ISME

تحليل عملكرد سيكل توربين گاز با توربين خنک کاري شده و سيستم هاي کنترلي مختلف در شرايط خارج از نقطه طراحي و حل معادلات حاکم بصورت همزمان

بهنام رضايي زنگ ملك[1]
کارشناس ارشد

جلال الدين شايگان[2]
استاد

هيوا خالدي[3]
کارشناس ارشد

توربين هاي گازي چه صنعتي چه هوايي در شرايط محيطي و بار هاي مختلفي کار مي کنند. با تغيير دما و فشار محيط و ميزان بار مشخصات کارکردي هر يک از اجزاء توربين گاز تغيير خواهد کرد و در نتيجه ميزان توان و بازده توربين گاز تغيير مي کند. بنابراين شناخت رفتار توربين گاز در شرايط خارج از نقطه طراحي حائز اهميت است. در اين پروژه رفتار توربين گاز در شرايط خارج از نقطه طراحي بررسي شده است. اين مدل ترموديناميکي بر پايه منحني‌هاي مشخصه کمپرسور و توربين همراه با خنک‌کاري پره‌ها مي‌باشد. مدل داراي نتايج بسيار قابل قبولي براي پيش‌بيني رفتار توربين در شرايط مختلف مي‌باشد. همچنين تاثير سيستم‌هاي کنترلي مختلف بر کارکرد سيکل در بارهاي مختلف بررسي شده است. نتايج نشان مي‌دهند که سيستم کنترلي IGV ثابت بالاترين و سيستم کنترلي TIT ثابت کمترين راندمان را در سيکل ساده دارند. کمپرسور در شرايط IGV ثابت پايدارترين حالت خود را دارد و راندمان آن از همه حالات بيشتر است.

واژه‌هاي راهنما: توربين گاز، شرايط خارج از نقطه طراحي ، سيستم‌هاي کنترلي توربين گاز ، کارکرد ، منحني مشخصه

۱- مقدمه

توربين‌هاي گاز نقش بسيار مهمي در واحدهاي توليد توان و بخار دارند و روزبه‌روز با پيشرفت‌هاي تکنولوژيکي و افزايش بازده و عملکرد اين نوع توربين‌ها استفاده از آنها در صنايع و نيروگاه‌هاي توليد توان

[1] کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتي شريف، دانشکدة مهندسي مکانيک B_rezaei@ mpetrogas.com
[2] استاد، دانشگاه صنعتي شريف، دانشکدة مهندسي شيمي shayegan@sharif.edu
[3] کارشناس ارشد، گروه نيرو و پيشرانش ، شرکت مهندسي پتروگاز خاورميانه h. khaledi@mpetrogas.com

افزايش مي‌يابد. توربين گاز در سه شرايط نقطه طراحي (شرايط استاندارد)، شرايط خارج از نقطه طراحي و شرايط ديناميكي كار مي‌كند. نقطه طراحي شامل دماي هواي محيط ۱۵ درجه سانتيگراد و فشار يک بار و رطوبت نسبي ٦۰ درصد و بار %۱۰۰ مي‌باشد ولي عملا توربين گاز در عمر كاركردي خود در شرايط محيطي مختلف و بارهاي مختلف قرار مي‌گيرد. شرايط خارج از نقطه طراحي هم شامل تغيير دما و فشار محيط و هم تغيير بار سيكل از شرايط طراحي مي‌باشد. اين شرايط تاثير زيادي بر عملكرد توربين گاز دارد و در اكثر مواقع باعث افت توان و بازده آن مي‌شود. شرايط ديناميكي هم شامل تغييرات لحظه‌اي اين تغييرات و تاثير آن بر سيكل است.مدل‌هاي تحليل شرايط طراحي همراه با خنک‌كاري پره‌ها توسط خالدي [۱] و [۲] بررسي شده‌اند در اين مقاله ما به بررسي تحليل شرايط خارج از نقطه طراحي همراه با خنک‌كاري پره‌ها پرداختيم.

تحليل كمپرسور در شرايط خارج از نقطه طراحي شامل سه روش كلي گروه به گروه، طبقه به طبقه و رديف به رديف است. در روش گروه به گروه چند طبقه از كمپرسور (بسته به محل زيركش شدن هوا براي خنک‌كاري) همزمان تحليل مي‌شوند. در روش طبقه به طبقه هر طبقه كمپرسور جداگانه تحليل مي‌شود. در روش رديف به رديف هم هر رديف استاتور و روتور جداگانه تحليل مي‌شود. توربين هم به دو روش كلي طبقه به طبقه و رديف به رديف تحليل مي‌شود. عيب روش طبقه به طبقه و رديف به رديف در اين است كه اين دو روش به داده‌هاي طراحي زيادي احتياج دارند و عملاً براي هر محققي اين داده ها قابل دسترسي نيست. ولي حسن روش گروه به گروه در اين است كه به داده‌هاي طراحي زيادي احتياج ندارد و با دقت خوبي براي تمام كمپرسورهاي موجود امروزي قابل استفاده است. در اين مقاله براي تحليل كمپرسور از روش گروه به گروه با استفاده از منحني مشخصه كلي كه با استفاده از منابع و داده‌هاي توربين گاز مختلف توسعه داده شده و بدست آمده‌اند استفاده شده است [۳]. اين روش در كارهاي محققيني چون Kurzke [٦-٤] ديده مي‌شود. Kurzke [٦-٤] خنک‌كاري پره‌هاي توربين و تاثير آن بر كاركرد توربين گاز را در نظر نگرفته است ولي در اين كار علاوه بر توسعه و بدست آوردن منحني مشخصه كلي دقيق ، از مدل‌هاي مختلف خنک‌كاري پره‌ها از جمله مدل خالدي[۱] كه دقت بالايي در مدل كردن تاثير خنک‌كاري دارد استفاده شده است.

براي تحليل توربين هم از روش طبقه به طبقه با استفاده از منحني‌هاي مشخصه كلي كه باز مثل كمپرسور با تلفيق داده‌هاي توربين‌هاي گاز مختلف بدست آمده است استفاده كرديم و تاثير زيركش كردن هوا براي خنک‌كاري پره‌ها در نظر گرفته شده است.

در روش كلاسيک حل مدل هاي توربين گاز از روش سعي و خطايي و با استفاده از حدس اوليه استفاده مي شود. عيب اين روش اين است كه در سيستم هاي پيچيده توربين‌گاز شامل خنک كاري توربين و تغيير زاويه IGV و استاتورهاي كمپرسور و نازل‌هاي توربين محاسبات بسيار طولاني مي شود و در مواقعي مدل اصلا همگرا نمي شود و در كل اين روش حل براي سيستم هاي پيچيده بسيار ناكارآمد است. در كار حاضر از روش حل معادلات همزمان استفاده شده است كه باعث مي شود كه زمان محاسبات بسيار پايين بيايد و در ضمن به مشكل عدم همگرايي بسيار كمتر بر مي خوريم. همچنين مدل توانايي حل هرگونه آرايشي از توربين گاز را دارا است.

براي اين منظور يک برنامه كامپيوتري توسعه داده شده است. اين كد كامپيوتري به صورت Modular نوشته شده است و اين حسن را دارد كه آرايش هاي مختلف و پيچيده توربين گاز و همچنين اعمال سيستم هاي كنترلي مختلف به راحتي مدل مي شود.

كاركرد ساير اجزاي توربين گاز مانند محفظه احتراق در شرايط Off Design نيز توسط معادلات تجربي بيان مي شود و ميزان افت فشار كه متغير اصلي در اين اجزاء مي باشد توسط اين معادلات تعيين مي شود.

در روش استفاده از منحني هاي مشخصه براي خواندن داده هاي موجود در نمودارها دو روش وجود دارد. روش اول استفاده از خطوط Beta ثابت و روش دوم استفاده از كانتورهاي بازده ثابت مي‌باشد. روش استفاده از كانتورهاي بازده ثابت يک روش پيچيده و جديدي است كه توسط بعضي از شركت هاي تجاري بكار برده مي شود و هيچ متن و مقاله اي در اين مورد در منابع موجود مشاهده نشد و فقط اشاره اي كوتاه به اين روش در بعضي از مقالات صورت پذيرفته است. بنابراين در اين مقاله از روش خطوط Beta استفاده شده است كه در كارهاي محققين مانند Kurzke [٦-٤] و Philip & Walsh [٧] ديده مي شود.

تاثير سه سيستم كنترلي IGV ثابت، TIT ثابت و TET ثابت بر كاركرد توربين گاز در شرايط خارج از نقطه طراحي در نظر گرفته شده است و نتايج براي اين سه سيستم كنترلي تحليل شده است.

۲- مدل‌سازي اجزا

ابتدا نحوه مدل سازي هر يک از تجهيزات را بيان مي كنيم.

۲-۱- كمپرسور

هدف از يک كمپرسور افزايش فشار كل لازم براي سيكل با مصرف كمترين كار محوري است. يک كمپرسور جريان محوري پارامترهاي طراحي زيادي نسبت به ساير اجزاي توربين گاز دارد . بنابراين فقط پارامترهاي از مرتبه اول را براي محاسبات در نظر مي گيريم. هر طبقه كمپرسور از يک رديف پره هاي روتور و سپس يک رديف پره هاي استاتور تشكيل شده است. اغلب يک رديف اضافه تحت عنوان پره هاي هدايت خروجي (OGV) پس از آخرين رديف استاتور لازم است تا بار ساختاري را تحمل كند و يا هرگونه Swirl اضافي را قبل از اينكه جريان وارد كانال پايين دستي شود بردارد. همچنين ممكن است پره هاي هدايت ورودي متغير (VIGV) در ورودي كمپرسور بكار رود. VIGV از يک رديف پره هاي استاتور كه زاويه آن توسط سيستم كنترلي براي افزايش عملكرد خارج از نقطه طراحي تغيير مي كند ، تشكيل شده است. تعدادي از استاتورها هم ممكن است زاويه متغير داشته باشد كه تحت عنوان پره هاي استاتور متغير (VSV) خوانده مي شوند. به عنوان يک قانون از مرتبه اول يک طبقه VIV يا VSV به ازاي هر طبقه اضافه بر پنج طبقه لازم است تا بتواند حاشيه امنيت لازم از خط سرج را در سرعت هاي كمتر از سرعت طراحي تامين كند. اين نسبت را مي توان با استفاده از شيرهاي Bleed كاهش داد.

براي مدلسازي كمپرسور، هواي ورودي را تركيبي از نيتروژن، اكسيژن، دي اكسيد كربن، بخار آب و آرگون در نظر مي‌گيريم. در اين حالت، ورودي مدل، به صورت درصد مولي هر كدام از اين اجزاء خواهد بود.

در تحليل پارامتريک، از راندمان پلي تروپيک به جاي راندمان آيزونتروپيک استفاده مي‌شود. زيرا اولاً راندمان آيزونتروپيک خود تابعي از نسبت فشار است و در حالتي که تغييرات نسبت فشار بررسي مي‌شود، مقدار آن ثابت نمي‌ماند. ثانياً راندمان پلي تروپيک بياني از اتلافات آيروديناميکي است که توليد آنتروپي از آن ناشي مي‌شود و مي‌توان خروجي کمپرسور را از روي آن بدون توجه به دبي و يا فشار تعيين کرد.
در سيکل ساده توربين گاز بدون خنک کاري پره‌ها، دبي جرمي‌در کمپرسور ثابت مي‌ماند ولي در توربين گاز با خنک‌کاري پره‌هاي توربين دبي جرمي در طول کمپرسور ثابت نمي‌ماند. براي به دست آوردن شرايط خروجي کمپرسور، از راندمان پلي تروپيک کمپرسور استفاده مي‌کنيم.

$$\int_{T_1}^{T_2} \bar{c}_{PM} \frac{dT}{T} = \int_{P_1}^{P_2} \frac{R}{\eta_{\infty c}} \frac{dP}{P} = \frac{R}{\eta_{\infty c}} \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P} \qquad (۱)$$

همانطور که در معادله (۱) مشاهده مي‌شود، راندمان پلي تروپيک به دليل ثابت بودن از زير انتگرال بيرون مي‌آيد و اين امر مزيت اصلي استفاده از راندمان پلي تروپيک را نشان مي‌دهد.
پس از تعيين شرايط خروجي کمپرسور، کار مصرفي آن، با انتگرال گيري زير به دست مي‌آيد و براي تبديل به کار بر واحد جرمي‌هواي ورودي بايد بر جرم مولکولي مخلوط ترکيبات ورودي تقسيم گردد.

$$w_{comp.} = \frac{\int_{T_1}^{T_2} \bar{c}_{PM} dT}{MW_M} \qquad (۲)$$

منحني مشخصه کمپرسور

وقتي که هندسه کمپرسور براي نقطه طراحي مشخص شد مي توان منحني مشخصه کمپرسور را براي تمام شرايط خارج از نقطه طراحي تعيين کرد. در اين منحني هاي مشخصه نسبت فشار و بازده ايزونتروپيک نسبت به دبي جرمي براي تمام سرعت هاي بي بعد مختلف کمپرسور رسم مي شود (شکل هاي ۱ و۲). براي هر سرعت بي بعد يک دبي جرمي حداکثر وجود دارد که جريان بيشتر از آن نمي تواند باشد هر چند که نسبت فشار کم بشود. اين رژيم عملکردي تحت عنوان Chock يا خفگي شناخته مي شود. با صرف نظر از پديده هاي از مرتبه دوم مانند تاثيرات عدد رينولدز براي هر زاويه جريان ورودي ثابت و بدون استال چرخشي و قفل شده و يا عدم يکنواختي ورودي موارد زير صادق است :

- براي يک هندسه ثابت کمپرسور اين منحني ثابت است.
- نقطه کارکرد بر روي منحني مشخصه کمپرسور توسط اجزاي اطراف کمپرسور تعيين مي شود.
- هر نقطه کارکردي روي منحني مشخصه مثلث سرعت منحصر به خودش را دارد.

منحني‌هاي مشخصه کار حاضر بر مبناي اطلاعات سازندگان مختلف بصورت بي‌بعد تهيه و استفاده شده است [۳].

استفاده ازمنحني مشخصه در مدل پيش بيني عملكرد توربين گاز در شرايط خارج ازنقطه طراحي
از آنجا كه در سرعت هاي شفت بالا منحني مشخصه نسبت فشار- دبي جرمي عمودي و در سرعت‌هاي شفت پايين افقي مي‌شود ، بنابراين براي يک دبي جرمي در يک سرعت شفت بالا، نسبت فشارهاي مختلف و بي نهايتي حاصل خواهد شد و در نتيجه نمي توان از اين منحني هاي مشخصه به راحتي استفاده كرد. براي حل اين مشكل دو روش ارائه شده است. يكي استفاده از خطوط بتا و ديگري استفاده از كانتورهاي بازده ثابت است. آنطور كه از مقالات و متن هاي منتشر شده بر مي آيد اين است كه روش كانتور بازده ثابت روش مناسب و با سرعت بالا و در عين حال پيچيده است ولي هيچ گونه اطلاعات اضافي ديگر در مورد اين روش در دسترس نيست. آنچه مسلم است اين است كه اين روش توسط شركت هاي بزرگ سازنده توربين و نرم افزار توسعه داده شده است.

با توجه به مطالبي كه در بالا بدان اشاره شد در اين مدل از روش خطوط بتا استفاده شده است. خطوط بتا خطوط اختياري با فواصل يكسان از هم هستند كه سعي مي شود تا حد ممكن موازي با خط سرج رسم شوند منحني مشخصه به كمک خطوط بتا به جدولي بر حسب بتا تبديل مي شود (شكل ۳). بتا به صورت ساده به عنوان آدرس آرايه اي عمل مي كند و براي منحني مشخصه نسبت فشار بر حسب دبي جريان بكار مي رود تا از مشكلات خطوط سرعت ثابت عمودي و افقي جلوگيري كند.

برنامه كدنويسي شده پيش بيني كاركرد شرايط خارج از نقطه طراحي، مي‌تواند اين جداول را براي بدست آوردن مقدار دبي جريان و نسبت فشار و بازده در هر بتا وسرعتي استفاده كند.براي سرعت هاي بي بعد ديگري كه در منحني مشخصه نيست ميان يابي شده و منحني سرعت بي بعد مورد نظر بدست آمده است.

تاثير تغيير زاويه IGV نسبت به شرايط طراحي كه در سيستم‌هاي كنترلي دماي ورودي به سر توربين ثابت و دماي خروجي از توربين ثابت پيش مي‌آيد توسط ضريب تصحيحي كه بر روي دبي جرمي ورودي به كمپرسور صورت مي‌گيرد مدل مي‌شود[۳].

۲-۲- مدلسازي محفظه احتراق

هواي خروجي از كمپرسور با همان تركيب هواي ورودي به كمپرسور، اما در يک دماي بالاتر وارد حجم كنترل محفظه‌احتراق توربين گاز مي‌شود. در اين بخش از كار فرض مي‌شود كه نيتروژن در واكنش شيميائي احتراق شركت نمي‌كند و لذا آلاينده‌هاي اكسيد نيتروژن در معادلات وارد نمي‌شوند.

سوخت ورودي را تركيبي از CH4 و C2H6 و C3H8 و C4H10 به ترتيب باغلظت‌هاي مولي a، b، c، d فرض مي‌كنيم. براي به دست آوردن دبي سوخت خروجي، بايد معادلات واكنش سوخت و هوا نوشته شود.سپس، با تعريف نسبت تعداد مولهاي سوخت به تعداد مولهاي هوا به عنوان $\bar{\lambda}$ و وارد كردن آن در معادله احتراق داريم [۱] :

$$\bar{\lambda} = \frac{n_{fuel}}{n_{air}} \qquad (۳)$$

$$\bar{\lambda}(aC_{x1}H_{y1}+bC_{x2}H_{y2}+cC_{x3}H_{y3}+dC_{x4}H_{y4})+(y_{O_2}.O_2+y_{N_2}.N_2+y_{Ar}.Ar+y_{CO_2}.CO_2+y_{H_2O}.H_2O)$$
$$\rightarrow (y_{CO_2}+\bar{\lambda}.n_{\alpha t}).CO_2+(y_{H_2O}+.5n_{\beta t}.\bar{\lambda}).H_2O+y_{N_2}.N_2+y_{Ar}.Ar+(y_{O_2}-B.\bar{\lambda}).H_2O \quad (۴)$$

که در آن، a و b و c و d نسبت مولي تركيب هر يک از سوختها در ورودي محفظه‌احتراق توربين گاز است. Yi نسبت مولي هر يک از تركيبات هواي ورودي به محفظه‌احتراق مي‌باشد. با نوشتن معادله بقاي جرم، سه پارامتر موجود در خروجي محصولات احتراق، به صورت زير تعريف مي‌شوند:

$$n_{\alpha t}=a\,x_1+b\,x_2+c\,x_3+d\,x_4 \quad (۵)$$

$$B=n_{\alpha t}+.25n_{\beta t} \quad (۶)$$

با استفاده از رابطه بالا، مي‌توان نسبت دبي سوخت به دبي هواي ورودي يا همان نسبت سوخت به هواي تئوري را حساب كرد:

$$f_{theoretical}=\frac{m_{fuel}}{m_{air}}=\frac{n_{fuel}}{n_{air}}.\frac{MW_{fuel}}{MW_{air}}=\bar{\lambda}.\frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} \quad (۷)$$

در نهايت، با توجه به‌اينكه راندمان احتراق همواره ۱۰۰% نيست و هميشه مقداري هيدروكربنهاي نسوخته و انتقال حرارت با محيط بيرون داريم، با تعريف راندمان محفظه احتراق و نسبت دادن عدد مشخصي به آن، نسبت سوخت به هواي واقعي به دست مي‌آيد:

$$\eta_b=\frac{f_{theoretical}}{f_{actual}} \quad (۸)$$

راندمان محفظه‌احتراق، براي توربين گازهاي كنوني، بين ۹۸ تا ۹۹/۹% مي‌باشد. بدين ترتيب، دبي جرمي سوخت خروجي از محفظه احتراق تعيين مي‌گردد. همچنين تركيب شيميايي محصولات احتراق با فرض عدم وجود اكسيدهاي نيتروژن محاسبه مي‌گردد.

براي محاسبه افت فشار محفظه احتراق در شرايط خارج از نقطه طراحي از رابطه زير استفاده شده است[۸].

$$\frac{\frac{\Delta P_0}{P_0}}{(\frac{\Delta P_0}{P_0})_d}\approx\frac{(\frac{m\sqrt{T_0}}{P_0})^2}{(\frac{m\sqrt{T_0}}{P_0})_d^2} \quad (۹)$$

براي محاسبه بازده محفظه احتراق در شرايط خارج از نقطه طراحي از فرمول تجربي زير كه توسط Walsh [۷] ارائه داده شده است، استفاده مي‌شود :

$$\eta_b=-5.4697\times10^{-11}\times Load^5+3.97923\times10^{-8}\times Load^{-14}-8.73718\times10^{-6}\times Load^3$$
$$+.000300007\times Load^2-.004568246\times Load+99.7 \quad (۱۰)$$

$$Load = \frac{\dot{m}}{V\ P^{1.8}\ 10^{.00145\ (T_1 - 400)}} \qquad (۱۱)$$

كه در آن $\dot{m}$ دبي هواي ورودي، P فشار هواي ورودي، T1 دماي هواي ورودي به محفظه احتراق و V حجم محفظه احتراق مي‌باشد.

همانطور كه گفته شد بازده محفظه احتراق براي شرايط طراحي به عنوان ورودي مدل در نظر گرفته شده است. با مشخص بودن η_b در نقطه طراحي ، Load محفظه احتراق در نقطه طراحي از معادله ۱۰ بدست مي‌آيد و سپس از معادله ۱۱ مقدار حجم محفظه احتراق محاسبه مي‌شود. حال با مشخص بودن حجم محفظه احتراق مقدار Load در خارج از نقطه طراحي با معادله ۱۱ بدست مي‌آيد و از معادله ۱۰ با معلوم بودن Load مقدار η_b در شرايط خارج از نقطه طراحي محاسبه مي‌شود.

۲-۳- مدلسازي توربين همراه با خنک كاري

در شكل (٤)، شماتيكي از سيكل توربين گاز همراه با خنک كاري پره‌ها نشان داده شده است. همان طور كه در شكل مشاهده مي‌شود، خروجي محفظه احتراق وارد رديف اول استاتور مي‌شود و پس از آن وارد روتور مي‌گردد. براي خنک كاري رديف اول، از خروجي كمپرسور استفاده شده است و براي رديف دوم، از طبقات مياني كمپرسور زيركش گرفته شده است.

توربين شامل ٤ مرحله است كه فقط دو مرحله آن خنک شده است. لازم به ذكر است كه در كاتالوگ سازندگان، دماي حداكثر با چند تعريف داده مي‌شود. يكي به صورت دماي خروجي محفظه احتراق است. ديگري كه معمولاً به نام دماي آتش[1] شناخته مي‌شود، دماي خروجي از استاتور رديف اول توربين گاز و ورودي به روتور رديف اول است. در حقيقت، اين دما است كه سبب انجام كار مي‌شود. نام ديگر اين دما، دماي ورودي به روتور[2] مي‌باشد[۱]. در كار حاضر از دماي ورودي به روتور در محاسبات استفاده شده است.

مدل انبساط طبقه به طبقه

براي مدل‌سازي توربين خنک‌كاري شده از مدلي كه توسط خالدي [۲ و ۱] توسعه داده شده است استفاده شده است (شكل ۵). در اين مدل دو تكنولوژي خنک‌كاري داخلي[3] و لايه‌اي[4] استفاده شده است. اين مدل توسعه يافته مدل المصري و يوردال مي‌باشد.

در انتهاي ناحيه اول انبساط، سيال خنک كن در دماي خروجي كمپرسور وارد يک مبدل مي‌شود كه سيال ديگر مبدل، جريان اصلي گاز است. پس از خنک كاري جريان گرم و بدون اختلاط با آن، سيال خنک‌كن از مبدل خارج مي‌شود و سيال گرم به انبساط خود در نيمه دوم ادامه مي‌دهد. در انتهاي انبساط،

[1] Firing Temperature :FT
[2] Turbine Rotor Inlet Temperature : TRIT
[3] Convective Cooling
[4] Film Cooling

سيال گرم خروجي، با جريان خنک کن خروجي از مبدل ترکيب مي‌شود و سپس وارد مرحله بعدي مي‌گردد. شکل (٦)، نمايي از اين امر را نشان مي‌دهد.

در روش خنک کاري لايه‌اي، چون اختلاط از اول تا آخر پره صورت مي‌گيرد، لذا در مدل ترموديناميکي، پس از انبساط تا نصف نسبت فشار طبقه، مطابق شکل (۷)، اختلاط و خنک کاري صورت مي‌گيرد و سپس وارد نيم طبقه بعدي مي‌گردد. پس از انبساط در نيم طبقه دوم، جريان خروجي، مستقيماً وارد طبقه بعدي مي‌شود. براي تشخيص نياز به خنک کاري در طبقات مختلف، ورودي هر طبقه با دماي سطح پره مجاز مقايسه مي‌شود. در صورتي که دماي سطح پره، از دماي مجاز تحمل پره بالاتر باشد، مقداري هوا براي خنک کاري از کمپرسور زيرکش مي‌شود و بدين ترتيب، استاتور خنک کاري مي‌شود. قبل از محاسبه دبي خنک کاري، نوع تکنولوژي آن بايد مشخص گردد تا دبي بر اساس آن محاسبه گردد. پس از محاسبه دماي خروجي استاتور، مجدداً دماي گاز و دماي سطح پره روتور محاسبه مي‌شوند. چنانچه مجدداً به خنک کاري نياز بود، دبي مورد نياز زيرکش محاسبه مي‌شود. يکي از برتريهاي اين روش اين است که استاتور و روتور به صورت مجزا تحليل مي‌شوند و رفتار جريان، در هر طبقه مشخص مي‌شود. در يک طبقه خاص، ممکن است استاتور به خنک کاري نياز داشته باشد ولي روتور نيازي به خنک کاري نداشته باشد. بعد از اتمام خنک کاري، بقيه مسير انبساط در يک مرحله همانند حالت بدون خنک کاري، تحليل مي‌شود.

ميزان دبي خنک‌کاري هم از رابطه زير محاسبه مي‌شود [۲و۱] :

$$M_c = M_g \times \xi \times \frac{Cp_{av}}{Cp_c} \qquad (۱۲)$$

که در آن ξ به صورت زير حساب مي‌شود :

$$\xi = ARC \times \left(\frac{\varepsilon_c}{\varepsilon - \varepsilon_c} \right)^{PWR} \qquad (۱۳)$$

$$\varepsilon_C = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_{Ci}} \qquad (۱٤)$$

براي مدل کردن توربين در شرايط خارج از نقطه طراحي همانند کمپرسور از منحني‌هاي مشخصه استفاده شده است. در شکل ۸ و ۹ منحني‌هاي مشخصه توربين را مشاهده مي‌کنيد [۳].

۳- سيستم‌هاي کنترلي

سه سيستم کنترلي دبي جرمي ثابت، TIT ثابت و TET ثابت براي کنترل توربين گاز در نظر گرفته شده است. در سيستم کنترلي دبي ثابت زاويه IGV ثابت مي‌ماند وکنترل فقط روي ميزان پاشش سوخت به محفظه احتراق مي‌باشد. ولي در دو سيستم کنترلي ديگر هم زاويه IGV تغيير پيدا مي‌کند و هم ميزان پاشش سوخت به محفظه احتراق. در شکل ۱۰ شکل شماتيک عملکرد سيستم کنترلي را با تغيير بار مشاهده مي‌کنيد که در آن توربين و کمپرسور هر کدام به چهار تکه تقسيم شده‌اند. براي هر بخش کمپرسور

يک منحني مشخصه جداگانه بکار برده شده است. براي توربين نيز دو بخش با خنک‌کاري و بدون خنک‌کاري در نظر گرفته شده است و براي بخش با خنک‌کاري هم از منحني‌هاي مشخصه و هم مدل‌هاي انبساط استفاده شده است و براي بخش بدون خنک‌کاري فقط منحني‌هاي مشخصه بکار رفته است. همچنين در اين شکل از دو نقطه از کمپرسور هوا براي خنک‌کاري توربين زيرکش شده است.

با رسيدن دستور تغيير بار از سيستم ديسپاچينگ به سيستم کنترلي، سيستم کنترلي با توجه به اينکه براي استفاده از کدام سيستم کنترلي برنامه‌ريزي شده باشد ، زاويه IGV و ميزان پاشش سوخت به محفظه احتراق را تغيير مي‌دهد تا بار خواسته شده توليد شود.

۴- الگوريتم حل مسئله

مدل براي يک موتور توربو شفت يک محوره حل شده است. در اين نوع موتور ، توربين هم کمپرسور و هم بار خروجي را به حرکت در مي‌آورد. وقتي هدف توليد توان محوري است دو گروه پارامتري ارجاعي نسبت به تنها يک گروه بايد ثابت باشد تا ساير گروه‌ها ثابت بماند. توان ارجاعي به عنوان پارامتر پايه براي تمام نمودارها در اين ساختار بکار مي‌رود. چرا که اين پارامتر تقريباً به تنهايي براي توليد توان در حالتيکه محور بايد در سرعت سينکرون بدون توجه به سطح توان بچرخد ، کافي است. دومين پارامتر پايه‌اي که در اين نمودارها بکار مي‌رود سرعت ارجاعي است.

فلوچارت حل مدل در شکل ۱۱ آورده شده است. در شکل ۱۲ شکل شماتيک توربين گاز با ۴ طبقه توربين و ۴ گروه کمپرسور آورده شده است. در اين توربين گاز، از دو نقطه کمپرسور هوا براي خنک‌کاري توربين زيرکش مي‌شود. براي هر گروه طبقه از کمپرسور از منحني مشخصه استفاده مي‌شود و بنابراين تاثير ميزان خنک‌کاري توربين بر کمپرسور در نظر گرفته شده است. براي هر طبقه توربين هم از منحني مشخصه توربين و همچنين از مدل‌هاي انبساط استفاده مي‌کنيم. با توجه به طبيعت مساله که فاقد معادلات مشخص براي مدل‌سازي است ، از روش تفاضل متناهي (Finite Diff.) براي حل ماتريس ژاکوبين استفاده شده است. همچنين براي توليد حدس‌هاي اوليه مناسب که سرعت همگرايي را بالا ببرد، مدل يکبار در بخش حدس اوليه با شرايط ساده‌تر حل مي‌شود.

$$\vec{F} = 0$$
$$\vec{X}_{new} = \vec{X}_{old} + \Delta \vec{X}$$
$$\Delta \vec{X} = -J^{-1} . \vec{F}$$

۵- اعتبارسنجي مدل

مدل براي توربين گاز Siemens V94.2 ساخته شده توسط شرکت توگا در ايران حل شده است که نتايج حاصل در اين مقاله ارايه شده است. مشخصات عملکردي اين توربين گاز در جدول ۱ آورده شده است. در ابتدا مدل در شرايط طراحي اجرا مي‌شود. نتايج بسيار خوبي بين مدل و شرايط داده شده توسط سازنده وجود دارد (جدول ۲).

۶- نتایج

در شکل‌هاي۱۴تا ۲۲ داده‌هاي محاسبه شده و داده‌هاي ارايه شده توسط سازنده براي توربين Siemens V94.2 در سه حالت كنترلي مختلف IGV ثابت، TIT ثابت و TET ثابت مشاهده مي‌شود. همانطور كه از اين نمودارها مشخص است نتايج محاسبه شده با نتايج واقعي همخواني خوبي دارند.

در تمامي منحني‌هاي ارائه شده بعدي خطوط ممتد نتايج شبيه‌سازي و نقاط، شرايط عملكردي ارايه شده توسط سازنده مي‌باشد.

در شكل۱۴ نمودار نسبت فشار توربين گاز نسبت به بار نشان داده شده است. در اين توربين گاز نسبت فشار در حالت كنترلي IGV ثابت بيشتر از حالت TET ثابت و اين هم بيشتر از حالت TIT ثابت است. دليل اين امر هم اين است كه در سيستم كنترلي دبي ثابت با كاهش بار دماي سر توربين افت شديدي پيدا مي‌كند (در شكل۱۶ اين مسئله نشان داده شده است.) و در مقابل در يک بار مشخص نسبت فشار با نسبت كمتري نسبت به سيستم‌هاي ديگر كاهش پيدا مي‌كند.

در شكل ۱۵ ميزان دبي خنک كاري لازم براي خنک كاري پره‌ها آورده شده است. ميزان خنک‌كاري در سيستم IGV ثابت از بقيه سيستم‌ها بيشتر است. چراكه دبي گاز هم در اين سيستم بيشتر از سيستم‌هاي ديگر است (در شكل۱۷اين مسئله نشان داده خواهد شد). در سيستم TIT ثابت هم كمترين ميزان خنک‌كاري را داريم كه آن هم به دليل كم بودن دبي گاز گذرنده مي باشد.

در شكل ۱۶ مشخص است كه سيستم كنترلي TIT ثابت حداقل تا بار ۷۵ درصد قابل اعمال است كه دليل آن بعداً ارائه مي‌شود. در حالت كنترلي دبي ثابت ، با كاهش بار ، دماي ورودي به توربين نيز كم مي‌شود. در سيستم دبي ثابت ميزان كاهش دماي ورودي به توربين با كاهش بار نسبت به سيستم TET ثابت كاهش بيشتري پيدا ميكند. اين امر هزينه تعويض قطعات داغ را در بارهاي كمتر از ۱۰۰% كم مي‌كند.

تغييرات دبي ورودي به كمپرسور نسبت به بار در شكل ۱۷ مشاهده مي‌شود. در سيستم‌هاي كنترلي TIT ثابت و TET ثابت با كاهش بار دبي هواي ورودي كاهش مي‌يابد. در يک بار ثابت ميزان دبي هواي ورودي براي سيستم كنترلي TIT ثابت كمتر از سيستم TET ثابت است يعني در سيستم دبي ثابت زاويه IGV هيچ تغييري پيدا نمي‌كند و در سيستم TIT ثابت ، IGV بيشترين چرخش خود را خواهد داشت.

نتايج شكل‌هاي ۱۷ و ۱۸ نشان مي‌دهند كه علي‌رغم اينكه سيستم دبي ثابت بالاترين دبي هواي عبوري و سيستم TIT ثابت كمترين دبي هواي كمپرسور را دارد ليكن بالاترين مصرف سوخت از آن سيستم TIT ثابت است. اين امر راندمان سيستم TIT ثابت نسبت به دبي ثابت را كاهش خواهد داد.

در شكل ۱۹ نمودار دماي خروجي از توربين نسبت به بار آورده شده است در سيستم كنترلي TIT ثابت با كاهش بار دماي خروجي از توربين افزايش مي‌يابد چراكه نسبت فشار همزمان با ثابت ماندن دماي ورودي كاهش مي‌يابد و براي سيستم كنترلي دبي ثابت كاهش مي‌يابد. دماي خروجي از توربين تاثير زيادي بر كاركرد سيكل بخار در سيكل تركيبي دارد و پارامتر مهمي در اين سيكل مي‌باشد.

در شكل ۲۰ ميزان بازده كل سيكل نسبت به بار آورده شده است. در اين توربين گاز بازده در حالت دبي ثابت بيشتر از بقيه و در حالت TET ثابت بيشتر از نسبت به حالت TIT ثابت است. علت اين امر همانطور كه در بخش بعدي خواهيم ديد در بارهاي كمتر از ۱۰۰% بازده كمپرسور و توربين در سيستم دبي ثابت بيشتر

از سيستم‌هاي ديگر است و در نتيجه بازده كل سيكل هم در سيستم دبي ثابت بيشترين مقدار خود را خواهد داشت.

تغييرات بازده كمپرسور و توربين گاز

در شكل ۲۱ بازده آيزونتروپيک كمپرسور در سيستم‌هاي كنترلي مختلف آورده شده است. بازده آيزونتروپيک در سيستم كنترلي دبي ثابت تقريبا ثابت مي‌ماند ولي در دو سيستم كنترلي ديگر با كاهش بار كاهش مي‌يابد. سيستم كنترلي TET ثابت نسبت به سيستم TIT ثابت داراي بازده كمپرسور بيشتري در يک بار معين است. در سيستم دبي ثابت (IGV ثابت) به علت اينكه به هندسه كمپرسور دست زده نمي‌شود بازده كمپرسور در بارهاي كمتر از ۱۰۰% تغيير وافت چنداني پيدا نمي‌كند ولي در دو سيستم كنترلي ديگر هندسه كمپرسور تغيير مي‌كند و بالطبع بازده و كاركرد آن با كاهش بار كم مي‌شود.

در شكل ۲۲ نيز بازده آيزونتروپيک توربين در بارهاي مختلف آورده شده است. در سيستم TIT ثابت بازده توربين با كاهش بار ثابت مي‌ماند و در سيستم TET ثابت با كاهش بار كمي افزايش مي‌يابد. در سيستم دبي ثابت هم در بارهاي مياني (تا بار ۵۰%) بازده توربين با افزايش جزئي همراه است ولي در بارهاي كمتر از ۵۰% با كاهش بار بازده توربين افت پيدا كرده است. علت اين امر (افزايش بازده تا بار ۵۰%) به دليل شكل خاص منحني‌هاي مشخصه توربين در سرعت بي‌بعد بيشتر از واحد است.

خط كاري تعادلي[1] در سيكل گازي

خط كاري تعادلي خطي است كه نقاط كاري در بارهاي مختلف را نشان مي‌دهد و معمولا در نمودار نسبت فشار بر حسب دبي جرمي بي‌بعد رسم مي‌شود. در شكل ۲۳ اين خط در سيستم‌هاي كنترلي مختلف رسم شده است. براي سيستم كنترلي دبي ثابت اين خط يک خط عمود مي‌باشد و دبي بي‌بعد تقريباً ثابت مي‌ماند. همانگونه كه در اين نمودار ديده مي‌شود توربين گاز در دو سيستم كنترلي TIT ثابت و TET ثابت با كاهش بار نزديک خط سرج مي‌شوند و تدابيري براي دور كردن توربين گاز از خط سرج و ايجاد حاشيه امنيت بايد انجام گيرد. اين تدابير شامل خارج كردن هوا از طبقات مياني كمپرسور است كه توسط شيرهايي كه Bleed Valve نام دارد انجام مي‌گيرد. علت اينكه نمي‌توانيم از بار ۷۰% به پايين دو سيستم كنترلي TIT ثابت و TET ثابت را داشته باشيم به همين دليل ناپايداري كمپرسور مي‌باشد.

۷- نتيجه‌گيري

خلاصه نتايج در زير فهرست شده‌اند:

در سيستم كنترلي دبي ثابت ، نسبت فشار سيكل بيشترين مقدار و در حالت سيستم كنترلي TIT ثابت ، كمترين مقدار را داراست.

[1] Equilibrium running line

- در سيستم كنترلي دبي ثابت ، دبي خنک كاري بيشترين مقدار و در حالت سيستم كنترلي TIT ثابت ، كمترين مقدار را داراست.
- در حالت سيكل ساده توربين گاز، دماي ورودي توربين با سيستم IGV ثابت در تمام ناحيه عملكردي از دو سيستم ديگر كمتر است. اين امر هزينه تعويض قطعات داغ را در آن شرايط كم مي‌كند.
- در حالت سيكل ساده توربين گاز، سيستمهاي TIT ثابت و TET ثابت، تا ۷۰% بار قابل اعمال مي‌باشند.
- در حالت سيكل ساده توربين گاز، TIT ثابت به شدت دماي خروجي از توربين را در بارهاي كمتر بالا مي‌برد و سيستم دبي جرمي ثابت، به شدت آن را كم مي‌كند. در ۵۰% بار، اين سيستم ۲۲۰ درجه دماي خروجي را كاهش داده مي‌دهد.
- سيستم TIT ثابت، بيشترين چرخش را در زاويه IGV ايجاد مي‌كند و بيشترين درصد كاهش دبي را داراست.
- سيستم TIT و TET ثابت، با تغيير هندسه كمپرسور و تغيير درصد هواي خنك‌كاري، راندمان كمپرسور را به شدت كاهش مي‌دهد. ولي اندكي راندمان توربين را (به جز در حالت دماي ورودي به توربين ثابت) افزايش مي‌دهد (به علت كاهش دماي ورودي به توربين).
- در سيستم كنترلي دبي ثابت راندمان كمپرسور بيشترين مقدار و در سيستم كنترلي TIT ثابت كمترين مقدار را داراست. بازده توربين در سه سيستم كنترلي به غير از بارهاي بسيار پايين تقريباً ثابت است.
- در حالت سيكل ساده توربين گاز، راندمان سيستم با IGV ثابت در تمام ناحيه عملكردي از دو سيستم ديگر بيشتر است.
- سيستم‌هاي كنترلي TIT و TET ثابت، كمپرسور را به سمت ناحيه ناپايداري Surge نزديك مي‌كنند.

مراجع

[۱] هيوا خالدي،۱۳۸۳،" مدلسازي ترموديناميكي توربين گازهاي پيشرفته چرخه هاي تركيبي با روش تلفيقي پينچ و اگزرژي"، پايان نامه كارشناسي ارشد، دانشگاه صنعتي شريف، تهران.

[2] Tabari, A., Khaledi, H., and Banisi, A.H., "Comparative Evaluation of Advanced Gas Turbine Cycles with Modified Blade Cooling Models", ASME Turbo Expo, Barcelona, Spain, (2006).

[۳] بهنام رضايي زنگ‌ملک، ۱۳۸۵، " مدلسازي توربو ماشيني و تحليل رفتار سيستم‌هاي كنترلي مختلف سيكل‌هاي پيشرفته توربين گاز و تركيبي در شرايط خارج از نقطه طراحي" ، پايان‌نامه كارشناسي ارشد، دانشگاه صنعتي شريف، تهران.

[4] Kurzke, J., "Model Based Gas Turbine Parameter Corrections", ASME Turbo Expo, Atlanta, Georgia, USA, (2003).

[5] Kurzke, J., "Advanced User Friendly Gas Turbine Performance Calculations on a Personal Computer", International Gas Turbine and Aerospace Congress, Houston, Texas, USA, (1995).

[6] Kurzke, J., "Performance Modeling Methodology: Efficiency Definitions for Cooled Single and Multistage Turbines", ASME Turbo Expo, Amsterdam, Netherlands, (2002).

[7] Walsh, Philip P., "*Gas Turbine Performance*", Blackwell Science, Oxford, UK, (2004).

[8] Cohen, H., Rogers, G.F.C., and Saravanamuttoo, H.I.H.,"*Gas Turbine Theory*", Longman Scientific & Technical, UK, (1996).

فهرست نمادهاي انگليسي

c_{PM}: گرماي ويژه مولي در فشار ثابت

T : دما

P : فشار

R : ثابت گاز

Mw: عدد جرمي

w_{comp}: كار كمپرسور

n : تعداد مول

m : دبي جرمي

TIT: دماي ورودي به توربين

TET: دماي خروجي از توربين

IGV: رديف پره‌هاي هدايت ورودي

CPR: نسبت فشار كمپرسور

Pr : نسبت فشار

m_f: دبي جرمي سوخت

فهرست نمادهاي يوناني

η_{cc}: راندمان پلي‌تروپيک

η_b: راندمان محفظه احتراق

زيرنويس‌ها

g: گاز

b: پره

c : خنک‌كاري

av : متوسط

جدولها

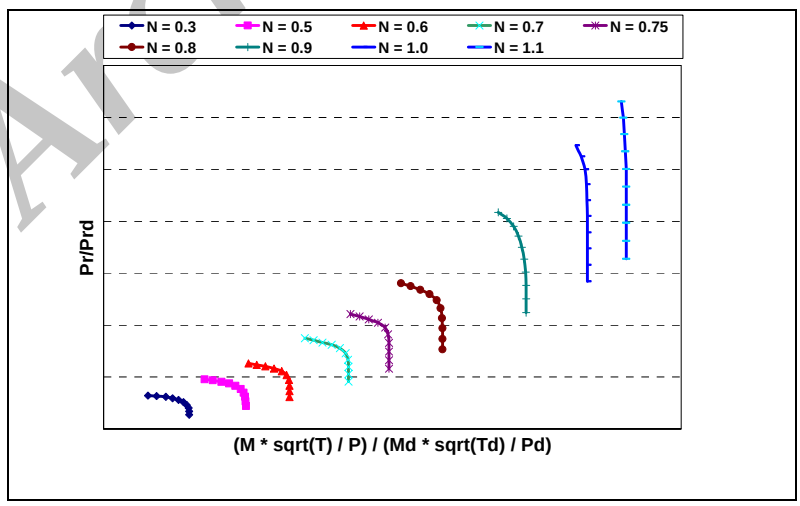
جدول ۱- مشخصات نقطه طراحي توربين A (*Siemens V94.2*)

مشخصه	مقدار	مشخصه	مقدار
نسبت فشار	۱۱/۳۸	بازده محفظه احتراق	۰/۹۸
دماي ورودي توربين (K)	۱۴۵۰	نوع سوخت	CH_4
بازده پلي‌تروپيک کمپرسور	۰/۹۲	تکنولوژي خنک‌کاري پره‌هاي توربين	رديف اول FC[1] بقيه CC[2]
بازده پلي‌تروپيک توربين	۰/۹	پوشش عايق گرمايي پره‌هاي توربين[3]	-
دبي جرمي کمپرسور (kg/s)	۵۰۰	تعداد طبقات کمپرسور	لازم نيست
افت فشار محفظه احتراق %	۲/۵	تعداد طبقات توربين	۴

جدول ۲- اعتبارسنجي نتايج براي نقطه طراحي

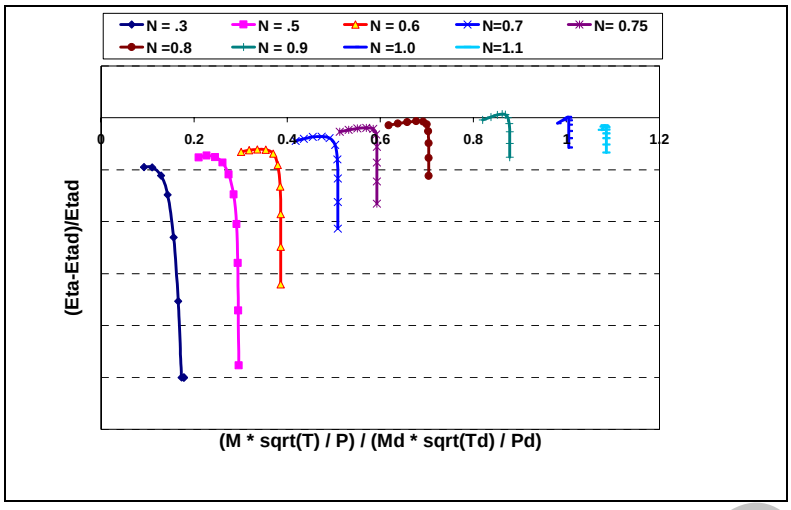
خطاي محاسبه%	داده سازنده	محاسبه شده	
۱/٦۸	۰/۳۵۲	۰/۳۵۷۹	بازده
۲/۸۷	٦۱/٤	٦۳/۱٦	دبي خنک کاري
۰/۰۵	۹/۰۱۷	۹/۰۲	دبي جرمي سوخت
۰/۲۱	۸۱۳	۸۱٤/۷۳	دماي خروجي از توربين
۰/۸٦	۱٦۰۲۰۰	۱٦۱۵۸۰	توان

شکلها

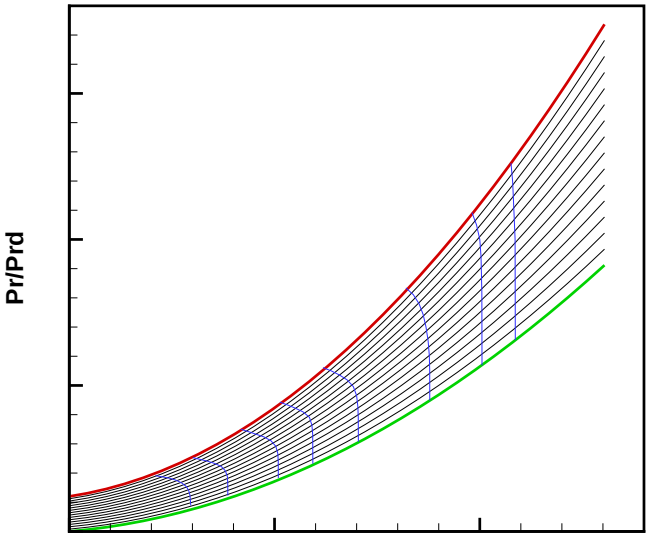


شکل۱- منحني مشخصه کمپرسور، نسبت فشار بر حسب دبي جرمي در سرعت هاي دوراني متفاوت

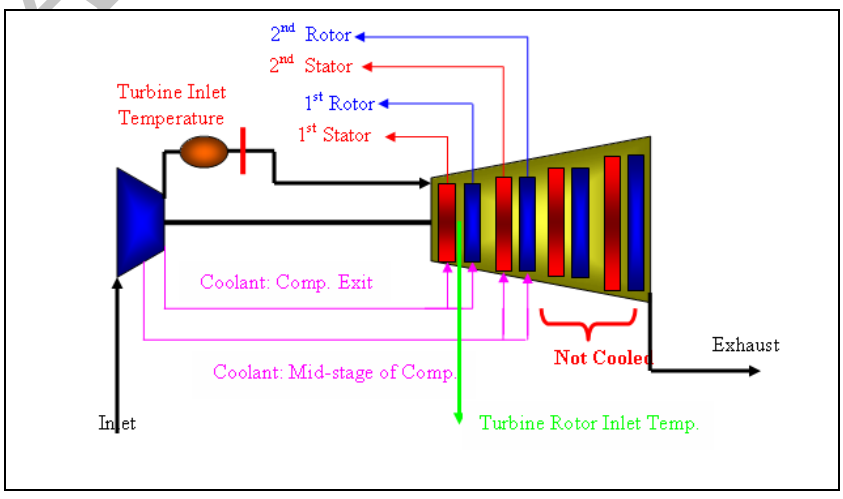
[1] Film Cooling
[2] Convection Cooling
[3] Thermal Barrier Coating (TBC)



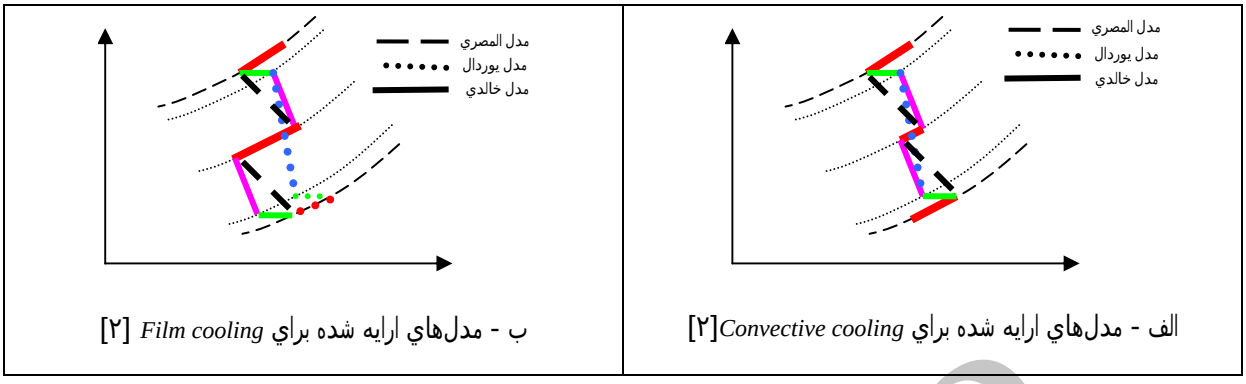
شکل۲- منحني مشخصه کمپرسور، بازده بر حسب دبي جرمي در سرعت هاي دوراني متفاوت



شکل۳- خطوط بتا ثابت



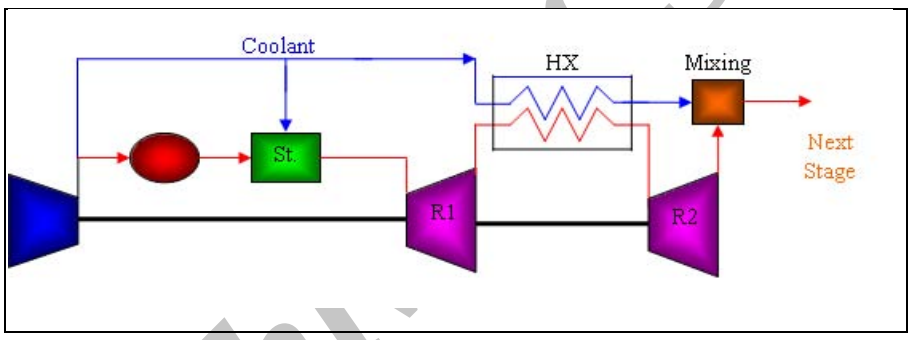
شکل ۴- شکل شماتیک یک توربین گاز همراه با دو مرحله خنک کاري شده با هواي خروجي کمپرسور



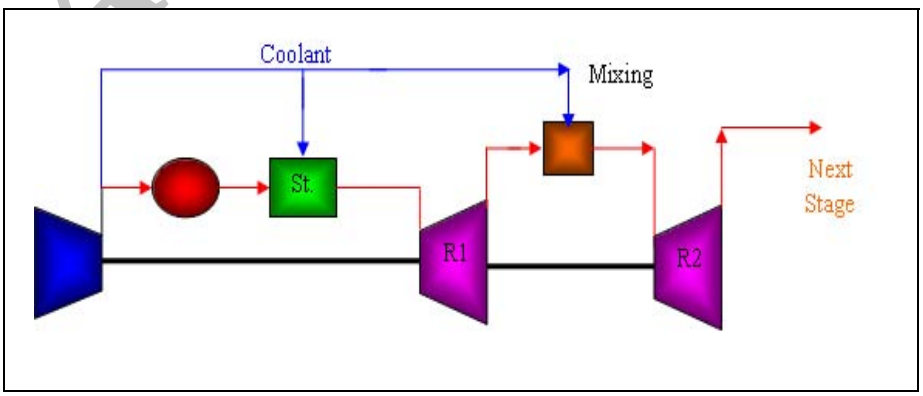
الف - مدل‌هاي ارايه شده براي *Convective cooling*[۲]

ب - مدل‌هاي ارايه شده براي *Film cooling* [۲]

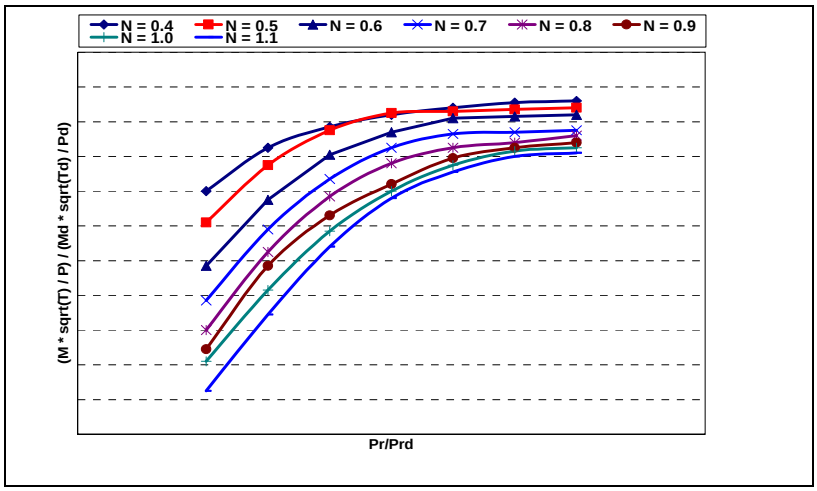
شكل۵- مدل‌هاي انبساط توربين خنک‌كاري شده



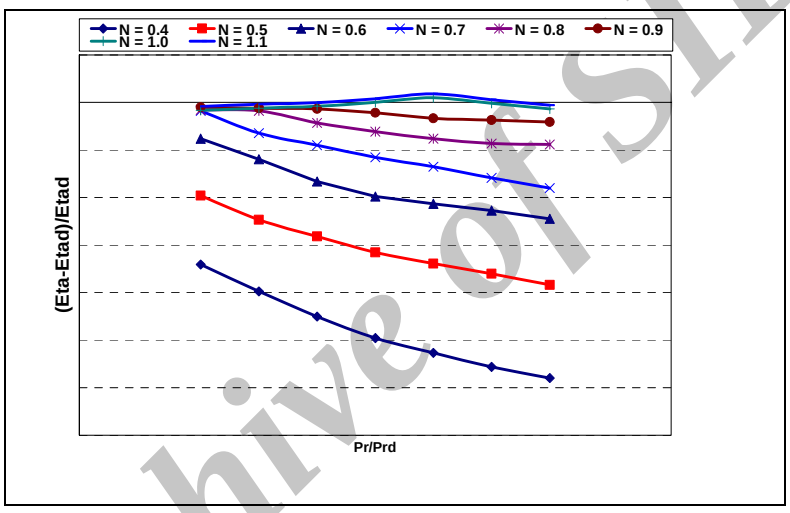
شكل۶- نحوه مدلسازي طبقه توربين با استفاده خنک كاري داخلي



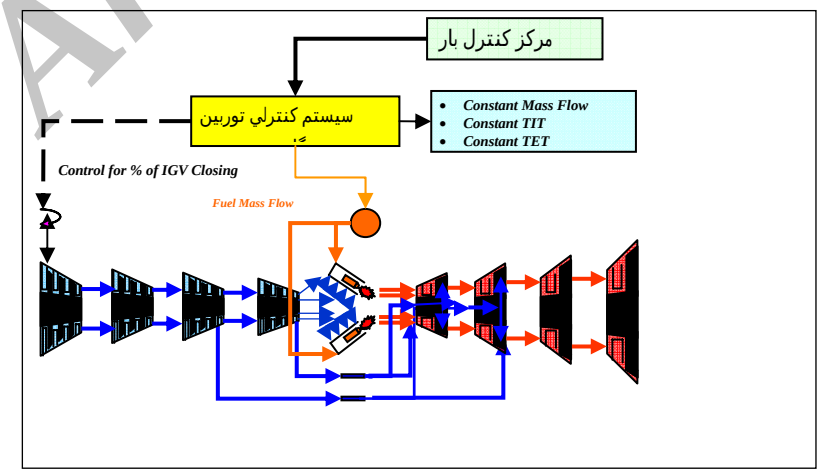
شكل۷- نحوه مدلسازي طبقه توربين با استفاده خنک كاري لايه‌اي



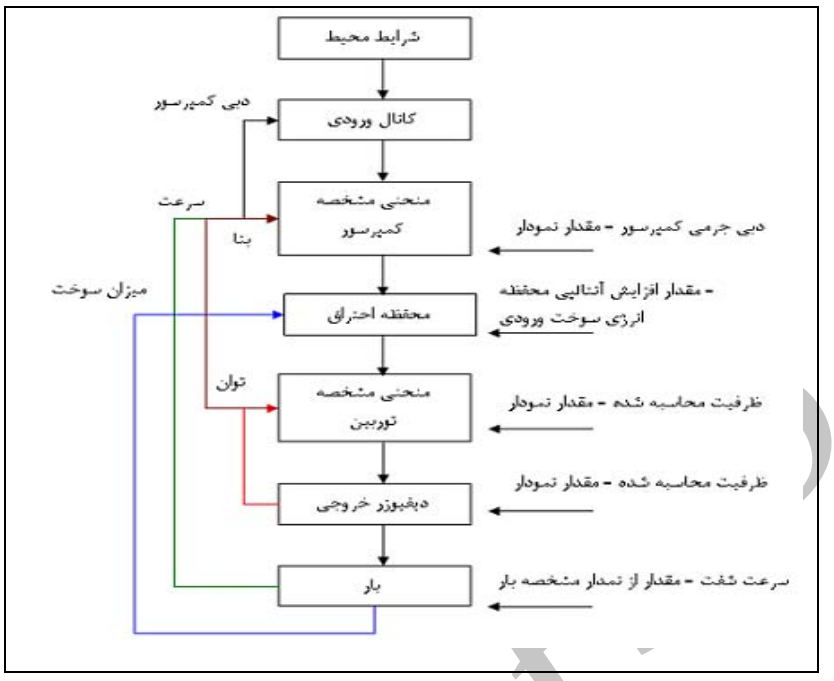
شکل۸- نمودار مشخصه بي بعد دبي جرمي بر حسب نسبت فشار توربين



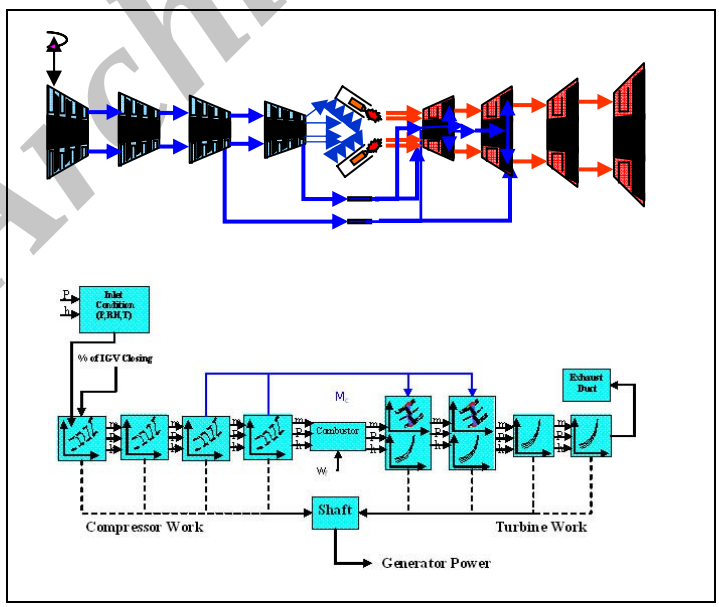
شکل۹- نمودار مشخصه بي بعد بازده بر حسب نسبت فشار توربين



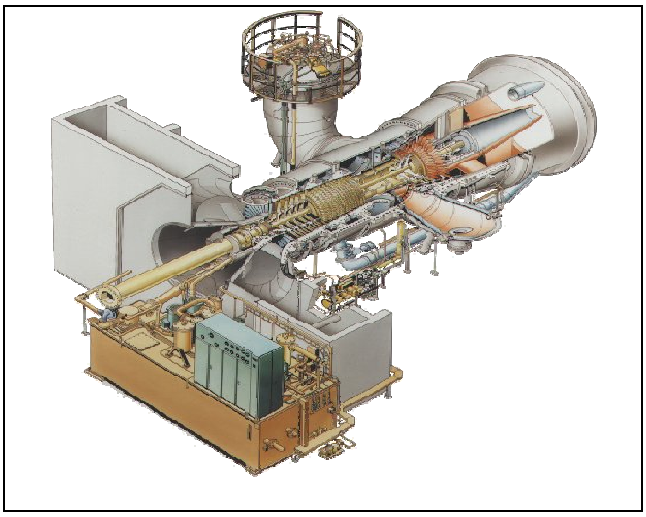
شکل۱۰- شکل شماتیک سیستم کنترلي توربين گاز



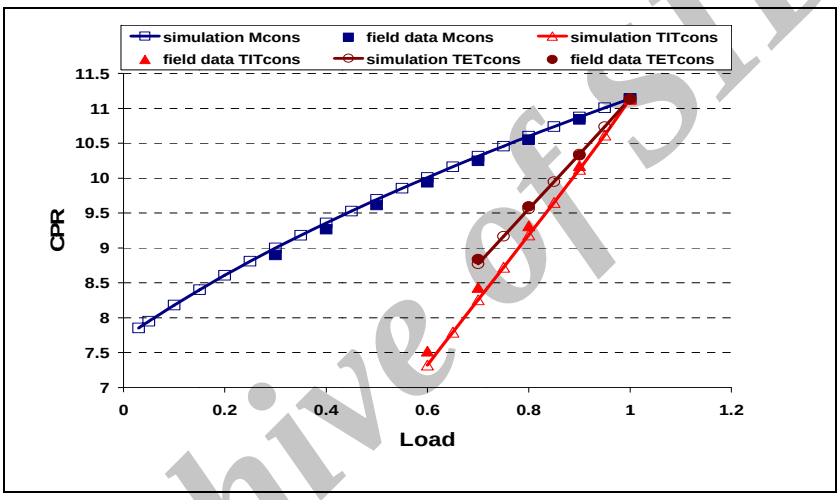
شکل۱۱- الگوریتم حل مدل براي شرایط خارج از نقطه طراحي براي یک توربین گاز تک محوره



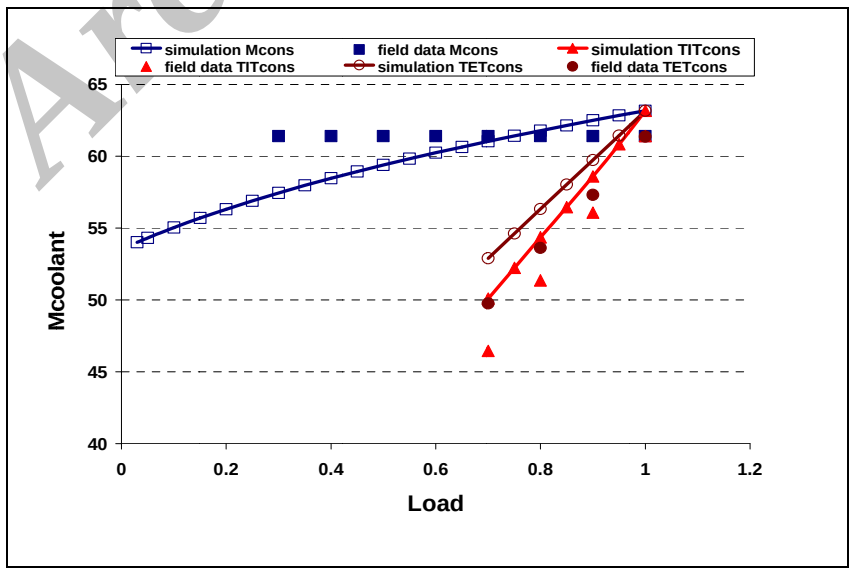
شکل۱۲ - نحوه استفاده از منحني مشخصه و مدل انبساط در یک توربین گاز تک محوره



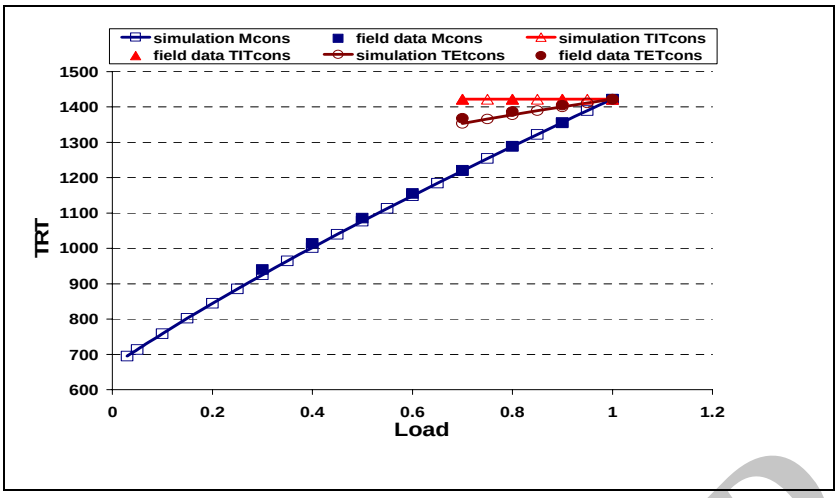
شکل۱۳- الگوریتم شکل شماتیک توربین گاز Siemens V94.2



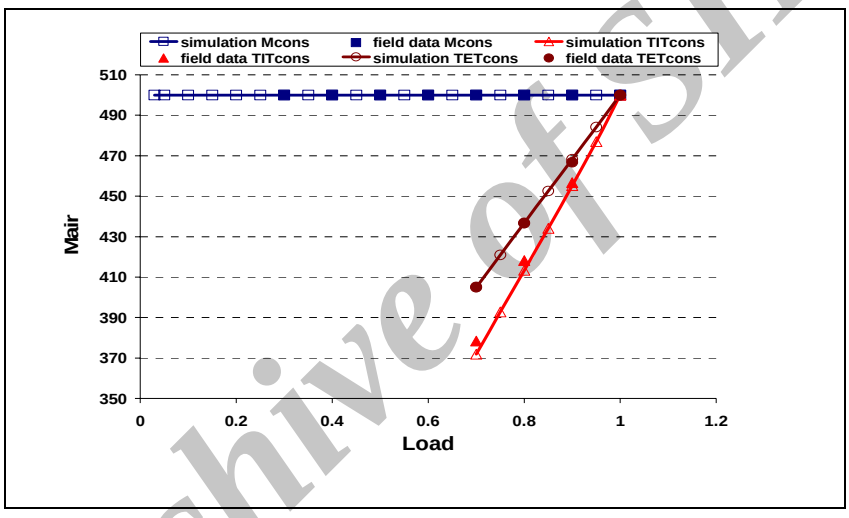
شکل۱۴- مقایسه نسبت فشار سیکل نسبت به بار در سیستم‌هاي کنترلي مختلف



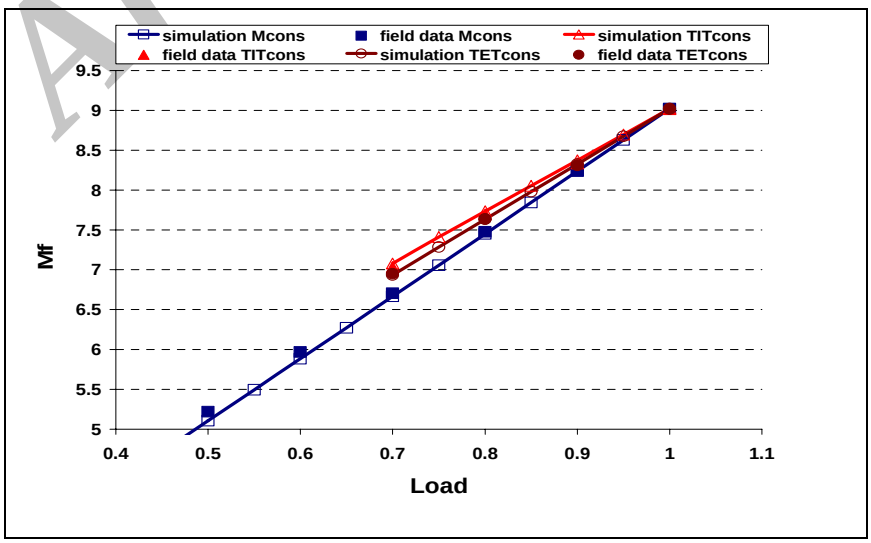
شکل۱۵- مقایسه دبي خنک‌کاري نسبت به بار در سیستم‌هاي کنترلي مختلف



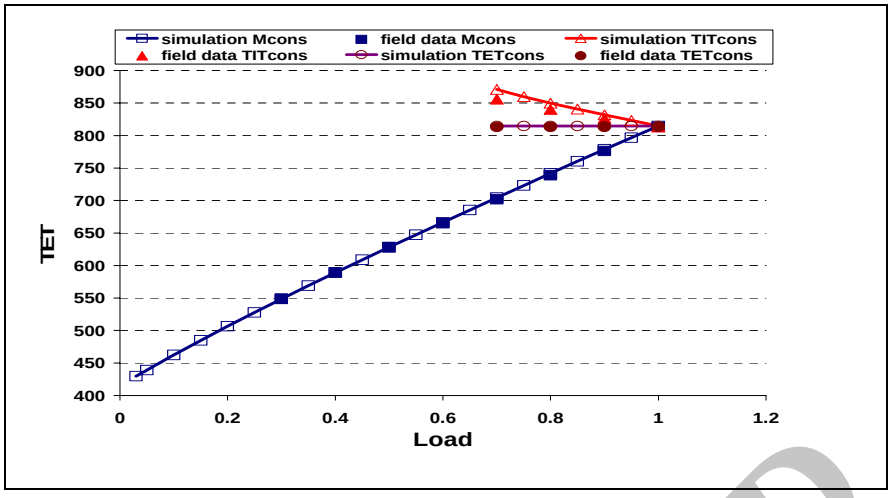
شکل۱۶- مقایسه دماي ورودي به توربين نسبت به بار در سيستم‌هاي كنترلي مختلف



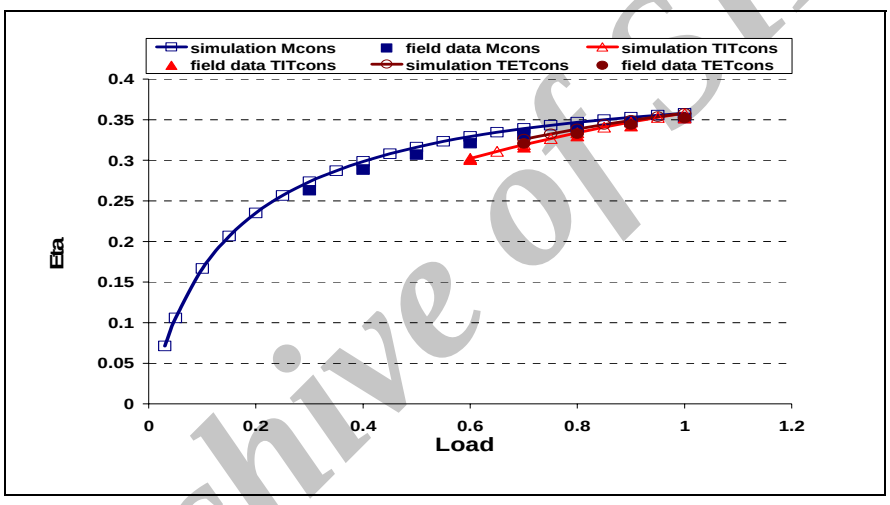
شکل۱۷- مقایسه دبي هواي ورودي به كمپرسور نسبت به بار در سيستم‌هاي كنترلي مختلف



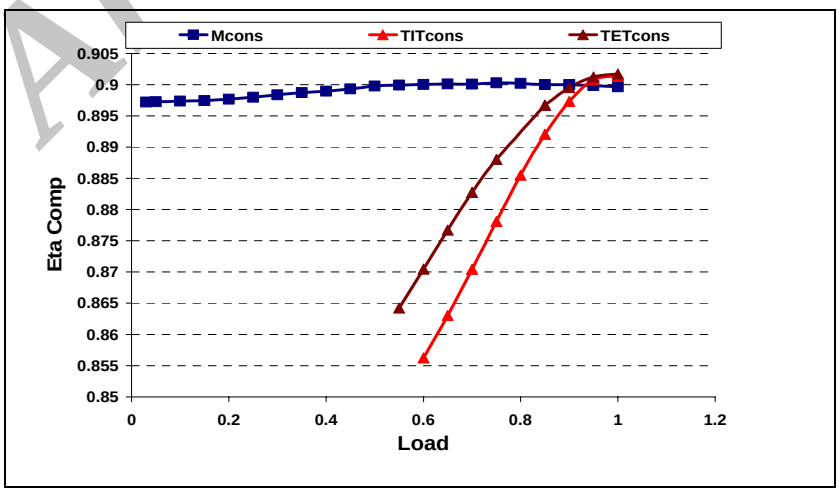
شکل۱۸ - مقایسه دبي سوخت نسبت به بار در سيستم‌هاي كنترلي مختلف



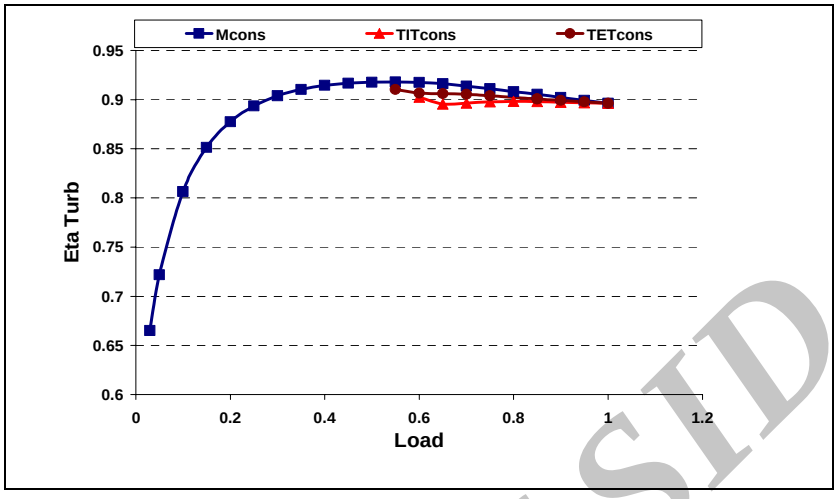
شکل۱۹ - مقایسه دماي خروجي از توربين نسبت به بار در سيستم‌هاي کنترلي مختلف



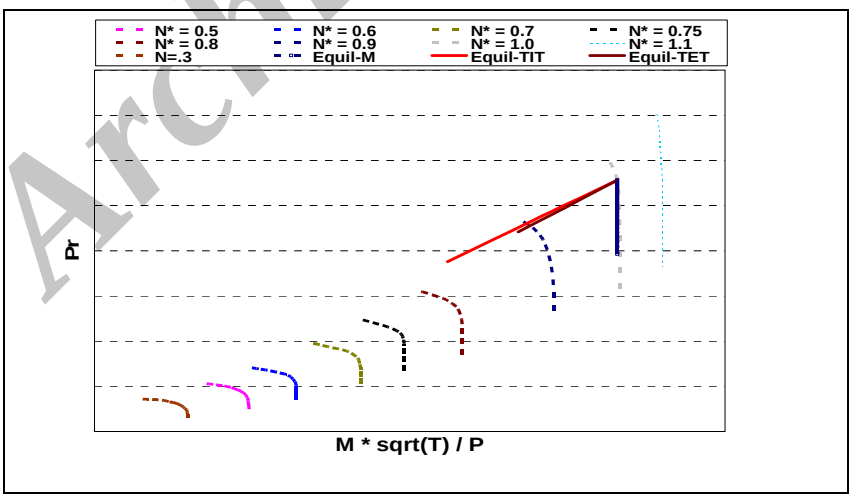
شکل۲۰ - مقایسه بازده نسبت به بار در سيستم‌هاي کنترلي مختلف



شکل۲۱- مقایسه بازده کمپرسور نسبت به بار در سيستم‌هاي کنترلي مختلف



شکل۲۲ - مقایسه بازده توربین نسبت به بار در سیستم‌هاي کنترلي مختلف



شکل۲۳ - خط‌هاي کاري تعادلي در سیستم‌هاي کنترلي مختلف

Abstract

In this paper behavior of simple cycle gas turbine at both design and off-design conditions is investigated. A zero dimensional and thermodynamic model is developed based on generalized compressor and turbine map. An accurate method for reading and interpolating these component maps is developed. The turbine blade cooling effect on gas turbine performance is considered with cooling models. The combustion chamber with various fuels is modeled. The model is run for Siemens V94.2 and results are compared by manufacturer data and it is demonstrated that this model is accurate for prediction of gas turbine behavior at off-design conditions. Effect of various control systems – IGV constant, TIT constant and TET constant- is evaluated. These results show that IGV constant control system has highest efficiency and TIT constant has lowest efficiency for a simple cycle gas turbine. Also the results show that the compressor is the most stable and away enough from the surge line with IGV constant control system and has highest efficiency.
This developed model has the ability to be used for gas turbine dynamic model and gas turbine control system design.