



## بررسی عددی اثر اعمال روش کنترل غیرفعال از طریق تغییر هندسه نوک پره بر عملکرد کلی توربین محوری

ثاراله عباسی<sup>1\*</sup>، افشین غلامعلی پور<sup>2</sup>

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک

2- کارشناسی، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک

\* اراک، 38181-41167، s\_abbasi@arakut.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 28 آذر 1396

پذیرش: 08 اسفند 1396

ارائه در سایت: 24 اسفند 1396

کلید واژگان:

توربین محوری

جریان نشتی

درز نوک

کنترل غیرفعال

### چکیده

جریان نشتی نوک پره توربین یکی از عوامل مؤثر بر کاهش راندمان و عملکرد توربین‌های محوری است که می‌تواند موجب تخریب پره‌های توربین نیز گردد. شناسایی و کنترل جریان نشتی نوک از اهمیت زیادی برخوردار است. در مقاله حاضر به بررسی اثر اندازه درز نوک و اعمال تغییر در شکل نوک پره به عنوان یک روش کنترلی غیرفعال بر ساختار جریان نشتی نوک و عملکرد کلی توربین پرداخته می‌شود. بدین منظور تحلیل عددی جریان در یک توربین محوری دو طبقه با استفاده از نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس انجام می‌گردد. منحنی‌های عملکرد توربین با نتایج تجربی به منظور اطمینان از صحت نتایج حاصله مقایسه و تطابق خوبی مشاهده گردید. با در نظر گرفتن چهار درز نوک مختلف (از 0.5% تا 3% اسپن پره)، منحنی‌های عملکرد توربین مورد بررسی قرار می‌گیرند. افزایش اندازه درز نوک منجر به کاهش راندمان و افزایش افت‌های موجود در توربین محوری می‌شود. در ادامه به بررسی اعمال روش کنترلی غیرفعال (در دوازده حالت مختلف) از طریق تغییر شکل هندسه نوک پره به نحوی که اندازه درز نوک از لبه حمله تا فرار به صورت متغیر است. نتایج نشان می‌دهند که با تغییر شکل هندسه نوک پره، جریان نشتی نوک و بالتبع ورتکس‌های ایجاد شده تضعیف می‌گردند که این امر منجر به کاهش ضریب افت رتور می‌گردد. مشاهده کانتورهای جریان از ایجاد دمای کمتر در منطقه نوک پره به واسطه ایجاد جریان نشتی نوک ضعیف‌تر خبر می‌دهد که این امر به خنک‌کاری پره‌های توربین کمک می‌کند.

## Numerical Simulation of the effect of passive control method by changing tip geometry on the performance of the axial turbine

Sarallah Abbasi<sup>1</sup>, Afshin Gholamalipour<sup>1</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Arak University of Technology, Arak, Iran.

\* P.O.B. 38181-41167 Arak, Iran, s\_abbasi@arakut.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 19 December 2017  
Accepted 19 February 2018  
Available Online 15 March 2018

#### Keywords:

Axial turbine  
tip leakage flow  
passive control  
numerical simulation

### ABSTRACT

Turbine tip leakage flow is one of the effective factors in reducing the efficiency and performance of axial turbines, which can also destroy turbine blades. Accordingly, it is important to identify and control the tip leakage flow. In this paper, the effect of tip clearance sizes and changes in tip shape as a passive control method on tip structure and total turbine flow performance is investigated. For this purpose, the flow loss in a two-stage axial turbine is performed using the CFX software. In order to ensure the accuracy of the results, the turbine performance curves were compared with the experimental results which good consistency has been observed. Considering the four cases for tip clearance size (0.5% to 3% of blade span), the turbine performance curves and pressure loss have been derived. It was found that increasing the tip clearance size leads to reduced efficiency and increased losses in the axial turbine. In the following, we examine the application of the passive control method through the change of the tip geometry. In this regard, the shape of the blade tip is somehow considered that the tip clearance size is variable from leading edge to trailing edge. The results show that in these cases, tip leakage flow and the resulting vortices are weakened, which leads to a decrease in the rotor loss coefficient. Observing the flow contours results in lower temperatures in the blade region due to the formation of a weaker tip leakage flow, which helps cooling the turbine blades.

### 1- مقدمه

به تشکیل یک لایه مرزی نازک با نرخ انتقال حرارت بالا می‌شود که می‌تواند موجب ایجاد نقص در پره‌ها گردند، به نحوی که به تدریج موجب از بین رفتن لبه سطح پرفشار پره و افزایش لقی نوک گردد. از طرفی جریان نشتی نوک در تقابل با جریان اصلی منجر به شکل‌گیری یک جریان گردابه‌ای در سطح مکش پره‌ها می‌شود که اثر قابل توجهی بر میدان جریان نوک پره و انسداد در مسیر جریان اصلی دارد. این موضوع راندمان توربین را نیز کاهش می‌دهد.

امروزه توربین‌های گازی کاربرد گسترده‌ای در نیروگاه‌ها، صنایع هوافضا و سایر کاربردهای صنعتی دارند. توربین‌های جریان محوری بیش از 90% توربین‌های گازی است، که این امر به علت راندمان بسیار بالای این‌گونه توربین‌هاست. تحقیقات نشان می‌دهند که جریان نشتی نوک پره تأثیر بسیار مهمی بر عملکرد توربین‌ها دارد. ورود جریان گاز داغ به ناحیه درز نوک منجر

Please cite this article using:

S. Abbasi, A. Gholamalipour, Numerical Simulation of the effect of passive control method by changing tip geometry on the performance of the axial turbine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 04, pp. 62-70, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

www.sid.ir

پره توربین می‌گردد مورد مطالعه قرار نگرفته است. لی و همکاران در تحقیق [14] اثر اعمال نوع دیگری از روش کنترل غیرفعال با اعمال زائده‌هایی در نوک پره و در سطوح فشار و مکش (وینگلت) را بر عملکرد توربین و جریان نشتی نوک مورد بررسی قرار داده‌اند. با مطالعه پیشینه مشخص است که شکل نوک پره تأثیر بسزایی بر عملکرد توربین محوری دارد. بر این اساس در تحقیق حاضر به بررسی اثر تغییر شکل نوک پره از طریق تغییر اندازه درز نوک بر عملکرد کلی توربین و ساختار جریان پرداخته می‌شود. در این راستا با تغییر اندازه درز نوک به صورت متغیر در لبه‌های حمله و فرار حالت‌های مختلفی برای شکل نوک پره به صورت یکنواخت و شیدار در نظر گرفته شده و اثر این روش کنترلی غیرفعال بر عملکرد توربین و ساختار جریان استخراج می‌گردد.

## 2- شبیه‌سازی توربین محوری

### 1-1- هندسه توربین محوری

توربین مورد استفاده در این پژوهش توربین (EEE) که توربین استفاده شده در موتور بهره‌ور انرژی جنرال الکتریک است که در سال 1980 توسط ناسا با هدف تشریح طرح‌های بهره‌وری سوخت جهت استفاده در نسل بعدی هواپیماها به کار گرفته شد. این توربین یک توربین دوطبقه برای جریان‌های کم و بارگذاری متوسط است که جهت توسعه‌ی فناوری در صنایع هوایی به کار گرفته شده و موجب بهبود بهره‌وری انرژی سیستم‌های پیشرفته موتورهای مافوق صوت شده است. به منظور مدل‌سازی هندسه پره‌های توربین EEE، از اطلاعات مندرج در گزارش سند ناسا<sup>1</sup> [15] استفاده شد. مشخصات هندسی این توربین محوری در جدول 1 آورده شده است. شکل 1 نمای نصف‌النهاری توربین محوری را نشان می‌دهد.

با استفاده از اطلاعات موجود در مرجع [15] شکل هندسی پره‌های توربین محوری EEE طراحی و مدل‌سازی گردیده است.

### 2-2- شبکه‌بندی هندسی

شبکه‌بندی هندسه تولیدشده پره‌های توربین با استفاده از نرم‌افزار توربوگرید انجام گردیده است. این مجموعه به صورت شبکه سازمان یافته چند بلوکه شبکه‌بندی شده است. در شکل 2 نحوه شبکه‌بندی سطوح بر دیواره مدل نشان داده شده است. شبکه در این نواحی با توجه به وجود گرادیان‌های شدید در مجاورت دیواره‌ها و درز نوک روتورها به منظور بررسی دقیق جریان و حل معادلات در نزدیکی دیواره‌ها به اندازه کافی ریز در نظر گرفته می‌شود، به طوری که  $y^+$  در مجاورت دیواره کمتر از 5 است تا بدون استفاده از توابع دیواره و با اعمال شرط عدم لغزش و آدیاباتیک، میزان شار ویسکوز در

جدول 1 پارامترهای هندسی و عملکردی توربین EEE

Table 1 Geometric and performance parameters of EEE turbine		مشخصات
طبقه 2	طبقه 1	
48	46	تعداد پره‌های استاتور
70	76	تعداد پره‌های روتور
8283	8283	سرعت روتور (rpm)
2.11	2.25	نسبت فشار
0.6	1	اندازه درز نوک نسبت به ارتفاع پره (%)

انسداد و ایجاد افت ناشی از جریان نشتی نوک حتی ممکن است تا 1/3 کل تلفات را دربرگیرد [1]؛ بنابراین کنترل جریان نشتی نوک به منظور کاهش تلفات ایجادشده امری ضروری است. روش‌های کنترل جریان نشتی را می‌توان به دو دسته کلی کنترل غیرفعال و کنترل فعال تقسیم کرد. در روش کنترل غیرفعال با ایجاد تغییراتی در هندسه نوک پره و یا اندازه درز نوک، جریان نشتی نوک را کنترل می‌کنند، اما در روش کنترل فعال، جریان نشتی از طریق اعمال انرژی مانند تزریق هوای خنک‌کننده، کنترل می‌شوند. هر دو روش یادشده مزایا و معایب خاص خود را دارند.

تحقیقات برای بهینه‌سازی توربین‌های گازی با توجه به کاربردهای وسیع آن‌ها امری ضروری به حساب می‌آید. از طرفی کمبود برخی تجهیزات آزمایشگاهی و همچنین پرهزینه و زمان بر بودن آزمایشات تجربی مختلف باعث ایجاد محدودیت در استفاده از روش‌های آزمایشگاهی در تحلیل عملکرد توربوماشین‌ها می‌شود؛ بنابراین استفاده از نرم‌افزارهای شبیه‌سازی و محاسباتی به امری فراگیر تبدیل شده است. تاکنون مطالعات مختلفی بر عوامل مؤثر بر جریان نشتی نوک و عملکرد توربین صورت گرفته است. چهارطاقی و همکاران [2] به بررسی تأثیر زبری بر میدان جریان و کارایی توربین گاز از طریق شبیه‌سازی عددی پرداختند. آزد و همکاران [4,3] در دو مقاله به بررسی تغییرات فشار و انتقال حرارت در نوک پره‌های توربین پرداخته و به این نتیجه رسیدند که وجود درز نوک بزرگ منجر به ایجاد ضریب انتقال حرارت بزرگ می‌شود. از طرفی چالک و همکاران [5] به مطالعه عددی جریان سیال در طبقه فشار بالای یک توربین محوری پرداختند. در این مقاله از پنج فاصله مختلف درز نوک بین 0.1% تا 1.9% استفاده شده که نتایج نشان داد که افزایش درز نوک موجب کاهش راندمان توربین می‌شود. کوه‌ای و همکاران [6] هم برای درک بهتر جریان نشتی و مکانیزم آن در توربین‌های لبه‌دار به تحلیل عددی این‌گونه توربین‌های محوری پرداخته‌اند. از طرفی پاپا و همکاران [7] یک مطالعه آزمایشگاهی بر توزیع انتقال جرم و حرارت در ناحیه نوک پره توربین با دو هندسه لبه‌دار و بدون لبه نوک انجام داده و مشاهده کردند که هندسه نوک پره سهم زیادی در نحوه توزیع جرم و حرارت دارد. آمری و همکاران [9,8] به بررسی تجربی و عددی جریان نشتی نوک در پره‌های روتور متعلق به یک توربین گازی صنعتی مولد توان پرداختند. نتایج داده‌های تجربی و شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد که افزایش مقدار لقی باعث کاهش نسبت فشار پره‌ها و در نتیجه کاهش ضریب بار پره‌ها می‌شود. ساها و همکاران [10] به بررسی ایجاد یک زائده بال مانند روی نوک پره و تأثیر آن بر جریان و انتقال حرارت در ناحیه نوک پرداخته‌اند و به این نتیجه رسیدند که استفاده از لبه در قسمت نوک پره‌ها موجب کاهش ضریب انتقال حرارت محلی، جریان نشتی و گردابه مرتبط با آن می‌شود. در مقاله‌ای مشابه کی و آرتس [11] به کمک شبیه‌سازی عددی به مطالعه جریان نشتی نوک توربین در دو حالت شکل نوک مسطح و شکل نوک لبه‌دار پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از لبه باعث کاهش جریان نشتی نوک می‌شود. کوک و هان [12] نیز با بررسی تجربی جریان در ناحیه نوک پره توربین و اندازه‌گیری نسبت‌های فشار و انتقال حرارت به این نتیجه رسیدند که جریان نشتی نوک و انتقال حرارت در ناحیه نوک با استفاده از طرح هندسه لبه‌دار کاهش پیدا می‌کند. رحمان و همکاران و لی و همکاران [14,13] در تحقیقات خود به بررسی جریان نشتی نوک و انتقال حرارت در آن ناحیه در اندازه‌های درز نوک مختلف و سرعت‌های دورانی متفاوت پرداختند. رحمان و همکاران [13] به بررسی اثر اندازه درز نوک ثابت پرداخته‌اند، اما اثرات درز نوک متغیر که منجر به تغییر شکل نوک

<sup>1</sup> NASA CR-168289

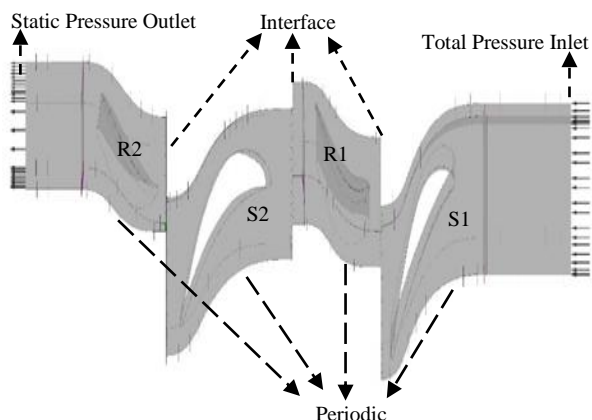
ورودی، فشار کل، دمای کل و جهت جریان اعمال شده است. در توربین حاضر فشار کل ورودی 344.7 کیلوپاسکال و دمای ورودی 709.44 کلوین است. توزیع فشار استاتیک با استفاده از قانون تعادل شعاعی در مرز خروجی اعمال شده است. فشار استاتیک خروجی به منظور ایجاد دبی‌های مختلف و استخراج منحنی عملکرد تغییر داده می‌شود. شرط عدم لغزش بر تمام دیواره‌های جامد در نظر گرفته شده است. با توجه به شبیه‌سازی یک گذرگاه، شرط پریودیک<sup>1</sup> در طرفین میدان حل اعمال گردیده است. در تحلیل حاضر از روش فریم‌های مرجع چندگانه استفاده شده است. بدین منظور توربین به قسمت‌های ثابت و چرخان تقسیم شده و سطح مشترک مابین دو منطقه جریان با استفاده از گزینه رتور بدون حرکت<sup>2</sup> تعریف شده است. شکل 3 نمایی از نحوه مدل کردن توربین و شرایط مرزی اعمال شده را نشان می‌دهد. از مدل آشفتگی دو معادله‌ای  $k-\omega$ -SST به منظور استخراج تنش‌های رینولدز و تخمین ویسکوزیته ادی استفاده شده است. معیار همگرایی در حل عددی مقادیر باقی‌مانده معادلات اصلی  $10^{-7}$  در نظر گرفته شده است.

#### 2-4- بررسی استقلال از شبکه

مطالعات استقلال نتایج از تعداد سلول‌های محاسباتی به منظور اطمینان از دقت نتایج انجام گرفته است. در این رابطه با در نظر گرفتن تعداد سلول‌های مختلف برای شبکه‌بندی بین 1350000-550000 تحلیل جریان در هر حالت صورت گرفته است. در شکل‌های (4-a,b) مقادیر راندمان و نسبت فشار توربین در تعداد شبکه‌های مختلف نشان داده شده است. مشخص است که افزایش تعداد سلول‌های محاسباتی بیش از 1200000 تغییر قابل توجهی در نتایج عملکرد ایجاد نمی‌کند؛ بنابراین تعداد سلول‌های محاسباتی برای شبیه‌سازی جریان پایا در این توربین به منظور صرفه‌جویی در زمان حل و سخت‌افزار محاسباتی 1200000 در نظر گرفته شده است.

#### 2-5- بررسی اعتبارسنجی نتایج

نتایج تحلیل حاضر با نتایج تجربی موجود در سند ناسا [15] به منظور اطمینان از نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی مقایسه و صحت آن‌ها ارزیابی می‌گردد. بدین منظور منحنی‌های عملکردی توربین در قالب نمودارهای  $(U/C_0 - N/\sqrt{T})$  و  $(N/\sqrt{T})$  نسبت فشار استخراج شده است.

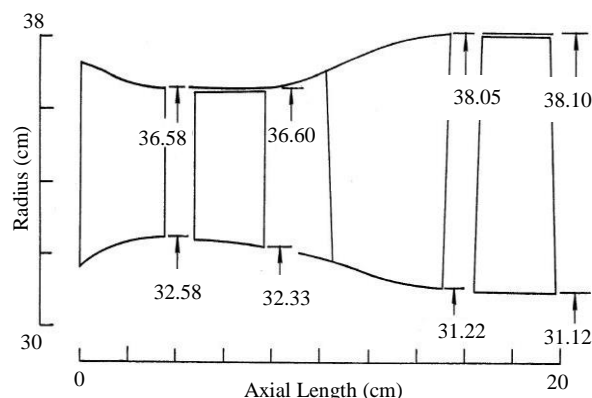


**Fig. 3** An overview of how to model one row blade of two-stage turbine

شکل 3 نمایی از نحوه مدل کردن یک ردیف پره توربین دو طبقه

<sup>1</sup> Periodic

<sup>2</sup> Frozen Rotor



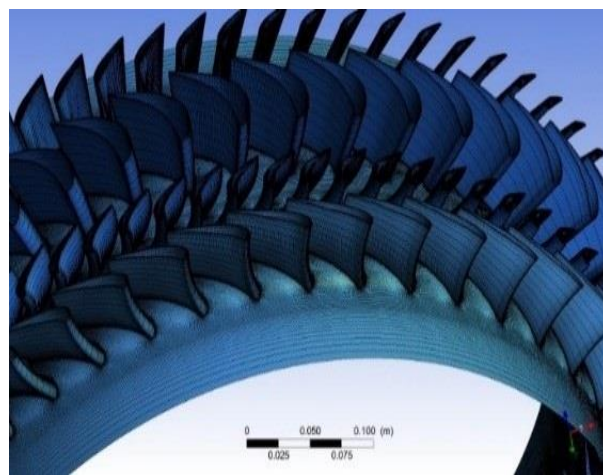
**Fig. 1** Two-stage EEE turbine meridional geometry [15]

شکل 1 تصویر نصف النهاری توربین دو طبقه EEE [15]

مجاورت دیواره ارزیابی شود. در شبکه بندی تحلیل حاضر بیشترین مقدار  $y^+$  ثبت شده 5 است. به منظور ایجاد چنین شبکه‌ای میزان فاصله دیواره تا اولین سلول برابر  $1.1 \cdot 10^{-5}$  m در نظر گرفته شده است. تعداد المان‌ها به تفکیک برای رتور و استاتور در جدول 2 آورده شده‌اند. تعداد المان‌های در نظر گرفته شده در کل توربین برای یک گذرگاه مدل شده 1274513 سلول محاسباتی است.

#### 2-3- شرایط مرزی و تنظیمات حل

تحلیل جریان با نرم‌افزار تجاری (سی‌اف‌ایکس) انجام شده است که قابلیت تحلیل سه‌بعدی و ویسکوز دارد. این نرم‌افزار از روش حجم محدود برای حل معادلات به دست‌آمده شامل مومنتوم، پیوستگی و انرژی بهره می‌برد. در مرز



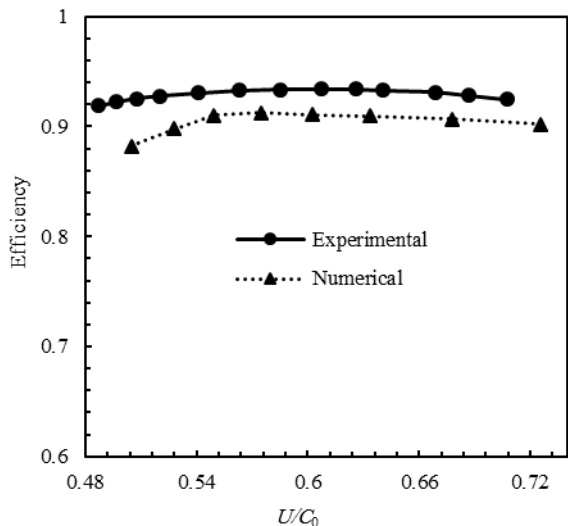
**Fig. 2** Computational geometry and grid distribution on the blade and hub walls

شکل 2 هندسه محاسباتی و توزیع شبکه روی دیواره‌های پره‌ها و پایه

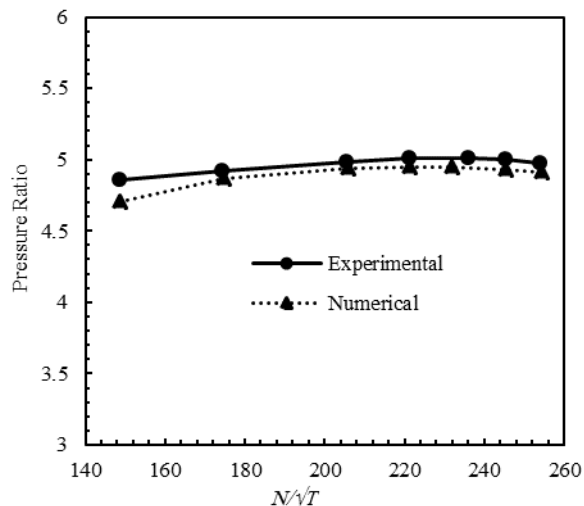
جدول 2 تعداد المان‌ها و گر‌ها در شبکه‌بندی

**Table 2** The number of elements and nodes in the grid

تعداد المان‌ها	جزء
161304	ستاتور 1
353424	روتور 1
171855	استاتور 2
560934	روتور 2



(a)



(b)

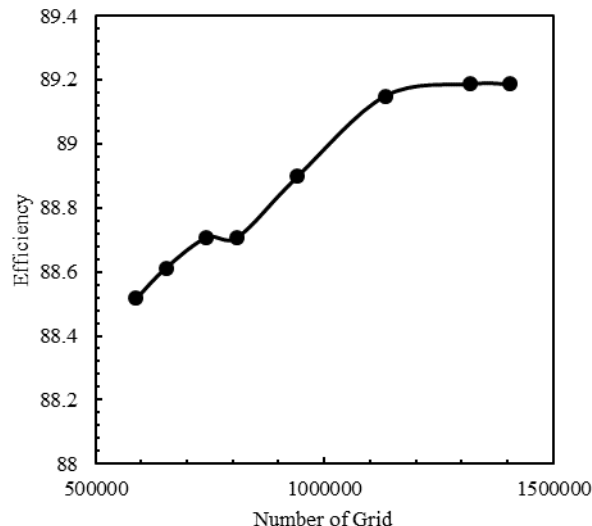
Fig. 5 Turbine performance curves

شکل 5 منحنی‌های عملکرد توربین

غیرفعال از این تغییر پرداخته می‌شود. به منظور کاهش هزینه محاسباتی و زمان فقط طبقه اول توربین مورد تحلیل قرار گرفته است. در ابتدا به منظور بررسی اثر اندازه درز نوک بر عملکرد و راندمان توربین، درز نوک‌های با اندازه 0.5، 1، 2 و 3 درصد ارتفاع پره برای توربین محوری در نظر گرفته شده است. در شکل‌های 6 و 7 اثر اندازه درز نوک بر منحنی عملکرد نشان داده شده است. مشخص است که راندمان توربین با کاهش میزان درز نوک بین 3.48% تا 3.89% در نسبت فشارهای مختلف بهبود یافته است. با کاهش اندازه درز نوک جریان نشتی نوک کاهش یافته و از قدرت آن در راستای جریان اصلی کاسته می‌شود. بر این اساس ورتکس‌های رخ داده ناشی از تداخل جریان اصلی و جریان نشتی نوک ضعیف‌تر شده که این امر افزایش راندمان را به همراه دارد.

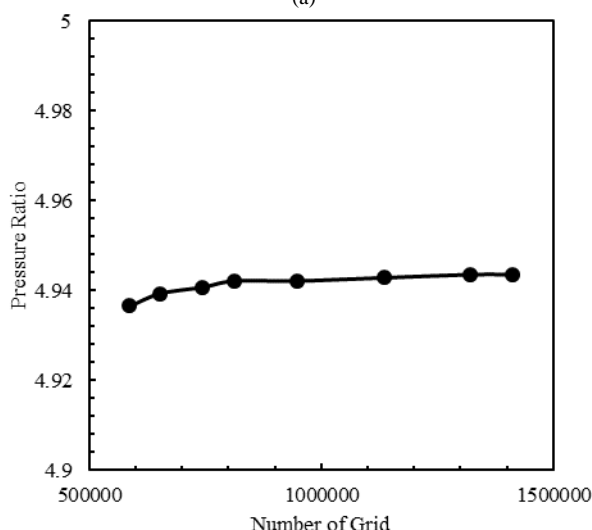
### 3-2- کنترل غیرفعال (درز نوک متغیر)

به منظور کنترل جریان نشتی نوک و اصلاح ساختار جریان از دو عامل تأثیرگذار بر جریان نشتی یعنی ارتفاع لقی و هندسه نوک پره می‌توان استفاده کرد. بدین صورت که دو نقطه ابتدایی و انتهایی پره یعنی لبه حمله و



Number of Grid

(a)



Number of Grid

(b)

Fig. 4 Grid independence results a- efficiency, b- pressure ratio

شکل 4 بررسی استقلال از شبکه الف- راندمان، ب- نسبت فشار

سرعت تصحیح شده‌ای است که از تقسیم سرعت برحسب دور بر دقیقه بر دما برحسب کلوین به دست می‌آید.  $U/C_0$  نیز عدد بی‌بعدی است که از طریق رابطه (1) محاسبه می‌شود.

$$U/C_0 = \frac{(\text{ثابت}) \cdot (N/\sqrt{T_{T,41}})}{\left[1 - \left(\frac{P_{S,42}}{P_{T,4}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]^{1/2}} \quad (1)$$

در رابطه بالا  $N$  سرعت برحسب دور بر دقیقه،  $T_{T,41}$  دمای شرایط ورودی برحسب کلوین،  $\gamma$  نسبت گرمای ویژه و  $P_{S,42}/P_{T,4}$  فشار استاتیک به فشار کل است. در شکل (5-a) نمودار تغییرات راندمان برحسب  $U/C_0$  و در شکل (5-b) نمودار تغییرات نسبت فشار کل برحسب  $N/\sqrt{T}$  نشان داده شده است. با مقایسه نتایج مشخص می‌گردد که تطابق خوبی بین نتایج عددی و تجربی وجود دارد، به طوری که بیشترین خطا در نتایج عددی در مقایسه با نتایج تجربی حدود 5% که بسیار مطلوب است.

### 3- نتایج

#### 3-1- درز نوک ثابت

در این پژوهش به بررسی عددی تغییر اندازه درز نوک و اعمال روش کنترل

حالت درز نوک ثابت انتخاب و مورد بحث قرار می‌گیرند. شماتیکی از این حالت‌ها در شکل 11 نشان داده شده است.

در شکل‌های 12 و 13 منحنی‌های عملکرد توربین در پنج حالت مختلف که در شکل شماتیک 11 نشان داده شده است ملاحظه می‌گردد. مشخص است که روش کنترلی غیرفعال اعمال شده (تغییر در هندسه نوک پره) در کاهش جریان نشتی نوک تأثیرگذار بوده و ضمن از بین بردن مقداری از آن منجر به افزایش 0.19% تا 0.23% راندمان توربین می‌شود.

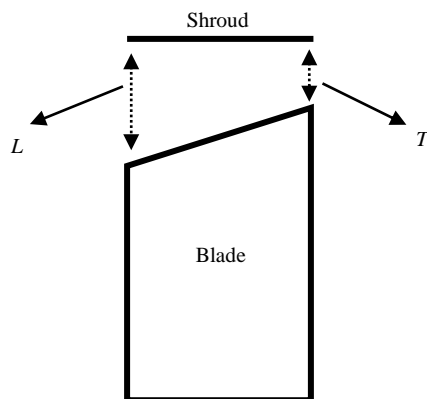


Fig. 8 blade tip geometry in passive control method

شکل 8 شماتیکی از هندسه نوک پره روتور در حالت کنترل غیرفعال

جدول 3 مقادیر مختلف  $L$  و  $T$  برای هندسه نوک پره

Table 3 Different values of  $L$  and  $T$  for blade tip geometry

$T$	$L$	نمونه	$T$	$L$	نمونه
5.49 %	5.60 %	هفتم	5.55 %	5.49 %	اول
5.55 %	5.60 %	هشتم	5.60 %	5.49 %	دوم
5.63 %	5.60 %	نهم	5.63 %	5.49 %	سوم
5.49 %	5.63 %	دهم	5.49 %	5.55 %	چهارم
5.55 %	5.63 %	یازدهم	5.60 %	5.55 %	پنجم
5.60 %	5.63 %	دوازدهم	5.63 %	5.55 %	ششم

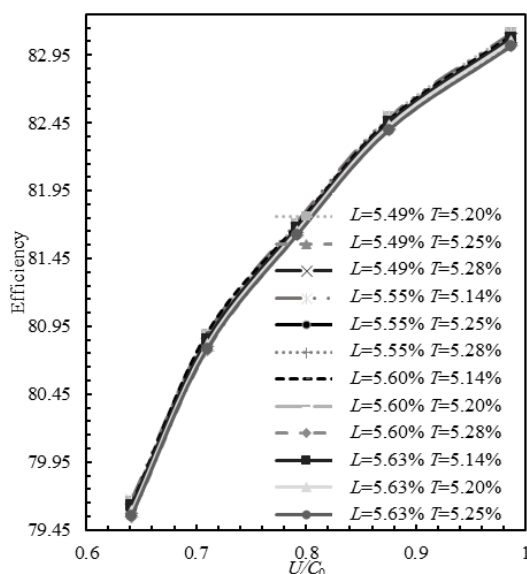


Fig. 9 Turbine Efficiency variations in terms of  $U/C_0$  in different tip geometries

شکل 9 تغییرات راندمان برحسب  $U/C_0$  برای توربین با هندسه‌های نوک مختلف

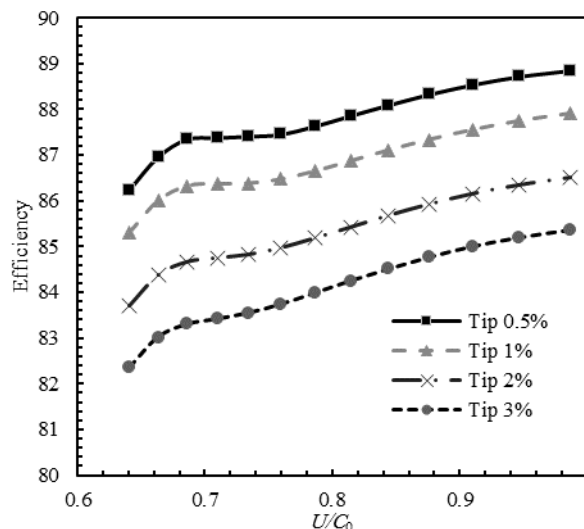


Fig. 6 Turbine Performance curve efficiency versus  $U/C_0$  in different tip clearance size

شکل 6 منحنی عملکردی راندمان برحسب  $U/C_0$  برای توربین با درز نوک‌های مختلف

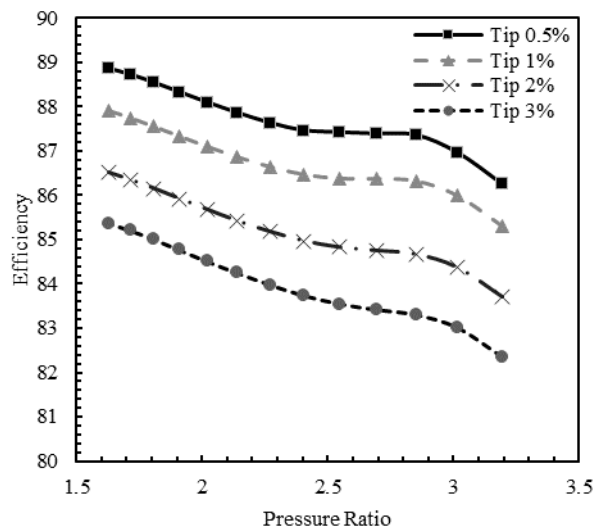


Fig. 7 Turbine Performance curve of efficiency in terms of pressure ratio in different tip clearance size

شکل 7 منحنی عملکردی راندمان برحسب نسبت فشار برای توربین با درز نوک‌های مختلف

لبه فرار پره توربین در نظر گرفته شده و با تغییر فاصله این دو نقطه تا پوسته و در نتیجه تغییر هندسه نوک، امکان کنترل جریان به صورت غیرفعال فراهم می‌شود. مطابق شکل 8 فواصل لبه حمله تا پوسته و لبه فرار تا پوسته به صورت درصدی از فاصله‌ی بین پایه تا پوسته با حروف  $L$  و  $T$  نشان داده شده است. مطابق جدول 3، دوازده حالت مختلف برای هندسه درز نوک در نظر گرفته شده است.

تحلیل جریان در توربین در هر یک از حالت‌های جدول 3 در شرایط مختلف عملکردی انجام می‌گردد. منحنی‌های عملکرد توربین در حالت‌های مختلف در شکل‌های 9 و 10 نشان داده شده است.

در شکل‌های 9 و 10 تمایز بین اثر حالت‌های مختلف در نظر گرفته شده بر عملکرد توربین آسان نیست. به منظور درک بهتر اثر درز نوک متغیر، 4 حالت که تفاوت بیشتری در منحنی عملکرد ایجاد می‌کنند در مقایسه با

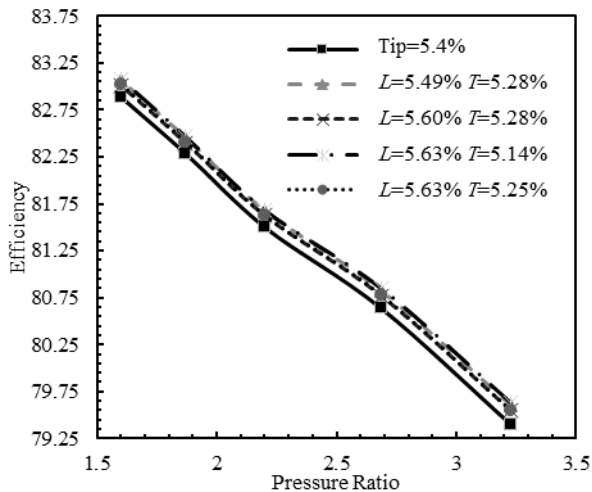


Fig. 13 Turbine Performance curve (Efficiency vs pressure ratio) in different tip geometry

شکل 13 منحنی عملکردی راندمان برحسب نسبت فشار برای توربین در حالت‌های مختلف هندسه نوک

ضرایب افت استاتور ( $Y_s$ ) و افت روتور توربین ( $Y_r$ ) به صورت روابط (3,2) تعریف می‌شوند.

$$Y_s = \frac{P_{01} - P_{02}}{P_{01} - P_2} \quad (2)$$

$$Y_r = \frac{P_{02} - P_{03}}{P_{02} - P_3} \quad (3)$$

$P_{01}$ ,  $P_{02}$  و  $P_{03}$  به ترتیب فشار کل ورودی استاتور، خروجی استاتور (ورودی رتور) و خروجی رتور است.  $P_2$  و  $P_3$  نیز به ترتیب فشار استاتیک خروجی استاتور و رتور است. در شکل 14 ضریب افت استاتور برحسب نسبت فشار کل در حالت‌های مختلف هندسه نوک پره نشان داده شده است. مشخص است که ضریب افت استاتور با اعمال کنترل غیرفعال (تغییر شکل نوک پره) نسبت به حالت معمولی کمتر از 0.14% تغییر کرده که مقدار ناچیزی است؛ بنابراین روش کنترلی در کاهش ضریب افت استاتور تأثیرگذار نیست.

در شکل 15 ضریب افت روتور برحسب نسبت فشار در حالت‌های مختلف برای شکل نوک پره نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که با تغییر شکل نوک پره و تغییر اندازه درز نوک از لبه حمله تا فرار، میزان ضریب افت روتور بین 1.31% تا 1.64% برای نسبت فشارهای مختلف کاهش پیدا کرده است. با توجه به این که با تغییر هندسه جریان نشتی نوک و اتلافات ناشی از آن دستخوش تغییر می‌شود، کاهش ضریب افت در رتور متأثر از کاهش افت درز نوک است. به طور کلی ضرایب افت استاتور و روتور با افزایش نسبت فشار افزایش می‌یابد و این موضوع با نتایج سایر تحقیقات نظیر [16] هم‌خوانی دارد.

ضرایب افت فشار کل توربین ( $P_d$ ) و افت دمای کل توربین ( $T_d$ ) به صورت روابط (5,4) تعریف می‌شوند.

$$P_d = \frac{P_{0i} - P_{0o}}{P_{0i}} \quad (4)$$

$$T_d = \frac{T_{0o} - T_{0i}}{T_{0i}} \quad (5)$$

$P_{0i}$  و  $P_{0o}$  به ترتیب فشار کل ورودی و خروجی توربین،  $T_{0i}$  و  $T_{0o}$  نیز به ترتیب دمای کل ورودی و خروجی توربین است. در شکل 16 ضریب افت فشار کل توربین مشاهده می‌شود. مشخص است که افت کلی توربین تأثیر

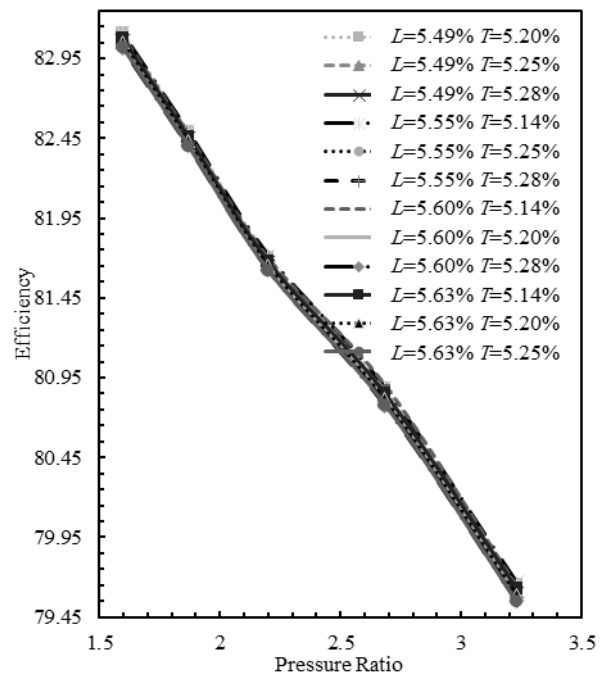


Fig. 10 Turbine Efficiency variations in terms of pressure ratio in different tip geometries

شکل 10 تغییرات راندمان برحسب نسبت فشار برای توربین با هندسه‌های نوک مختلف

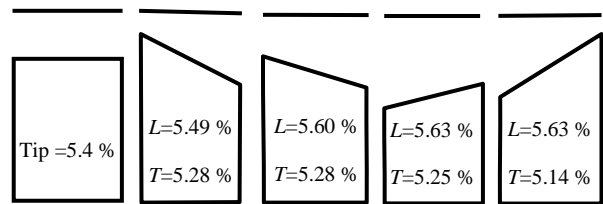


Fig. 11 A schematic of five different modes of turbine rotor tip geometry

شکل 11 شماتیکی از پنج حالت مختلف هندسه نوک پره روتور توربین

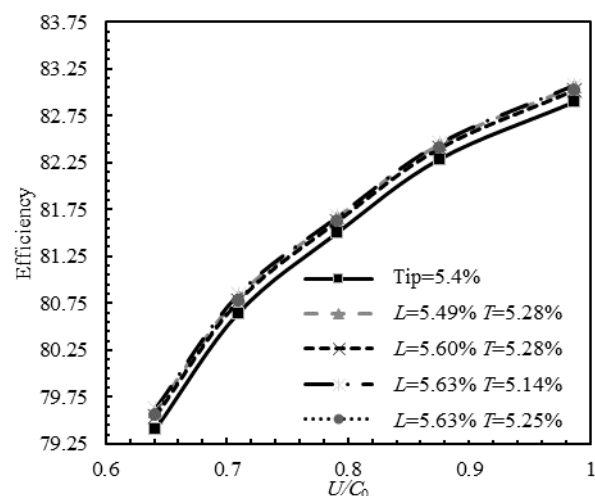


Fig. 12 Turbine Performance curve (Efficiency vs  $U/C_0$ ) in different tip geometry

شکل 12 منحنی عملکردی راندمان برحسب  $U/C_0$  برای توربین در حالت‌های مختلف هندسه نوک

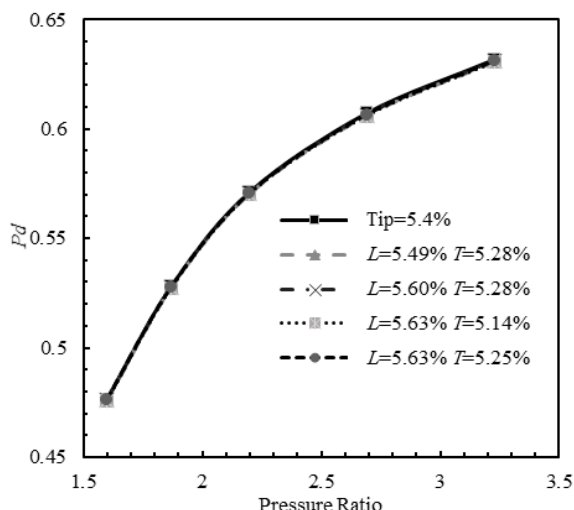


Fig. 16 Total loss coefficient vs pressure ratio in different blade tip geometry

شکل 16 ضریب افت فشار کل توربین برحسب نسبت فشار برای توربین در حالت‌های مختلف هندسه نوک

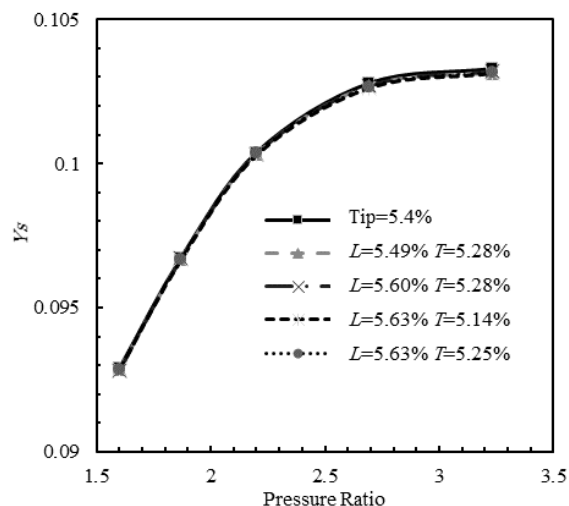


Fig. 14 Stator loss coefficient vs pressure ratio in different blade tip geometry

شکل 14 ضریب افت استاتور بر حسب نسبت فشار برای توربین در حالت‌های مختلف هندسه نوک

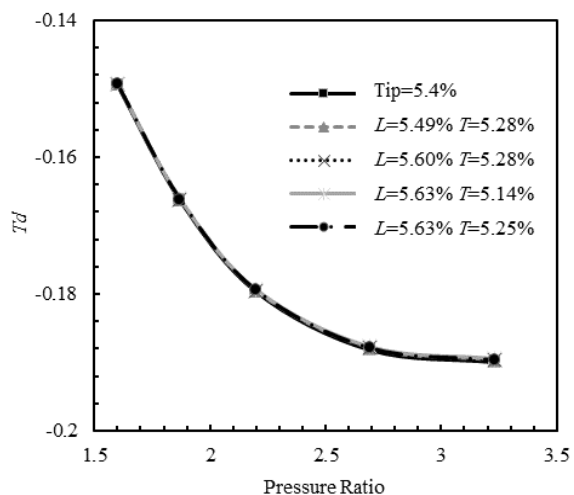


Fig. 17 Total temperature loss coefficient in terms of the pressure ratio in different blade tip geometry

شکل 17 ضریب افت دما کل توربین برحسب نسبت فشار برای توربین در حالت‌های مختلف هندسه نوک

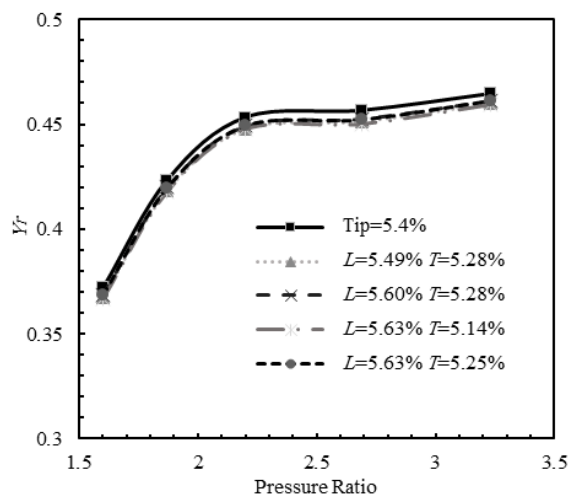


Fig. 15 Rotor loss coefficient vs pressure ratio in different blade tip geometry

شکل 15 ضریب افت روتور برحسب نسبت فشار برای توربین در حالت‌های مختلف هندسه نوک

روش کنترلی غیرفعال به بررسی کانتورها و توزیع پارمترهای عملکردی در توربین پرداخته می‌شود.

با توجه به این که کنترل جریان نشتی نوک پره می‌تواند بر دما و فشار نواحی مختلف توربین بخصوص نوک پره روتور تأثیر بگذارد، نمودارهای توزیع دما و فشار در طول توربین در فشار استاتیک خروجی 80 کیلو پاسکال برای دو حالت بدون کنترل (درز نوک ثابت 5.4%) و با اعمال کنترل غیرفعال (L=5.63% و T=5.14%) استخراج شده است. شکل‌های 18 و 19 نمودار تغییرات دما و فشار در راستای جریان در کل توربین را نشان می‌دهند. مشخص است که روش کنترل غیرفعال تأثیر چندانی بر دما و فشار جریان در طول توربین نداشته است.

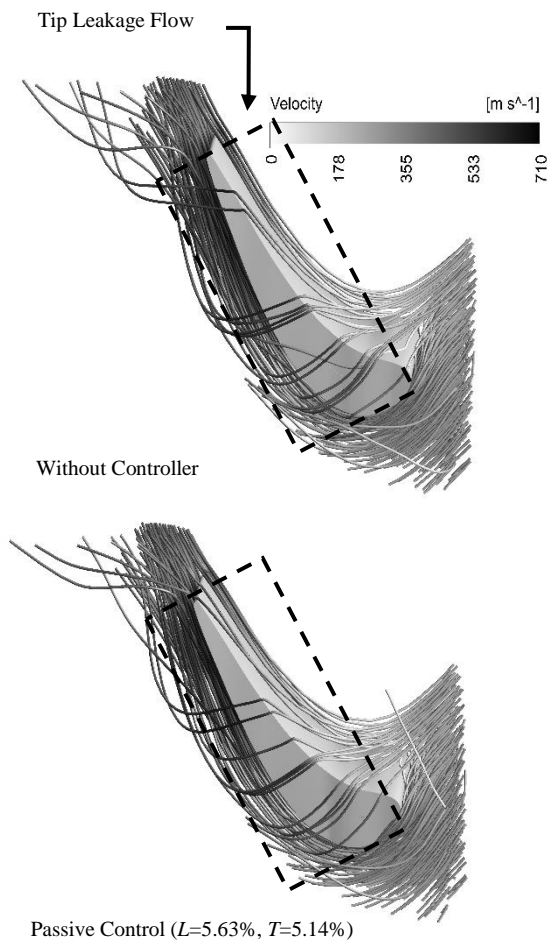
به منظور بررسی دقیق‌تر اثر اعمال روش کنترل غیرفعال (درز نوک متغیر) بر ساختار جریان، خطوط جریان بر پره در منطقه نوک در دو حالت درز نوک ثابت (L=5.4% و T=5.4%) و درز نوک متغیر (L=5.63% و T=5.14%) ترسیم شده است. در شکل 20 مشخص است که اعمال روش

محسوسی را از تغییر شکل نوک پره (تغییر اندازه درز نوک از لبه حمله تا فرار) نمی‌پذیرد. میزان افت فشار کل توربین با افزایش نسبت فشار از میزان 0.476 به 0.631 افزایش می‌یابد که با توجه به افزایش دبی جریان در نسبت فشارهای بالاتر، افزایش ضریب افت قابل توجیه است.

در شکل 17 اثر درز نوک متغیر (اعمال روش کنترل غیرفعال) بر افت دما نشان داده شده است. با توجه به شکل 17 ضریب افت دمای کل توربین هم در حالت‌های مختلف تقریباً ثابت باقی مانده است.

بررسی دقیق نمودارهای 16 و 17 نشان می‌دهد که ضریب افت فشار و افت دمای توربین با اعمال کنترل غیرفعال کمتر از حالت بدون کنترل است، هر چند که این تفاوت ناچیز است (تغییرات ضرایب افت دما و فشار کل توربین نسبت به حالت معمولی بین 0.10% تا 0.26% است).

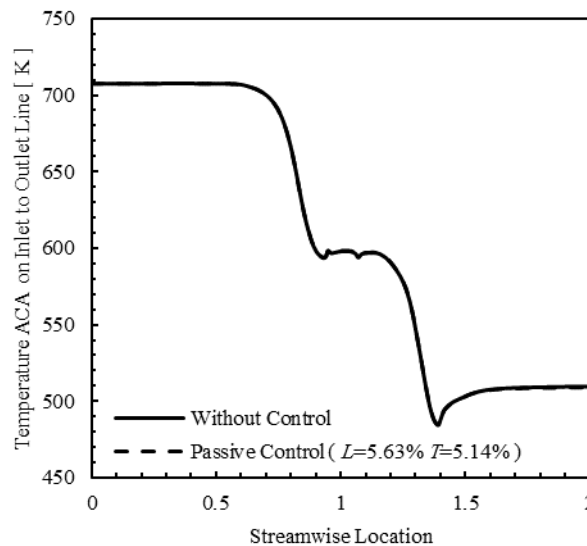
با مقایسه نتایج به دست آمده مشخص می‌گردد اعمال درز نوک متغیر به صورت (L=5.63% و T=5.14%) در مقایسه با حالت‌های دیگر اثر بهتری بر عملکرد کلی توربین گذاشته است. به منظور بررسی دقیق‌تر اثر اعمال



**Fig. 20** Tip leakage flow streamlines (in Outlet static pressure 80kPa)  
شکل 20 خطوط جریان نشستی نوک پره توربین (در فشار استاتیک خروجی 80kPa)

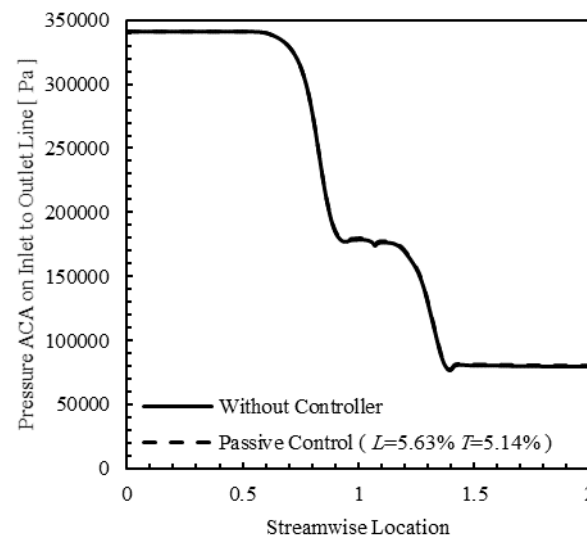
در بررسی اثر اندازه درز نوک در مرحله اول، اندازه درز نوک رتور بدون تغییر شکل نوک پره تغییر داده شد و نتایج برای 4 درز نوک مختلف استخراج گردید. نتایج نشان داد که هر چه میزان درز نوک افزایش یابد، جریان نشستی نوک تقویت شده که با ایجاد انسداد در مسیر جریان اصلی ورتکس قوی‌تری ایجاد گردید. این امر منجر به افزایش افت‌های درون توربین و کاهش راندمان توربین بین 3.48% تا 3.89% در نسبت فشارهای مختلف می‌گردد.

در مرحله دوم دوازده حال مختلف برای شکل نوک پره به منظور بررسی اثر شکل نوک پره بر عملکرد کلی توربین در نظر گرفته شد. در همه آن‌ها درز نوک به صورت متغیر از لبه حمله تا لبه فرار در نظر گرفته شده که به عنوان یک روش کنترل غیرفعال جریان در نظر گرفته شده است. نتایج حاصله حکایت از کاهش ضریب افت رتور بین 1.31% تا 1.64% برای نسبت فشارهای مختلف با اعمال روش کنترل غیرفعال در توربین دارد. این در حالی است که بر ضریب افت استاتور تأثیر چندانی ندارد که کاملاً منطقی است. منحنی‌های عملکرد توربین نشان می‌دهند که با ایجاد درز نوک متغیر عملکرد توربین و راندمان آن بهبود می‌یابد و موجب افزایش 0.19% تا 0.23% راندمان توربین می‌شود. با توجه به در نظر گرفتن حالت‌های مختلف برای نوک پره مشخص گردید که بهترین حالت زمانی است که درز نوک لبه حمله کم و درز نوک لبه فرار زیاد باشد ( $L=5.63\%$  و  $T=5.14\%$ ). مقایسه دمای توربین در نوک پره در دو حالت بدون اعمال کنترل غیرفعال و با اعمال آن حکایت از اثر خنک‌کاری هر چند کم این روش در نوک پره دارد.



**Fig. 18** Temperature variation in stream wise direction in two cases (with passive control and without passive control)

شکل 18 نمودار تغییرات دما در راستای جریان در حالت‌های بدون کنترل و با اعمال کنترل غیرفعال



**Fig. 19** Pressure variation in stream wise direction in two cases (with passive control and without passive control)

شکل 19 نمودار تغییرات فشار در راستای جریان در حالت‌های بدون کنترل و با اعمال کنترل غیرفعال

کنترل غیرفعال موجب کاهش جریان نشستی نوک شده، اما این تغییرات ناچیز است.

شکل 21 کانتور دما در دو حالت را نشان می‌دهد که با اعمال روش کنترل غیرفعال، دمای توربین در منطقه نوک پره کاهش می‌یابد که هر چند کم، ولی مفید است.

#### 4- نتیجه گیری

در مقاله حاضر به بررسی عددی اثر تغییر اندازه و شکل درز نوک به عنوان یک روش کنترل غیرفعال بر عملکرد کل توربین و جزئیات ساختار جریان پرداخته شد. به منظور اطمینان از صحت نتایج عددی، منحنی‌های عملکرد در توربین دو طبقه E3 با نتایج تجربی مقایسه و تطابق خوبی مشاهده شد.



[2] M. Chahartaghi, M. Ghatee, A. Samaeeni, H. Karrabi, Numerical simulation of roughness effects on two stage turbine performance with full cooling, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 13, pp. 143-156, 2014. (in Persian فارسی)

[3] G. S. Azad, J. C. Han, S. Teng, R. J. Boyle, Heat transfer and pressure distributions on a gas turbine blade tip, *Turbomachinery*, Vol. 122, No. 4, pp. 717-724, 2000.

[4] G. S. Azad, J. C. Han, R. J. Bunker, C. P. Lee, Effect of squealer geometry arrangement on a gas turbine blade tip heat transfer, *Heat Transfer*, Vol. 124, No. 3, pp. 452-459, 2002.

[5] C. De. Maesschalck, S. Lavagnoli, G. Paniagua, N. Vinha, Aerothermodynamics of tight rotor tip clearance flows in high-speed unshrouded turbines, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 65, No. 2, pp. 343-351, 2014.

[6] Y. Kuahai, H. Liuxian, X. Yang, Y. Zhufeng, Influence of tip injection and film cooling for blade tip flow and heat, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 117, No. 1, pp. 643-646, 2012.

[7] M. Papa, R. J. Goldstein, F. Gori, Effects of tip geometry and tip clearance on the mass/heat transfer from a large scale gas turbine blade, *Turbomachinery*, Vol. 125, No. 1, pp. 90-96, 2003.

[8] A. A. Ameri, R. S. Bunker, J.C. Bailey, Heat transfer and flow on the first stage blade tip of a power generation gas turbine part 1: Experimental results, *Turbomachinery*, Vol. 122, No. 2, pp. 263-271, April 2000.

[9] A. A. Ameri, R. S. Bunker, J. C. Bailey, Heat transfer and flow on the first stage blade tip of a power generation gas turbine part 2: Simulation results, *Turbomachinery*, Vol. 122, No. 2, pp. 272-277, April 2000.

[10] A. K. Saha, S. Acharya, R. Bunker, Prakash, Blade tip leakage flow and heat transfer with pressure-side winglet, *Rotating Machinery*, Vol. 6, No. 1, pp. 1-15, 2006.

[11] L. Key, T. Arts, Comparison of turbine tip leakage flow for flat tip and squealer tip geometries at high speed conditions, *Turbomachinery*, Vol. 128, No. 2, pp. 213-220, 2006.

[12] J. S. Kwak, J. C. Han, Heat transfer coefficients on the squealer tip and near squerler tip regions of a gas turbine blade, *Heat Tranfer*, Vol. 125, No. 4, pp. 669-677, 2003.

[13] M. H. Rahman, S. I. Kim, I. Hassan, Tip leakage flow and heat transfer on turbine blade tip and casing, part 1: Effect of tip clearance height and rotation speed, *Computational Methods in Engineering Science and Mechanics*, Vol. 14, No. 4, pp. 290-303, 2013.

[14] L. Wei, Q. Weiyang, X. Kaifu, L. Hualing, Numerical simulation of tip clearance controls in axial turbine rotor part 2: Passive control of five different tip platforms, *Thermal Science*, Vol. 17, No. 2, pp. 147-155, 2008.

[15] L. P. Timko, *Energy Efficient Engine High Pressure Turbine Component Test Performance Report (NASA CR-168289)*, National Aeronautics and Space Administration, Washington D.C, 1984.

[16] M. Chahartaghi, M. Ghatee, A. Samaeena, H. Karrabi, Study and numerical simulation of blades corrosion effects on a commercial axial turbine performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp. 279-289, 2015. (in Persian فارسی)

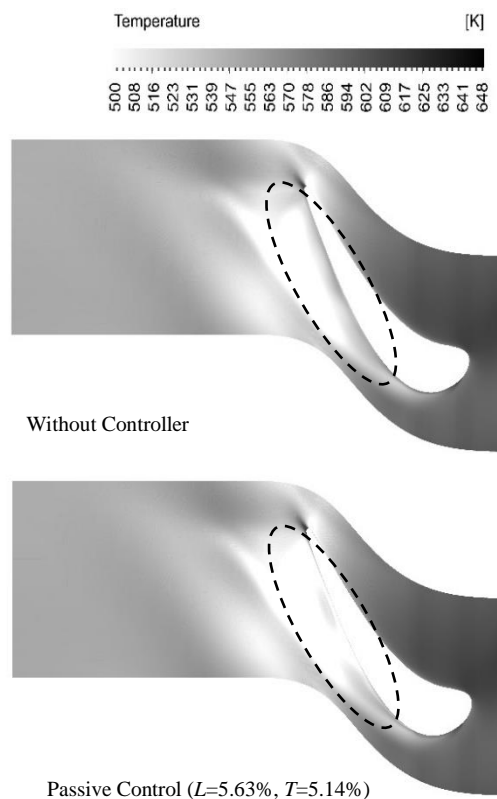


Fig. 21 Rotor temperature (in Outlet static pressure 80kPa)

شکل 21 دمای روتور (در فشار استاتیک خروجی 80kPa)

### 5- مراجع

[1] B. Mischo, *Axial Turbine Rotor Aero-Thermal Blade Tip Performance Improvement through Flow Control*, PhD Thesis, Swiss Federal Institute of Technology Zurich, Zurich, 2008.