



Effectiveness of Blade Thickness Distribution on the Turbocharger Turbine Aerostatic Performance

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Shojaeefard M.H.¹ PhD,

Sajedin A.² PhD,

Khalkhali A.^{*2} PhD

How to cite this article

Shojaeefard M.H, Sajedin A, Khalkhali A. Effectiveness of Blade Thickness Distribution on the Turbocharger Turbine Aerostatic Performance. Modares Mechanical Engineering, 2019;19(11):2667-2677.

ABSTRACT

Turbocharger turbine blade thickness is restricted by blockage and trailing edge losses and it is exposed to damage due to aerodynamic loads. Proper designing of the blade needs to full recognition of loads on the blade. Therefore, the force from the fluid to the blade should be calculated. Although, thickening the blade results to the more resistance to fracture and cracks, but it affects the aero-structural performance of each section of the blade differently. So, turbocharger turbine blades are exposed to pulsating flow which should be considered in thickness distribution selection. This article reports a comprehensive fluid-solid interaction study of the turbine blades with different thickness distribution which could beneficially investigates the effect of each part thickness on the aerostatic efficiency. Leading edge and trailing edge thickness, maximum thickness and its location, trailing edge shape, hub, and tip blade thickness were the variables which their effects were investigated. Using dual turbocharger turbines leads to lower dissipation of kinetic energy of pulsating charge from the engine. In such turbines, each sector of rotor accepts a different charge from upper and lower entries. The flow distribution of every passage is the difference from the others. Therefore, to the evaluation of the flow, modeling of the entire turbine is needed. 3D CFD model in ANSYS CFX for fluid side and an FEA model in ANSYS Static Structural module for the blade structural responses were used then the results were coupled. Validation was performed by reference to experimental data carried out in imperial college London on a dual turbocharger turbine.

Keywords Mixed Flow Turbine; Dual Turbocharger Turbine; Thickness Distribution; Fluid-Solid Interaction

¹Mechanical Engineering Department, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

²Automotive Engineering Faculty, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Automotive Engineering Faculty, Iran University of Science and Technology, Narmak, Tehran, Iran

Phone: +98 (21) 77451500

Fax: +98 (21) 77240405

ab_khalkali@iust.ac.ir

Article History

Received: April 23, 2019

Accepted: May 21, 2019

ePublished: November 2, 2019

CITATION LINKS

[1] Approach to unidirectional coupled CFD-FEM analysis ... [2] Incompressible aerodynamics: An Account of the theory ... [3] Fluid-Dynamic Lift: Practical Information on Aerodynamic ... [4] Experimental study of blade thickness effects ... [5] Thickness effect of NACA foils on hydrodynamic ... [6] The effect of rotor blade thickness and surface ... [7] Overview on blading design methods ... [8] Blading design for multi-stage HP ... [9] Blading design for cooled high-pressure ... [10] Design of high-efficiency turbomachinery blades ... [11] Design and testing of a controlled diffusion airfoil ... [12] Multipoint inverse design of an infinite ... [13] Euler-based inverse method for turbomachine ... [14] A simple inverse cascade design ... [15] A new generation of inverse shape design problem ... [16] Design of Airfoils and Cascades of ... [17] A parametric method of turbine blade profile ... [18] An introduction to theoretical and computational ... [19] Turbine aerodynamics: Axial-flow ... [20] Centrifugal compressors: A strategy for aerodynamic ... [21] Optimisation of a high pressure ratio radial-inflow turbine ... [22] Aeroelastic optimization of an industrial ... [23] Investigation on the forced response of a radial turbine ... [24] Fluid structure interaction modelling of horizontal-axis ... [25] Analysis of wind turbine blades aeroelastic ... [26] Simulation of aeroelastic behavior in a composite ... [27] Aeroelastic analysis of wind turbines using a ... [28] Predicting wind turbine blade loads ... [29] Numerical calculation of low order blade ... [30] Blade excitation in pulse-charged ... [31] Numerical calculation of low order ... [32] Practical use of unsteady CFD and FEM forced ... [33] The effect of unequal admission on ... [34] The Evaluation of steady and pulsating ... [35] Handbook of Turbo ... [36] CFX 14.0 Theory ... [37] A systematic computational design system for ...

بررسی تاثیرپذیری راندمان ایرواستاتیکی نسبت به توزیع ضخامت پره توربین توربوشارژر

محمدحسن شجاعی فرد PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران

آزاده ساجدین PhD

دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران

ابوالفضل خلخالی PhD*

دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران

چکیده

ضخامت پره‌های توربین توربوشارژر به دلیل بلاکیج و افت‌های انتهایی پره محدود می‌شود و از طرفی به دلیل بارهای آیرودینامیکی در معرض آسیب است. طراحی مناسب پره نیازمند شناخت تمامی بارهای وارده بر پره است. بنابراین نیروی وارده از طرف سیال به پره باید محاسبه شود. اگرچه که ضخیم‌کردن پره منجر به مقاومت بیشتر در مقابل شکست و ترک می‌شود ولیکن این امر تاثیر زیادی بر راندمان و اغتشاشات جریان و بارگذاری آن می‌شود. بنابراین بهترین راه انتخاب ضخامت بهینه مطالعه ایرواستاتیکی و آیرودینامیکی پره در ضخامت‌های گوناگون برای نقاط مختلف آن است. این مقاله نتایج چگونگی و علت تغییرات راندمان به دلیل تغییر ضخامت لبه ورودی و خروجی، نوک و پایه پره، ضخامت ماکزیمم و محل آن و شکل لبه انتهایی را در یک توربین جریان مخلوط توربوشارژر با ورودی دو گانه شرح می‌دهد. وجود حلزونی دوگانه منجر به هم پوشانی کمتر پالس‌های شارژ ورودی به توربوشارژر و نهایتاً استفاده بهینه از انرژی جنبشی گازهای خروجی از موتور می‌شود. در این نوع توربوشارژر علاوه بر اینکه جریان ورودی به هر ۱۸۰ درجه روتور متفاوت است، توزیع جریان هر گذرگاه نیز با دیگری متفاوت است بنابراین برای مطالعه جریان نیاز به مدل‌سازی کل توربین است. آنالیز بر همکنش سیال و جامد روی پره توربین توسط مدل‌سازی جریان با CFD و مدل‌سازی پره توسط FEA و سپس کوپلینگ نتایج در نرم‌افزار ANSYS CFX انجام شده است. صحت‌گذاری توربین مینا براساس نتایج آزمایشگاهی توربوشارژر امتحان شده در دانشگاه امپریال کالج انجام گرفته است. **کلیدواژه‌ها:** توربین جریان مختلط، توربوشارژر ورودی دوگانه، توزیع ضخامت، برهم‌کنش سیال و سازه

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۲/۳

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۲/۳۱

* نویسنده مسئول: ab_khalkali@iust.ac.ir

مقدمه

پره توربین توربوشارژرها به دلیل تنش‌های متناوب در معرض آسیب قرار دارند. این تنش‌ها به دلیل بارهای متناوب آیرودینامیکی ناشی از شارژ پالسی خروجی از سوپاپ‌های موتور احتراق داخلی در دورها و بارهای گوناگون و همچنین فشار پالسی ناشی از وجود پره‌های استاتور به وجود می‌آیند [1].

مقاومت در مقابل ترک و دیگر آسیب‌ها با افزایش ضخامت پره‌ها افزایش می‌یابد، منتها اثرات این افزایش ضخامت روی عملکرد آیرودینامیکی باید سنجیده شود. سیگارد و هورنر برای بررسی تغییرات لیفت و درگ و جدایش لایه مرزی ضخامت پره را مطالعه نمودند [2, 3] و دریافتند که ضخامت بیشتر منجر به کاهش راندمان توربین می‌شود اما پره‌های ضخیم‌تر در بعضی از شرایط عملکرد و بعضی از توربوماشین‌ها راندمان بالاتری خواهد داشت.

سراف و همکاران، دو پره فن با ضخامت متفاوت را بررسی نمود و دریافت که پره ضخیم‌تر، راندمان پایین‌تری از پره نازک‌تر دارد. اما در محدوده وسیعی از شرایط عملکرد پره ضخیم راندمان نسبتاً بالاتری را نگاه می‌دارد [4, 5]. پره‌های ضخیم‌تر افت انتهایی پره بالاتری نسبت به پره‌های نازک دارند. روتلکه و هاس یک مطالعه

تجربی برای تخمین و مقایسه اثرگذاری ضخامت پره و صافی سطح پره روی راندمان و افت‌های انتهایی پره توربین محوری انجام دادند [6]. آنها دریافتند که پره‌های نازک راندمان بیشتری نسبت به پره‌های ضخیم‌تر دارند و به علاوه تاثیر صافی سطح روی افزایش راندمان، بیشتر از ضخامت آن می‌باشد.

طراحی پره با روش‌های متفاوتی انجام می‌شود: مستقیم، معکوس، نیمه معکوس و معکوس کامل، بهینه‌سازی کلی [7]، آنالیز موده‌های طراحی [8]، بهینه‌سازی و طراحی [9] محدودیت‌های هندسی پره توربین در روش طراحی مستقیم پره کاملاً رعایت می‌شوند اما به‌دست‌آوردن راندمان دلخواه در این روش سخت می‌باشد [10] به طور معکوس در روش معکوس مهم‌ترین مشکل رعایت ملزومات هندسه مورد نیاز می‌باشد [11-14]. سرعت صفر در نقطه سکون تعیین شعاع لبه ورودی و انتهایی پره را مشکل نموده است [14, 15]. هم روش مستقیم و هم روش معکوس هر دو روش‌های تکراری می‌باشند و با فرض شرایط پایا انجام می‌شوند [16]. دونهام و موران روش‌هایی که در آنها از یک تابع برای تعیین ضخامت استفاده می‌شود را مرور کرده‌اند [17, 18]. در این روش‌ها کنترل مناسب پیوستگی سطح پره مشکل می‌باشد که این امر موجب کاهش راندمان روتور می‌شود [16]

در این تحقیق برای بررسی تاثیر ضخامت بر پره توربین توربوشارژر از رابطه‌ای که توسط آنگیر ارائه شده است، استفاده شد [19, 20].

مدیرشانه‌چی و همکاران [21] با استفاده از روش CFD-FEM کوپل شده، یک توربین شعاعی تک‌مرحله‌ای با نسبت فشار 0/7 را بهینه‌سازی نمودند. لقی نوک پره و توزیع ضخامت تیغه به صورت متقارن تغییر یافتند تا هندسه بهینه به دست آمد. ونتی و همکاران [22] هندسه ۳ بعدی پره را با توجه به الزامات ایرواستیک برای طراحی مجدد بهینه‌سازی نمودند. هدف آنها این بود که اهداف آیرودینامیکی و آترومکانیک را در یک فرآیند بهینه‌سازی چندمنظوره در فاز طراحی مورد استفاده قرار دهند. ما و همکاران [23] پاسخ اجباری را با روش برهم‌کنش سازه و سیال (FSI) مورد بررسی قرار دادند. آنها دریافتند که حداکثر فشارهای دینامیک ناشی از فشار دو هارمونیک اول، هر دو در لبه ورودی پره‌های روتور قرار دارند. تنش‌های دینامیکی ناشی از فشار هارمونیک اول به عنوان عمده‌ترین تنش متناوب در نظر گرفته می‌شود. وانگ و همکاران [24] یک مدل مبتنی بر یک کوپل یک‌طرفه CFD و FEA یک توربین بادی را توسعه دادند و تنش‌ها و کرنش‌ها را مطالعه نمودند. دی و همکاران [25] به ارائه یک روش CFD-CSD ترکیبی برای تحلیل ایرواستیک پره‌های روتور HAWTs و بررسی اثر زاویه پیچش پره بر عملکرد آیرودینامیکی پره‌های روتور و همچنین اثرات FSI بر عملکرد آیرودینامیکی پره‌های روتور پرداختند. آنها دریافتند که حداکثر انحراف و تنش پره روتور با پیچش بیشتر پره روتور افزایش می‌یابد. رفیعی و همکاران [26] یک تجزیه و تحلیل سیال سازه در مورد پره‌های توربین باد را انجام دادند و پاسخ‌های استاتیک و دینامیک پره را در سرعت‌های مطرح باد اندازه‌گیری کردند. آنها اثرات ایرواستیسی را بر تولید برق خروجی مورد بررسی قرار دادند. کاریون و همکاران [27] تجزیه و تحلیل ایرواستیک استاتیکی و دینامیکی برای یک توربین باد را ارائه نمودند و اثر سختی پیچشی را بر روی آیرودینامیک آن تجزیه و تحلیل نمودند. کابو و همکاران [28] یک روش CFD-CSD ترکیبی برای تحلیل ایرواستیک پره‌های روتور HAWT ارائه نمودند و به بررسی تاثیر تغییر شکل پره بر بارهای آیرودینامیکی پره روتور

$$t = t_{ref} + [t_{max} - t_{ref}] \xi^e \quad (1)$$

$$t_{ref} = t_2 + [t_3 - t_2] \left(\frac{x}{d}\right) \quad (2)$$

$$\xi = \frac{x}{d}; x \leq d \quad (3)$$

$$\xi = (c-x)/(c-d); x > d \quad (4)$$

$$e = \sqrt{0.4 d/c} [0.95 (1 - \xi) (1 - \xi) + 0.05] \quad (5)$$

که در آن c طول وتر، t_{max} ماکزیمم ضخامت پره، d محل t_{max} ، t_2 ضخامت لبه ورودی پره و t_3 ضخامت لبه انتهایی پره می‌باشند. تقسیم تمامی پارامترها به طول وتر پره منجر به ایجاد پارامترهای بدون بعد می‌شود. ضخامت لبه انتهایی پره با توجه به ملاحظات خنک‌کاری، بلاکیج، تنش و توانایی ساخت و تولید نباید از ۰/۰۱۵ اینچ کمتر باشد، زیرا این امر تعداد پرها را محدود می‌کند [35].

به نسبت ضخامت لبه انتهایی پره (b) بر فاصله یا گام پرها (s) بلاکیج لبه انتهایی می‌گویند که در رابطه ۶ تعریف شده است و باید برای جلوگیری از افت راندمان از ۰/۱ کمتر باشد [19].
Z برابر است با تعداد پرها:

$$\frac{b}{s} = \frac{t_3 / \cos \alpha_{te}}{2\pi r / z} \quad (6)$$

با توجه به محدودیت‌های ذکر شده توزیع ضخامت دو پره طراحی گردید. مشخصات پرها و شکل پروفیل آنها در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲) پارامترهای هندسی ضخامت پروفیل‌ها

شکل لبه انتهایی پره	D (mm)	t _{max} (mm)	t ₂ (mm)	t ₃ (mm)	بلاکیج	Cut off
برش خورده	۹/۴	۲/۸۴	۰/۶	۰/۵	۰/۰۲۶	پروفیل مبنا (a)
نیمه برش خورده	۱۰	۲/۸	۰/۸	۰/۳۷۵	۰/۰۱۷	پروفیل (b)
لبه گرد	۱۵	۳/۶	۰/۸	۰/۳۷۵	۰/۰۱۷	پروفیل (c)

منحنی کمبر برای هر سه پره یکی می‌باشد. ماکزیمم ضخامت پروفیل b ۲/۸ میلی‌متر در ۲۲/۲ درصد طول کورد برای ارتفاع میانی پره می‌باشد. ماکزیمم ضخامت پروفیل c برابر با ۳/۶ میلی‌متر در ۳۴ درصد کورد در ارتفاع میانی پره است.

۳- مدل‌سازی

مدل‌سازی در نرم‌افزار انسیس با ورژن ۱۷ انجام شده است. شرایط مرزی شامل فشار کل و دما در ورودی و فشار استاتیکی در خروجی می‌باشد که مقادیر آنها از نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های انجام شده توسط کوپلند به دست آمده است. ابتدا مدل برای پروفیل پره مبنا برای پنج نقطه عملکرد ساخته و کالیبره شده و سپس مطالعه بقیه پرها در نقطه طراحی انجام شده است.

جریان به صورت کاملاً مغشوش در نظر گرفته شده است زیرا عدد رینولدز در ورودی استاتور معادل 7×10^6 می‌باشد. برای مدل‌سازی توربولانس از مدل $k-\epsilon$ Realizable استفاده شده است. مدل‌سازی برای کل توربین یعنی حلزونی دوگانه به انضمام ۱۲ پره روتور و ۲۴ پره استاتور و دیفیوزر انجام شده است. شکل ۲ محیط محاسباتی را نشان می‌دهد.

برای روتور و استاتور از مش‌بندی منظم در نرم‌افزار توربوگراید ۱۱ استفاده شد. کمترین زاویه مش‌ها نیز برابر با ۱۵ درجه، در فاصله بین استاتور و روتور حداقل ۱۰ نود و برای ارزیابی اندازه مش‌ها، تعداد متفاوتی از مش‌ها در نظر گرفته شد که برای استاتور و روتور

پرداختند.

فیلسینگر و همکاران مطالعه وسیعی روی ارتعاشات پره توربین محوری انجام دادند [1, 29] در حالی که توربین شعاعی و محوری هم از جهت طول مسیر جریان، تنش ماکزیمم و هم از نظر فاصله بین پره‌های توربین جریان شعاعی و جریان محوری تفاوت اساسی با یکدیگر دارند. سن و همکاران به مدل‌سازی ۳ بعدی جریان در حوزه فرکانس و زمان پرداخت و بیان کرد که با طراحی دوباره ضخامت پره، مقدار زیادی از تنش‌ها حذف می‌شوند [30]. مطالعات پیوسته‌ای که فیلسینگر و همکاران انجام دادند، نشان داد که تغییر فرم پره قابل چشم‌پوشی است و می‌توان شبیه یک جسم بدون ارتعاش به طور استاتیکی آن را مدل کرد [1, 29, 31, 32]. بنابراین انجام آنالیز برهم‌کنش سیال و جامد به صورت کوپلینگ یک‌طرفه قابل قبول خواهد بود.

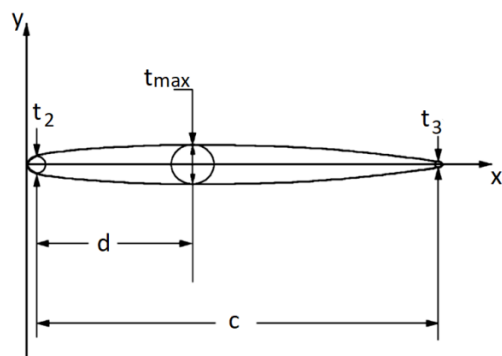
هدف اصلی این تحقیق مطالعه تاثیر توزیع ضخامت مناطق مختلف پره روی بارگذاری پره و چگونگی تاثیرگذاری آن روی راندمان و بهبود رفتار استاتیکی آن می‌باشد. جدول ۱ مشخصات هندسی روتور و استاتور را نشان می‌دهد.

جدول ۱) پارامترهای هندسی منتخب توربین

مقدار	مشخصه هندسی
۵۲	شعاع متوسط پره روتور در خروجی (میلی‌متر)
۴۰	طول محوری وتر
۱۲	تعداد پرها
۳	درصد ارتفاع معادل فاصله گپ روتور تا شروود
۵۵/۱°	زاویه پیچش ورودی پره روتور
۷/۱°	زاویه پیچش خروجی پره روتور
۲۴	تعداد پره‌های نازل
۷۰	زاویه گردش پره استاتور
۲/۱	نسبت فشار کل در نقطه طراحی
۵۳۳۴۴	سرعت گردش روتور
۰/۸۴	نسبت هاب به رویه روتور
۴/۴۰۵	قطر گلویی استاتور
۱۲/۹۶۳	عرض پره استاتور

۲- تعیین هندسه پره

روتور ساخت شرکت آ.ب. است و در دانشگاه امپریال کالج تست شده است [33, 34]. این پره که نتایج مدل‌سازی برای آن کالیبره شده به عنوان پره مبنا در نظر گرفته شده است. در تحقیق حاضر اثر توزیع ضخامت بر این پره و دو پره دیگر که توزیع ضخامت آنها با استفاده از رابطه شماره ۱ که توسط آنگیر [19, 20] ارائه شده، مقایسه شده است. بنابراین این سه روتور مختلف، تنها در توزیع ضخامت پره‌هایشان با یکدیگر اختلاف دارند. در شکل ۱ پارامترهای توزیع ضخامت نشان داده شده‌اند.



شکل ۱) پارامترهای تعیین ضخامت پره

موارد این عدد برابر با 1×10^{-7} در نظر گرفته شد. در تمامی نواحی $Y+$ کمتر از ۲ به دست آمد و در بقیه نواحی ماکزیمم آن برابر با ۶ شد.

۴- مقایسه با داده‌های تجربی

نتایج به دست آمده توسط مقایسه با اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی توسط کویلند برای هر دو پارامتر جریان جرم و راندمان در حالت پذیرش مساوی، مورد تایید قرار گرفت [33, 34]. این ویژگی‌ها به صورت زیر تعریف می‌شوند:

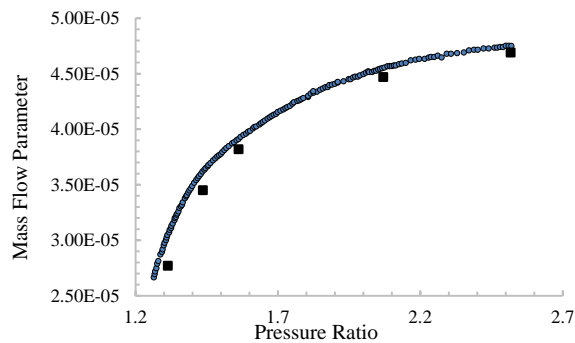
$$MP_o = \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \right)_0 \quad (7)$$

$$PR_{Ts} = \frac{(P_{total})_{01}}{P_{static exit}} \quad (8)$$

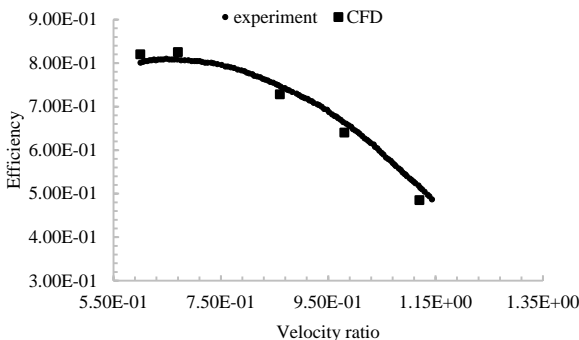
$$\frac{U_3}{C_{is}} = \left[\frac{N}{\sqrt{T_0}} \right] \cdot \frac{\pi \cdot d_2}{\sqrt{2 \cdot C_p \cdot (1 - (P_3/P_{01})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})}} \quad (9)$$

$$\eta_{t-s} = \frac{\tau \omega}{\dot{m} c_p T_{01} (1 - (P_3/P_{01})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})} \quad (10)$$

نمودار ۲ (پارامتر نسبت جرم در مقابل نسبت فشار کل به فشار استاتیک) و نمودار ۳ (راندمان نسبی کل به ایستا برحسب نسبت سرعت)، دو نمودار از مپ عملکرد توربین در حالت پذیرش مساوی برای مقایسه نتایج به دست آمده و اندازه‌گیری شده را نشان می‌دهد. نسبت فشار از ۱/۳ به ۲/۵ متغیر است که معادل نسبت‌های سرعت ۱/۱۲ تا ۰/۶ است. پارامترهای جریان جرمی مدل با داده‌های آزمایشگاهی هماهنگ است. در پایین‌ترین نسبت فشار کمتر از ۸ درصد اختلاف را می‌توان مشاهده کرد در حالی که در نسبت فشار بالاتر این عدد ۱ درصد است. در راندمان‌های پایین‌تر، عدم قطعیت بالا در نتایج آزمایش که می‌تواند تا ۵ درصد باشد، منجر به اختلاف بیشتر می‌شود [34].



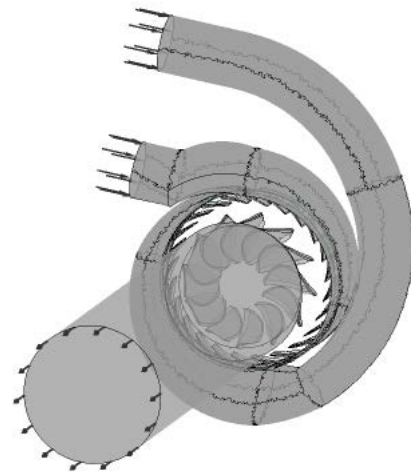
نمودار ۲) مقایسه پارامتر جرمی محاسبه شده و اندازه‌گیری شده برحسب نسبت فشار



نمودار ۳) مقایسه راندمان محاسبه شده و اندازه‌گیری شده بر حسب نسبت سرعت

اندازه آنها در جدول ۳ گزارش شده است. بین سایز مش‌های اعمال شده، ردیف ۴ و ۵ کمترین تغییرات در راندمان و جریان جرمی را نشان دادند، اگرچه که تفاوت بسیاری در زمان حل آنها می‌باشد.

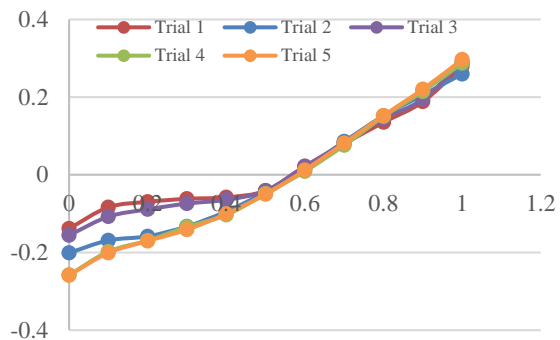
همچنین با هدف مطالعه ضریب فشار در اقطار مختلف روتور نیاز است تا اطمینان حاصل شود که مش انتخابی توانایی محاسبه ضرایب را دارد. بدین منظور ضریب فشار در مش‌های مختلف به صورت محیطی متوسط‌گیری شده و در مقطع پایانی پره در ارتفاع‌های متفاوت پره از ریشه تا نوک پره در نمودار ۱ نمایش داده شده است.



شکل ۲) محیط محاسباتی توربین توربوشارژر

جدول ۳) آنالیز انتخاب مش

حالت مش	تعداد مش‌ها	راندمان توتال به استاتیک (%)	نرخ جریان جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)	زمان حل
۱	۱۵۳۵۴۵	۵۸/۳۵۴	۰/۴۹۵	۱۲
۲	۴۳۶۵۶۵	۶۰/۸۶۵	۰/۵۰۲	۲۳
۳	۸۳۵۴۱۳	۶۲/۰۹۶	۰/۵۰۶	۴۶
۴	۱۴۶۵۳۶	۶۱/۵۵۹	۰/۵۰۵	۷۵
۵	۱۹۸۰۳۴۵	۶۱/۴۵۳	۰/۵۰۵	۱۰۵



نمودار ۱) ضریب افت فشار کل متوسط‌گیری شده به صورت دایروی از پایه تا نوک روتور در مش‌های متفاوت

با توجه به جدول ۳ و نمودار ۱ ردیف چهارم به دلیل داشتن بهترین توازن بین دقت، عدم وابستگی به اندازه مش‌ها و هزینه محاسباتی برای تعیین تعداد مش‌ها انتخاب شد. برای تعیین حد همگرایی از کمترین RMS برابر با 1×10^{-5} استفاده شد که عدد مناسبی برای نشان دادن همگرایی قابل قبول است [36].

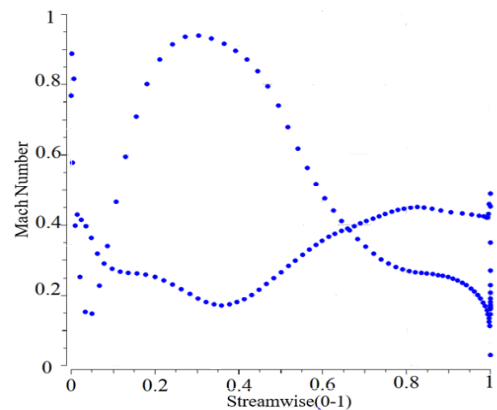
نمودار ۴ توزیع عدد ماخ را برای سه پروفیل در سطح مکشی و فشاری در نسبت فشار ۲/۱ و نسبت سرعت ۰/۷۵ نشان می‌دهد. در ابتدای پره در دو طرف سطح مکشی و فشاری موج ضربه‌ای ایجاد شده، منتشر می‌شود و منجر به افت شدید عدد ماخ و افزایش شدید ضریب فشار می‌گردد. در پایین دست شوک، جریان زیر صوتی است و گذرگاه بین دو پره همانند یک نازل همگرا و واگرا می‌باشد. در طی گذرگاه تا رسیدن به گلوگاه در فاصله ۰/۴ از طول کورد با کاهش سطح مقطع طبق قانون گاز تراکم‌پذیر و جریان زیر صوتی، سرعت در حال افزایش و فشار در حال کاهش می‌باشد تا مقطع گلوگاه که در آن که اگر به حد کافی سطح مقطع کوچک باشد در فشار مطلق مورد نظر شرایط جریان به حالت صوتی می‌رسد.

بعد از گلوگاه باز طبق رفتار سیال تراکم‌پذیر در نازل همگرا و واگرا با افزایش سطح مقطع سرعت کاهش می‌یابد و فشار افزایش می‌یابد. کاهش سرعت سیال در این ناحیه منجر به دیفیوژن زیر صوتی می‌شود. این ناحیه از اطراف ایرفویل را ناحیه دیفیوژن غیرهدایت شونده می‌گویند. افزایش فشار در این ناحیه منجر به ایجاد گرادیان فشار نامطلوب می‌گردد. گرادیان فشار معکوس سبب ایجاد جدایش در لایه مرزی آرام می‌شود که با گذر از حالت آرام به توربولنت در لایه برشی همراه است. لایه مرزی جدا شده اگر دوباره به سطح بچسبد تولید حباب جدایش می‌کند که در طی آن ضریب فشار ثابت می‌ماند و اگر لایه مرزی جدا شده دوباره به سطح نچسبد نیز باز هم ضریب فشار ثابت می‌ماند. ولی در انتهای پره منجر به ایجاد ویک و افت شدید عدد ماخ می‌شود. در انتهای سطح فشاری در جریان ترنسونیک اطراف ایرفویل در لبه انتهایی پره نیز یک شوک ناشی از افت لبه انتهایی سطح فشاری ایجاد می‌شود که تا سطح مکشی پره پایین دست خود منتشر می‌شود. البته به دلیل اینکه ماخ نسبی در انتهای پره کمتر می‌باشد شوک تولید شده ضعیف‌تر می‌باشد. تاثیر این افت کاهش عدد ماخ در انتهای سطح فشاری و همچنین ایجاد روند کاهشی در انتهای سطح مکشی پره کناری می‌باشد.

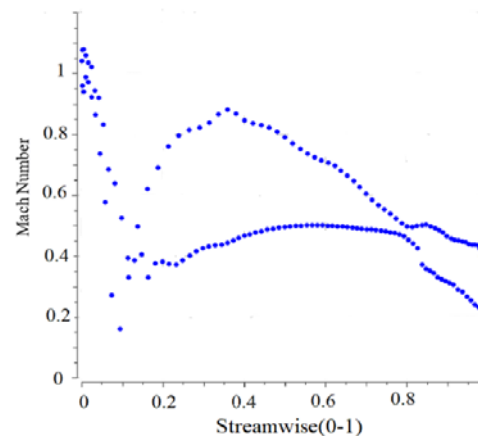
روی سطح مکشی بعد از دیفیوژن زیر صوتی در ناحیه شوک در ابتدای پره، جریان در ابتدای سطح مکشی به دلیل زاویه حمله ۷۰ درجه سیال دچار جدایش و برگشت درون این حباب جدایش می‌شود که در طی آن سرعت کاهش می‌یابد و بنابراین منطقه دیفیوژن ابتدای سطح مکشی شکل می‌گیرد که در نمودارهای ماخ با روند کاهشی عدد ماخ نمایان است. این منطقه که قبل از گلوگاه قرار دارد منجر به گذر سریع لایه مرزی از حالت آرام به توربولنت و نهایتاً چسبیدن مجدد به سطح می‌گردد که طی این اتفاق حباب جدایشی در این ناحیه ایجاد می‌شود. در طی این فرآیند ابتدا عدد ماخ با نرخ ملایم و تقریباً خطی کاهش می‌یابد و سپس در قسمتی از طول پره ثابت می‌ماند. محل تقاطع روند افزایش خطی و خط ثابت نقطه جدایش می‌باشد و بعد از خط ثابت یک روند کاهش شدید را شاهد خواهیم بود. محل تقاطع خط ثابت و منحنی کاهش سریع، نقطه گذر از حالت آرام به توربولنت می‌باشد. سپس روند افزایشی عدد ماخ کم‌کم متوقف می‌شود. نقطه توقف روند کاهشی نقطه چسبیدن مجدد لایه مرزی جدا شده به سطح می‌باشد. تاثیر این جدایش را در نمودار ضریب فشار نیز می‌توان مشاهده نمود. بدین ترتیب که یک افزایشی سریع و سپس توقف این روند (نقطه چسبیدن مجدد لایه مرزی جدا شده به سطح) در ابتدای سطح مکشی مشخص می‌باشد. روند کاهشی عدد ماخ در اثر جدایش تا گلوگاه ادامه می‌یابد و سپس بعد از ناحیه دیفیوژن و جدایش جریان با مومنتوم پایین بر اثر این دیفیوژن، جریان نزدیک به سطح در اثر اختلاط با جریان در میانه گذرگاه به طور آرام و پیوسته شتاب می‌گیرد و بنابراین C_p نیز بعد از یک پیک نسبی کاهش می‌یابد (شکل ۷).

در انتهای پره روی سطح مکشی عدد ماخ به دلیل برهم‌کنش با شوک ناشی از افت انتهایی سطح فشاری پره کناری دچار کاهش می‌شود. شیب انحنای پره با تعیین توزیع عدد ماخ سطحی بر عملکرد پره^[16]، تاثیر می‌گذارد.

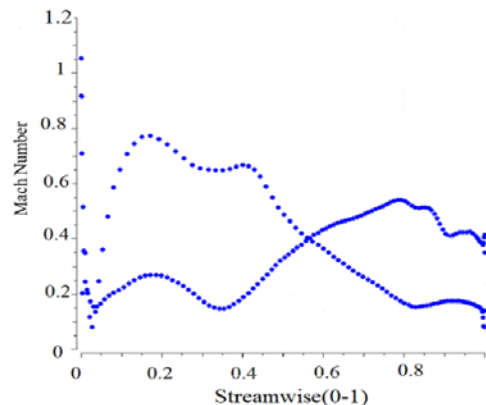
دیفیوژن با کاهش سرعت جریان در امتداد سطح پره تعریف می‌شود. همان‌طور که جریان دیفیوژ می‌کند، لایه مرزی ضخیم می‌شود و افت حرکت در لایه مرزی افزایش می‌یابد. در این حالت، افزایش درگ موجب کاهش قابل توجه مومنتوم می‌شود؛ جدایش



(a)



(b)



(c)

نمودار ۴) توزیع عدد ماخ روی ارتفاع میانی پره: (a) پروفیل a (b) پروفیل b (c) پروفیل c

کمتر نشان‌دهنده کم‌تر بودن دیفیوژن و کاهش رشد اضافی لایه مرزی می‌باشد.

جریان منجر به افت‌های بزرگی می‌شود. تعریف ریاضی دیفیوژن به شرح رابطه ۱۱ است:

$$Diffusion = \frac{V_{max} - V_2}{V_1} \quad (11)$$

V_{max} برابر با سرعت ماکزیمم سطحی، V_2 سرعت در لبه انتهایی پره و V_1 برابر با سرعت در لبه ورودی پره می‌باشد. در تمام پروفیل‌ها، عدد ماخ در ارتفاع‌های پایین‌تر بیشتر است و با حرکت به لایه‌های بالاتر، کاهش می‌یابد. که این امر به دلیل افزایش سطح گلوگاه در مقاطع بالاتر می‌باشد. در ارتفاع 0.18 از ارتفاع کل پره افت ناشی از لقی نوک پره سبب افزایش درگ و ضخامت لایه مرزی و ایجاد جریان‌های برگشتی بر سطح فشاری و نهایتاً کاهش‌های موضعی عدد ماخ بر این سطح می‌شود. در سطح مکشی در همین ارتفاع منحنی عدد ماخ در طول بیشتری از پره ثابت می‌باشد که این بیانگر حباب جدایش طولانی‌تر در این ارتفاع در تمامی پروفیل‌ها می‌شود. از نمودار ۴ مشخص است که پره‌های آنگیر (پروفیل‌های b و c) دارای سرعت کمتر در سمت فشاری به همراه نوسانات بیشتر هستند. این افت‌های ناگهانی روی سطح فشاری به دلیل برآمدگی‌ها و ناپیوستگی سطح که در حد میکرومتر می‌باشند ایجاد می‌شود. زیرا در اطراف این ناپیوستگی‌ها جریان دچار شوک‌های محلی ضعیف می‌شود که منجر به کاهش شدید عدد ماخ در آن ناحیه می‌شود. این امر به دلیل طراحی مستقیم این دو پروفیل اتفاق می‌افتد؛ زیرا در طراحی مستقیم پروفیل پره قبل از تعیین توزیع فشار سطحی مشخص می‌گردد. علاوه بر وجود این ناپیوستگی‌ها که سبب کاهش عدد ماخ نسبت به پروفیل مبنا می‌شود دلیل دیگر کم‌تر بودن عدد ماخ در این دو پره، ضخامت بیشتر لبه ورودی در پروفیل این دو پره در مقایسه با پروفیل مبنا می‌باشد؛ زیرا ضخامت بیشتر لبه ورودی سبب افزایش ضریب فشار می‌شود که این امر معادل کاهش سرعت و بالتبع عدد ماخ ماکزیمم در این دو پره می‌شود. همچنین مقدار دیفیوژن بیشتری به دلیل افت بیشتر سرعت در لبه انتهایی سطح فشاری در پروفیل‌های b و c مشاهده شده است.

۵-۱- بارگذاری پره

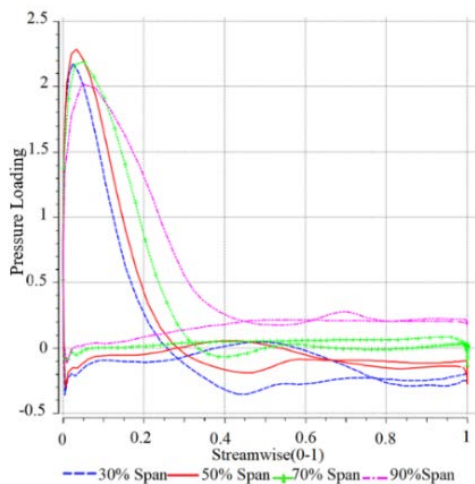
منحنی فشار لودشده از پروفیل‌ها در چهار ارتفاع مختلف برای پره مستقر در موقعیت 180° روتور در نمایی که دو ورودی حلزونی افقی و در بالای روتور قرار گرفته است در نمودار ۵ نشان داده شده است.

ضریب فشار کل از معادله (۱۲) محاسبه می‌شود.

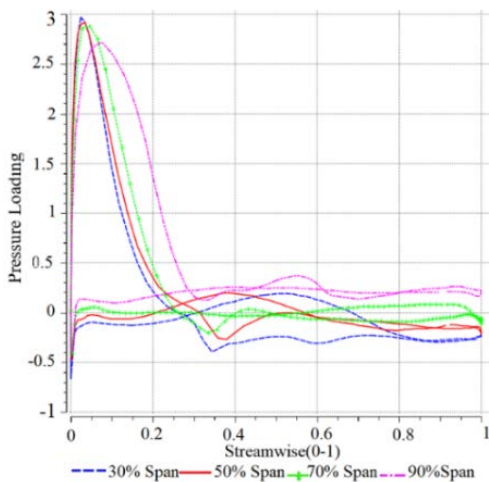
$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2} \quad (12)$$

مطلوب است که فشار یکنواختی در تمامی سطح پره داشته باشیم. نمودار ۵ نشان می‌دهد که در ارتفاع 0.9 سطح داخلی، منحنی توزیع فشار گسترده‌تر و پهن‌تر از سطح داخلی منحنی توزیع فشار در ارتفاع 0.5 می‌باشد. جریان در لبه ورودی در سطح فشاری به دام افتاده است، در حالی که در سطح مکشی جریان سریعاً جدا می‌شود. علاوه بر این، جریان تمایل دارد که بعد از جدایش به سطح مکشی بچسبد. از 0.3 طول کورد الی انتهای پره شاهد بارگذاری منفی خواهیم بود. در ارتفاع میانی پره، افت قابل توجهی در بارگذاری در 0.4 کورد به دلیل جدایش جریان در این منطقه اتفاق افتاده است که در نزدیکی شروود از بین می‌رود.

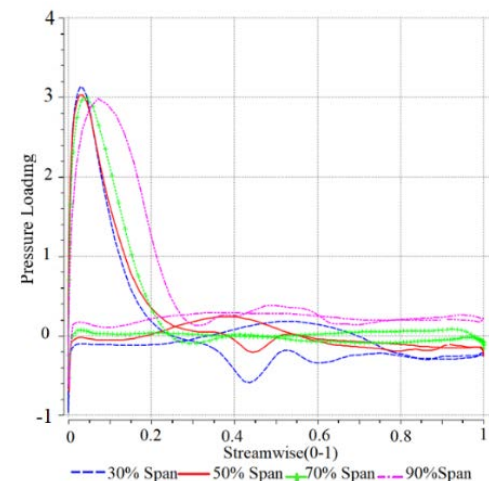
از نمودارهای ۴ و ۵ روشن است که راندمان به طور قابل توجهی به تغییرات کوچک هندسه سطح حساس است. پیک ضریب فشار



(a)



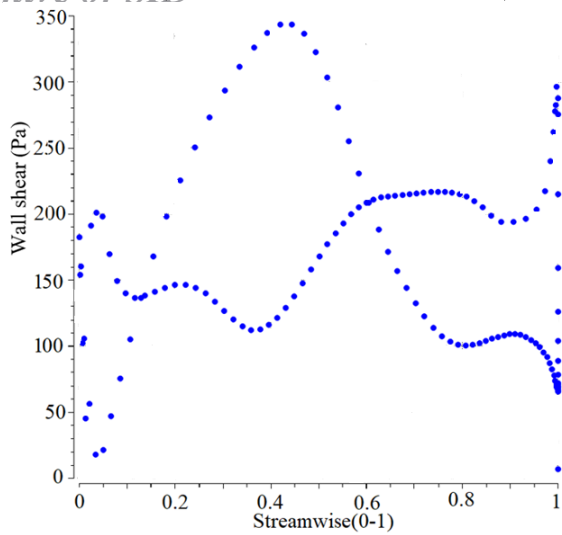
(b)



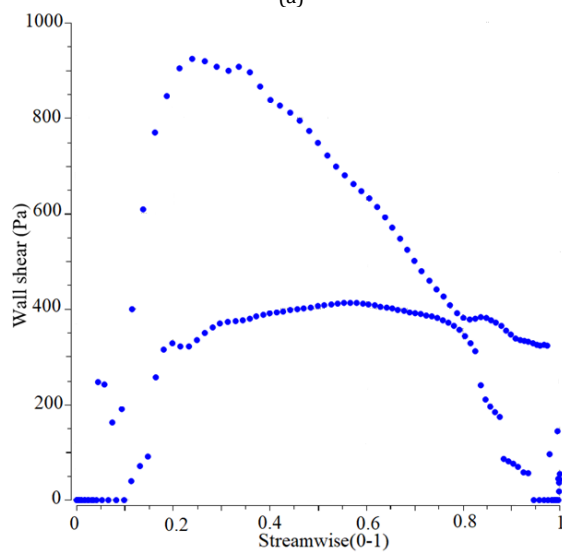
(c)

نمودار ۵) توزیع بارگذاری فشار در ارتفاع‌های متفاوت از پره: (a) پروفیل a (b) پروفیل b (c) پروفیل c

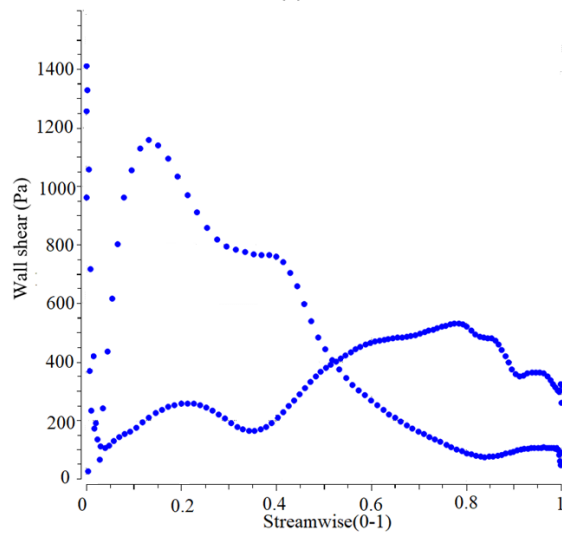
شکل ۳ توزیع سرعت در ارتفاع میانی پره حول پروفیل‌های "a"، "b" و "c" را نشان می‌دهد. از آنجا که فشار و سرعت در اطراف



(a)



(b)

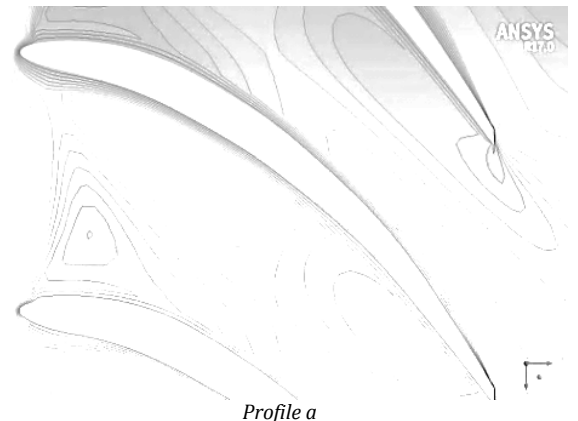


(c)

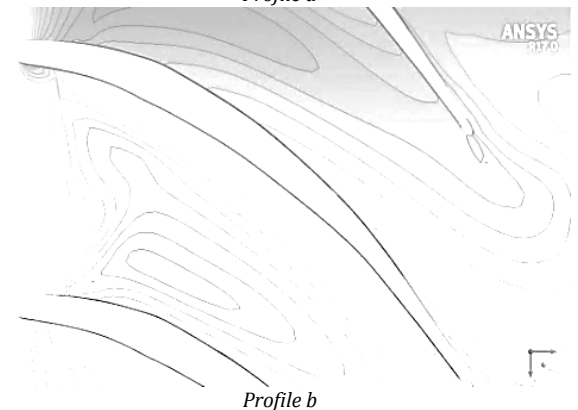
نمودار ۶). تنش برشی دیواره سطوح مکشی و فشاری در ارتفاع میانی پره حول پروفیل‌های مختلف (a) پروفیل a (b) پروفیل b (c) پروفیل c

تغییرات جانبی نیروی لودشده روی پره توربین در شکل ۴ برای هر نقطه از پره روتور نشان داده شده است. با ضخیم شدن لبه ورودی،

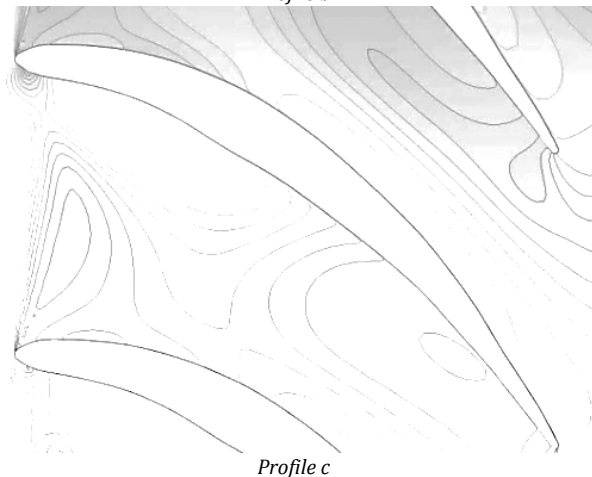
پره تابعی از انحنای پره است. بنابراین ناهمواری‌های سطحی موجب ایجاد حباب‌های محلی جدایش در مناطق کاهش سرعت می‌شود. هر دو پره آنگیر جدایش شدیدی در سطح مکشی در فاصله ۰/۹ کورد نشان می‌دهند. همچنین جدایش لایه مرزی قابل توجهی در لبه‌های ورودی پروفیل‌های آنگیر دیده می‌شود در حالی که در پره مینا مشاهده نمی‌شود. جریان به لبه انتهایی برش‌خورده نسبت به حالتی که به طور نیمه برش‌خورده است (پروفیل b) و حالتی که ته پره گرد است (پروفیل c) بهتر می‌چسبد، بنابراین درگ انتهایی بیشتر و افت اختلاط بزرگتری با پروفیل "c" تولید می‌شود. نمودار ۶ تنش برشی دیواره سطوح مکشی و فشاری را نشان می‌دهد. بدون توجه به منطقه دیفیوژن که تنش برش دیواره در آن کم است، تنش برشی کل پره‌های ضخیم‌تر بیشتر از بقیه پره‌ها است. پروفایل b و c تنش برشی بسیار بیشتری را به دلیل سطح ناهموارتر پره خود دارند.



Profile a

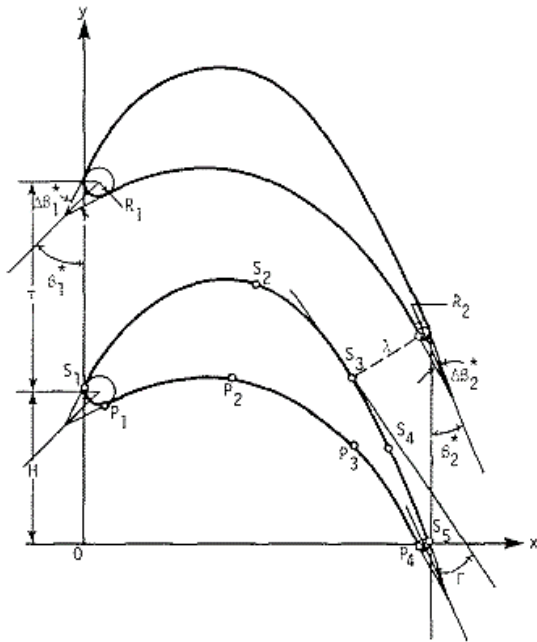


Profile b



Profile c

شکل ۳) توزیع سرعت در ارتفاع میانی پره حول پروفیل‌های مختلف



شکل ۵) پارامترهای هندسی پره برای محاسبه بارگذاری [37]

نیروی بارگذاری شده اندکی کاهش می‌یابد، اما افزایش ضخامت کل پره سبب می‌شود که نیروی لودشده به طور چشم‌گیری کاهش یابد. ضریب بارگذاری پره از رابطه ۱۳ محاسبه می‌شود [37]. τ گام پره و B_X طول کورد می‌باشد که برای همه پروفیل‌ها مشابه است.

$$\Psi_T = 2 \frac{\tau}{B_X} \sin^2 \beta_2 (\cot \beta_1 + \cot \beta_2) \quad (13)$$

شکل ۵ پارامترهای هندسی استفاده شده در معادله ۱۳ را نشان می‌دهد.

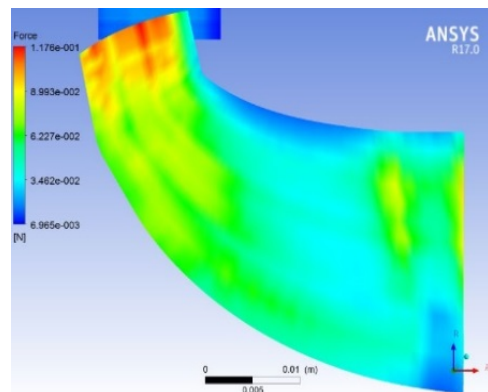
پره‌های b و c، β_2 کوچک‌تر و β_1 بزرگ‌تر دارند، در نتیجه طبق رابطه ۱۳ دارای ضریب بار بالاتری هستند و بنابراین جدایش در آنها مسئله مهمی می‌باشد. لبه پیشانی ضخیم باعث افزایش بارگذاری پره می‌شود که منجر به جدایش جریان و شوک‌های محلی می‌شود که این امر با یافته‌های یه هم‌خوانی دارد [37] و در پروفیل‌های b و c با لبه پیشانی ضخیم‌تر دیده می‌شود.

۵-۲- کوپلینگ CFD-FEM

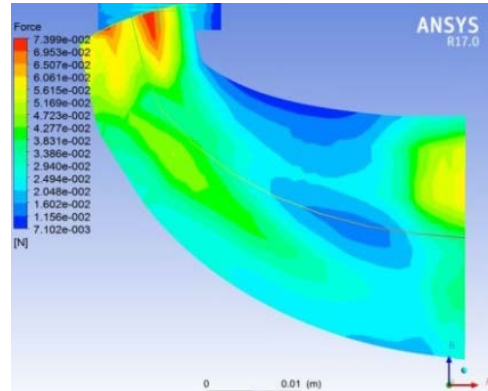
در این تحقیق از FSI یک‌طرفه برای کوپلینگ حل سیالاتی و سازه‌ای استفاده شده است. در این روش ابتدا معادله ناویر-استوکس برای ناحیه سیال حل می‌شود و توزیع فشار به دست آورده می‌شود، سپس توزیع فشار سیال به عنوان بار به سازه اعمال می‌شود. بارهای آیرودینامیک، گریز از مرکز و گرانشی باید مدل شوند. بارهای گریز از مرکز با اعمال سرعت روتور به پره، به مدل وارد می‌شود. بارهای گرانشی با تحمیل یک بار ثابت بر ساختار پره مدل‌سازی شدند.

در ساخت پره‌های توربین در قطعه توربوشارژ موتورهای احتراق داخلی از سوپرآلیاژ پایه نیکل ۷۱۳ استفاده می‌شود که تنش تسلیم آن برابر با ۶۹۰ مگاپاسکال و تنش نهایی آن ۷۹۰ مگاپاسکال می‌باشد. شکل ۶ تنش نرمال وارده به پره‌های روتور از جانب سیال را نشان می‌دهد. حداکثر تنش‌ها در نزدیکی هاب پره در کنار لبه انتهایی به وجود می‌آید.

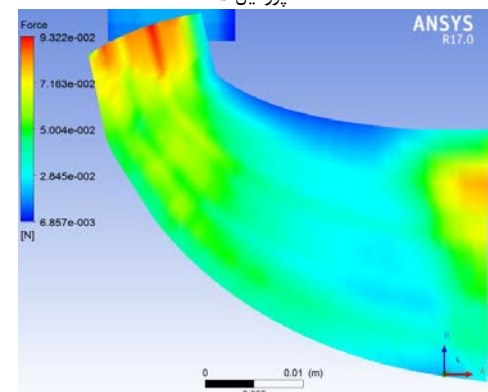
شکل ۷ تغییر شکل پره‌های روتور بر اثر فشار سیال را نشان می‌دهد. حداکثر تغییر شکل در نوک پره اتفاق افتاد. حداکثر تغییر شکل در نوک پره در پروفیل a ۰/۳۰۶ میلی‌متر و در پروفیل b ۰/۳۴۶ میلی‌متر و در پروفیل c ۰/۲۷۳ میلی‌متر می‌باشد.



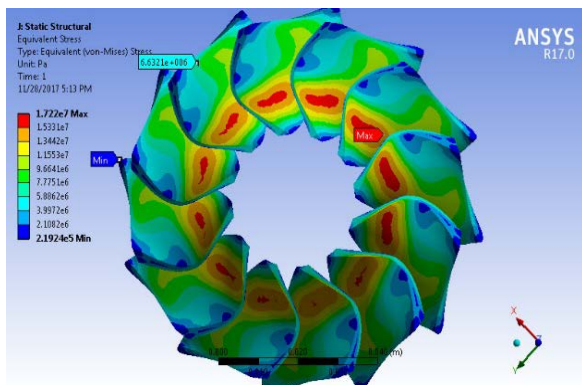
پروفیل a



پروفیل b



پروفیل c



شکل ۶) تنش نرمال وارده به پره‌های روتور از جانب سیال

شکل ۴) نیروی اعمال شده بر سطح جانبی پره در پروفیل‌های مختلف

تمام تنش‌ها در سرعت روتور ۵۳۳۴۴ دور در دقیقه که پره متحمل بیشترین تنش می‌شود، اندازه‌گیری می‌شود. پروفیل "b" به علت لبه انتهایی نازک و ضخامت ماکزیمم اندک بیشترین تنش را دارد. نتایج نشان داد که افزایش ضخامت لبه انتهایی در کاهش تنش مؤثرتر از افزایش t_{max} است.

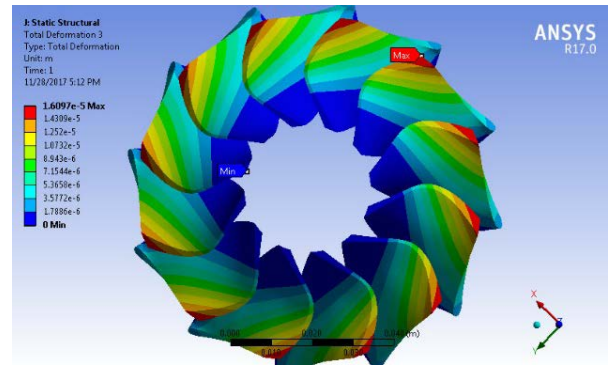
۶- نتایج

در این مطالعه، یک مدل ایروسازه‌ای برای یک توربین جریان مختلط توربوشارژر توسط کوپلینگ CFD و FEA ساخته شده است و نتایج آن با داده‌های آزمایشگاهی تایید شده است. این مدل برای بررسی سه روتور که تنها تفاوتشان در ضخامت پره‌های آنها است به کار گرفته شد تا اثرات ضخامت نقاط مختلف پره بر عملکرد روتور مورد بررسی قرار گیرد. نتایج زیر می‌تواند از مطالعه حاضر به دست آید:

- ۱- C_p بیشتر از انحنای سطحی اثر می‌پذیرد تا از ضخامت پره در مقایسه با عدد ماخ
- ۲- حداکثر عدد ماخ سطحی در سطح P.S با افزایش ضخامت پره کاهش می‌یابد.
- ۳- پره‌های ضخیم‌تر در توربین توربوشارژر دارای راندمان پایین‌تری از پره‌های نازک‌تر است.
- ۴- مؤثرترین تغییر برای افزایش عملکرد بین تغییرات تحمیل‌شده، کاهش ضخامت لبه ورودی تشخیص داده شد.
- ۵- افزایش فاصله t_{max} از لبه ورودی، راندمان را کاهش داد.
- ۶- افت لبه انتهایی با گرد کردن آن افزایش یافت.
- ۷- بنابراین بهترین کارایی با پروفیل "d" که دارای پره نازک‌تر، لبه نازک‌تر و ورودی، نزدیک‌ترین مکان t_{max} نسبت به لبه ورودی پره، همچنین لبه نازک‌تر و برش‌خورده است، به دست می‌آید.
- ۸- حداکثر تنش برای پره مبنا در ناحیه هاب پره در کنار لبه انتهایی اتفاق افتاد که با ضخیم شدن پره در این ناحیه به طور چشم‌گیری کاهش پیدا کرد، بنابراین تاثیر افزایش ضخامت در ناحیه هاب بیشتر تشخیص داده شد.
- ۹- در کاهش تنش افزایش ضخامت لبه انتهایی از افزایش t_{max} مؤثرتر است.

۷- فهرست علائم

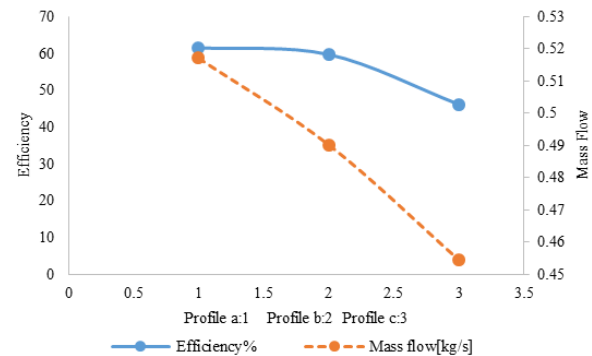
سرعت آیزنتروپیک جریان	C_{iS}
قطر متوسط ورودی روتور	d_2
جرم جرمی	\dot{m}
فشار	P
سرعت گردش روتور	N
نسبت فشار	PR
نرخ انجام کار	\dot{W}
پارامتر جرمی	MP
دما	T
راندمان	η
سطح مکشی	$S.S$
سطح فشاری	$P.S$
ضریب بار فشاری	C_p
زیر نویس‌ها	
شرایط سکون	0
ورودی نازل	1
ورودی روتور	2
خروجی روتور	3
تاثیرگذار	eff



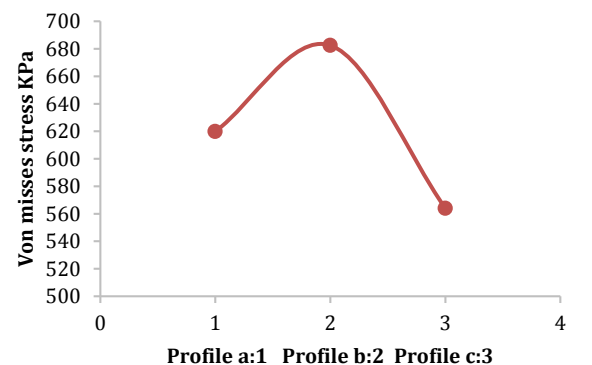
شکل ۷) تغییر شکل پره‌های روتور بر اثر فشار سیال

۵-۳- عملکرد سیال- سازه‌ای

در نمودار ۷ تغییرات جریان جرمی توربین و بازده آن و در نمودار ۸ مقایسه حداکثر تنش‌های وون میسر برای همه پروفیل‌ها نشان داده شده است. بازده آیرودینامیکی با ضخیم شدن تیغه‌ها کاهش می‌یابد. پروفیل "a" دارای بالاترین جریان جرمی است. محل t_{max} مؤثرتر از کاهش ضخامت است و ضخامت لبه ورودی مهم‌ترین پارامتر روی راندمان است. پروفیل "c" کمترین راندمان را به دلیل بیشترین فاصله ضخامت ماکزیمم از لبه ورودی و ضخیم‌ترین t_{max} نسبت به دو پروفیل دیگر را دارد. پروفیل "b" به علت لبه ورودی ضخیم‌تر، جریان جرمی پایین‌تر دارد. بهترین عملکرد با پروفیل "a" با لبه نازک‌تر و نزدیک‌ترین فاصله t_{max} نسبت به لبه ورودی و همچنین لبه انتهایی برش‌خورده به دست آمد. تنش در ناحیه لبه انتهایی متمرکز شده است، بنابراین پروفیل‌هایی با لبه ضخیم‌تر کمترین تنش را دارند. گرچه که پروفیل b و c دارای ضخامت انتهایی مشابه هستند ولی به دلیل اینکه پروفیل c دارای ضخامت ماکزیمم بیشتر و لبه انتهایی گرد می‌باشد کمترین ماکزیمم تنش را دارد.



نمودار ۷) مقایسه راندمان و جریان جرمی پروفیل‌های مختلف



نمودار ۸) مقایسه تنش‌های وون میسر اعمال شده به پروفیل‌های مختلف

for turbomachine blades, Part 2: Three-dimensional flows. *AIAA Journal*. 2000;38(11):2007-2013.

14- Phillipsen B. A simple inverse cascade design method. *ASME Proceedings, Turbomachinery*. 2005;6:603-613.

15- Liu GL. A new generation of inverse shape design problem in aerodynamics and aerothermoelasticity: Concepts, theory and methods. *Aircraft Engineering Aerospace Technology*. 2000;72(4):334-344.

16- Korakianitis TP. Design of Airfoils and Cascades of Airfoils. *AIAA Journal*. 1989;27(4):455-461.

17- Dunham J. A parametric method of turbine blade profile design. *ASME Proceedings, General*. 1947;1B:V01BT02A037.

18- Morán J. An introduction to theoretical and computational aerodynamics. Hoboken: Wiley; 1984.

19- Aungier RH. Turbine aerodynamics: Axial-flow and radial-flow turbine design and analysis. New York: ASME; 2006.

20- Aungier RH. Centrifugal compressors: A strategy for aerodynamic design and analysis. New York: ASME; 2000.

21- Modir Shanechi M, Odabae M, Hooman K. Optimisation of a high pressure ratio radial-inflow turbine: Coupled CFD-FE analysis. *ASME Proceedings, Multidisciplinary Design Approaches, Optimization and Uncertainty Quantification*. 2015;2C:V02CT45A003.

22- Vanti F, Pinelli L, Arnone A, Schneider A, Astrua P, Puppo E. Aeroelastic optimization of an industrial compressor rotor blade geometry. *ASME Proceedings, Multidisciplinary Design Approaches, Optimization, and Uncertainty Quantification*. 2018;2D:V02DT46A016.

23- Ma C, Huang Z, Qi M. Investigation on the forced response of a radial turbine under aerodynamic excitations. *Journal of Thermal Science*. 2016;25(2):130-137.

24- Wang L, Quant R, Kolios A. Fluid structure interaction modelling of horizontal-axis wind turbine blades based on CFD and FEA. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 2016;158:11-25.

25- Dai L, Zhou Q, Zhang Y, Yao S, Kang S, Wang X. Analysis of wind turbine blades aeroelastic performance under yaw conditions. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 2017;171:273-287.

26- Rafiee R, Tahani M, Moradi M. Simulation of aeroelastic behavior in a composite wind turbine blade. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 2016;151:60-69.

27- Carrión M, Steijl R, Woodgate M, Barakos GN, Munduate X, Gomez-Irardi S. Aeroelastic analysis of wind turbines using a tightly coupled CFD-CSD method. *Journal of Fluids and Structures*. 2014;50:392-415.

28- Ok Yu D, Kwon OJ. Predicting wind turbine blade loads and aeroelastic response using a coupled CFD-CSD method. *Renewable Energy*. 2014;70:184-196.

29- Filsinger D, Schäfer O. Numerical calculation of low order blade excitation in pulse charged axial turbocharger turbines and its experimental assessment. *ASME Proceedings | Structures and Dynamics: Unsteady Aerodynamics and Aeromechanics*. 2003;4:311-320.

30- Senn SM, Seiler M, Schaefer O. Blade excitation in pulse-charged mixed-flow turbocharger turbines. *Journal of Turbomachinery*. 2010;133(2):021012.

31- Filsinger D, Schäfer O. Numerical calculation of low order blade excitation in pulse charged axial turbocharger turbines and its experimental assessment.

ایزنتروپیک is

مقدار مرجع 0

شرایط کارکرد استاتیک s

کل به استاتیک t-s

تشکر و قدردانی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

تأییدیه اخلاقی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

تعارض منافع: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

سهام نویسندگان: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

منابع مالی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

منابع

1- Filsinger D, Szwedowicz J, Schäfer O. Approach to unidirectional coupled CFD-FEM analysis of axial turbocharger turbine blades. *Journal of Turbomachinery*. 2001;124(1):125-131.

2- Thwaites B. Incompressible aerodynamics: An Account of the theory and observation of the steady flow of incompressible fluid past aerofoils, wings, and other bodies. New York: Dover Publications; 1987.

3- Hoerner SF. Fluid-Dynamic Lift: Practical Information on Aerodynamic and Hydrodynamic Lift. Unknown city: Hoerner Fluid Dynamics; 1992.

4- Sarraf H, Nouri H, Ravelet F, Bakir F. Experimental study of blade thickness effects on the global and local performances of a controlled vortex designed axial flow fan. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2011;35(4):684-693.

5- Sarraf C, Djeridi H, Prothin S, Billard JY. Thickness effect of NACA foils on hydrodynamic global parameters, boundary layer states and stall establishment. *Journal of Fluids and Structures*. 2010;26(4):559-578.

6- Roelke RJ, Haas JE. The effect of rotor blade thickness and surface finish on the performance of a small axial flow turbine. *Journal of Engineering for Power*. 1983;105(2):377-382.

7- Meauze G. Overview on blading design methods. In: Advisory Group for Aerospace Research and Development, Neuilly-sur-Seine (France). Blading design for axial turbomachines, AGARD lecture series No. 167. Toronto: AGARD; 1989.

8- Stow P. Blading design for multi-stage HP compressors. In: Advisory Group for Aerospace Research and Development, Neuilly-sur-Seine (France). Blading design for axial turbomachines, AGARD lecture series No. 167. Toronto: AGARD; 1989.

9- Bry P. Blading design for cooled high-pressure turbines. In: Advisory Group for Aerospace Research and Development, Neuilly-sur-Seine (France). Blading design for axial turbomachines, AGARD lecture series No. 167. Toronto: AGARD; 1989.

10- Korakianitis T, Hamakhan IA, Rezaenia MA, Wheeler APS, Avital EJ, Williams JJR. Design of high-efficiency turbomachinery blades for energy conversion devices with the three-dimensional prescribed surface curvature distribution blade design (CIRCLE) method. *Applied Energy*. 2012;89(1):215-227.

11- Steinert W, Eisenberg B, Starcken H. Design and testing of a controlled diffusion airfoil cascade for industrial axial flow compressor application. *Journal of Turbomachinery*. 1991;113(4):583-590.

12- Selig MS. Multipoint inverse design of an infinite cascade of airfoils. *AIAA Journal*. 1994;32(4):774-782.

13- Dang T, Damle S, Qiu X. Euler-based inverse method

turbine [Dissrtation]. London: Imperial College London; 2010.

35- Logan E, Ramendra R, editors. Handbook of Turbo machinery. New York : Marcel Dekker; 2003.

36- ANSYS. CFX 14.0 Theory guide [Internet]. Canonsburg: ANSYS; 2011 [Unknown cited]. Available from:

<https://kargosha.com/file/attach/201705/2812.pdf>

37- Ye ZQ. A systematic computational design system for turbine cascades, airfoil geometry and blade-to-blade analysis, trans. ASME Proceedings, Turbomachinery. 1984;(83-JPGC-GT-7):V001T03A003.

ASME Proceedings, Structures and Dynamics: Unsteady Aerodynamics and Aeromechanics. 2003;4:311-320.

32- Filsinger D, Frank CH, Schäfer O. Practical use of unsteady CFD and FEM forced response calculation in the design of axial turbocharger turbines. ASME Proceedings, Structures and Dynamics. 2005;4:601-612.

33- Copeland CD, Newton P, Seiler M, Martinez-Botas RF. The effect of unequal admission on the performance and loss generation in a double-entry turbocharger turbine. Journal of Turbomachinery. 2012;134(2):021004.

34- Copeland CD. The Evaluation of steady and pulsating flow performance of a double-entry turbocharger