



دانشگاه صنعتی اصفهان

دانشکده مکانیک

## آنالیز عملکرد توربین های سرمایشی سرعت بالا با استفاده از شبیه سازی عددی

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی

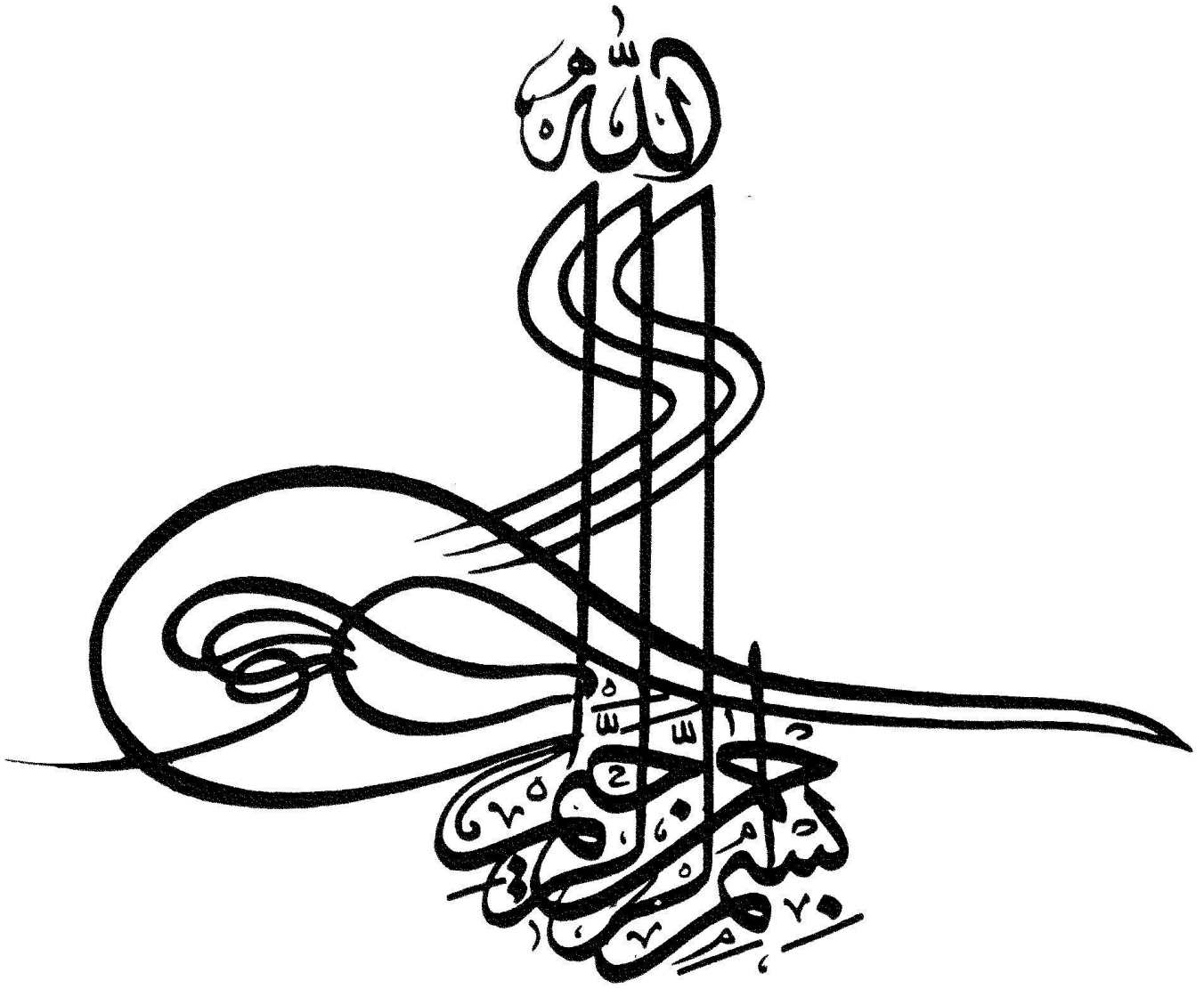
محسن بهنیا

استاد راهنما

دکتر مهدی نیلی احمدآبادی

دکتر محسن ثقفیان







دانشگاه صنعتی اصفهان

دانشکده مکانیک

## آنالیز عملکرد توربین های سرمایشی سرعت بالا با استفاده از شبیه سازی عددی

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی

محسن بهنیا

استاد راهنما

دکتر مهدی نیلی احمدآبادی

دکتر محسن ثقفیان



دانشگاه صنعتی اصفهان

دانشکده مکانیک

پایان‌نامه‌ی کارشناسی ارشد رشته‌ی مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی آقای محسن بهنیا  
تحت عنوان

**آنالیز عملکرد توربین‌های سرمایه‌ی سرعت بالا با استفاده از شبیه‌سازی عددی**

در تاریخ ۹۱/۱۰/۳۰ توسط کمیته‌ی تخصصی زیر مورد بررسی و تصویب نهایی قرار گرفت.

دکتر مهدی نیلی احمدآبادی

۱- استاد راهنمای پایان‌نامه

دکتر محسن ثقفیان

۲- استاد راهنمای پایان‌نامه

دکتر محسن دوازده امامی

۳- استاد داور

دکتر احمد سوهانکار

۴- استاد داور

دکتر محمدرضا سلیم‌پور

سرپرست تحصیلات تکمیلی دانشکده

پروردگارا:

نه ميتوانم موباشان را كه در راه عزت من سفيد شد، سياه كنم و نه براي دستهاي پينده بته شان كه شتره تلاش براي افتخار من است، مرهبي دارم. پس توفيقم ده كه هر خطه شكر گزارشان باشم و ثاينه هاي عمرم را در عصاي دست بودنشان بگذرانم.

شكر و سپاس خدا را كه بزرگترين اميد و ياورد در خطه خطه زندگيت.

باسپاس از اساتيد گرامي جناب آقايمان دكتر مهدي نيلى احمدآبادى و دكتر محسن ثقفيان

؛ همچنين از پروردگار عزيز، دلسوز و مهربانم كه آرامش روحى و آسائيش فكري فراهم نمود، زتابا حمايت هاى همه جانبه در محيطى مطلوب، مراتب تحصيلى و نيز پايان نامه دسى را به نحو احسن به اتمام رسانم؛ سپاسگزارى نمايم.

کلیه‌ی حقوق مادی مترتب بر نتایج مطالعات،  
ابتکارات و نوآوری‌های ناشی از تحقیق موضوع  
این پایان‌نامه (رساله) متعلق به دانشگاه صنعتی  
اصفهان است.

تقدیم بہ

پدر و مادر کرامی

و

دو خواہر عزیزم



## فهرست مطالب

| عنوان       | صفحه |
|-------------|------|
| فهرست مطالب | هشت  |
| فهرست علائم | ۵۵   |
| چکیده       | ۱    |

### فصل اول: مقدمه

|   |    |
|---|----|
| ۱-۱ توربوماشین  | ۲  |
| ۲-۱ توربین سرمایشی چیست؟  | ۳  |
| ۳-۱ عملکرد یک توربوماشین  | ۳  |
| ۴-۱ دینامیک سیالات محاسباتی برای طراحی توربوماشین ها                              | ۸  |
| ۵-۱ مروری بر پژوهش های انجام شده در زمینه شبیه سازی توربین و کمپرسور گریز از مرکز | ۹  |
| ۶-۱ افت ها در کمپرسور   | ۱۶ |
| ۱-۶-۱ جدایش و واماندگی در کمپرسور   | ۱۶ |
| ۱-۶-۱ واماندگی چرخشی در کمپرسور   | ۱۷ |
| ۷-۱ افت ها در توربین  | ۱۸ |
| ۱-۷-۱ جریان ثانویه در مجرای بین پره های توربین                                    | ۱۸ |
| ۲-۷-۱ انواع تلفات در پره های توربین   | ۲۰ |
| ۸-۱ معرفی پروژه   | ۲۱ |

### فصل دوم: معادلات حاکم بر جریان

|                                 |    |
|---------------------------------|----|
| ۱-۲ معادلات حاکم بر جریان       | ۲۴ |
| ۱-۱-۲ معادله بقای جرم           | ۲۴ |
| ۲-۱-۲ معادله اندازه حرکت        | ۲۵ |
| ۳-۱-۲ معادله انرژی              | ۲۵ |
| ۴-۱-۲ معادله انرژی جنبشی اغتشاش | ۲۶ |

### فصل سوم: تولید هندسه و شبکه ی فن و توربین مجموعه توربین سرمایشی

|                                    |    |
|------------------------------------|----|
| ۱-۳ تولید هندسه                    | ۳۲ |
| ۲-۳ تولید شبکه                     | ۳۳ |
| ۳-۳ تعریف شرایط مرزی و تحلیل جریان | ۳۹ |

### فصل چهارم: شبیه سازی عددی توربین و فن برای بدست آوردن مشخصات عملکردی

۱-۴ اعتبارسنجی توربین سرمایه‌اشی ..... ۴۵

۲-۴ نتایج شبیه‌سازی عددی توربین ..... ۴۶

۳-۴ نتایج شبیه‌سازی عددی فن ..... ۶۲

#### فصل پنجم: شبیه‌سازی عددی توربین سرمایه‌اشی

۱-۵ شبیه‌سازی عددی توربین در شرایط عملکردی متفاوت ارائه شده توسط صنعت ..... ۷۵

۲-۵ شبیه‌سازی عددی فن در شرایط عملکردی متفاوت ارائه شده توسط صنعت ..... ۸۴

#### فصل ششم: نتیجه‌گیری

۱-۶ تحلیل و نتیجه‌گیری ..... ۹۲

۲-۶ پیشنهادات ..... ۹۴

مراجع ..... ۹۵

## فهرست علائم

|                     |                  |
|---------------------|------------------|
| $c$                 | ظرفیت گرمای ویژه |
| $F$                 | نیرو             |
| $\dot{m}$           | دبی جرمی جریان   |
| $p$                 | فشار             |
| $P$                 | توان             |
| $Pr$                | نسبت فشار سکون   |
| $r$                 | شعاع             |
| $T$                 | دما، گشتاور      |
| <b>علائم یونانی</b> |                  |
| $\eta$              | بازده            |
| $\gamma$            | نسبت گرمای ویژه  |
| $\omega$            | سرعت دورانی      |
| <b>زیرنویس</b>      |                  |
| $0$                 | سکون             |
| $1$                 | ورودی            |
| $2$                 | خروجی روتور      |
| $3$                 | خروجی            |
| $c$                 | پوسته            |
| $d$                 | دیفیوزر          |
| $dp$                | نقطه طراحی       |
| $F$                 | فن               |
| $p$                 | فشار ثابت        |
| $s$                 | آیزنتروپیک       |
| $T$                 | توربین           |
| $t-s$               | کل به استاتیک    |
| $t-t$               | کل به کل         |
| $u$                 | مؤلفه مماسی      |

## چکیده

در این پژوهش عملکرد توربین های سرمایه‌ی سرعت بالا با استفاده از شبیه‌سازی عددی بررسی می‌شود. توربین سرمایه‌ی یک توربین عکس‌العملی جریان شعاعی است که با یک ژنراتور القایی روی یک شفت نصب می‌شود. در این پروژه، توربین سرمایه‌ی مورد نظر مهم‌ترین بخش سیستم تهویه‌ی هوا ساز (air condition) هواپیما است که شامل یک توربین جریان شعاعی و یک فن گریز از مرکز می‌باشد. هدف از انجام این پروژه شبیه‌سازی عددی جریان سیال در توربین و فن و همچنین بدست آوردن منحنی عملکرد توربین سرمایه‌ی می‌باشد که با توجه به تحریم شدید کشور در زمینه صنایع هوا فضا، داشتن توانمندی دانش طراحی در این زمینه بسیار اهمیت دارد. مراحل این پروژه شامل مدل کردن روتور توربین و فن با استفاده از نرم افزارهای کتیا و سالدورکس، ایجاد شبکه‌ی مناسب و شبیه‌سازی عددی با استفاده از نرم افزار انسیس انجام می‌شود. با توجه به پیچیده بودن هندسه‌ی روتور، برای استفاده از ویژگی های نرم‌افزار توربوگرید که مخصوصاً برای ایجاد شبکه روی مدل‌های توربوماشینی طراحی شده، ابتدا هندسه‌ی روتور توربین و فن با استفاده از نرم‌افزار تولید پره مدل شده و سپس برای ایجاد شبکه، به نرم‌افزار توربوگرید انتقال داده می‌شود. پوسته‌های توربین و فن را با استفاده از نرم‌افزار سی اف ایکس مش شبکه‌بندی می‌شود و در نهایت با به کارگیری نرم‌افزار سی اف ایکس به شبیه‌سازی عددی جریان سیال درون توربین و فن پرداخته می‌شود. تعریف شرایط مرزی در این پروژه برای توربین و فن در دو مرحله انجام شده است. در یک مرحله شرایط مرزی، برای بدست آوردن منحنی عملکرد توربین و فن می‌باشد که فرض می‌شود توربین و فن در شرایط آزمایشگاهی خاص هستند. در این مرحله نتایج نشان خواهد داد که پدیده خفگی در روتور توربین اتفاق می‌افتد، ماکزیمم بازده توربین در سرعت دورانی ۲۷۰۰۰ دور بر دقیقه، در دبی جرمی ۰/۱۷۴ کیلوگرم بر ثانیه، برابر ۶۲ درصد می‌شود، همچنین چرخش زیاد جریان خروجی روتور توربین باعث مکش هوای بیرون به داخل دیفیوزر می‌شود. در مورد فن نتایج نشان خواهد داد که نسبت فشار فن در اکثر شرایط، کمتر از یک می‌شود، ماکزیمم بازده روتور فن در سرعت دورانی ۵۰۰۰۰ دور بر دقیقه، در دبی جرمی ۰/۳ کیلوگرم بر ثانیه، برابر ۶۳ درصد می‌شود، در تمامی حالات، بر روی سطح مکشی، جدایش جریان اتفاق می‌افتد، همچنین در پوسته‌ی فن پدیده‌های برخورد، بی‌نظمی و اختلاط مشاهده می‌شود. مرحله‌ی دیگر اعمال شرایط مرزی، موارد خواسته شده توسط صنعت می‌باشد. یکی از پارامترهای مهم برای صنعت، دمای خروجی توربین می‌باشد که به عنوان دمای هوای تهویه استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش فشار ورودی، دمای خروجی کاهش یافته و کم‌ترین دمای خروجی از توربین در سرعت دورانی ۶۲۴۰۰ دور بر دقیقه حاصل می‌شود. همچنین با افزایش فشار ورودی توربین، بازدهی آیزنتروپیک کل به استاتیک کاهش، دبی جرمی افزایش و توان خروجی توربین افزایش می‌یابد. در فن با افزایش دبی جرمی و کاهش دمی ورودی، بازدهی آیزنتروپیک روتور، نسبت فشار روتور و توان مصرفی فن افزایش می‌یابد.

کلمات کلیدی: ۱- شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی ۲- توربین جریان شعاعی ۳- فن گریز از مرکز ۴- منحنی عملکرد

## فصل اول

### مقدمه

#### ۱-۱ توربوماشین

کلمه‌ی توربو یا توربینیس کلمه‌ای لاتین است و به اجسام گردنده اطلاق می‌شود. از نظر لغوی کلمه‌ی توربوماشین به معنی ماشین‌های دوار یا گردنده است. به اکثر ماشین‌هایی که به سیال انرژی می‌دهند و یا از طریق اخذ انرژی از سیال کار انجام می‌دهند و این عمل از طریق گردش محور ماشین انجام می‌گیرد، اصطلاحاً توربوماشین می‌گویند. البته این تعریف کامل نیست، به طور کلی می‌توان توربوماشین‌ها را به صورت زیر تعریف کرد: کلیه‌ی ماشین‌هایی که از طریق دوران محور خود به سیال انرژی می‌دهند یا از سیال انرژی دریافت می‌کنند و عامل انتقال قدرت، دوران محور ماشین است، توربوماشین نامیده می‌شوند. تعریف بالا بسیار کلی بوده و شامل مجموعه‌ی بزرگی از ماشین‌های تبدیل انرژی است. این ماشین‌ها کاربردهای صنعتی، کشاورزی و خدماتی فراوانی دارند و شامل انواع پروانه‌ها، آسیاب‌های بادی، فن‌های مختلف، انواع پمپ‌ها، کمپرسورها، توربین‌های هیدرولیکی، گازی و بخاری می‌شوند. توربوماشین‌ها برای اخذ انرژی سیال به منظور تولید برق، گردش یک موتور، انجام کار و غیره و یا انتقال انرژی به سیال به منظور بالا بردن فشار آن یا جابه‌جایی مورد استفاده قرار می‌گیرند. از نظر نوع سیال مورد استفاده، توربوماشین را می‌توان به دو نوع تقسیم کرد. دسته اول توربوماشین‌هایی‌اند که با جریان تراکم ناپذیر مثل آب، روغن، سوخت مایع و غیره کار می‌کنند. به این توربوماشین‌ها که چگالی سیال در طول آن‌ها ثابت می‌ماند، توربوماشین‌های هیدرولیکی یا اصطلاحاً آبی می‌گویند. نوع دوم با جریان تراکم‌پذیر مثل هوا، بخار و دیگر گازهای

مختلف کار می کنند و در طول توربوماشین چگالی سیال در اثر تغییر فشار آن تغییر می کند، در برخی موارد به این نوع توربوماشین ها اصطلاحاً توربوماشین های گرمایی می گویند. از نظر انتقال انرژی نیز توربوماشین ها را می توان به دو دسته ی مشخص تقسیم کرد: توربوماشین هایی که انرژی به سیال می دهند (پمپ ها و کمپرسورها) و توربوماشین هایی که از سیال انرژی می گیرند (توربین ها). [۱]

### ۲-۱ توربین سرمایشی<sup>۱</sup> چیست؟

توربین های سرمایشی بر مبنای اصول توربین هیدرولیکی کار می کنند. یک توربین هیدرولیکی از سیالی که دارای انرژی پتانسیل ناشی از ارتفاع فشار است، انرژی می گیرد. ارتفاع نشان دهنده ی انرژی بر واحد وزن سیال است. انتقال انرژی بین سیال محرک و شفت دوار به علت برهمکنش دینامیکی صورت می گیرد، که نتیجه اش تغییر در فشار و اندازه حرکت سیال است. توربین سرمایشی یک توربین عکس العملی جریان شعاعی است که با یک ژنراتور القایی روی یک شفت نصب می شود. توربین های سرمایشی به علت اینکه در یک محیط سرد کار می کنند از نظر تنش حرارتی محدودیتی ندارند. توربین های سرمایشی عمدتاً در سیستم های مایع سازی گازها کاربرد دارند، در دستگاه های مایع سازی رایج برای کاهش فشار گاز مایع شده از شیرهای انبساطی استفاده می شود، از دیدگاه ترمودینامیکی یک شیر انبساطی را می توان با یک توربین جایگزین کرد، بنابراین با تولید نیرو می توان همان افت فشار را ایجاد کرد. اگرچه این جایگزینی گاهی اوقات نه عملی است و نه مقرون به صرفه، بررسی ها نشان می دهد که باعث صرفه جویی در هزینه های الکتریکی می شود. [۲]

### ۳-۱ عملکرد یک توربوماشین

برای یک گاز ایده آل عملکرد یک توربوماشین در واقع تابعی از چهار پارامتر بدون بعد است: [۳]

(۱) پارامتر سرعت

$$\Pi_N = \frac{ND}{a_{01}} = \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \frac{D}{\sqrt{\gamma R}} \quad 1-1$$

این پارامتر را می توان بر حسب عدد ماخ ناشی از سرعت نوک پره نوشت.

(۲) پارامتر جریان

<sup>1</sup> Cooling turbine

$$\Pi_m = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} a_{01} D^2} = \frac{\dot{m}}{\frac{P_{01}}{RT_{01}} \sqrt{\gamma RT_{01}} D^2} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \sqrt{\frac{R}{\gamma}} \frac{1}{D^2} \quad 2-1$$

این پارامتر را می‌توان بر حسب عدد ماخ ناشی از سرعت محوری نوشت.

(۳) عدد رینولدز

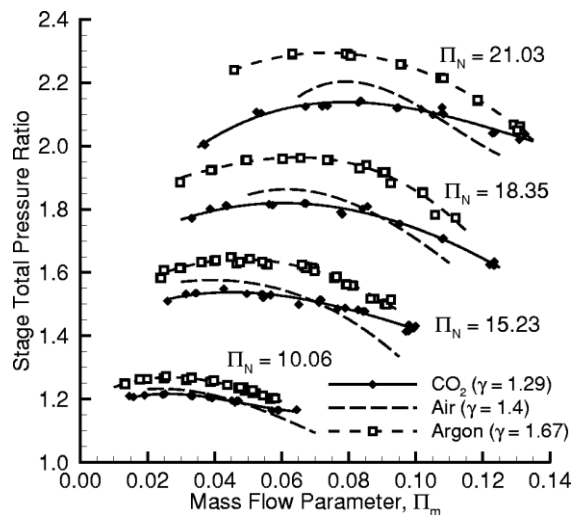
$$Re_D = \frac{\rho_{01} N D^2}{\mu} \quad 3-1$$

برای کمپرسورهای گریز از مرکز، سرعت در نوک پره،  $U$ ، و ارتفاع پره در نوک،  $b$ ، گاهی اوقات به عنوان مقیاس‌های طول و سرعت استفاده می‌شوند. در اکثر بررسی‌ها از اثر تغییرات عدد رینولدز بر عملکرد و رفتار یک توربوماشین صرف نظر می‌شود. عدم دخالت اثرات عدد رینولدز در روابط مربوط به عملکرد و رفتار توربوماشین‌ها تقریباً نسبتاً خوبی است، زیرا در اکثر توربوماشین‌ها عدد رینولدز نسبتاً بالا بوده و جریان سیال کاملاً متلاطم است و در نتیجه تغییرات ضریب اصطکاک در اثر تغییر عدد رینولدز ناچیز است. با وجود این مسئله، برای بررسی دقیق‌تر رفتار توربوماشین‌ها و محاسبه‌ی بازدهی آن‌ها، لازم است اثر تغییرات عدد رینولدز بررسی شود.

(۴) نسبت گرمای ویژه

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad 4-1$$

چگونگی تغییرات فشار را با تغییرات چگالی و دما در یک جریان تراکم پذیر تشریح می‌کند. شکل ۱-۱ عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز برای سه سیال متفاوت تحت شرایط یکسان را نشان می‌دهد.



شکل ۱-۱- نسبت فشار اندازه‌گیری شده به عنوان تابعی از  $\gamma$  [۳]

بقیه‌ی پارامترهای عملکردی توابعی از این چهار پارامتر مستقل هستند.

$$\frac{P_{02}}{P_{01}}, \eta, \text{etc} = fns \left( \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \frac{D}{\sqrt{\gamma R}}, \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \sqrt{\frac{R}{\gamma}} \frac{1}{D^2}, R_{eb}, \gamma \right) \quad 5-1$$

در بررسی عملکرد یک توربوماشین خاص که با سیال مشخصی کار می‌کند، پارامترهای  $R$ ،  $\gamma$  و  $D$  به علت ثابت بودن، از روابط فوق حذف می‌شوند. از طرفی تغییرات عدد رینولدز در محدوده‌ی کاری توربوماشین‌ها کم است و در نتیجه از اثر تغییرات آن بر سایر پارامترها با تقریب خوبی صرف‌نظر می‌شود. لذا رابطه‌ی برای یک توربوماشین خاص به صورت زیر ساده می‌شود.

$$\frac{P_{02}}{P_{01}}, \eta, \text{etc} = fns \left( \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}, \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \right) \quad 6-1$$

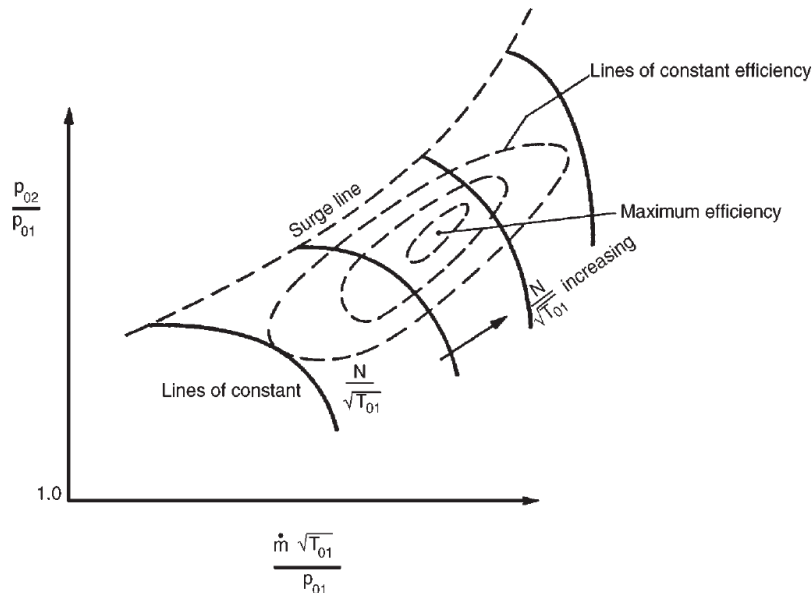
شکل ۱-۲ نشان دهنده‌ی رفتار کمپرسورهای گازی یا بخاری است که در آن نسبت فشار سکون خروجی به فشار ورودی سیال بر حسب ضریب جریان‌های مختلف رسم شده است. همچنین خطوط بسته بازده ثابت به صورت خط چین مشخص شده‌اند. این یک روش معمول برای نشان دادن عملکرد یک کمپرسور است. همان‌طور که مشاهده می‌شود برای یک مقدار مشخص  $N/\sqrt{T_{01}}$  با ازدیاد ضریب جریان نسبت  $P_{02}/P_{01}$  کاهش می‌یابد، ولی افزایش ضریب دبی نامحدود نبوده و به مقدار مشخصی ختم می‌شود. این مقدار مربوط به حالتی است که عدد ماخ در یک مقطع داخل توربوماشین به یک رسیده در نتیجه پدیده‌ی خفگی<sup>۱</sup> اتفاق می‌افتد. محلی که عدد ماخ به یک می‌رسد، در بین پره‌های متحرک کمپرسور است و به همین دلیل با تغییر دور کمپرسور در ضریب جریان متفاوتی عدد ماخ به یک می‌رسد. برای یک مقدار مشخص  $N/\sqrt{T_{01}}$ ، با کاهش ضریب جریان مقدار  $P_{02}/P_{01}$  افزایش می‌یابد تا به حداکثر مقدار خود برسد. با کاهش بیشتر دبی، جریان در داخل کمپرسور ناپایدار می‌شود. به این پدیده سرجینگ<sup>۲</sup> می‌گویند. پدیده‌ی سرجینگ در ناحیه‌ای اتفاق می‌افتد که منحنی  $P_{02}/P_{01}$  بر حسب ضریب جریان سیر صعودی داشته باشد یعنی با افزایش نسبت فشار، دبی نیز افزایش یابد. در چنین حالتی کم‌ترین نوسان در جریان باعث می‌شود کمپرسور نتواند تغییرات هد به وجود آمده در جریان را جبران کرده، در جریا حالت ناپایدار به وجود می‌آید و دبی شروع به تغییرت نوسانی شدید می‌کند به طوری که حتی ممکن است جریان قطع شود. خطی را که ناحیه‌ی

<sup>1</sup> choke

<sup>2</sup> surge

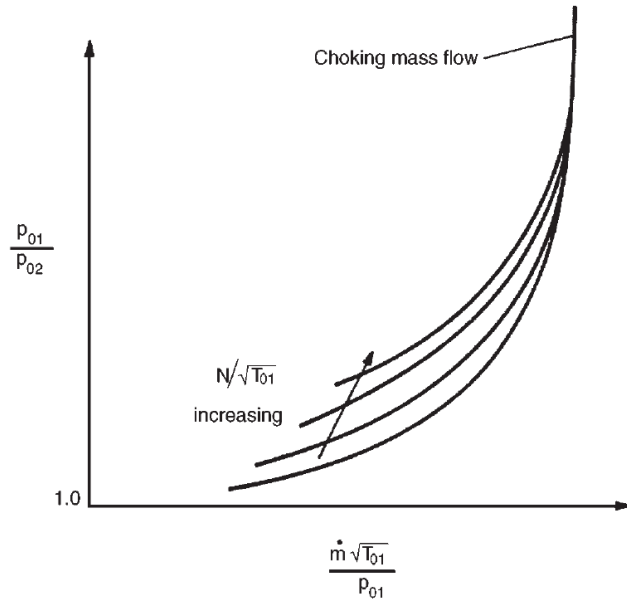


پایدار را از ناحیه‌ی ناپایدار جدا می‌کند خط سرج می‌نامند. در بهره‌برداری از کمپرسورها همیشه سعی می‌شود ضریب جریان از حد مشخصی بالاتر باشد تا جریان ناپایدار نشود. [۴]

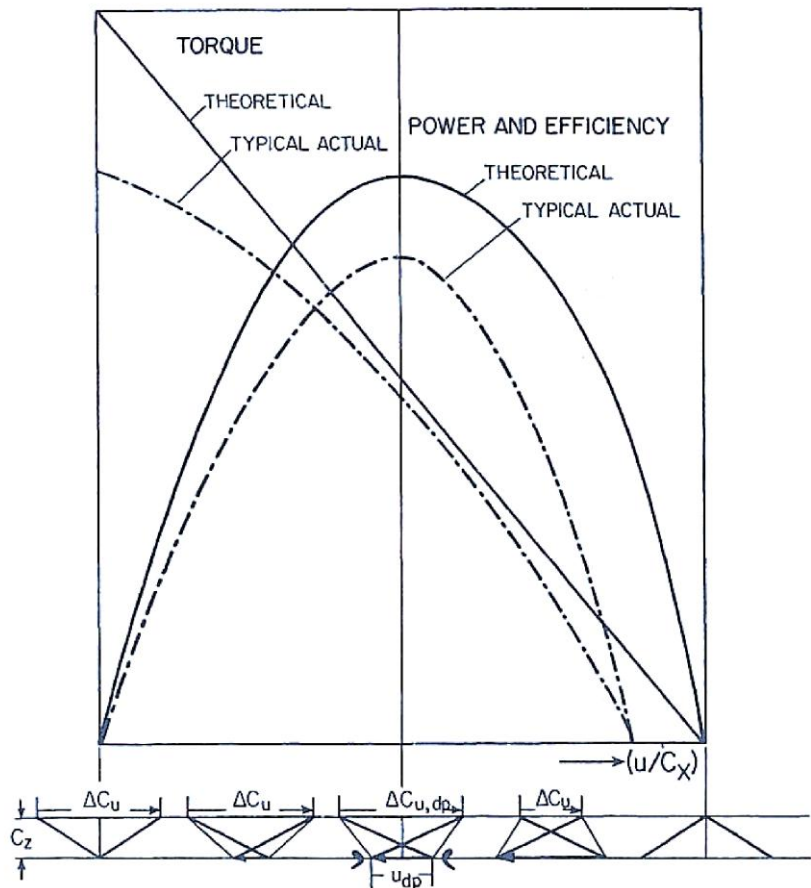


شکل ۱-۲- منحنی عملکرد یک کمپرسور [۱]

در شکل ۱-۳ منحنی تغییرات نسبت فشار سکون ورودی یک توربین به فشار سکون خروجی از آن،  $P_{02}/P_{01}$ ، بر حسب ضریب جریان برای  $N/\sqrt{T_{01}}$  های مختلف رسم شده است. در این منحنی‌ها نیز ناحیه‌ی خفگی دیده می‌شود. به عبارت دیگر با افزایش نسبت فشار  $P_{02}/P_{01}$ ، دبی ابتدا افزایش می‌یابد ولی در یک ضریب جریان خاص این افزایش متوقف می‌شود و دبی ثابت می‌ماند. این حالتی است که عدد ماخ در یک مقطع به یک رسیده است و پدیده‌ی خفگی رخ داده است. همان‌طور که در شکل دیده می‌شود پدیده‌ی خفگی در توربین‌ها بستگی به دور محور ندارد، علت این است که پدیده‌ی خفگی بر خلاف کمپرسورها در ناحیه‌ای بین پره‌های ساکن رخ می‌دهد. همان‌طوری که در شکل مشخص است، ضریب  $N/\sqrt{T_{01}}$  تأثیر زیادی بر عملکرد توربین‌ها ندارد. در حالی که در مورد کمپرسورها این ضریب تأثیر اساسی در عملکرد دارد. همچنین در شکل ۱-۴ توان خروجی توربین و گشتاور وارد شده به محور روتور بر حسب سرعت دورانی برای دبی جرمی ثابت نشان داده شده است [۴].



شکل ۱-۳- منحنی عملکرد یک توربین [۱]



شکل ۱-۴- توان خروجی و گشتاور توربین بر حسب سرعت دورانی توربین [۱]

## ۴-۱ دینامیک سیالات محاسباتی برای طراحی توربوماشین‌ها

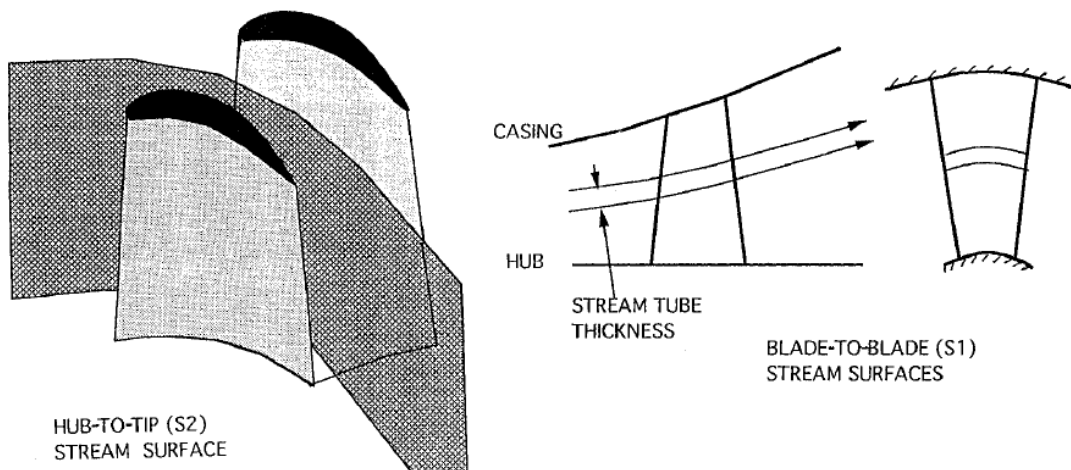
دینامیک سیالات محاسباتی در طراحی توربوماشین‌ها بیشتر از ابزارهای مهندسی دیگر ایفای نقش می‌کند. سال‌های بسیاری است که طراحی یک توربین یا کمپرسور پیشرفته بدون استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی غیر قابل تصور شده است. در دو دهه‌ی گذشته شرکت‌های توربوماشینی از دینامیک سیالات محاسباتی به عنوان یکی از روش‌های اصلی ارزیابی عملکرد طراحی‌های جدید استفاده می‌کنند.

تاریخ کاربرد روش‌های عددی در صنعت توربوماشین به سال ۱۹۴۰ برمی‌گردد. در حقیقت روش‌ها فرمول‌بندی شده بودند حتی قبل از اختراع کامپیوترهای دیجیتال که برای اجراء آن‌ها لازم بودند. تعریف صفحات جریان تیغه به تیغه و ریشه تا نوک توسط وو ارائه شد و این نظریه حکم‌فرما بود تا سال ۱۹۸۰ که روش‌های کاملاً سه بعدی برای اولین بار در دسترس قرار گرفتند. در شکل ۱-۵ صفحات تیغه به تیغه<sup>۱</sup> و ریشه تا نوک<sup>۲</sup> یک پره نشان داده شده است. نظریه‌ی وو (Wu) از زمان خود جلوتر بود و او آن را به عنوان روشی برای حل جریان سه بعدی ارائه کرد. اگر چه نظریه‌ی او کاملاً صحیح است ولی به دلیل پیچیدگی، حتی امروزه بندرت استفاده می‌شود. روش‌های کاملاً سه بعدی به جای محاسبات سطوح جریان با یک تک محاسبه جریان سراسر یک ردیف پره را حل می‌کند که در آن فرضیات روش شبه سه بعدی وجود ندارد ولی چون نیازمند کامپیوترهای قوی تری بودند تا اواخر سال ۱۹۸۰ به عنوان یک ابزار طراحی مورد استفاده قرار نمی‌گرفتند. به همین دلیل روش‌های اولیه مجبور بودند از شبکه‌های درشت‌تر استفاده کنند که خطای محاسباتی بیشتری نسبت به روش شبه سه بعدی ایجاد می‌شد. تعدادی از خصوصیات جریان داخل توربوماشین‌ها مانند تأثیرات ناشی نوک پره، جریان ثانویه و کاملاً سه بعدی هستند و نمی‌توان آن‌ها را با روش شبه سه بعدی پیش‌بینی کرد، بنابراین حل‌های کاملاً سه بعدی برای پیش‌بینی آن‌ها ضروری است. به این ترتیب روش‌هایی کاملاً سه بعدی در ۲۰ سال گذشته استنتاج شده‌اند که اکنون در طراحی استفاده می‌شوند. این روش‌ها معمولاً برای تأیید نهایی طراحی انجام شده به وسیله‌ی مدل شبه سه بعدی مورد استفاده قرار می‌گیرند، اما در بعضی از حالات مانند فن‌های مافوق صوت و آخرین مرحله‌ی پره‌های توربین بخار که جریان کاملاً سه بعدی حکم‌فرما است از این روش‌ها به عنوان ابزار طراحی اولیه استفاده می‌شود. تعداد محدودی از روش‌های عددی برای جریان سه بعدی توربوماشین‌ها بکار برده می‌شوند که معمولاً معادلات ناویراستوکس یا اویلر را حل می‌کنند، از روش رانج کوتا چهار مرحله‌ای با گام‌های زمانی متفاوت و یک روش چند شبکه‌ای برای سرعت همگرایی استفاده می‌کنند. برای جریان‌های لزج و غیر لزج از روش‌های عددی یکسانی استفاده می‌شود ولی برای محاسبات لزج شبکه باید از تعداد نقاط و

<sup>1</sup> Blade to blade

<sup>2</sup> Hub to tip

دقت بیشتری برخوردار باشد. در غیاب خصوصیات بحرانی مانند موج‌های ضربه‌ای، جریان‌های ثانویه یا نشستی نوک پره، برای حل لزوج یک ردیف پره شبکه‌ای با حدوداً ۴۰۰۰۰۰ نقطه مورد نیاز است. یک حل لزوج با موج‌های ضربه‌ای و نشستی نوک پره به شبکه‌ی ۳۰۰۰۰۰۰ نقطه‌ای نیاز دارد. [۵]



شکل ۱-۵- صفحات تیغه به تیغه و ریشه تا نوک [۵]

## ۵-۱ مروری بر پژوهش‌های انجام شده در زمینه شبیه‌سازی توربین و کمپرسور گریز از مرکز

پیرت<sup>۱</sup> و همکارانش طراحی پره‌ی توربوماشین را با استفاده از ترکیب یک حلگر ناویراستوکس و شبکه عصبی انجام دادند. در این پژوهش مقاطع مختلف تیغه دو بعدی در ابتدا با منحنی‌های بزیرو و یک تابع پانزده پارامتری طراحی و سپس به وسیله‌ی یک شبکه‌ی عصبی مصنوعی (ANN) بهینه شدند [۶].

فرانک و ویلمز<sup>۲</sup> و همکارانش، بازخورد مثبت سرچ کمپرسور گریز از مرکز را تثبیت کردند. عملکرد پایای کمپرسورهای گریز از مرکز و محوری با جریانات کم جرم به علت پدیده‌ی سرچ کاهش می‌یابد که ناحیه‌ی عملکردی پایا می‌تواند به وسیله‌ی کنترل فعال گسترش داده شود. به عنوان یک نتیجه در این مقاله فقط به شیرهای کنترلی غیر منفی اجازه داده شد که البته طراحی کنترل کننده را به نسبت زیادی پیچیده کرد. در این مقاله یک کنترل کننده بازخورد مثبت جدید که مبتنی بر روش جابه‌جایی قطب است، پیشنهاد شد. که این کنترل کننده در مقیاس

<sup>۱</sup> S.Pierret

<sup>۲</sup> F.Willems