ۱۳ و ۱۴ مشخص است بازده و نسبت فشار با افزایش زاویه ورودی پره در لایه شروود به شدت کاهش یافته است. در واقع در بیشترین نسبت فشار که متناظر با شار جرمی 0.124 kg/s است حداکثر اختلاف بازده بین زاویه‌های ۲۶٫۱۸ و ۴۴٫۱۸ درجه حاصل شده که مقدار آن ۵٫۳ درصد و حداکثر اختلاف نسبت فشار بین همین زاویه‌ها به مقدار ۸٫۳۱ درصد است.

مانند مراحل قبل جدول ۸ نشان دهنده سرعت‌های ورودی و خروجی مطلق و همچنین زوایای این سرعت‌ها در حداکثر نسبت فشار است.

جدول ۸: مقایسه نتایج بدست آمده از تغییر زاویه خروجی در حداکثر

نتیجه	نسبت فشار			
	شار جرمی (kg/s)	سرعت مطلق (m/s)	زاویه سرعت مطلق ($^\circ$)	قدرت محور دوران (W)
ورودی پره	۲۶٫۱۸	۱۱۹٫۲۱	۷۷٫۵۲	۸۹۳۳
	۴۴٫۱۸	۱۰۷٫۲۵	۷۴٫۴۱	۷۶۰۰
خروجی پره	۲۶٫۱۸	۳۰٫۲۵	۳۴٫۳۳	۸۹۳۳
	۴۴٫۱۸	۲۸٫۶	۳۲٫۲۴	۷۶۰۰

چون در این حالت زاویه پره در خروجی تغییر کرده است انتظار می‌رود که ضریب لغزش نیز به شدت تغییر کند. با استفاده از رابطه ضریب لغزش می‌توان نتیجه گرفت که ضریب لغزش برای حالت حداقل زاویه 0.641 و برای حداکثر زاویه 0.443 است. توان انتقال داده شده به سیال برای حالت حداقل زاویه خروجی 4643 W و برای حداکثر زاویه خروجی 3742 W است. با تقسیم این قدرت‌ها بر توان داده شده به محور دوران، بازده بدست آمده در حداقل زاویه 51.87 درصد و بازده بدست آمده در حداکثر زاویه 49.23 درصد است. این روند نزولی در منحنی‌های شکل ۱۳ قابل مشاهده است. با توجه به مطالب بالا و جدول ۹ افزایش زاویه خروجی با کاهش بازده و دمای کل خروجی همراه است. در نتیجه کاهش شدید نسبت فشار کل قابل پیش بینی است که این کاهش فشار در منحنی‌های شکل ۱۴ مشاهده می‌شود.

نتیجه گیری

از آنجایی که پروانه تنجار نقش اصلی را در انتقال انرژی به سیال دارد و همچنین بر اساس تحقیقات انجام شده تاکنون، می توان به این نتیجه رسید که اصلاح شکل پروانه می تواند یکی از راه های افزایش بازده تنجار باشد. پس از حل معادلات حاکم بر جریان سیال و به کارگیری روابط هم آنتروپی حاکم بر گاز کامل وابستگی ویژگی های عملکردی تنجار گریز از مرکز به متغیرهای هندسی مشخص شد.

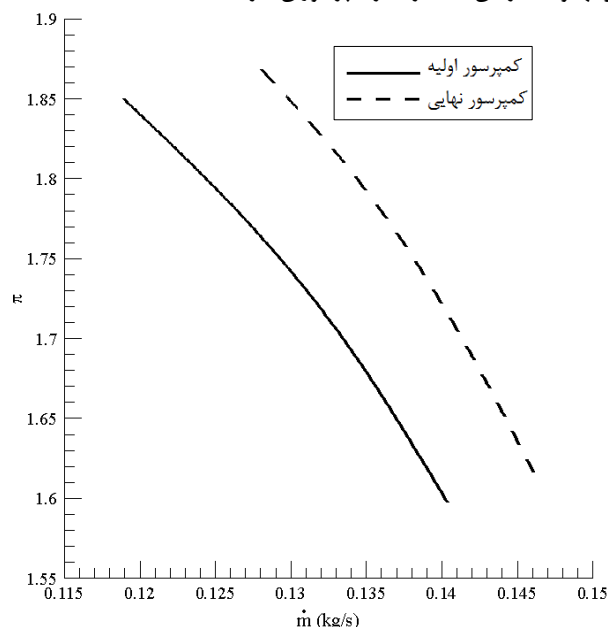
با محاسبه سرعت ها در مرزهای ورودی و خروجی و استفاده از معادله قانون دوم حرکت نیوتون که به معادله اویلر ختم می شود وابستگی نسبت فشار و بازده هم آنتروپی به متغیرهای هندسی بررسی شد. نتایج نشان دادند که به دلیل سرعت پایین جریان در لایه ریشه تغییر زاویه ریشه تأثیر چندانی روی سرعت جریان و زاویه جریان نمی گذارد به همین دلیل منحنی ها نسبت به این تغییر دارای شیب بسیار کمی اند. تأثیر زاویه ورودی در ورودی نیز مانند زاویه ریشه عمل می کند و منحنی ها از روندی مشابه با تغییر زاویه ریشه تبعیت می کنند، با این تفاوت که به علت سرعت بیشتر جریان در این ناحیه تأثیر نیز بیشتر خواهد بود. افزایش ۹ درجه ای این زاویه در لایه ورودی منجر به افزایش بازده به مقدار ۱٫۶۷ درصد و نسبت فشار کل به مقدار ۲٫۰۲ درصد در شار جرمی ۰٫۱۲۲ kg/s نسبت به تنجار اولیه می شود. افزایش یا کاهش زاویه پره در خروجی به شدت بر روی زوایای سرعت خروجی و ضریب لغزش تأثیر می گذارد.

با توجه به مثلث های سرعت و استفاده از روابط بازده و نسبت فشار می توان کاهش بازده و نسبت فشار با افزایش زاویه ورودی در خروجی را مشاهده کرد. با کاهش ۹ درجه ای این زاویه بازده ۱٫۱۲ درصد و نسبت فشار کل ۳٫۴۳ درصد در شار جرمی ۰٫۱۲۴ kg/s نسبت به تنجار اولیه افزایش می یابد.

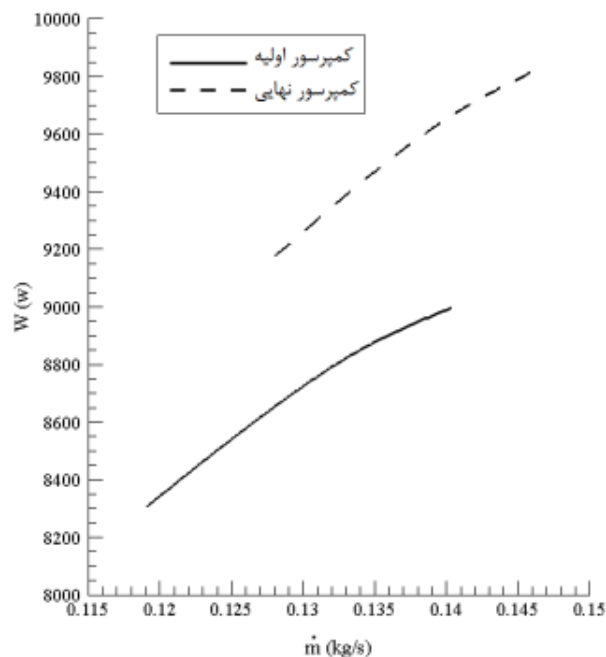
در نهایت با استفاده از متغیرهایی که نسبت فشار و بازده تنجار را افزایش می دهند پروانه ای جدید طراحی شد و با تکرار مراحل حل مشخص شد که تنجار نهایی می تواند بازده و نسبت فشارهای بالاتری را در شار جرمی های برابر با تنجار اولیه ایجاد کند اما محدوده کارکرد آن در شار جرمی های بالاتر است به این معنی که قبل از رسیدن به شرایط شوک، تنجار نهایی قادر به عبور دادن شار جرمی بیشتری است.

مقادیر متوسط بازده هم آنتروپی و نسبت فشار کل در تنجار نهایی بترتیب به مقدار ۶٫۵۲ و ۶٫۶۵ درصد نسبت به تنجار اولیه افزایش می یابند. همچنین قدرت مصرفی تنجار نهایی نیز به طور متوسط ۶٫۱۹ درصد نسبت به تنجار اولیه افزایش می یابد. این قدرت مصرفی بیشتر در پرخوران باید توسط گردا تامین شود. برای اطمینان از حصول این قدرت بیشتر نیاز به اصلاح و بهبود همزمان عملکرد گردای پرخوران نیز است.

کل تنجار نهایی بیشتر از تنجار اولیه است. همچنین قدرت مصرفی توسط تنجار نهایی در بازه شار جرمی کارکرد به طور متوسط ۶۰۰ وات افزایش یافته است. در صورت نیاز به نسبت فشار بالاتر و امکان ایجاد این قدرت بیشتر می توان از تنجار نهایی به جای تنجار اولیه استفاده کرد. با توجه به اینکه در پرخوران قدرت مورد نیاز تنجار توسط گردا^{۱۱} تامین می شود برای اطمینان از حصول این قدرت بیشتر نیاز به اصلاح و بهبود همزمان عملکرد گردا پرخوران نیز است.



شکل ۱۶: تغییر نسبت فشار کل تنجار نهایی نسبت به تنجار اولیه در شار جرمی متفاوت



شکل ۱۷: تغییر قدرت مصرفی تنجار نهایی نسبت به تنجار اولیه در شار جرمی متفاوت

مراجع

- [8]Wang, W., Mo, R., Multi-objective aerodynamic optimization design method of compressor rotor based on Isight, *Procedia Engineering* 15, pp. 3699 – 3703, 2011.
- [9]http://www.civilica.com/Paper,AEROSPACE10-AEROSPACE10_051.html
- [10]Wang, Y., Luo, Z., Simulation and performance analysis on centrifugal compressors of different dimensions and variable operation speed, *IEEE conferences*, pp. 4400-4403, 2011.
- [11]Nili Ahmadabadi, M., Poursadegh, F., Shahhosseini, M. R., Performance improvement of a centrifugal compressor using a developed inverse design method, *Journal of Modares Mechanical Engineering*, Vo. 12, No. 2, pp. 109-124, 2011
- [12]Xu, C., Amano, R. S., Meridional Considerations of the Centrifugal Compressor Development, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2012, 2012.
- [13]Perdichizzi, A., Savini, M., Aerodynamic and geometric optimization for the design of centrifugal compressors, *International Journal of Heat & Fluid Flow*, Vol. 6, No. 11, pp. 49-56, 1985.
- [14]Lebele-Alaw, B.T., Hart H.I., Ogaji, S.O.T., Probert, S.D., Rotor-blades' profile influence on a gas-turbine's compressor effectiveness, *Journal of Applied Energy*, No. 85, pp. 494–505, 2008.
- [15] Garrett Catalog V4., www.turbobygarrett.com
- [16] Menter, F. R. (August 1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA Journal*, 32 (8): 1598–1605, doi:10.2514/3.12149
- [17]ANSYS CFX release 12.1 solver theory Guide.
- [1]Katsanis, T., Use Of Arbitrary Quasi-Orthogonals For Calculating Flow Distribution In The Meridional Plane Of A Turbomachine, National Aeronautics and Space Administration, Washington.D.C., 1964.
- [2]Zangeneh, M., Hawthorne, W. R., A Fully Compressible Three Dimensional Inverse Design Method Applicable To Radial And Mixed Flow Turbomachines, Gas Turbine And Aero Engine Congress And Exposition, Belgium, 1990.
- [3]Pitkanen, H., Esa, h., Reunanen, A., Sallinen, P., Larjola, J., Computational and experimental study of an industrial centrifugal compressor volute, *Journal of thermal science*, Vol.9, No. 1, pp. 77-84, 2000.
- [4]Hyosung, S., Hyungki Sh., Soogab L., Analysis and optimization of aerodynamic noise in a centrifugal compressor, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 289, pp. 999–1018, 2006.
- [5]Taeibi-Rahni, M., Bayati, M., Computational Analysis of the Flow inside a Turbocharger Compressor, *Aerospace Mechanics Journal*. Vol.6, No.1, pp.1-10, 2010
- [6]Kosprdová, J., Oldřich, J., The Development of centrifugal turbo compressor stage using CFD, *ICHIP*, Prague, 2008.
- [7]Nili-Ahmadabadi, M., Hajilouy-Benisi, A., Durali, M., Ghadak, F., Investigation of a Centrifugal Compressor and Study of the Area Ratio and TIP Clearance Effects on Performance, *Journal of Thermal Science*, Vol.17, No. 4, pp. 314–323, 2008.



Numerical investigation of the effect of a turbocharger compressor blades angle on its performance

M. H. Shafiei Mayam^{*1}, M. Adine Beigi², M. M. Ghafurian³

¹ Department Faculty of Mechanical Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran, shafiei@buqaen.ac.ir

² School of Mechanical Engineering, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran, usbme1389@yahoo.com

³ Ferdowsi University of Mashhad, Department of Mechanical Engineering, Mashhad, Iran, m.m.ghafoorian@stu.um.ac.ir

^{*}Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 5 April 2016

Accepted: 5 July 2017

Keywords:

Centrifuge compressor

Impeller

Numerical investigation

Blades angle

Flow modeling

ABSTRACT

Power increase, efficiency improve and reduce of fuel consumption of internal combustion engines is a great technological interest. For this reason, turbochargers are widely used in the internal combustions engines nowadays. So, studying of the performance of turbochargers is focused in automotive industries. In the present paper, the effect of blades angle of a turbocharger compressor on its performance is studied numerically. First, the impeller geometry and volute geometry of Garrett T25 turbocharger compressor is acquired using 3D scanning, then it is modeled in CFX Ansys software. The results show that the performance of compressor is slightly changed when the blade angle is changed at the layer of hub inlet. On the other hand, the transferred energy to fluid is considerably increased when the blade angle is increased at the shroud. For the mass flow rate of 0.122 kg/s, the efficiency and total pressure ratio are increased up to 1.67 and 1.7 percent respectively when the blade angle is increased 9 degree at the shroud in comparison to the default compressor. The maximum impact on compressor performance is caused due to changing the angle of the outlet of blade. For mass flow rate of 0.124 kg/s, isentropic efficiency and total pressure ratio is increased 1.12 and 3.43 percent respectively when this angle is decreased 9 degree in comparison to the default compressor. Finally, a new impeller was designed in order to have maximum efficiency and maximum total pressure ratio using the acquired results. The results of the final compressor show a shifted of mass flow range in comparison to the main compressor. For the same mass flow rate, The mean values of isentropic efficiency and total pressure ratio of the final compressor are increased 6.52 and 6.65 percent respectively, while the input power is increased 6.19 percent related to the default compressor.

