

بررسی ضرایب افت و پیش بینی رفتار توربین جریان شعاعی دو ورودی در شرایط ورودی کامل و ورودی جزئی به کمک مدل سازی یک بعدی جریان و مقایسه با نتایج تجربی

محمود تقی زرین کلاه، علی حاجیلوی بنیسی
دانشگاه صنعتی شریف، دانشکده مهندسی مکانیک

چکیده

در پژوهش حاضر به مدل سازی توربین یک بعدی جریان شعاعی دو ورودی در شرایط ورودی جزئی و ورودی کامل پرداخته می شود. این روش بر پایه تحلیل یک بعدی خط متوسط جریان استوار است که روابط حاکم از ترکیب روابط دینامیک گازها شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی، قانون دوم ترمودینامیک، معادله گاز کامل و با استفاده از مدل های تجربی افت هاساصل می شود و در یک فرآیند گام به گام ترکیبی برای اجزای مختلف توربین حل می گردد. در این مدل سازی دبی جریان، نسبت فشار و بازده توربین جزء مجهولات می باشد، لذا با معلوم بودن هندسه، فشار و دمای سکون ورودی، سرعت دورانی و فشار استاتیک در خروجی توربین، امکان حل معادلات حاکم و پیش بینی رفتار توربین و منحنی های عملکردی آن فراهم می آید. مدل سازی یک بعدی برای دوره های ۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰ هزار دور بر دقیقه انجام می شود و با نتایج تجربی استخراج شده از آزمایشگاه توربوچارجر دانشگاه صنعتی شریف، اعتبار سنجی می شود. مطابق بررسی های انجام شده، نتایج مدل سازی تطابق قابل قبولی با نتایج تجربی توربین دارد. این مقادیر اختلاف به دلیل ساده سازی های انجام شده در مدل سازی، عدم قطعیت در کمیت های اندازه گیری شده، تقریبی بودن بعضی از ابعاد هندسی مورد نیاز توربین در مدل سازی یک بعدی و خطای موجود در مدل های افت انرژی، قابل قبول است. به طور کلی از مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی، مشاهده می شود نتایج پارامتر جرمی نسبت به نتایج بازده از دقت بیشتری برخوردار است.

کلمات کلیدی: توربین جریان شعاعی دو ورودی، مدل سازی یک بعدی، منحنی عملکرد، ضرایب افت.

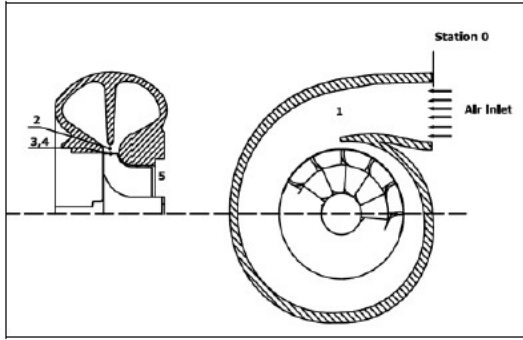
مقدمه

فضاپیماها صورت گرفت [۲]. بینز و ویتفیلدروشی جامع برای مدل سازی یک بعدی توربوماشین های شعاعی ارائه دادند و به کمک نتایج تجربی ضرایب افت در توربین را مورد ارزیابی قرار دادند [۱]. قاسمی اصفهانی و حاجیلوی [۳] موفق به ارائه روابط جدیدی در این زمینه شدند. آقاعلی و حاجیلوی [۴] مدل سازی یک بعدی توربین دو ورودی دو قلو را انجام دادند و مشخصات رفتاری توربین را برای شرایط مختلف عملکردی برای سرعت های دورانی مختلف به صورت تجربی و تحلیلی به دست آوردند. راجرز [۵] با ارائه مقاله ای برای پیش بینی عملکرد توربین ضرابی مناسبی را برای برآورد تلفات توربین پیشنهاد کرد که هنوز تعدادی از آن ها مورد استفاده قرار می گیرد. چن و ویتنبرون [۶] به مدل سازی توربین در شرایط مختلف پرداختند، نتایج آن ها در بعضی از شرایط با نتایج تجربی اختلاف نشان می دهد. دنتون با توجه به نتایج تجربی، مکانیزم های افت در توربوماشین ها را مورد بررسی قرار دادند [۷]. در این پژوهش مدل سازی یک بعدی جریان بر اساس مدل افت بینز و ویتفیلد برای شرایط ورودی جزئی و ورودی کامل توربین جریان شعاعی دو ورودی انجام می گیرد و نتایج آن در سرعت های دورانی ۴۰ تا ۷۰ هزار دور بر دقیقه ارائه می شود.

معادلات حاکم

معادلات حاکم بر یک توربین جریان شعاعی، شامل معادلات بقا و قانون دوم ترمودینامیک می باشد. با نوشتن معادله پیوستگی برای هر بخش توربین و جایگزینی عدد ماخ و ضریب افت مربوطه

توربین جریان شعاعی علاوه بر توربوچارجرها، در واحدهای تولید توان کمکی در هواپیماها و توربین های گازی صنعتی کوچک کاربرد وسیعی دارند. دلیل اسفاده گسترده از این نوع توربوماشین مزایای اقتصادی و عملکردی آن ها نسبت به نوربین جریان محوری در شرایط نیاز به تولید در واحدهای کوچک می باشد. روش تحقیق در اکثر مقالات منتشر شده که در آن ها به بررسی عملکرد توربین جریان شعاعی دو ورودی پرداخته شده، تجربی هستند [۱، ۲]. علت آن است که جریان در توربین جریان شعاعی دو ورودی بسیار پیچیده است و هنوز درک کاملی از میدان جریان در آن وجود ندارد و همین پیچیدگی مطالعه تحلیلی آن ها را مشکل کرده است. مدل سازی یک بعدی یک روش تحلیلی برای پیش بینی رفتار این توربین ها است. در این مدل سازی فرض می شود که خواص جریان در صفحه عمود بر مسیر حرکتش یکسان است. این نوع مدل سازی با توجه به هزینه بالای محاسباتی روش های مدل سازی دوبعدی و سهبعدی، مناسب ترین گزینه برای تعیین مشخصه عملکردی رفتار توربین است. محققین مختلف از روش یک بعدی برای پیش بینی رفتار توربین های تک ورودی و دو ورودی استفاده کردند، اما تحقیقات در بخش مدل سازی یک بعدی توربین جریان شعاعی دو ورودی به گستردگی نوربین تک ورودی نبوده است. نیاز به توسعه مدل های تلفات بیه منظور افزایش دقت مدل سازی در توربین جریان شعاعی دو ورودی تلاش برخی از محققین را به خود اختصاص داده است. در دهه های ۶۰ و ۷۰ قرن بیستم میلادی در ناسا تحقیقات گسترده ای در زمینه مدل سازی اوربین های جریان شعاعی به منظور اسفاده در



شکل ۱: هندسه توربین دو ورودی و مجاری مختلف آن

درون لوله محاسبه می شود.

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R/\gamma}}{A_e} \left(\frac{\sqrt{T_{00,s}}}{P_{00,s}} \right)^{Mr_s} \cdot \left(\frac{\sqrt{T_{00,h}}}{P_{00,h}} \right)^{Mr_h} = \sigma_{0-1} \cos \alpha_1 M_1 \times \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} (M_1)^2 \right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (3)$$

$$\sigma_{01} = e^{\left(\frac{-\Delta s}{R}\right)} = 1 - \frac{\rho f L_h \bar{V}^2}{2 D_h P_{00}} \quad (4)$$

و زاویه خروج از مجرای ورودی را می توان به صورت زار به دست آورد:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{tongue}}{2} \quad (5)$$

محفظه

معادله دبی جرمی بی یعد شده برای حل جریان در محفظه به صورت رابطه (۶) به کار می رود:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R/\gamma}}{A_2} \left(\frac{\sqrt{T_{01,s}}}{P_{01,s}} \right)^{Mr_s} \cdot \left(\frac{\sqrt{T_{01,h}}}{P_{01,h}} \right)^{Mr_h} = \sigma_{1-2} \cos \alpha_2 M_2 \times \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} (M_2)^2 \right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (6)$$

همانند مجرای ورودی در محفظه نیز این رابطه بایستی به صورت جداگانه برای ورودی های پایه و دیواره حل گردد. به منظور حل معادله (۶) بایستی زاویه خروجی و ضریب تلفات مشخص باشد. به این منظور زاویه خروجی از رابطه (۷) و ضریب تلفات انرژی از رابطه (۸) به دست می آیند:

$$\alpha_2 = \arctan \left(\frac{2\pi b_2 \rho_2 S}{\rho_1 (A/r)_1} \right) \quad (7)$$

$$\sigma_{1-2} = \left[1 - \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{1-S^2}{S^2} \right) M_2^2 \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (8)$$

و همچنین با استفاده از روابط آیزنتروپیک فشار و دمای استاتیک و سکون معادلات زیر که به معادلات دبی جرمی بی بعد معروفند به دست می آیند [۱]:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R/\gamma}}{A_e} \left(\frac{\sqrt{T_{0i,s}}}{P_{0i,s}} \right)^{Mr_s} \cdot \left(\frac{\sqrt{T_{0i,h}}}{P_{0i,h}} \right)^{Mr_h} = \sigma \cos \alpha_e M_e \times \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} (M_e)^2 \right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (1)$$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R/\gamma}}{A_e} \left(\frac{\sqrt{\dot{T}_{0i,s}}}{\dot{P}_{0i,s}} \right)^{Mr_s} \cdot \left(\frac{\sqrt{\dot{T}_{0i,h}}}{\dot{P}_{0i,h}} \right)^{Mr_h} = \sigma \cos \beta_e \dot{M}_e \times \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} (\dot{M}_e)^2 \right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \left[\left(1 - \frac{U_i^2 - U_e^2}{2C_p \dot{T}_{0i,s}} \right)^{Mr_s} \cdot \left(1 - \frac{U_i^2 - U_e^2}{2C_p \dot{T}_{0i,h}} \right)^{Mr_h} \right]^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (2)$$

معادله (۱) برای حل جریان در مجاری ساکن توربین و مجرای دوار چرخ توربین می باشد. در رابطه بالا، U, A, Mr_s, Mr_h به ترتیب نسبت دبی جرمی ورودی سمت پایه به کل دبی جرمی توربین، نسبت دبی جرمی ورودی سمت دیواره به کل دبی جرمی توربین، مساحت، سرعت نوک پره چرخ توربین در ورودی آن و ضریب تلفات می باشند.

روند حل جریان در مدل سازی

در این روش جریان درون هر یک از بخش های توربین به طور جداگانه حل می شود. به این صورت که با داشتن شرایط جریان در ورود به هر یک از جریان ها و نیز هندسه مسیر و با روابط ۱ و ۲، شرایط جریان در خروج از مسیر به دست می آید. سپس این شرایط خروجی به عنوان شرایط ورودی مسیر یک بعدی مورد استفاده قرار میگیرد. شکل (۱) میزراهایی را که به طرز جداگانه بررسی می شوند، نشان می دهد. این مسیرها شامل مجرای ورودی، حلزونی ها، فضای میانی، ناحیه برخورد و چرخ توربین می باشد. در ادامه نحوه حل جریان در مجاری مختلف توربین به اختصار بیان می گردد.

مجرای ورودی

مطابق شکل (۱) مشاهده می شود که مجرای ورودی مسیری نازل شکل است که خروجی آن ورودی حلزونی می باشد. مطالعه دبی جرمی بی بعد شده برای حل جریان در این مجرا به صورت رابطه (۳) می باشد. این معادله باید برای هر دو ورودی سمت پایه و دیواره حل گردد. ضریب تلفات انرژی در این قسمت نیز با توجه به رابطه (۴) نربوط به افت انرژی اصطکاکی جریان های آشفته

توربین موسوم به ناخیه برخورد اتفاق می افتد [۳]. به دلیل وجود تلفات انرژی قابل توجه و هم چنین تغییر زاویه جریان، ناخیه برخورد به صورت بم مسیر جداگانه بررسی می گردد [۳]. در واقع ناخیه برخورد به صورت بک مجرای فرضی در نظر گرفته می شود که بین فضای میانی و چرخ توربین قرار دارد و شرایط ورودی آن همان شرایط خروجی فضای میانی و شرایط خروجی آن شرایط ورودی چرخ توربین است. این ناخیه به عنوان یک مسیر متحرک به حساب می آید، و معادله ای که باید برای این مسیر گردد به صورت رابطه زیر می باشد:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R/\gamma}}{A_e} \left(\frac{\sqrt{T'_{03,s}}}{P'_{03,s}} \right)^{Mr_s} \cdot \left(\frac{\sqrt{T'_{03,h}}}{P'_{03,h}} \right)^{Mr_h} =$$

$$\sigma_{3-4} \cos \beta_4 \dot{M}_e \times \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \right) (\dot{M}_4)^2)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}$$

$$\left[\left(1 - \frac{U_3^2 - U_4^2}{2C_p T'_{03,s}} \right)^{Mr_s} \left(1 - \frac{U_3^2 - U_4^2}{2C_p T'_{03,h}} \right)^{Mr_h} \right]^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}$$

در نهایت با حل معادله (۱۰) ماخ خروجی و شرایط جریان در ورودی چرخ توربین مشخص می شوند.

چرخ توربین

معادله دبی جرمی بی بعد شده که برای چرخ توربین بایستی حل گردد به صورت رابطه زیر می باشد:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R/\gamma}}{A_5} \left(\frac{\sqrt{T'_{04,s}}}{P'_{04,s}} \right)^{Mr_s} \cdot \left(\frac{\sqrt{T'_{04,h}}}{P'_{04,h}} \right)^{Mr_h} =$$

$$\sigma_{4-5} \cos \beta_5 \dot{M}_5 \times \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \right) (\dot{M}_5)^2)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}$$

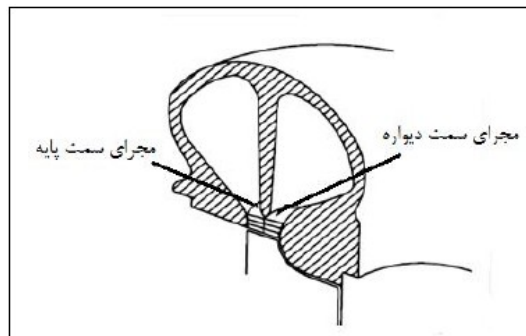
$$\left[\left(1 - \frac{U_4^2 - U_5^2}{2C_p T'_{04,s}} \right)^{Mr_s} \left(1 - \frac{U_4^2 - U_5^2}{2C_p T'_{04,h}} \right)^{Mr_h} \right]^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}$$

در رابطه بالا ضریب تلفات به صورت رابطه زیر به دست می آید:

$$\sigma_{4-5} = \left[\left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma R T'_{05}} U_t^2 \Delta q_s \right)^{Mr_s} \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma R T'_{05}} U_t^2 \Delta q_h \right)^{Mr_h} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (۱۳)$$

رابطه بالا را می توان به کمک بسط تیلور ساده تر کرد با صرف نظر از عبارت های کوچک به رابطه زیر رسید [۹]:

$$\sigma_{4-5} = \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma R T'_{05}} U_t^2 (\Delta q_s + \Delta q_h) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (۱۴)$$



شکل ۲: فضای میانی و نحوه المان بندی آن برای حل عددی

در رابطه های (۷) و (۸)، S ضریب چرخش جریان در حلزونی تعریف می گردد. جایکس [۸] از طریق داده های آزمایشگاهی نشان داد که S بین مقادیر ۰/۸۵ و ۰/۹۵ تغییر می کند و در این مدل سازی مقدار ۰/۹ به کار می رود.

فضای میانی

جریان خروجی محفظه از سمت پایه و دیواره در فضایی قبل از (۱۱) ورود به چرخ توربین با یکدیگر مخلوط می شوند و به این ترتیب بر هم تاثیر می گذارند. برای بررسی جریان و محاسبه تلفات انرژی در این ناحیه از یک روش عددی کمک گرفته می شود. فضای میانی مطابق شکل (۲) المان بندی می شود. معادلات حاکم بر جریان در این ناحیه شامل معادلات پیوستگی، بقای اندازه حرکت در جهت شعاعی و مماسی و انرژی می باشد. نحوه گسسته سازی و حل این معادلات در مرجع [۹] به تفصیل توضیح داده شده است. ضریب تلفات فضای میانی برای هر کدام از جریان های سمت دیواره و پایه به صورت رابطه زیر محاسبه می شود [۳]:

$$\sigma_2 - 3 = \sigma_{fiction} \sqrt{\sigma_{wake}} \quad (۹)$$

با استفاده از ضریب تلفات انرژی به دست آمده از رابطه بالا می توان معادله دبی جرمی بی بعد شده را برای ناحیه میانی طبق رابطه (۱۰) حل کرد و عدد ماخ در خروجی این ناحیه را به دست آورد. با توجه به مشخص شدن عدد ماخ خروجی سایر مشخصات دیگر در خروجی این ناحیه مشخص می شود.

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R/\gamma}}{A_2} \left(\frac{\sqrt{T'_{02,s}}}{P'_{02,s}} \right)^{Mr_s} \cdot \left(\frac{\sqrt{T'_{02,h}}}{P'_{02,h}} \right)^{Mr_h} =$$

$$\sigma_{2-3} \cos \alpha_3 M_3 \times \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} (M_3)^2 \right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}$$

$$(۱۰)$$

ناخیه برخورد

در صورتی که زاویه برخورد با زائیه برخورد بهینه متفاوت باشد تلفات انرژی قابل نلاحظه ای در ناحیه کوچک ورودی چرخ

نحوه به دست آمدن تلفات مربوط به اصطکاک، تلفات جریان ثانویه، تلفات ناشی جریان نوک پره و تلفات خروجی در مرجع [۹] به تفصیل توضیح داده شده است. Δq کل به کار رفته در رابطه (۱۴) برای پایه و دیواره به صورت زیر به دست می آید:

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

در رابطه بالا Δq آنتالپی سکون بی یعد شده می باشد. زیرمیس های $exit, cl, sf, fr$ در رابطه (۱۵) به ترتیب مربوط به تلفات اصطکاکی، جریان ثانویه، ناشی جریان نوک پره و خروجی می باشد.

نهایتاً با قرار دادن رابطه (۱۵) در رابطه (۱۴) ضریب تلفات چرخ توربین مشخص می گردد و با حل معادله (۱۲) مآخ خروجی و شرایط جریان در خروجی چرخ توربین مشخص می شوند.

مطالعات تجربی

مطالعات تجربی مربوط به این مقاله در آژکایشگاه توربوچاخر دانشگاه صنعتی شریف انجام کی شود. این آزمایشگاه با امکانات مجهز امکان آزمون های سرد با استفاده از هوای فشرده برای تعیین مشخصان عملکردی توربین و کمپرسور جریان شعاعی مربوط به انواع توربوچاخرهای کوچک را فراهم آورده است. استفاده از هوای فشرده برای این کار باعث می شود که شرایط آزمون با شرایط واقعی کاز توربوچاخر متفاوت باشد. اما به کمک آنالیز ابعادی پارامترهای عملکردی، می توان نتایج آزمون هوای فشرده را به نتایج حالت گرم تبدیل کرد. امکان این آزمایش در شرایط مختلف عملکردی جهت به دست آوردن منحنی های مشخصات رفتاری توربین و میدان جریان فراهم می باشد. توضیح کامل در مرجع [۹] ارائه شده است.

نتایج

شکل های ۴ تا ۷ مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی باره توربین بر حسب نسبت فشار را برای سرعت های دورانی ۴۰ تا ۷۰ هزار دور بر دقیقه نشان می دهد. در سرعت دورانی ۵۰ هزار دور بر دقیقه در اکثر نقاط و در دورهای ۶۰ و ۷۰ هزار تمامی نقاط مربوط به بازده به دست آمده از نتایج مدل سازی از نتایج تجربی بیشتر می باشند. این موضوع به دلیل ساده سازی های انجام شده در مدل سازی می باشد. بیشترین تطابق نتایج مدل سازی با نتایج تجربی در سرعت های دورانی ۶۰ و ۷۰ هزار دور بر دقیقه مشاهده می شود.

شکل های ۸ تا ۱۱ مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی پارامتر جرمی توربین بر حسب نسبت فشار را برای سرعت های دورانی ۴۰ تا ۷۰ هزار دور بر دقیقه نشان می دهد. مشاهده می شود که با افزایش نسبت فشار پارامتر جرمی افزایش می یابد. به طور کلی اختلاف بین مقادیر بازده و پارامتر جرمی مربوط به نتایج تجربی و مدل سازی در سرعت های دورانی کم، بیشتر است و با افزایش سرعت دورانی این اختلاف ها کمتر می شود. با مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی، بیشینه اختلاف بازده ۵/۳ درصدی برای سرعت دورانی ۴۰ هزار دور و بیشینه اختلاف

پارامتر جرمی ۴/۸ درصدی برای سرعت دورانی ۵۰ هزار دور بر دقیقه به دست می آیند.

شکل های ۱۲ تا ۱۵ سهم تلفات مختلف انرژی بر اساس مدل سازی انجام شده به ترتیب در سرعت های دورانی ۴۰ تا ۷۰ هزار دور بر دقیقه ار نشان می دهد. در این نمودارها تلفات انرژی مختلف بر حسب نسبت سرعت آیزنتروپیک محاسبه می شوند. در هر سرعت دورانی بازده پیش بینی شده از مدل سازی به عنوان مرجع استفاده می شود و هر یک از تلفات انرژی به آن افزوده می گردند. مطابق با این نمودارها کاملاً واضح است که افت های انرژی مربوط به ناشی جریان نوک پره و محفظه سهم کمتری در تلفات انرژی کل را دارند و تلفات انرژی برخورد و تلفات انرژی مسیر سهم قابل توجهی از تلفات کلی را به خود اختصاص می دهند. مطابق با این نمودارها تلفات انرژی برخورد و تلفات مسیر پره به هم مرتبطند به طوریکه با کاهش تلفات انرژی برخورد، تلفات مسیر پره افزایش می یابد و بالعکس. متذکر می شود که تلفات انرژی جنبشی خروجی چرخ توربین نیز جزء تلفات انرژی مسیر پره محسوب می شود.

نتیجه گیری و جمع بندی

نتایج به دست آمده نشان می دهند که حداکثر بازده کل به استاتیک توربین دو ورودی با افزایش دور کاهش می یابد ولی محدوده عملکردی آن گسترده تر می شود. در حالت ورودب جزئی بازده برای حالتی که جریان از سمت پایه عبور نمی کند کمترین است. کشاهده می شود که نتایج بازده مدل سازی در تمام حالت ها نسبت به بازده به دست آمده از نتایج تجربی بیشتر می باشد، اما با توجه به مقدار اختلاف به دست آمده، دقت مدل سازی در حد قابل قبولی است. همچنین با توجه به یک بعدی بودن مدل سازی، این میزان اختلاف قابل قبول است. دلیل این اختلاف ها می توان موارد زیر باشد:

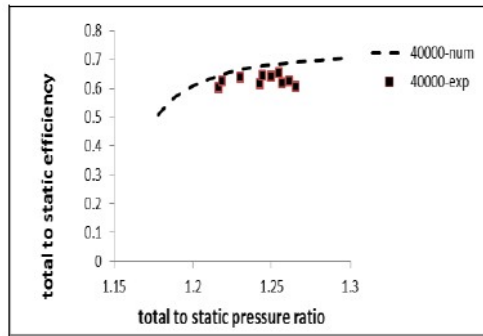
۱. در مدل سازی یک بعدی فرض می شود که در صفحه عمود بر حرکت جریان خواص ثابت هستند ولی در واقع جریان داخل توربین بسیار پیچیده، لزج، لذا کم پذیر و سه بعدی است.
۲. مدل های افت استفاده شده در مدل سازی یک بعدی گرچه با دقا زیادی استخراج شده اند ولی به هر حال مقداری خطا در آن ها مورد انتظار است.
۳. برای انجام مدل سازی با دقت خوب نیاز به تعیین دقیق ابعاد توربین است. ولی متأسفانه به دلیل هندسه بسته و ساختمان توربین امکان اندازه گیری دقیق بعضی از ابعاد توربین نمی باشد و لذا بعضی از ابعاد به طور تقریبی در مدل سازی استفاده می شوند.
۴. به دلیل خطاهای وسایل اندازه گیری، خطاهای انسانی اندازه گیری و در نتیجه عدم قطعیت پارامترهای عملکردی توربین، به هر حال مقداری خطا در نتایج تجربی وجود دارد که غیرقابل اجتناب می باشد. البته با تحلیل خطا می توان محدوده آن را مشخص کرد.

به طور کلی از مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی، نتایج مربوط به پارامتر جرمی نسبت به نتایج بازده از دقت بیشتری برخوردار هستند.

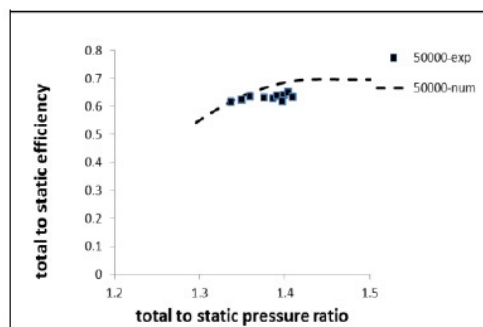
مراجع

- [1] KHAYAT A., AND BAKUS N. C., DESIGN OF RADIAL TURBOMACHINES. LONGMAN SCIENTIFIC & TECHNICAL PUBLISHING COMPANY, 1991.
- [2] MOUSTAFA, H. Z. AND BAKUS, N. C. AND TAPKA, D., AXIAL AND RADIAL TURBINES. WITH A PRACTICAL TOWARD AIRCRAFT: CONCEPTS, DESIGN.
- [3] GHASHEI, S. SHARIAT, A. & HATLOU BAKUS, A. PERFORMANCE PREDICTION OF TURBINE & COMPRESSOR TURBINE. ASME TURBO EXPO, 2003, AMSTERDAM.
- [4] ASHAB H., & HATLOU BAKUS, A. AXIAL & RADIAL TURBINES. JOURNAL OF SCIENTIFIC TECHNOLOGY, SHARIF UNIVERSITY, 2003.
- [5] RODRIGUEZ C., ANALYSIS PERFORMANCE PREDICTION OF RADIAL FLOW TURBINES, KETACHIA SPAIN, 2003.
- [6] CHU H., & KHAYAT A. D., A METHOD TO PREDICT PERFORMANCE OF VARIOUS RADIAL TURBINES UNDER STADY AND UNSTADY FLOW CONDITIONS, 2003.
- [7] DUBOIS J. D., LOSS MECHANISM IN TURBOMACHINES, ASME, TURBOMACHINERY, 2003.
- [8] TAPKA, D. CHARACTERISTICS OF RADIAL FLOW TURBINES WITH ANNUAL COMPACT MAXIMUMS, PRESENTED AT THE PROCEEDINGS OF ASME TURBO EXPO, 2003.

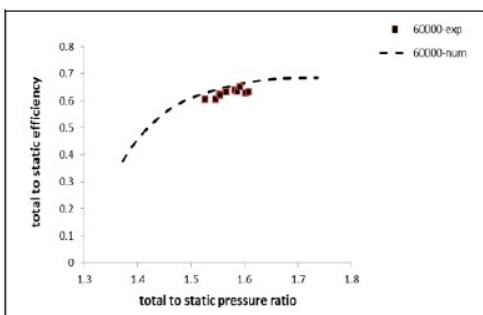
[9] زرین کلاه محمد تقی، "بررسی تئوری و تجربی ضرایب افت انرژی در توربین گازی جریان شعاعی توربوچارجر و بررسی روش های کاهش تلفات" پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، ۱۳۹۲.



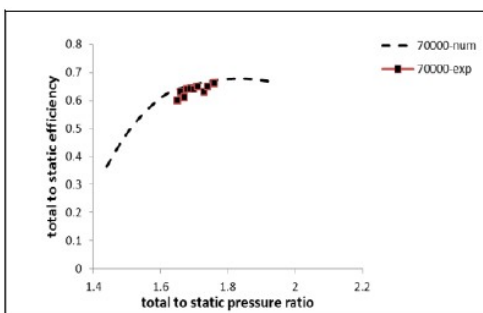
شکل ۳: مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی بازده توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت دورانی ۴۰ هزار دور بر دقیقه



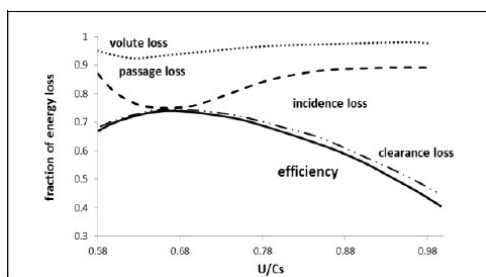
شکل ۴: مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی بازده توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت دورانی ۵۰ هزار دور بر دقیقه



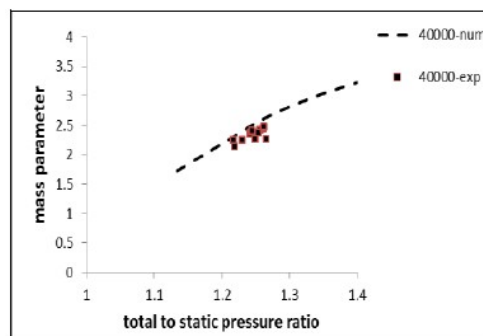
شکل ۵: مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی بازده توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت دورانی ۶۰ هزار دور بر دقیقه



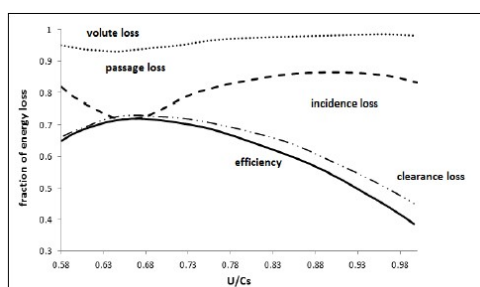
شکل ۶: مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی بازده توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت دورانی ۷۰ هزار دور بر دقیقه



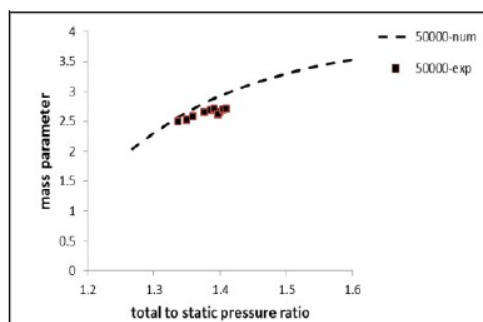
شکل ۱۱: سهم تلفات مختلف انرژی در سرعت دورانی ۴۰ هزار دور بر دقیقه (نتایج مدل سازی)



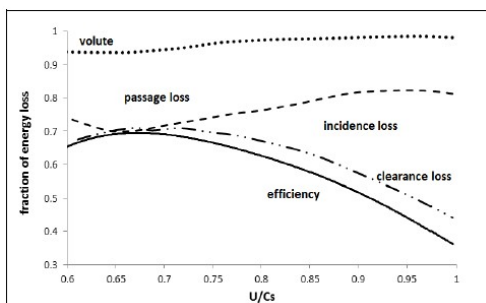
شکل ۷: مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی پارامتر جرمی توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت دورانی ۴۰ هزار دور بر دقیقه



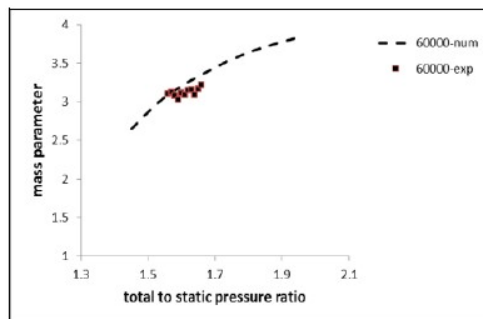
شکل ۱۲: سهم تلفات مختلف انرژی در سرعت دورانی ۵۰ هزار دور بر دقیقه (نتایج مدل سازی)



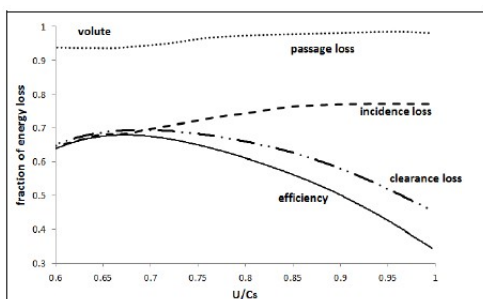
شکل ۸: مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی پارامتر جرمی توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت دورانی ۵۰ هزار دور بر دقیقه



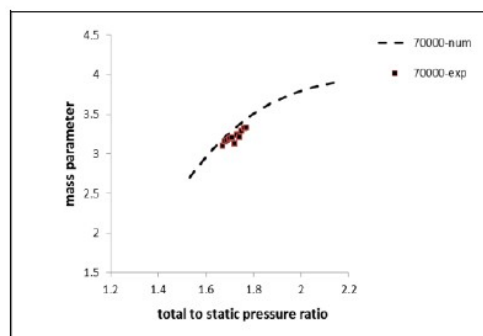
شکل ۱۳: سهم تلفات مختلف انرژی در سرعت دورانی ۶۰ هزار دور بر دقیقه (نتایج مدل سازی)



شکل ۹: مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی پارامتر جرمی توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت دورانی ۶۰ هزار دور بر دقیقه



شکل ۱۴: سهم تلفات مختلف انرژی در سرعت دورانی ۷۰ هزار دور بر دقیقه (نتایج مدل سازی)



شکل ۱۰: مقایسه نتایج مدل سازی با نتایج تجربی پارامتر جرمی توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت دورانی ۷۰ هزار دور بر دقیقه