

مطالعه عددی پدیده سرچ با مدل توربولانسی k-ε در کمپرسورهای جریان محوری

اکرم جهانبخشی

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران

افشین احمدی ندوشن*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران

چکیده

کاربرد کمپرسورهای محوری در فرآیندهای آیرودینامیکی به علت وجود ناپایداری جریان سیال در دبی‌های جرمی کم، محدود است. از جمله این ناپایداری‌ها پدیده سرچ است. در کار حاضر تحلیل سه بعدی غیر دائم معادلات ناویر استوکس به کمک نرم افزار فلونت در توربومشین‌های چند مرحله‌ای با استفاده از مدل توربولانسی (k-ε) و نوع SKE مطالعه شده است. نتایج نشان دادند این مدل در مقایسه با انواع معمولی، برای مسائل توربومشین‌ها دارای دقت بهتر و نرخ همگرایی سریع‌تری است و در بررسی رفتار سیستم تراکمی برای نقاط عملکرد متفاوت کمپرسور، هنگام بروز پدیده سرچ و تغییرات نوسانات فشار و دبی جرمی با گذشت زمان، دقت قابل قبولی دارد. به طوریکه نرخ متوسط دبی جرمی محاسبه شده برای روتور ناسا ۶۷ در مطالعه حاضر و مدل SKE برابر ۳۴/۲۳ (kg/s) است و داده‌های آزمایشگاهی مقدار ۳۴/۶۱ (kg/s) را نشان می‌دهد. همچنین مشخص شد که در شرایط سرچ با افزایش دور طراحی نوسانات کاهش زیادی خواهند داشت.

واژه‌های کلیدی: کمپرسور جریان محوری، مطالعه عددی، پدیده سرچ.

Numerical Study of Surge Phenomenon with k-ε turbulence Model in Axial flow Compressors

A. Jahanbakhshi

Department of Mechanical Engineering, Shahrekord University, Shahrekord, Iran

A. Ahmadi Nadooshan

Department of Mechanical Engineering, Shahrekord University, Shahrekord, Iran

Abstract

Most Axial compressors performance in aerodynamic applications systems are limited, due to flow instability at low mass flow rate. One of these Instabilities is surge phenomena. In the present study, analysis of three-dimensional unsteady Navier-Stokes equations in multistage turbomachinery is studied by Fluent software and (k-ε) turbulence model and SKE. The results showed that this model compared with conventional types, to turbomachinery is more accurate and has faster convergence rate. And at investigate the compression system behavior when occurring phenomenon surge and changes of pressure and mass flow rate fluctuations over time, in different parts of the compressor performance is acceptable accuracy. So that the average mass flow rate calculated for the NASA Rotor 67 in the present study and the model SKE equal to 34/23 (kg /s) and laboratory data have shown the value of 34/61 (kg /s). It also became clear that under surge condition, by increasing the design round, vibration will have much decrease.

Keywords: Axial flow compressor, Numerical Study, Surge phenomenon.

۱-مقدمه

کمپرسورها در ظرفیت‌های مختلف و از فشار مکش بسیار کم (خلأ) تا فشار دهش بسیار زیاد (بیش از ۶۰۰۰ بار) به کار گرفته می‌شوند. در کمپرسورهای جریان محوری، هوا موازی با محور چرخنده کمپرسور، وارد آن شده و هم جهت با آن، ادامه مسیر داده و از آن خارج می‌شود و در صورت داشتن سطح جانبی یکسان، کمپرسورهای محوری توانایی داشتن جریان جرمی بالاتری نسبت به کمپرسورهای گریز از مرکز خواهند داشت [۲ و ۳]. پایداری در کمپرسور به معنای توانایی آن جهت از بین بردن اغتشاشات و انتقال نقطه عملکرد کمپرسور به سمت ناحیه ایمن و متعادل است. اغتشاشات می‌تواند به صورت گذرا یا با تغییر عمیق در نقطه عملکرد نمود پیدا کند. در وضعیت اغتشاش گذرا، سیستم در صورتی پایدار است که به نقطه عملکرد واقعی خود باز گردد و چنانچه این اغتشاش باعث خروج کمپرسور از نقطه عملکرد گردد سیستم ناپایدار خواهد شد. زمانیکه در نقطه عملکرد کمپرسور تغییری ایجاد شود به عنوان مثال، یک تغییر گذرا در دبی جرمی کمپرسور، می‌تواند باعث وضعیت ناپایداری در جریان کمپرسور گردد. چنانچه کمپرسور بتواند

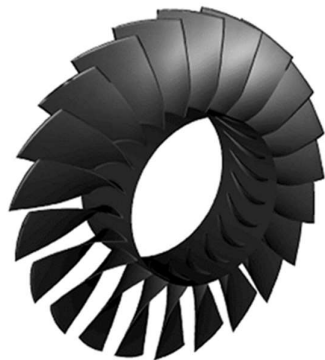
به طور کلی توربومشین‌ها ایزاری هستند که از طریق دوران محور خود به جریان دائمی سیال انرژی می‌دهند و یا از آن انرژی دریافت می‌کنند. این تعریف بسیار کلی بوده و شامل مجموعه بزرگی از ماشین‌های تبدیل انرژی است. این نوع ماشین‌ها کاربردهای صنعتی فراوانی دارند و شامل انواع پروانه‌ها، فن‌های مختلف، انواع پمپ‌ها، کمپرسورها، توربین‌های هیدرولیکی و... می‌شوند [۱]. کمپرسورها، پمپ‌ها و فن‌ها وسایلی هستند که برای افزایش فشار سیال به کار می‌روند. فن‌ها فشار سیال را به اندازه‌ای بسیار کم افزایش می‌دهند و معمولا برای حرکت گاز در محیط استفاده می‌شوند. در مقابل کمپرسورها قادرند که فشار گاز را به مقدار زیادی افزایش دهند. اگر نسبت چگالی سیال عامل از ۱/۰۵ کمتر باشد از واژه فن استفاده می‌شود. از جمله کاربردهای کمپرسورها در فشرده سازی هوا برای فرآیندهای صنعتی و نیز جهت استفاده در موتور هواپیماها، تجهیزات پزشکی، تولید برق برای توربین‌های گازی صنعتی، در موتورهای احتراق داخلی توربوشارژرها و ... است. امروزه انواع مختلف

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: ahmadi@eng.sku.ac.ir

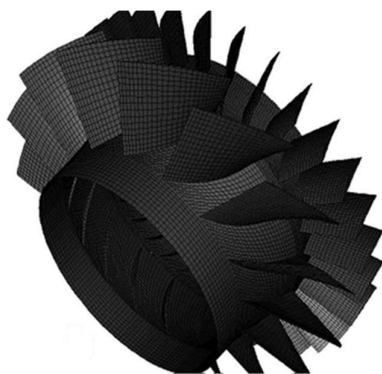
مشخصات کمپرسور در یک بازه زمانی و دامنه نوسانات سرج، در راستای یافته‌های دیگر تحقیق‌ها بود. او بر مبنای همین مطالعات توانست به یک راهبرد برای کنترل پدیده سرج دست یابد. کورز و همکاران [۱۴] به بررسی وقوع پدیده سرج درحالت‌های حدی مانند راهاندازی یا توقف ناگهانی آن پرداختند. آن‌ها در تحقیقات خود با استفاده از نمودارهای عملکرد کمپرسور و نیز تولید نمودارهایی موسوم به نمودارهای بتا که عملکرد کمپرسور را به سادگی توصیف می‌نمود، سعی در تحلیل سیکل‌های کنترل سرج داشتند و با بهره‌گیری از روابط مناسب به مدل‌سازی این سیستم‌ها و بررسی عوامل موثر بر آن‌ها پرداختند. بوهانگ و همکاران [۱۵] دیدگاهی ارائه دادند که طبق آن حاشیه سرج برای رسیدن به عملکرد بالاتر، انتقال پیدا می‌کند. این دیدگاه خود به دو دسته کنترل غیر فعال و کنترل فعال تقسیم می‌شود. رانو و همکاران [۱۶] در تحقیق خود به این موضوع پرداختند که سرج یک حالت ناپایداری است که با ایجاد شرایط کاهش دبی و افزایش فشار سیستم، امکان صدمه به سیستم را دارد و لذا همه سیستم‌های تراکم باید در یک محدوده تعریف شده کار کنند که توسط خطی موسوم به خط سرج مشخص می‌گردد. آن‌ها در مطالعات خود سعی نمودند به طور تجربی داده‌های فشار ناپایدار سیستم‌های تراکم در زمان وقوع سرج را اندازه‌گیری نمایند تا به ماهیت دینامیکی این پدیده دست یابند. نیازی [۱۷] در پژوهش خود به بررسی عددی جهت مطالعه پدیده سرج و واماندگی پرداخت. نتایج شبیه‌سازی او نشان داد که این روش هر چند دارای محاسبات طولانی و پیچیده است اما برای شناسایی ناحیه تمرکز جریان جهت طراحی سیستم کنترل مناسب است. شائو و همکارانش [۱۸] به بررسی و بحث پیرامون پدیده سرج فعال برای سرعت‌های محوری متغیر در کمپرسور پرداختند. در این کار آن‌ها یک سیستم فشرده‌ساز مجهز به کنترل کننده سطح متغیر را بررسی نمودند و بر اساس مدل بدست آمده از کمپرسور، یک کنترل کننده منطقی فازی برای کنترل سرج و یک کنترلر سرعت نسبی به منظور کنترل سرعت، طراحی نمودند. از جمله نتایج پژوهش آن‌ها این بود که کنترلر منطقی فازی عملکرد بهتری از کنترل کننده‌های گام پستی دارد و قادر به متوقف کردن سرج در نقاط مختلف کاری کمپرسور است. چانزهنگ و همکارانش [۱۹] به منظور گسترش و آشکار سازی روش‌ها و تکنیک‌های کنترلی مربوط به سرج و استال و اطمینان بخشی عملکرد و افزایش ایمنی کارکرد کمپرسورها، به مطالعه در این زمینه پرداختند. هافایی‌فا و همکارانش [۲۰] به مدل کردن پدیده‌های سرج پرداختند که منجر به تایید مدل‌هایی از پدیده سرج در یک کمپرسور گریز از مرکز جهت کنترل این پدیده، در زمان عملکرد مدل در حالت رژیم ناپایدار، شد. امروزه کمپرسورهایی با بازده بالای ۹۰ درصد وجود دارد، اما با در نظر گرفتن تمایل طراحان برای دستیابی به کمپرسورهایی با نسبت فشار و راندمان بالا، مطالعه بیشتر درباره ناپایداری‌ها و عواملی که سبب محدودیت راندمان می‌شود لازم به نظر می‌رسد. در پژوهش حاضر از مدل توربولانسی دو معادله‌ای برای مطالعه عددی پدیده سرج استفاده شده است. در اکثر مطالعات عددی پیشین از مدل توربولانسی (k-ε) و نوع RNG استفاده شده است. در این مطالعه نیز مدل اغتشاشی

مجددا در یک نقطه تعادل جدید قرار گیرد، کارکرد آن پایدار خواهد شد. پایداری در کمپرسور تحت دو نمای عمده بررسی می‌گردد: نمای اول پایداری عملکرد نامیده می‌شود که در آن منطبق بودن کمپرسور با وسایل پایین‌دست جریان، مثل توربین و سوپاپ‌های گلوگاهی و غیره مهم است و نمای دوم، پایداری آیرودینامیکی است. نکته مهم در این مورد جدایش جریان است که سبب وقوع سرج و واماندگی دورانی می‌شود. عملکرد پایدار یک سیستم تراکمی به مشخصه‌های کمپرسور و وسایلی که در پایین‌دست جریان قرار دارند بستگی دارد. در سال ۱۹۵۵ مطالعه بسیار گسترده‌ای در زمینه واماندگی و سرج توسط امونز، پراسون و گرانت [۴] صورت پذیرفت. آن‌ها سرعت‌های دورانی سلول‌های واماندگی را به صورت نظری، جریان خطی پیش‌بینی کردند، اما واماندگی دورانی و سرج هر دو پدیده غیر خطی هستند و خطی کردن جریان، آن‌ها را به توصیف اغتشاشات کوچک محدود نمود. همچنین بیان کردند که نواحی کم انرژی پدید آمده تاثیر زیادی در بروز ناپایداری‌های منجر به واماندگی کمپرسور دارد. در سال ۱۹۵۸ هرلوک [۵] کتابی در ارتباط با این دو ناپایداری ارائه کرد و این پدیده‌ها را در کمپرسورهای محوری با جزئیات توضیح داد. اولین تلاش صورت گرفته در زمینه مدل دینامیکی غیر خطی جریان یک بعدی در کمپرسورهای محوری و در سیستم‌های غیر خطی توسط گریترز [۶] در سال ۱۹۶۷ صورت پذیرفت. او توانست مدل غیر خطی پارامتر فشرده را بسط دهد به طوری که مدل گریترز اولین مدلی بود که به دیدگاه غیر خطی در توصیف نوسانات با دامنه بزرگ هنگام وقوع سرج پرداخت. گریترز در تحقیقات خود پارامتر پایداری، که تابعی از عدد ماخ محیطی و نسبت حجم محفظه به حجم مجرا در مدل بود را معرفی کرد که مقدار آن، امکان ایجاد سرج و واماندگی دورانی را در کمپرسور بیان می‌نمود. اولین آنالیز غیر خطی واماندگی دورانی توسعه یافته توسط مور و گریترز [۷] ارائه گردید. آن‌ها نظریه پست استال ترانزینت را در کمپرسورهای محوری ارائه کردند. همچنین در این مقالات استخراج و آنالیز مدل دینامیکی غیر خطی نیز ارائه شد. آن‌ها به توصیف امکان رشد و کاهش واماندگی در خلال ناپایداری کمپرسور و نیز گسترش سرج پرداختند علاوه بر آن امکان مرتبط ساختن این دو ناپایداری را نیز بررسی نمودند. گراو و اگلند [۸] مدل مور و گریترز را برای حالت دور متغیر ارائه نمودند. توضیحات کیفی از سرج مدت زیادی است که ارائه شده است، از اینرو استادالا و کراتون [۹ و ۱۰] به توصیف پدیده سرج پرداختند. استادالا بیان کرد که استال‌های چرخشی ناپایداری محلی هستند اما پدیده سرج کل سیستم کمپرسور را تحت تاثیر قرار می‌دهد و موجب نوسانات قابل توجه فشار و جریان جرمی می‌گردد. پدیده واماندگی دورانی در ابتدا در پره کمپرسورهای گریز از مرکز در سال ۱۹۳۲ کشف شد [۱۱]. از آن زمان تا کنون محققان فرض کرده‌اند که پدیده سرج پدیده سینوسی مرتبط با زمان است که با فرکانس هلمهولتز مرتبط است. هولیرت [۱۲] در رساله دکتری خود به بررسی موانع اساسی کنترل فعال سرج در کاربردهای صنعتی می‌پردازد و چگونگی حذف این موانع را مطالعه می‌کند. او بر اساس مدل گریترز برای توصیف رفتار دینامیکی سیستم تراکم مورد نظر خود و بر اساس ارزیابی تجربی نتایج به این باور رسید که مدل‌های گسترش یافته، وقوع سرج را در سیستم‌های تراکم صنعتی با دقت خوبی تحت شرایط کاری مختلف توصیف می‌کنند. ویلمز [۱۳] آنالیزهایی را بر روی سیستم متراکمی با مقیاس آزمایشگاهی انجام داد. نتایج او روی اثر طول مجرای کمپرسور و

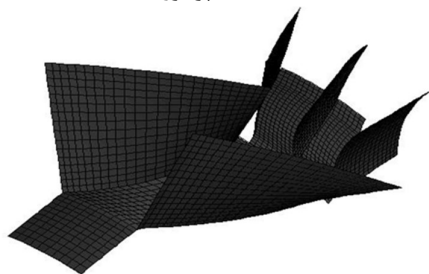
جرمی در هرکدام از آن‌ها محاسبه شد. دبی جریان به این دلیل قابل توجه است که در دور طراحی برای جریان‌های جرمی پایین‌تر از یک جریان جرمی حداقل در سیستم کمپرسور، نقطه عملکرد در ناحیه ناپایدار منحنی مشخصه کمپرسور قرار می‌گیرد که منجر به وقوع پدیده سرخ خواهد شد. طبق جدول ۱ ملاحظه می‌شود که پارامتر فوق در دو مورد آخر تقریباً ثابت باقی مانده است و بنابراین جهت کاهش هزینه محاسبات، شبکه با ۱۱۰۸۴۸ گره انتخاب شد.



شکل ۱- هندسه شبیه‌سازی شده روتور ناسا ۶۷



شکل ۲- هندسه شبیه‌سازی شده و مش‌بندی یک مرحله از کمپرسور



شکل ۳- هندسه شبیه‌سازی شده و مش‌بندی یک تیغه از روتور و دو تیغه از استاتور

(k-ε) نوع استاندارد^۱ به کار می‌رود زیرا متداول‌ترین مدل برای کاربرد-های صنعتی است و پارامترهای این مدل با استفاده از نتایج تجربی کالیبره می‌گردند که برای بسیاری از کاربردها، قوی و منطقی است. همچنین این مدل دارای ضرایبی است که نسبت به تنظیمات آن‌ها بسیار حساس بوده و توانایی عمومی این مدل را برای نزدیک شدن به نتایج آزمایشگاهی در تحلیل کمپرسورها قابل قبول می‌کند.

۲- شرایط حاکم بر مسئله و پارامترهای طراحی

در کار حاضر، ابتدا هندسه روتور محوری ناسا ۶۷ در نظر گرفته شده است که توضیحات و پارامترهای طراحی آن در ادامه ارائه می‌شود. در هندسه دوم نیز یکی از مراحل کمپرسور محوری شامل ۱۶ تیغه روتور و ۳۲ تیغه استاتور در نظر گرفته شده است. پارامترهای طراحی شامل دبی عبوری ۳۱/۴۷ کیلوگرم بر ثانیه، سرعت دورانی ۱۷۵۰۰ دور بر دقیقه، نسبت فشار ایجاد شده ۱/۰۹، طول تیغه‌های روتور و استاتور به ترتیب ۱۳۱ و ۱۲۵ میلی‌متر، قطر دهانه ورودی ۶۰ سانتی‌متر و سرعت نوک تیغه ۳۴۰ متر بر ثانیه است. شرایط جریان در دهانه ورودی تیغه همان شرایط محیط در سطح دریا در نظر گرفته شده است. تولید هندسه پیچیده کمپرسور توسط نرم‌افزار پیش‌پردازنده گمبیت است و قدم اصلی برای این کار وجود نقاط ابر^۲ ایرفویل پره^۳-ها است. ابر نقاط معمولاً توسط سازنده دستگاه ارائه می‌شود و هندسه مورد نظر به وسیله این نقاط و با انجام مراحل مورد نیاز در نرم‌افزار گمبیت رسم می‌گردد. برای روتور ناسا ۶۷ با توجه به در دسترس بودن ابر نقاط با طی مراحل ذکر شده، هندسه روتور محوری ناسا ۶۷ ترسیم شده است. نمایی از هندسه رسم شده ناسا ۶۷ در شکل ۱ مشاهده می‌شود. شکل ۲ نیز هندسه شبیه‌سازی شده یک مرحله از کمپرسور را نشان می‌دهد. از الگوریتم گسسته-سازی درجه دو بالادست^۴ برای معادلات مومنوم و آشفتگی استفاده شده است. برای گسسته‌سازی معادله فشار الگوریتم پرستو^۵ به کار رفته و الگوریتم سیمپل^۶ جهت کوپل کردن معادلات سرعت و فشار استفاده شده است. برای شبکه‌بندی سطوح مش مربعی^۷ به کار رفته و شبکه تولید شده روی پره کاملاً ساختار یافته^۸ است. به علت تقارن هندسه کمپرسور لازم نمی‌باشد کل هندسه شبکه‌بندی گردد و می‌توان با استفاده از شرط مرزی متناوب تنها یک پره از روتور و دو پره از استاتور را تحلیل نمود و آن را به کل کمپرسور تعمیم داد. در شکل ۳ مدل سه بعدی مش شامل یک تیغه از روتور و دو تیغه از استاتور نشان داده شده است.

۳- بررسی استقلال حل از شبکه

شبکه‌بندی نهایی، از چندین روند تجربی تکرار، حاصل می‌شود. در مطالعه عددی انجام شده بر روی یک مرحله از کمپرسور، پارامتر دبی جرمی نسبت به دور کمپرسور جهت بررسی استقلال حل از شبکه در نظر گرفته شده است. لذا برای بررسی استقلال نتایج از شبکه، ۳ نمونه شبکه محاسباتی مختلف ایجاد گردید و در دور طراحی پارامتر دبی

^۱Simple

^۲Square mesh

^۳Structural mesh

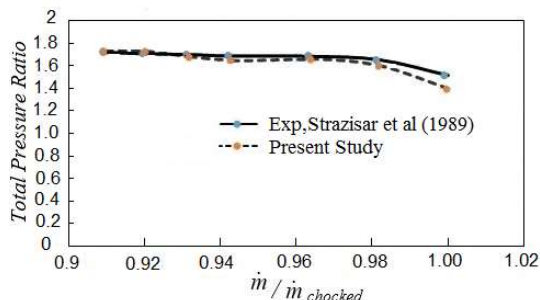
SKE

^۴Cloud point

^۵Upwind

^۶presto

شکل ۴ - نمای روتور ناسا ۶۷ [۲۱]



شکل ۵ - نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی در روتور ناسا ۶۷ [۲۱]

۵- تحلیل سه بعدی جریان در یک مرحله از

کمپرسور محوری و روتور ناسا ۶۷

جهت مطالعه عددی و تحلیل سه بعدی جریان از نرم افزار فلوننت استفاده شده است. سیال عامل گاز ایده‌آل هوا است. وضعیت غیر دائم کاری برای سیال تراکم‌پذیر در نظر گرفته شده است همچنین برای حل مسئله مدل توربولانسی $(k - \epsilon)$ نوع SKE به کار رفته است. به منظور همگرایی بهتر، از شرایط اولیه برای شروع حل عددی استفاده شده است. معادله‌های ناویر استوکس در زمان سهموی و در مکان ضمنی هستند. شرایط مرزی و اولیه نقش بسیار مهمی را در حل این معادلات بر عهده دارند.

۱-۱- شرایط اولیه

در شروع محاسبات خواص جریان در هر جای سیستم یکنواخت فرض می‌شود که این حالت استارت سرد نام دارد. برای مثال مقدار فشار، معادل فشار پایین دست در نظر گرفته شده است و مولفه افقی سرعت متناسب با دمای کل ورودی (T_0) ، روی مقداری ثابت تنظیم می‌گردد. زمانیکه کمپرسور شروع به مکش سیال نماید، فشار در ورودی نسبت به فشار خروجی افت می‌کند و دبی جرمی با گذشت زمان شروع به تغییر خواهد کرد که می‌تواند به حالتی دائم یا نوسانی برسد که وابسته به کارکرد کمپرسور در شرایط طراحی و یا شرایط ناپایداری است.

۲-۵- شرایط مرزی

۱-۲-۵- مرزهای داخلی

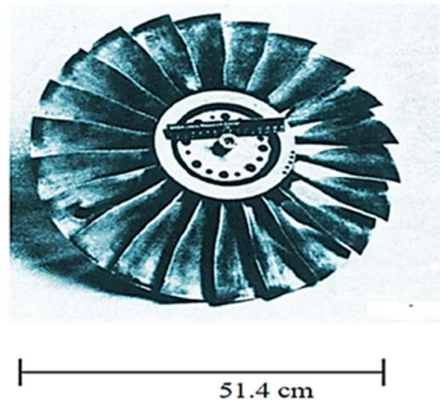
در مطالعه عددی جریان کمپرسورهایی که سیال ورودی آن‌ها هوا است تمامی مقادیر ورودی با شرایط محیط یکسان در نظر گرفته می‌شود. در کمپرسورهای محوری چند مرحله‌ای شرایط مرزی هر مرحله، شرایط مرزی پایین دست مرحله قبلی است. با این فرض که چرخشی در جریان ورودی وجود ندارد، مولفه‌های مماسی سرعت در مرزهای داخلی صفر در نظر گرفته می‌شوند. با در نظر گرفتن چرخش جریان در ورودی می‌توان توزیع دمای غیر یکنواخت و توزیع فشار غیر یکنواخت را تعریف کرد. در این مطالعه شرط مرزی ورودی فشار استاتیکی در نظر گرفته شده است. جهت جریان در ورودی بصورت عمود بر سطح ورودی و بدون پیش چرخش لحاظ شده است.

جدول ۱- استقلال جواب از شبکه‌بندی هندسه

ردیف	تعداد المان	دبی (kg/s)
۱	۱۳۸۵۶	۲۷/۴۸
۲	۱۱۰۸۴۸	۲۷/۸۴
۳	۸۸۶۷۸۴	۲۷/۸۷

۴- صحت سنجی عددی

در این پژوهش ناحیه حل به دو قسمت چرخان و ساکن تقسیم شده است. در حلگر فلوننت^۱ برای قسمت چرخان شتاب کوریولیس و گریز از مرکز به معادلات مومنتوم اضافه و حل می‌شوند. با توجه به اثرات تراکم‌پذیری در این مدل معادله گاز کامل انتخاب شده است. در ادامه مطالعه عددی روتور ناسا ۶۷ جهت معتبرسازی برنامه‌ها و مقایسه روش عددی و مدل اغتشاشی استفاده شده است که طرح‌واره‌ای از آن در شکل ۴ نشان داده شده است [۲۱]. این روتور در سال ۱۹۸۰ به عنوان قسمتی از یک برنامه تحقیقاتی برای یک کمپرسور محوری چهار مرحله‌ای طراحی و مورد آزمایش قرار گرفت. روتور ناسا ۶۷ دارای ۲۲ پره با شعاع نوک ۲۵/۷ و ۲۴/۲۵ متر در حاشیه‌های ابتدایی و انتهایی است [۲۱]. شرایط طراحی مربوط به روتور ۶۷ عبارت است از: نرخ فشار طراحی ۱/۶۳، دبی جرمی ۳۳/۲۵ کیلوگرم بر ثانیه، سرعت دورانی روتور ۱۷۱۰۰ دور بر دقیقه، سرعت اسمی نوک تیغه روتور ۳۹۰ متر بر ثانیه، سرعت نوک لبه رهنما^۲ ۴۲۹ متر بر ثانیه و ماخ نسبی ۱/۳۸ است. برای اطمینان از صحت روش حل عددی در این تحقیق، مقادیر به دست آمده از دینامیک سیالات محاسباتی با مقادیر آزمایشگاهی حاصل از تست روتور ۶۷ که در حالت بیشترین کارایی است، مقایسه شده‌اند [۲۱]. همانطور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود در دبی‌های کم با خطای تقریبی ۱ الی ۲ درصد و در دبی‌های جرمی بالاتر با خطای ماکزیمم تا ۷ درصد تطابق بسیار خوبی بین نتایج شبیه‌سازی عددی و داده‌های آزمایشگاهی وجود دارد. در ادامه رفتار سیستم تراکم هنگام بروز پدیده سرچ و چگونگی تغییرات پارامترهای کمپرسور نظیر نوسانات فشار و دبی جرمی با گذشت زمان بررسی شده است و کانتورهای متنوع برای دو هندسه روتور ناسا ۶۷ و یک مرحله از کمپرسور، در نقاط عملکردی مختلف ارائه شده است.



¹Fluent

^۱Leading edge

مستقیماً به جریان دیواره ارتباط دارد. همچنین محدودیت‌هایی که بر روی بار گذاری طبقه و سرخ کمپرسور وجود دارد، معمولاً به استال لایه مرزی دیواره مربوط می‌شود. یکی از اثرات مهم لایه مرزی دیواره، اثر گرفتگی مسیر جریان است که باید بر روی تحلیل غیر لزج جریان اعمال شود. چون کمپرسور تقارن محیطی دارد و با این فرض که جریان در گذرگاه‌های بین پره‌ای در راستای محور روتور است و جریان عبوری از اولین و آخرین پره یکسان است، از شرط مرزی متناوب برای روتور و استاتور استفاده می‌شود. بنابراین با استفاده از شرط مرزی متناوب می‌توان تنها یک تیغه از روتور و دو پره از استاتور را تحلیل نمود.

۵-۳-مرزهای منطقه‌ای

در شبیه‌سازی مسائلی که یک یا چند ناحیه، نسبت به هم در حرکت هستند می‌توان از سه شیوه شامل: چند قاب مرجع چرخان، صفحات اختلاطی و شبکه لغزنده استفاده نمود. اگر در مرز ناحیه‌های مجاور با سرعت‌های مختلفی نسبت به هم، جریان سیال به صورت یکنواخت باشد استفاده از مدل چند قاب مرجع چرخان مفید است ولی اگر جریان در مرز این نواحی، غیر یکنواخت باشد، مدل شبکه لغزنده ممکن است مناسب باشد اما در بعضی از حالت‌ها استفاده از این مدل مناسب نخواهد بود و باید از مدل صفحات اختلاطی استفاده کرد. در روش صفحات اختلاطی ابتدا هر ناحیه از سیال به صورت جریان دائم حل می‌شود و سپس نتایج این حل به عنوان شرایط مرزی ناحیه مجاور آن در نظر گرفته خواهد شد و در نهایت با تکرار این عملیات و در صورت نزدیک شدن نتایج حل مرز هر دو ناحیه به هم، میدان جریان به دست خواهد آمد و حل پایان می‌یابد. با توجه به توضیحات ذکر شده در کار حاضر شرط مرزی سطح مشترک بین روتور و استاتور به صورت صفحه اختلاط تعریف می‌شود. در مورد روتور ناسا ۶۷ با توجه به یکنواخت بودن جریان و عدم وجود اثرات واکنشی ناشی از استاتور بر روی جریان از شرط مرزی MRF استفاده شده است. شکل ۶ نمای صفحه اختلاطی در نظر گرفته شده بین روتور و استاتور است.



شکل ۶ - نمای صفحه اختلاطی بین روتور و استاتور در یک مرحله از کمپرسور

۵-۲-۲- دیواره‌های جامد

در دیواره‌های جامد، از شرط عدم لغزش استفاده شده است. این شرط در مرکز، پوسته و سطح پره‌ها به کار می‌رود. سرعت روی دیواره‌ها و استاتور صفر است. برای محاسبه مقدار سرعت در نقاط شبکه روی پره‌های کمپرسور و شفت، و نیز بخش‌های متحرک رابطه (۱) مورد توجه است.

$$\vec{V} = \vec{\Omega} \times \vec{r} \quad (1)$$

مقادیر فشار، چگالی و دما در سطوح جامد هندسه، با استفاده از رابطه (۲) در شرایط محیطی محاسبه می‌شوند که n جهت عمود بر سطح جامد است.

$$\frac{\partial P}{\partial n} = \frac{\partial T}{\partial n} = \frac{\partial \rho}{\partial n} = 0 \quad (2)$$

در این پژوهش شرط مرزی تمام دیواره‌های ساکن و چرخان بصورت آدیاباتیک است و برای سرعت شرط عدم لغزش فرض شده است. برای حل کاملاً دقیقی یک میدان جریان آشفته با استفاده مستقیم از معادلات بقا به طوریکه جزئی‌ترین پدیده‌ها نیز مد نظر قرار گرفته شود لازم است از شبکه محاسباتی استفاده گردد که اندازه المان‌های آن کوچک‌تر از کوچک‌ترین گردابه‌های موجود در جریان باشد. به طوریکه هر یک از کوچک‌ترین گردابه‌ها به تنهایی توسط چند المان کوچک‌تر گسسته گردند. در نزدیکی دیواره‌ها جریان تحت تاثیر لزجت قرار دارد. سرعت جریان متوسط فقط به فاصله y از دیوار، چگالی سیال، لزجت سیال و تنش برشی دیوار بستگی خواهد داشت. ضخامت سلول‌های نزدیک جدار را می‌توان با مقدار y^+ مثبت چک کرد. y^+ پارامتری بی‌بعد است و طبق رابطه (۳) تعریف می‌شود:

$$y^+ = \frac{\rho u_{\tau} y_p}{\mu} \quad (3)$$

u_{τ} سرعت اصطکاکی، y_p فاصله از نقطه p تا دیوار، ρ چگالی سیال و μ لزجت سیال در نقطه p است.

$$u_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_w}} \quad (4)$$

در سطح جامد سیال ساکن است و حرکت‌های آشفته گردابه نیز در سطح دیوار به صفر میل می‌کند. در غیاب اثرات تنش برشی رینولدز آشفته، سیال نزدیک دیواره تحت تاثیر تنش برشی لزج می‌باشد. این لایه عملاً بسیار نازک است و می‌توان فرض کرد که تنش برشی تقریباً ثابت و برابر تنش برشی دیواره است.

$$\tau_y = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \cong \tau_w \quad (5)$$

با توجه به نتایج کارهای تجربی پیشین مقدار y^+ برای اولین ردیف سلول‌ها باید عددی ۳۰ تا ۳۰۰ باشد زیرا در غیر اینصورت توابع دیوار در زیر لایه لزج معتبر نخواهند بود. به طور کلی تلاش شد شبکه لایه مرزی به گونه‌ای باشد که از قرار گرفتن اولین ردیف سلول کنار دیوار در محدوده لایه هم‌پوشانی خودداری شود. بنابراین در این مطالعه مقدار y^+ برابر ۳۲ در نظر گرفته شده است. برای ردیف‌های بعدی سلول‌های شبکه در نزدیکی دیوار نیز از ضریب رشد ۱٫۲ استفاده شده است. جریان در محدوده لایه مرزی دیواره تاثیر مهمی بر عملکرد آیرودینامیکی کمپرسور جریان محوری دارد. قسمت زیادی از افت‌های کمپرسور جریان محوری

۶- بررسی نتایج تحلیل سه بعدی یک مرحله از

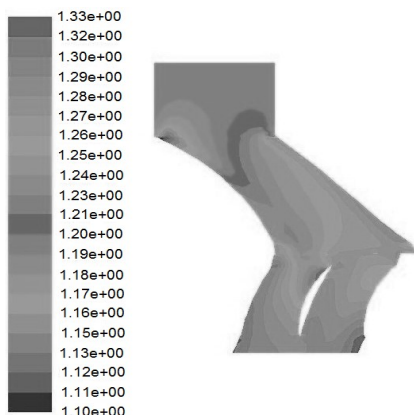
کمپرسور

در یک مجرای دوار مانند روتور فشار کاهش یافته به صورت معادله

(۶) تعریف می‌گردد [۴].

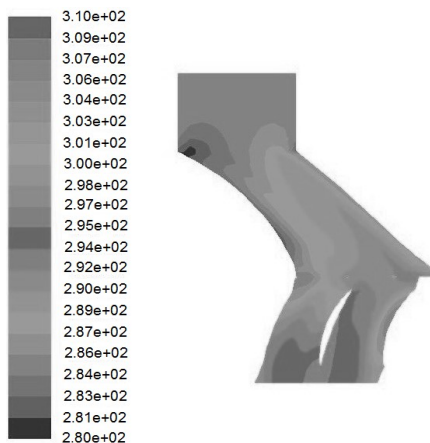
$$P_{\text{reduction}} = P - 0.5\rho r^2\Omega^2 \quad (6)$$

در فشار کاهش یافته، فشار ناشی از نیروی اینرسی از فشار استاتیک کم می‌شود. در واقع در یک مجرای دوار، فشاری که توسط دیواره‌ها حس می‌شود فشار کاهش یافته است. با بررسی فشار کل در مقطع بین هاب و شروود مشخص شد که فشار کل در پره‌های روتور به دلیل انتقال انرژی به سیال در اثر نیروی اینرسی افزایش می‌یابد در حالیکه در پره‌های استاتور تقریباً ثابت است. با بررسی مقادیر عدد ماخ مطلق در مقطع متوسط بین هاب و شروود این نتیجه حاصل می‌شود که در طول روتور، ماخ به دلیل افزایش سرعت مطلق جریان، افزایش خواهد یافت اما در استاتور به دلیل وجود دیفیوژن کاهش می‌یابد که این شرایط در شکل ۷ برای ۸۰ درصد ارتفاع تیغه به وضوح مشخص است. در شرایط سرخ، کاهش شدید مومنتم روی سطح مکشی پره‌ها باعث کاهش شدید سرعت و عدد ماخ شده و حتی منجر به تولید جریان‌های برگشتی نیز می‌شود اما در خروجی پره و در سرعت‌های بالا، عدد ماخ به یک نزدیک می‌گردد.



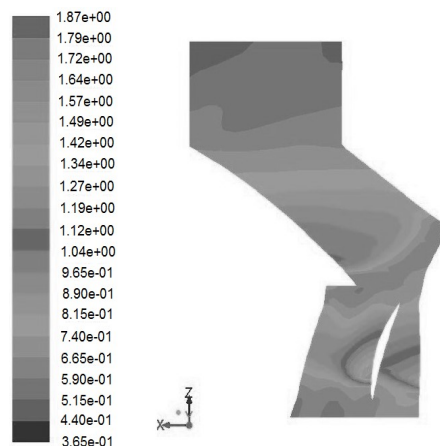
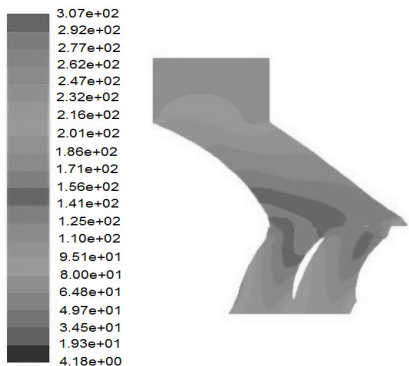
شکل ۸ - خطوط هم‌تراز چگالی در ۸۰٪ ارتفاع تیغه

شکل ۹ خطوط هم‌تراز دما را در هندسه مورد نظر نشان می‌دهد که بیانگر افزایش محسوس دما در صفحه بین روتور و استاتور است و با توجه به افزایش انرژی جنبشی در این قسمت قابل تایید است.



شکل ۹ - خطوط هم‌تراز دما در ۸۰٪ ارتفاع تیغه

شکل ۱۰ نیز خطوط هم‌تراز سرعت نسبی را نشان می‌دهد. خطوط جریان نیز در پره‌های روتور با توجه به چرخش روتور نا منظم بوده و منظم بودن آن در پره‌های استاتور با توجه به ثابت بودن آن مطابق انتظار است.

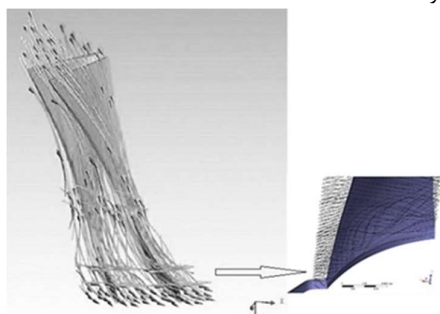


شکل ۷ - خطوط هم‌تراز عدد ماخ در ۸۰٪ ارتفاع تیغه

توزیع عدد ماخ، نشان می‌دهد که عدد ماخ بیشینه در نزدیکی لبه پره اتفاق می‌افتد و یک شوک نرمال در این ناحیه وجود دارد و به دلیل هندسه لبه در روتور سطح شوک نیز مایل است. با توجه به شکل ۸ و افزایش فشار استاتیک در مقطع متوسط بین روتور و استاتور، مشخصا چگالی افزایش خواهد یافت.

شکل ۱۳- خطوط هم‌تراز عدد ماخ مطلق در ۸۰٪ ارتفاع پره

همانطور که مشاهده می‌گردد، به دلیل افزایش سرعت مطلق ناشی از افزایش طول تیغه، عدد ماخ افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که در طول روتور سرعت افزایش یافته و طبیعی بودن این امر دلیلی بر صحت پژوهش حاضر است. با در نظر گرفتن توزیع فشار استاتیک بر روی سطوح تیغه، می‌توان در مورد تشکیل جریان‌های ثانویه نیز اظهار نظر کرد. مشخص است که در سطح فشار در موقعیت‌های طولی ثابت، فشار استاتیک تقریباً ثابت است. به عبارت دیگر فشار استاتیک بر روی سطوح فشار در راستای عمود بر مسیر جریان تقریباً ثابت بوده است و در نتیجه جریان‌های ثانویه بر روی این سطح تشکیل نمی‌شود و فقط جریان نشی نوک تیغه، که از سمت فشار به سمت مکش در حرکت است وجود دارد. از طرفی در سطح مکش خلاف این قضیه دیده می‌شود یعنی در موقعیت‌های طولی ثابت، فشار استاتیک از ریشه تا نوک تیغه در حال کاهش است. این اختلاف فشار استاتیک موجب تشکیل جریان ثانویه از سمت ریشه به سمت نوک تیغه در سطح مکش خواهد شد. با کاهش فشار استاتیک خروجی، بیشینه دبی عبوری از کمربور همان دبی خفگی بوده که کمتر از مقدار دبی طراحی است. علت آن است که در طراحی برخی افت‌ها از قبیل افت لایه مرزی در پوسته و ورودی لحاظ نشده است که در این صورت طول تیغه افزایش یافته و با افزایش سطح مقطع، دبی عبوری نیز بیشتر می‌شود. همانگونه که در شکل ۱۴ مشخص است در ریشه روتور به دلیل تغییر شیب ناگهانی، جریان در رسیدن به ریشه اصطلاحاً گیر افتاده و موجب می‌شود تا گردابه‌های قوی در این ناحیه ایجاد گردد.



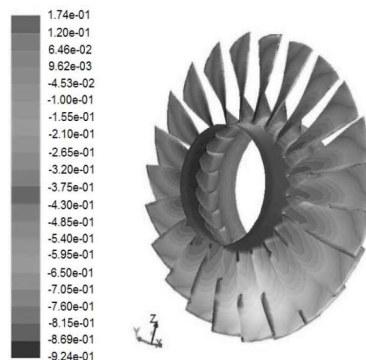
شکل ۱۴ - خطوط جریان در ریشه روتور

در شکل ۱۵ جریان نشی و گردابه ایجاد شده در نوک روتور مشخص است که باعث به وجود آمدن انسداد جریان در این ناحیه می‌شود و اختلاف فشار بین سطوح مکشی و فشاری پره باعث ایجاد جتی پر سرعت از جریان در ناحیه نوک پره می‌گردد. این جت جریان که حالت گردابه‌ای شکل دارد ایجاد افت زیادی در روتور کرده و باعث توزیع غیر یکنواخت سرعت در صفحه خروجی و ایجاد جریان معکوس در راستای محوری نیز می‌شود. جریان نشی در لحظه جدایی از سطح مکشی پره دارای بیشترین قدرت است و در حین حرکت به سمت پایین دست جریان از قدرت آن کاسته می‌شود.

شکل ۱۰ - خطوط هم‌تراز سرعت در ۸۰٪ ارتفاع تیغه

۷- بررسی نتایج تحلیل جریان سه بعدی در روتور ناسا ۶۷

شکل ۱۱ خطوط هم‌تراز فشار استاتیک در شرایط طراحی در کل روتور ۶۷ را نشان می‌دهد.



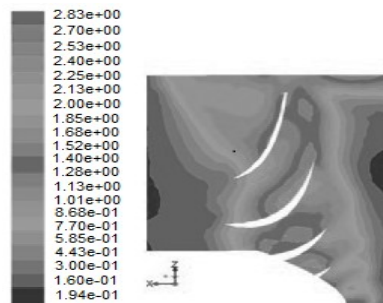
شکل ۱۱ - خطوط هم‌تراز فشار استاتیک در شرایط طراحی

مشخص است که فشار استاتیک در طول روتور افزایش یافته است که به دلیل افزایش نیروی اینرسی در طول روتور است. فشار سکون در یک جریان ایده‌آل تغییر نمی‌کند بنابراین در جریان ایده‌آل مربوط به یک مجرای دوار، فشار سکون نسبی که طبق رابطه (۷) تعریف می‌شود نیز بدون تغییر باقی خواهد ماند [۴].

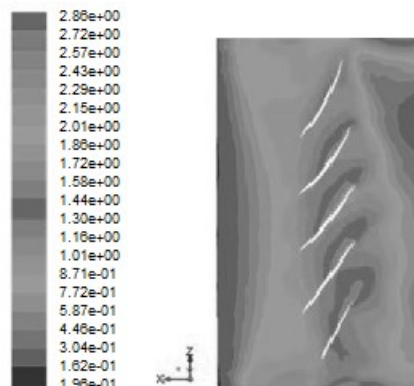
$$P_{0\text{-relative}} = P + 0.5\rho\Omega^2 - 0.5\rho r^2\Omega^2 \quad (7)$$

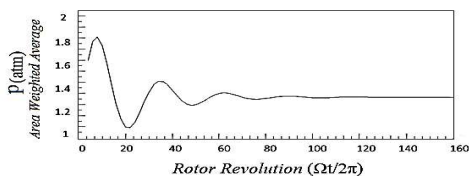
در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ خطوط هم‌تراز عدد ماخ مطلق در مقطع

متوسط ۴۰٪ و ۸۰٪ ارتفاع روتور نشان داده شده است.



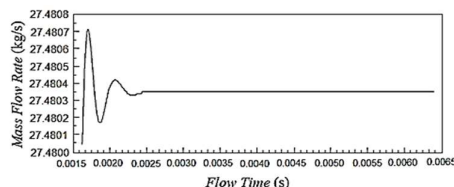
شکل ۱۲- خطوط هم‌تراز عدد ماخ مطلق در ۴۰٪ ارتفاع پره



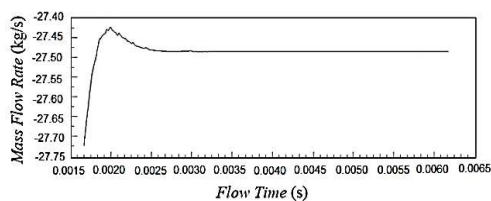


شکل ۱۷ - تاریخچه زمانی نوسانات فشار استاتیک نسبت به دور در شرایط طراحی (روتور ۶۷)

نرخ متوسط دبی جرمی محاسبه شده برای روتور ناسا ۶۷، ۳۴/۲۳ کیلوگرم بر ثانیه است. داده‌های آزمایشگاهی مقدار ۳۴/۶۱ کیلوگرم بر ثانیه (مرجع [۲۱]) را برای این هندسه نشان می‌دهد (۱/۲ درصد اختلاف وجود دارد). مشخص است که نوسانات دبی جرمی و فشار کلی در شرایط طراحی خیلی کوچک است (کمتر از ۱ درصد). برای یک مرحله از کمپرسور نتایج در شرایط طراحی در ادامه بیان می‌شود. شکل‌های ۱۸ و ۱۹ نمودار نوسانات دبی جرمی در ورودی روتور و خروجی استاتور را نشان می‌دهند.

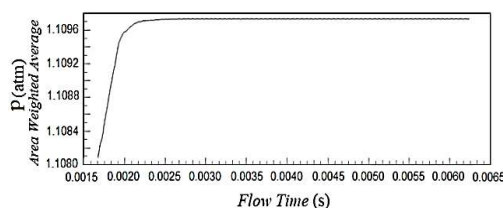


شکل ۱۸ - نوسانات دبی جرمی در ورودی روتور برای یک مرحله از کمپرسور در شرایط طراحی

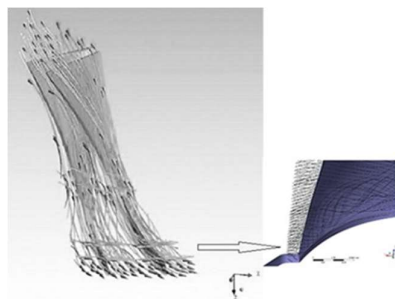


شکل ۱۹ - نوسانات دبی جرمی روی صفحه خروجی استاتور در یک

نوسانات فشار متوسط استاتیک در صفحه اختلاطی مابین روتور و استاتور در شکل ۲۰ نشان داده شده است. شکل ۲۱ نیز نوسانات فشار استاتیک در صفحه اختلاطی در بازه زمانی بعد از راه‌اندازی است. از مقایسه شکل‌های ۲۰ و ۲۱ می‌توان اثرات راه‌اندازی بر پارامترهای کمپرسور را مشاهده کرد. (منظور از اثرات راه‌اندازی، مدت زمان لازم بعد از استارت است تا دبی و فشار به مقدار پایا برسند). مشخص است نوسانات در شرایط طراحی بسیار ناچیز بوده و کمپرسور در حالت عادی کار می‌کند.



شکل ۲۰ - نوسانات فشار متوسط استاتیک روی صفحه اختلاطی برای یک مرحله کمپرسور در وضعیت استارت



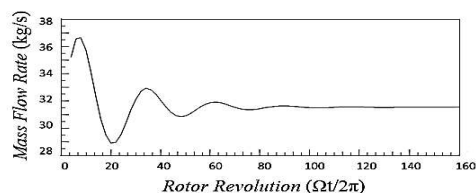
شکل ۱۵ - جریان نشستی نوک روتور

۸- بررسی سرچ در روتور ناسا ۶۷ و یک مرحله از کمپرسور

پدیده سرچ، ناپایداری یک بعدی است که می‌تواند بر کل سیستم تراکمی اثر بگذارد. از آنجا که اساسا سرچ به علت نوسانات تقویت شده بر نرخ دبی جرمی به وجود می‌آید، لازم است در چندین دور مختلف بررسی‌ها انجام گیرد. بنابراین ابتدا در شرایط طراحی کمپرسور، نوسانات فشار و دبی جرمی با گذشت زمان بررسی شده است و سپس این مراحل برای شرایط غیر طراحی نیز انجام می‌گیرد.

۸-۱- نتایج تحلیل سه بعدی در شرایط طراحی برای روتور ۶۷ و یک مرحله از کمپرسور

میدان جریان مرتبط با زمان است و فشار ورودی نسبت به خروجی با گذشت زمان افت می‌کند. این افت فشار به سرعت کمپرسور بستگی خواهد داشت. با توجه به بالا بودن سرعت، افت فشار خصوصا در قسمت مکش پره نزدیک حاشیه شروع، زیاد شده و می‌تواند در این ناحیه تولید فشار غیر فیزیکی نماید. در این بخش حل‌کننده جریان در ۱۰٪ سرعت طراحی به کار می‌رود. حل دائم در هر مرحله زمانی، به عنوان حل راه‌انداز برای سطح سرعت بعدی به کار خواهد رفت. حلگر جریان در هر مرحله زمانی، متوسط دبی جرمی عبوری از سمت ابتدا به انتهای پره را محاسبه می‌کند در این هنگام متوسط جریان جرمی یا همان دبی جرمی عبوری از روتور به عنوان ملاک همگرایی در نظر گرفته خواهد شد. حل معادلات تا زمانی ادامه می‌یابد که دقت برای حل کمتر از 10^{-5} گردد. شکل‌های ۱۶ و ۱۷ نوسانات دبی جرمی و نرخ فشار کلی نسبت به دور را برای روتور ناسا ۶۷ در شرایط طراحی نشان می‌دهد.

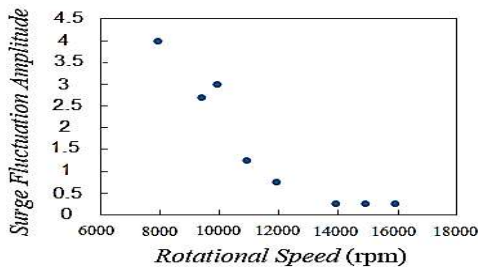


شکل ۱۶ - تاریخچه زمانی نوسانات دبی جرمی نسبت به دور در شرایط بیشترین کارایی (روتور ۶۷)

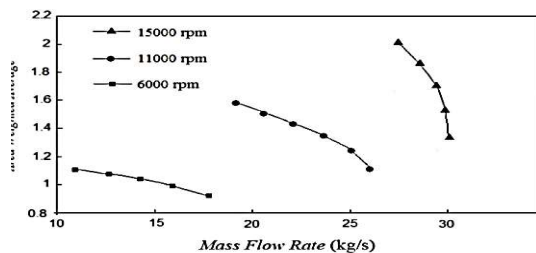
شکل ۲۳- نوسانات دبی جرمی در شرایط سرچ کامل روتور ناسا ۶۷

۸-۴- نتایج تحلیل سه بعدی در شرایط سرچ برای یک مرحله از کمپرسور

نتایج محاسبات غیردائم برای یک مرحله از کمپرسور در چندین دور مختلف در شکل ۲۴ بررسی شده است. مشخص است که بیشینه نوسانات بر روی پارامترهای کمپرسور از دور تقریبی ۸۰۰۰ شروع و تا دور تقریبی ۱۴۰۰۰ به کمترین میزان خود می‌رسد.

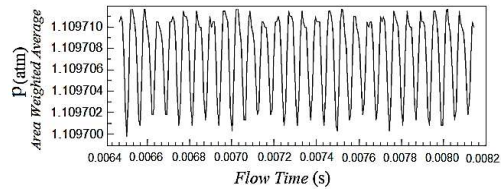


شکل ۲۴- نوسانات سرچ در دورهای مختلف کاری کمپرسور



شکل ۲۵- نسبت فشار بر حسب دبی جرمی در دورهای مختلف کاری کمپرسور

با توجه به نتایج ارائه شده در شکل ۲۵ که نمودار نسبت فشار بر حسب دبی جرمی کمپرسور است، مشاهده می‌شود که در دور ثابت با افزایش دبی جرمی نسبت فشار کمپرسور کاهش می‌یابد و در دبی جرمی بالاتر، افت در نسبت فشار بیشتر می‌شود زیرا در این شرایط افت‌های کمپرسور افزایش می‌یابد. افزایش مقدار دبی نامحدود نبوده و به مقدار مشخصی ختم می‌شود. این مقدار مربوط به حالتی است که عدد ماخ در مقطعی از پره به یک رسیده و پدیده خفگی رخ دهد. محلی که در آن پدیده خفگی رخ می‌دهد در بین پره‌های متحرک کمپرسور است، زیرا ناحیه خفگی وابسته به سرعت دورانی پره است و با تغییر سرعت، دبی جرمی خفگی نیز تغییر می‌کند. همچنین در سرعت دورانی ثابت، با کاهش دبی نسبت فشار افزایش می‌یابد تا به حداکثر مقدار خود برسد. با کاهش بیشتر دبی، جریان داخل کمپرسور ناپایدار می‌شود و در نهایت منجر به وقوع پدیده سرچ خواهد شد. همچنین در دبی جرمی ثابت، با افزایش دور کمپرسور نسبت فشار افزایش می‌یابد که این امر به علت افزایش کار ویژه کمپرسور است. زیرا کار کمپرسور به طور مستقیم با سرعت پره رابطه دارد. با افزایش دبی جرمی نسبت فشار کاهش یافته و با کاهش نسبت فشار، راندمان کمپرسور نیز کاهش می‌یابد. در شکل ۲۶ نیز نوسانات دبی جرمی در ورودی روتور در ۵۰٪ دور طراحی نشان داده شده است.



شکل ۲۱- نوسانات فشار متوسط استاتیک روی صفحه اختلاطی در یک مرحله کمپرسور بعد از استارت

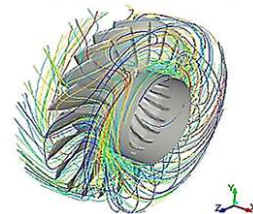
۸-۲- نتایج در شرایط غیر طراحی و سرچ برای روتور ۶۷ و یک مرحله کمپرسور

مشخص شد که در نقطه عملکرد، نوسانات فشار و دبی جرمی کوچک است بنابراین تقریباً هیچگونه اغتشاش چشم‌گیری وجود ندارد و جریان محیطی یکنواخت است. هرچند که نرخ دبی جرمی عبوری از کمپرسور در هنگام سرچ از سمت نقطه پایداری به سمت خط سرچ کم می‌شود اما رشد اغتشاشات منجر به وضعیت ناپایداری جریان می‌گردد. در ادامه به بررسی میدان جریان در وضعیت غیر طراحی پرداخته می‌شود. در این حالت نتایج حاصل شده در وضعیت‌های عملکرد مختلف و مدل اغتشاشی انتخابی ارائه شده است.

۸-۳- نتایج محاسبات روتور ۶۷ در شرایط ناپایدار

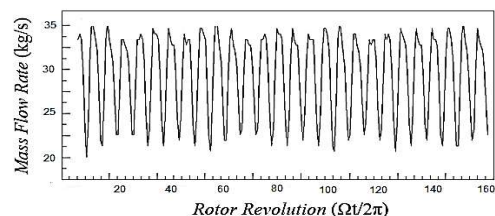
نتایج محاسبات غیر دائم دینامیک سیالات محاسباتی برای کمپرسور روتور ناسا ۶۷ در چندین دور مختلف در این بخش بیان شده است. شکل ۲۲ خطوط جریان در شرایط غیر طراحی را نشان می‌دهد. در وضعیت ناپایداری خطوط بسیار نامنظم و در قسمت‌هایی برگشت جریان نیز مشاهده می‌شود.

PathLine (Time = 6.2800e-03)



شکل ۲۲- خطوط جریان در شرایط ناپایداری سرچ

شکل ۲۳ نوسانات دبی جرمی را در شرایط سرچ کامل برای روتور ۶۷ نشان می‌دهد. در این شرایط می‌توان گفت دامنه نوسانات منظم سینوسی است که با توجه به نبود استاتور و واکنش آن بر روی جریان خروجی از روتور، قابل توجیه است.



چگالی (kgm^{-3})	ρ
زیر نویس ها	<i>choked</i>
خفگی (شوک)	<i>reduction</i>
کاهش	<i>relative</i>
نسبی	σ
سکون	ω

۱-مراجع

[۱] شیرانی، توربوماشین، ویرایش دوم، مرکز نشر دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۷۹، شابک ۰-۷۶-۶۰۲۹-۶۴۴

[2] Moor F. K., Greitzer E. M., A theory of post stall transients in a axial compressor system, part 1-development of Equation, *Journal of Engineering for gas turbine and power* Vol. 108, pp. 68-76, 1986

[3] Bohagen B., Gravdahl J. T., Active Surge control of compressor system using drive torque, *Automatica*, Vol. 44, pp. 1135-1140, 2008

[4] Emmons H. W., Pearson C. E. and Grant H. P., Compressor Surge and Stall Propagation,” *Transactions of ASME*, Vol. 77, pp. 455-469, 1955

[5] Horlock J.H., Axial Flow Compressors, *Butterworths Scientific Publications*, London, 1958.

[6] M.Greitzer E., Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressor: Part 1, Theoretical Compression System Model, and Part 2, Experimental Results and Comparison with Theory, *ASME Journal of Engineering for Power Transactions of ASME*, Vol. 98, pp. 190-217, April 1976.

[7] K.Moore F. and M.Greitzer E., A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems Part I-Development of Equations,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp. 68-76, Jan. 1986

[8] Gravdahl T. and Egeland O., Compressor Surge and Rotating Stall Modeling and Control, *Springer, Verlay London Limited*, 1999.

[9] Stodola A., Steam and Gas Turbine, *McGraw-Hill Book Co.*, New York, 1927.

[10] Kearon W. J., Turbo-Blowers and Compressors, *Sir Isaac Pitman and Sons Publishers*, London, 1931

[11] Fischer K. and Thoma D., Investigations of the Flow Conditions in a Centrifugal Pump”, *Transactions of ASME*, Vol. 54, pp. 141-155, Nov. 1932.

[12] Helvoirt J.V., Centrifugal Compressor Surge. Modeling and Identification for Control, *PILD Thesis. Technische Universiteit Eindhoven*. 2007.

[13] Willems F., Modeling and Control of Compressor Flow Instabilities, *IEEE Conti-ol System Magazine*. Vol. 19. pp. 8-18. 2009.

[14] Kurz R., White R.C., Surge Avoidance in Gas Compression Systems, *Tram. ASME, Journal. of Turbo*. Vol. 126. pp. 501-506. 2009

[15] bohagen B ., Gravdahl J. T ., Active Surge control of compressor system using drivetorque, *journal of engineering*, Vol. 44, pp.1135-1140 2008

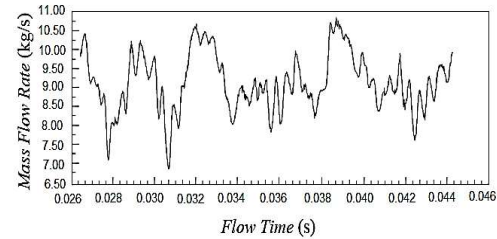
[16] Rao A.N., N.Ramesh O., The Dynamics of Surge in Compression Systems”, *Sadhana*, Vol. 32. pp. 43-49. Part 1&2, Feb-Apr. 1997

[17] Niazi S., Numerical Simulation of Rotating Stall and Surge Alleviation in Axial Compressors, Ph.D. Dissertation, *Georgia Institute of Technology, Aerospace Engineering*, July 2000.

[18] Lin.Shu, Yang .Chunjie, Wu Ping, Song Zhihuan, Active surge control for variable speed axial compressors, *ISA Transactions*, vol 53, pp 1389-1395, 2014.

[19] Changzheng LI., Siqi XU., Zhiqi HU., Experimental Study of Surge and Rotating Stall Occurring in Highspeed Multistage Axial Compressor, “*APISAT2014*”, 2014 Asia-Pacific International Symposium on Aerospace Technology, *APISAT2014, Procedia Engineering* Vol 99, pp 1548 – 1560, 2015.

[20] Ahmed Hafai faa, Belhade f Rachid b & Guemana Mouloudac. Modelling of surge phenomena in a centrifugal compressor:



شکل ۲۶- نوسانات دبی جرمی در ورودی روتور در یکی از مراحل کمپرسور

مشاهده می‌شود که نوسانات دبی جرمی در این دور بسیار شدید است که نشان‌دهنده ورود کمپرسور به محدوده سرچ می‌باشد. در مقایسه با نمودار روتور ناسا ۶۷، این نوسانات فرم سینوسی ندارند که می‌تواند به دلیل اثرات واکنشی استاتور بر روی جریان خروجی از روتور باشد. در این مرحله از مطالعه عددی با افزایش دور طراحی (۸۰٪ دور طراحی) مشاهده شد که نوسانات کاهش زیادی خواهند داشت. از نتایج چنین بر می‌آید که مطالعه عددی رفتار غیر خطی سیستم تراکم در حالت سرچ و نوسان-های شدید واقع در آن، یکی از روش‌های بهینه و مناسب در زمینه تحلیل عملکرد سیستم و نیز پیش‌گیری و کنترل پدیده سرچ است به طوری که در مقایسه با آزمایشات تجربی، مقرون به صرفه‌تر می‌باشد. همچنین با توجه به سرعت بالای مدل توربولانسی SKE و همچنین منظور شدن اثر مشخصات هندسی کمپرسور در مطالعه حاضر، می‌توان از آن به عنوان ابزاری برای بررسی تاثیر پارامتر-های مختلف هندسی کمپرسور بر روی عملکرد آن استفاده کرد. در پایان می‌توان به نتایج کلی زیر اشاره داشت:

الف: با استفاده از مدل توربولانسی SKE کمترین خطای حاصل شده در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی روتور ناسا ۶۷ برابر ۱/۲ درصد و بیشترین میزان خطا ۷ درصد است.

ب: نوسانات فشار و دبی جرمی در نقطه عملکرد کمپرسور بسیار کوچک است و جریان محیطی یکنواخت است.

ت: نتایج نشان دادند که پدیده سرچ در حقیقت نوسان محوری جریان در کمپرسور است و به علت نوسانات تقویت شده بر نرخ دبی جرمی به وجود می‌آید که نهایتاً سبب ایجاد نوسان در فشار نیز می‌شود.

ج: در دور ثابت با افزایش دبی جرمی نسبت فشار کمپرسور کاهش می‌یابد و در دبی جرمی بالاتر، افت در نسبت فشار بیشتر می‌شود زیرا در این شرایط افت‌های کمپرسور افزایش می‌یابند.

د: نتایج نشان دادند که در حالت ناپایداری و شرایط سرچ دبی جرمی در ورودی روتور در ۵۰٪ دور طراحی بسیار شدید است و با افزایش دور طراحی کاهش زیادی در نوسانات ایجاد می‌شود.

۹-فهرست علائم

P	فشار (pa)
T	دما (K)
\dot{m}	دبی جرمی (Kgs^{-1})
V	سرعت (ms^{-1})
r	فاصله هر نقطه از شبکه تا محور دوار (m)
Ω	سرعت زاویه‌ای (rpm)

علائم یونانی

- experimental analysis for control". *Systems Science & Control Engineering: An OpenAccess Journal*, 23 July 2015.
- [21] Strazisar A J ., et al., Laser anemometer measurements in a transonic axial-flow fan rotor, -NASA Technical Paper (NASA TP)2879, 1989.