Quarterly Journal of Defense Technology Engineering Imam Ali University
Winter 2025, Vol. 40

Original Research

Feasibility Study for Improvement of 250-C20 Turboshaft Engine Through Centrifugal Compressor Replacement

Mohammad Mahdavi [1], Mehrdad B. zadeh[2], Mojtaba D. Menshadi[3], Ali Mehrabi[4*]

[1] M.Sc. Student of Aerospace Engineering, Malek-Ashtar University of Technology, Shahin-Shahr, Iran.

[2]Associate Professor of Aerospace Engineering, Malek-Ashtar University of Technology, Shahin-Shahr, Iran.

[3]Professor of Aerospace Engineering, Malek-Ashtar University of Technology, Shahin-Shahr, Iran.

[4]Assistant Professor of Aerospace Engineering, Imam Ali University, Tehran, Iran.

ARTICLE INFO

Received: 2025.01.02
Accepted: 2025.02.05
Published: 2025.03.10

Keyword:
Turboshaft Engine
Axial Compressor
Centrifugal Compressor
Thermodynamic Cycle Analysis

Corresponding Author:
Ali Mehrabi
Email:
Alimehrabi110@gmail.com

ABSTRACT

In this study, the thermodynamic cycle of the 20 C250 turboshaft engine was analyzed using GasTurb 10 software. The analysis aimed to evaluate the feasibility of replacing the engine's seven-stage axial-radial compressor with a single-stage centrifugal compressor. The existing compressor, due to its outdated design and prolonged operation outside its optimal design point, exhibits poor performance, leading to reduced engine power output and increased turbine exhaust gas temperatures (EGT)—reaching critical limits that impose flight restrictions on the aircraft. To enhance the engine's overall efficiency and performance, the replacement with a modern, high-efficiency centrifugal compressor was investigated. Using GasTurb 10, engine simulations were conducted by modifying key operational parameters, including pressure ratio, mass flow rate, and compressor efficiency, under various design conditions. The results demonstrate that the proposed centrifugal compressor, with a higher-pressure ratio and optimized integration with existing components, can increase engine power output by up to 48% , improve thermodynamic efficiency by 5.4% and reduce specific fuel consumption (SFC) by 19%. These findings indicate that the new compressor design offers a viable solution to enhance engine performance and mitigate turbine EGT challenges, thereby overcoming current operational limitations.

فصل نامه مهندسی فناوری‌های دفاعی دانشگاه افسری امام علی (ع)

زمستان 1403 ، دوره 40

مقاله پژوهشی

امکان سنجی ارتقای موتور توربوشفت 250-C20 از طریق جایگزینی کمپرسور آن با کمپرسور گریز از مرکز

محمد مهدوی[1]، مهرداد بزاز زاده[2]، مجتبی دهقان منشادی[3]، علی مهرابی[4*]

[1] دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین‌شهر، ایران

[2] دانشیار مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین‌شهر، ایران

[3] استاد مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین‌شهر، ایران

[4] استادیار مهندسی هوافضا، دانشگاه امام علی(ع)، تهران، ایران

اطلاعات مقاله

دریافت مقاله: 1403/10/13

پذیرش مقاله: 1403/11/24

انتشار مقاله: 1403/12/20

کلید واژگان:

موتور توربوشفت

کمپرسور محوری

کمپرسور گریز از مرکز

تحلیل سیکل ترمودینامیکی

نویسنده مسئول

علی مهرابی

پست الکترونیکی:

Alimehrabi110@Gmail.Com

چکیده

در این مطالعه سیکل ترمودینامیکی موتور توربوشفت 250C 20 با نرم‌افزار توربین گاز (gas turb 10) تحلیل شد. این تحلیل به‌منظور امکان‌سنجی جایگزینی کمپرسور محوری- شعاعی هفت مرحله‌ای این موتور با یک کمپرسور گریز از مرکز تک‌مرحله‌ای انجام گرفت. این کمپرسور به دلیل طراحی قدیمی و همچنین خارج شدن از نقطه طراحی به دلیل طول عمر عملکرد مناسبی ندارد و باعث کاهش توان خروجی موتور و افزایش دمای گازهای خروجی توربین تا محدوده قرمز و ایجاد محدودیت پروازی برای وسیله پرنده شده است. لذا به‌منظور افزایش بازده و عملکرد کلی موتور جایگزینی آن با کمپرسوری جدید و کارآمدتر بررسی شد. با استفاده از نرم‌افزار توربین گاز و تغییر پارامترهای عملیاتی موتور ازجمله نسبت فشار، دبی جرمی و راندمان کمپرسور، در طراحی‌های مختلف شبیه‌سازی موتور انجام‌شده و عملکرد موتور در شرایط گوناگون ارزیابی گردید. نتایج حاصل نشان می‌دهد که در صورت استفاده از کمپرسور جدید با نسبت فشار بالاتر و ترکیب مناسب با اجزای موجود، می‌توان توان خروجی موتور را تا 48 درصد افزایش داد. همچنین راندمان ترمودینامیکی موتور تا 5.4 درصد بهبودیافته و مصرف سوخت ویژه نیز تا 19 درصد کاهش میابد. این نتایج بیانگر آن است که استفاده از کمپرسور جدید می‌تواند راهکاری مناسب برای ارتقای عملکرد موتور و عبور از چالش افزایش دمای گازهای خروجی توربین باشد.

مقدمه

در اوایل دهه 1940 هم‌زمان با پیشرفت در ساخت موتورهای هم‌محور اولین بالگرد برای استفاده‌های نظامی توسط سیکورسکی ساخته شد. بالگرد بل 206 نیز اولین پرواز خود را در سال 1967 با موتور 250C 18 انجام داد. این بالگرد یک بالگرد شناسایی و آموزشی بسیار پرکاربرد است که مدل‌های به‌روز شده آن هنوز هم ساخته می‌شود و استفاده‌های فراوانی ازجمله شناسایی، آموزش، امداد و نجات، آمبولانس هوایی و کاربردهای نظامی دارد. موتور این بالگرد بعدها به موتور 250C 20 که قوی‌تر بود ارتقاء یافت. این موتور در کلاس موتورهای توربوشفت کوچک (تا 700 اسب بخار) قرار دارد.

کمپرسور مورداستفاده در این موتور یک کمپرسور ترکیبی هفت مرحله‌ای با شش مرحله محوری و یک مرحله گریز از مرکز است که نسبت فشار هفت را تولید می‌کند و گذر جرمی برابر 1.5 کیلوگرم بر ثانیه دارد. کمپرسور به‌عنوان جزء اصلی یک موتور توربینی به‌طور قابل‌توجهی بر جریان و قدرت موتور تأثیر می‌گذارد.

مزیت اصلی کمپرسورهای گریز از مرکز در مقایسه با نوع محوری آن، دستیابی به نسبت فشار بالاتر در یک مرحله و در فضای کمتر است. به‌صورت کلی نسبت فشار تا حدود 8 در موارد خاص با استفاده از این نوع امکان‌پذیر است(Osborne, Runstadler Jr, & Stacy, 1974). از مزیت‌های خوب کمپرسورهای شعاعی می‌توان به محدوده عملکرد وسیع با بازده خوب، قابلیت اعتماد بالا، مقاومت بیشتر در مقابل آسیب اجسام خارجی ونیز تأثیرپذیری کمتر بازده تحت اثر جریان گازی غیر تمیز اشاره کرد.

طراحی و ساخت ساده‌تر یکی از مزایای کمپرسورهای گریز از مرکز است. به لحاظ الزامات طراحی و مأموریت نیروی محرکه بالگرد، محدودیت طول موتور نسبت به قطر موتور در اولویت است (Hill & Peterson, 1992). حتی این شرایط در صورت به‌کارگیری کمپرسور محوری، احتمال افزایش میزان تلفات و لذا کاهش راندمان کمپرسور به دلیل کوچک شدن ابعاد پره‌های کمپرسور و افزایش تنش جریان وجود دارد. به دلیل مکانیسم متفاوت افزایش فشار در کمپرسور گریز از مرکز و همچنین تعداد ردیف‌های کمتر، این نوع کمپرسور در مقایسه با کمپرسور محوری کمتر تحت تأثیر کاهش سطح مقطع قرار می‌گیرد و بالطبع برای این نوع موتور توربوشفت هوایی گزینه بهتری است (Aungier, 2000). در موتورهای بزرگ کمپرسورهای محوری بهتر می‌توانند نیاز موتور را برطرف کنند. در حالت کلی در موارد مشابه یک کمپرسور محوری در مقایسه با یک کمپرسور گریز از مرکز دارای سه تا چهار درصد راندمان بهتری است ولی در کمپرسورهای بسیار کوچک با دبی جرمی کم راندمان کمپرسورهای محوری به‌شدت کاهش میابد و تیغه‌ها کوچک است و ساخت دقیق آن‌ها دشوار است و این موضوع باعث می‌شود که کمپرسور گریز از مرکز دوباره مهم باشد (Dixon & Hall, 2013). کمپرسور

موجود به دلیل طراحی با فنّاوری شصت سال پیش و همچنین خروج از نقطه طراحی به سبب طول عمر درنهایت با بازده پایین کار می‌کند که باعث کم شدن قدرت موتور و همچنین بالا رفتن دمای گازهای خروجی موتور و آسیب به موتور می‌شود. شایان‌ذکر است به دلیل محدودیت‌های موجود تهیه قطعه نو نیز امکان‌پذیر نیست.

پیشینه تحقیق

در سال‌های پایانی دهه 1940 موتوردارت رولزرویز یکی از اولین موتورهای توربینی هوایی کوچک بود که از یک کمپرسور گریز از مرکز مرحله‌ای با نسبت فشار 4 استفاده کرد. در ادامه بعضی موتورها مانند T-53 لایکامینگ، 20 250C آلیسون و PT6 شرکت پرت اند ویتنی کانادا بعد از یک تا شش مرحله کمپرسور محوری، آخرین مرحله در کمپرسورهای خود را برای بهبود عملکرد گریز از مرکز انتخاب کردند (Kenny, 1984). چشیر (Cheshire) در سال 1945 از کمپرسور گریز از مرکز در موتور توربوجت ویتل (wittle) استفاده کرد. تا اواسط دهه 1950 توسعه کمپرسورهای گریز از مرکز ادامه یافت به‌طوری‌که کمپرسور گریز از مرکز به‌عنوان مرحله آخر در کمپرسورهای ترکیبی جای خود را باز کرد (Dixon & Hall, 2013). در سال 1980 شرکت آلیسون در جهت ارتقای موتور 20 250C طرحی را اجرا کرد که بر اساس آن کمپرسور محوری با نسبت فشار 7 با یک کمپرسور گریز از مرکز با نسبت فشار 8.5 جایگزین شد که تا شش درصد در بهبود مصرف سوخت ویژه نقش داشت (Stevens & Conn, 1980). پالمر و همکارش در سال 1995 یک کمپرسور گریز از مرکز دومرحله‌ای با نسبت فشار 14 و دبی جرمی 3.3 کیلوگرم بر ثانیه با بازده کل به کل 0.80 ارائه کردند (Dixon & Hall, 2013). کرین و هافمن در 2007 بر روی طرح بهبود یک کمپرسور گریز از مرکز با نسبت فشار 6.2 کارکردند و توانستند با استفاده از تلفیقی از داده‌های تجربی و تئوری به میزان 2 درصد راندمان مرحله را بهبود ببخشند (Krain, Hoffmann, Rohne, Eisenlohr, & Richter, 2007).

در سال 2008 دنیل گردن و همکارش با تزریق و اسپری آب به دهانه ورودی کمپرسور موتور نشان داد توان خروجی افزایش یافت و باعث کاهش اکسید نیتروژن در گازهای خروجی شد (Hönle, Barth, Erhard, & Kau, 2012). در سال 2012 دانشگاه مونیخ طرح جدیدی در مورد استارت سریع موتور 20 250C ارائه داد تا بتواند در طول پرواز یک موتور را خاموش کند و تا 30 درصد در مصرف سوخت صرفه‌جویی کند. در حالت عادی 25 ثانیه طول می‌کشد موتور روشن شود که زمان زیادی است و ایمنی پرواز را به خطر می‌اندازد به همین دلیل سیستم جدید استارت سریع طراحی شد (Golden, Cerza, & Myre, 2008). سویانگ چو در سال 2012 بر روی طراحی بهینه پروانه کمپرسور گریز از مرکز با استفاده از الگوریتم‌های تکاملی کارکرد. او توانست از طریق تحلیل و مقایسه

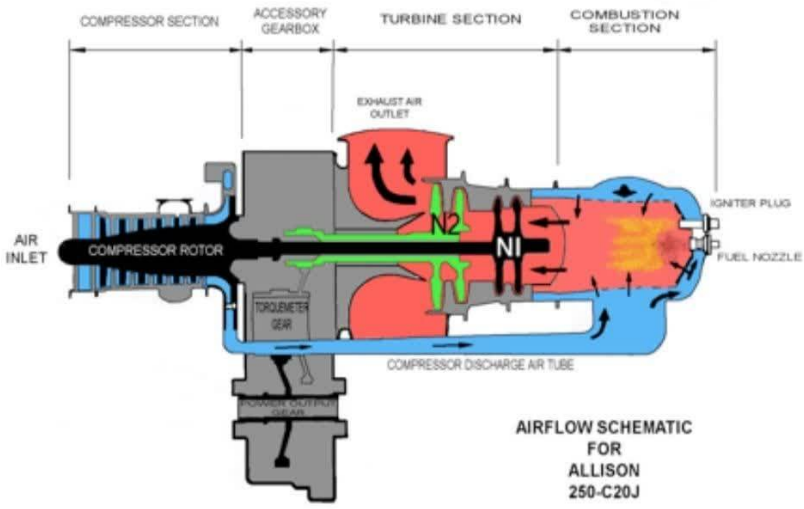
داده‌های ANN و CFD سرعت بهینه‌سازی کمپرسور را کاهش دهد و همچنین بازده کمپرسور را بدون تغییر نسبت فشار تا 1.4 درصد بهبود ببخشد (Cho, Ahn, Lee, & Kim, 2012). کانگ و همکارش در سال 2016 یک مطالعه چندمنظوره در مورد ارتقاء کمپرسورهای گریز از مرکز فشار بالا انجام دادند. دو روش FSI و RSM پیشنهاد شد و با استفاده از نرم‌افزار CFD شبیه‌سازی عددی با پیکربندی‌های مختلف انجام شد.16 نقطه طراحی با استفاده از Box-Behnken برنامه‌ریزی شد. درنهایت از طریق بهینه‌سازی، ایمنی ساختاری و عملکرد آئرودینامیکی افزایش یافت (Kang & Kim, 2016). موسی نیا در سال 2017 اثر نشت حرارت از پروانه و پوسته کمپرسور بر عملکرد کمپرسور گریز از مرکز را در نسبت فشارهای مختلف بررسی کرد و نشان داد اثر نشت حرارت در نسبت فشارهای بالای 5 قابل‌توجه است. نشت حرارت از پره و پوسته کمپرسور در نسبت فشار 11 باعث کاهش راندمان تا 2.5 درصد و کاهش نسبت فشار تا 85. درصد می‌شود (Moosania & Zheng, 2017). وگا و ادیسون در سال 2018 طی تحقیقاتی توانستند با استفاده از ثبت مداوم پارامترهای اصلی موتور 250C 20 در پرواز و تحلیل و پایش خطوط روند این پارامترها، نقص‌های اجزای موتور را پیش‌بینی کنند و از ایجاد واماندگی کمپرسور جلوگیری کنند (Vega, Torres Garcia, Verdugo, & Monico Muñoz, 2018). هگزیو (He Xiao) و همکارش در سال 2019 تأثیر پرداخت ریخته‌گری (casing treatment) را بر روی کمپرسورهای گریز از مرکز بررسی کردند و دریافتند که با استفاده از این روش می‌توان ناپایداری‌های چرخشی و واماندگی را در سرعت‌های پایین و همچنین شروع موج عمیق را در سرعت‌های بالا به تعویق انداخت (He & Zheng, 2019). لیوانی و همکارانش در سال 2024 به بررسی تأثیر سایش بر عمر خزشی پره‌های توربین پرداختند و توانستند عمر خزشی پره‌های توربین موتور 250C 20 را تخمین بزنند (Livani, Zarei, & Kamali, 2025).

مشخصات و مؤلفه‌های موتور 250C 20

این موتور ساخت شرکت آلیسون است که در بالگردها و هواپیماهای سبک استفاده می‌شود. موتور 250C 20 یکی از موفق‌ترین موتورهای توربوشفت هوایی است به‌طوری‌که در بیش از پانزده نوع بالگرد و هواپیمای سبک نصب‌شده است و در بیش از پنجاه مدل ارتقاءیافته که هنوز هم در بسیاری از وسایل پرنده به‌کاربرده می‌شود. در مواردی دیده‌شده برای مصارف زمینی تولید نیرو همچنین در قایق‌های تندرو نیز نصب‌شده است. یکی از بارزترین خصوصیات موتور ذکرشده سبکی و کم‌حجم بودن آن است به‌طوری‌که تنها با 78 کیلوگرم وزن قدرتی برابر 400 اسب بخار تولید می‌کند که در وسایل پرنده از اهمیت بالایی برخوردار است. به دلیل موفقیت موتور ذکرشده و همچنین کاربردهای فراوان آن، ارتقا و به‌روزرسانی آن از اهمیت خاصی برخوردار است.

جدول 1- مشخصات موتور توربوشفت 250C20

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
نسبت فشار	7	سرعت محوری توربین کم‌فشار	RPM 33290
دبی جرمی	Kg/S 1.5	نوع سوخت	JP-4
وزن	78 Kg	نوع روغن	MIL-L-23699
قدرت	KW 300	سرعت محوری توربین پرفشار	RPM 50970



شکل 1- موتور توربوشفت 250C 20

حل و تحلیل سیکل ترمودینامیکی موتور 250C 20

معادلات حاکم برای حل سیکل ترمودینامیکی این موتور در روابط زیر بیان‌شده است.

$$T_2 - T_1 = T_1\left[\left(\frac{P_2}{P1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \quad (۱)$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{1}{e_c}\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}\right) \quad (۲)$$

$$f = \frac{C_{Pg}T_3 - C_{Pa}T_2}{\eta_b Q_R - C_{Pa}T_3} \quad (۳)$$

$$W_C = \frac{C_{Pa}(T_2 - T_1)}{\eta_m} \quad (٤)$$

$$W_{LPt} = C_{Pg}(T_4 - T_5)\eta_m \dot{m} \quad (٥)$$

$$PSFC = \frac{360f}{W_{net}} \quad (٦)$$

$$\eta_{th} = \frac{3600}{PSFC\ Q_R} \quad (۷)$$

پارامترهای موتور و داده‌های ترمودینامیکی جهت حل سیکل موتور در جدول 2 و

جدول **3** آورده شده است.

جدول 2- مشخصات موتور توربوشفت 250C20

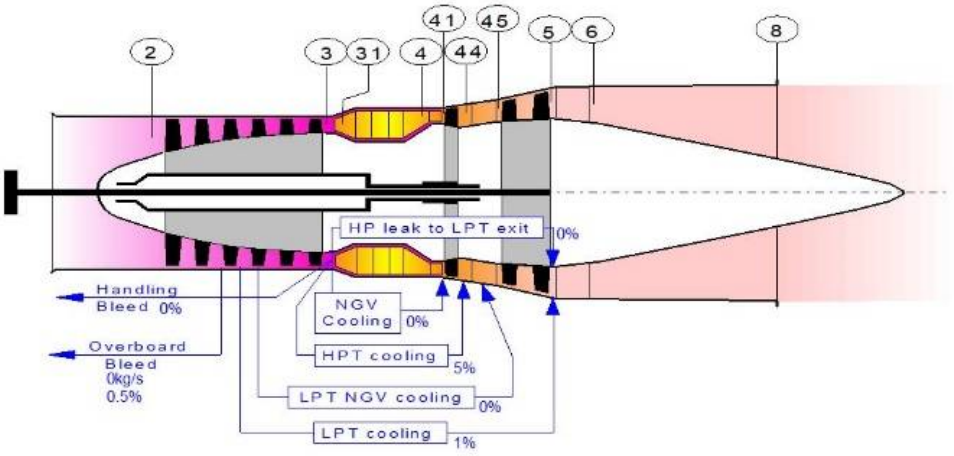
پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
π_c	7	η_m	0.98
PSFC	Kg/KW-hr 0.383	Π_b	0.98
W_{net}	200 KW	Q_R	Kj/Kg 43223
$\dot{m}$	1.5	e_t	0.89
e_c	0.85		

جدول 3- داده‌های ترمودینامیکی

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
γ_a	1.4	T_1	288 K
γ_g	1.33	P_1	101.325 KP
C_{Pa}	1.004 Kj/Kg. K	C_{Pg}	1.156 Kj/Kg.K

با استفاده از معادلات حاکم و جداول داده‌های موتور و داده‌های ترمودینامیکی دمای خروج از محفظه احتراق 1225 کلوین به دست می‌آید. اکنون می‌توان با داشتن این اطلاعات با استفاده از نرم‌افزار توربین گاز(gas turb 10) موتور را تحلیل کرد. نتایج تجزیه‌وتحلیل موتور توربوشفت 20 250C با نرم‌افزار توربین گاز برابر

جدول 4، جدول 5 و جدول 6 است.



شکل 2- نمایه موتور 20 250C با ایستگاه‌های مختلف

داده‌های نرم‌افزار در ایستگاه‌های مختلف مربوط به موتور با وضع موجود با راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور (e_c) 0.8، نسبت فشار (π_c) 7 و دبی جرمی ($\dot{m}$) 1.5 kg/s در

جدول **4** ارائه‌شده است.

جدول 4- حل سیکل موتور با وضع موجود

Station	W	T	P	WRstd		
amb		288.15	101.325		PWSD	= 242.13
1		288.15	101.325		PSFC	= 0.3693
2	1.485	288.15	100.312	1.500	Heat Rate	= 15999.8
3	1.470	572.09	702.182	0.299	V0	= 0.00
31	1.388	572.09	702.182		FN res	= 0.18
4	1.413	1225.00	681.117	0.434	WF	= 0.02484
41	1.413	1225.00	681.117	0.434	s NOx	= 0.17111
43	1.413	969.96	229.555		Therm Eff	= 0.22500
44	1.488	951.31	229.555		P45/P44	= 0.97500
45	1.488	951.31	223.816	1.224		
49	1.488	806.09	106.495		Incidence	= 0.00000
5	1.502	802.90	106.495	2.386	P6/P5	= 0.98000
6	1.502	802.90	104.365		PWX	= 0
8	1.502	802.90	104.365	2.435	P8/Pamb	= 1.03000
P2/P1 = 0.9900					A8	= 0.02911
Efficiencies:		isentr	polytr	RNI P/P	TRQ [%]	= 100.0
Compressor		0.7419	0.8000	0.990 7.000	eta t-s	= 0.84762
Burner		0.9990		0.970	Loading %	= 100.00
HP Turbine		0.9025	0.8900	0.598 2.967	e444 th	= 0.88079
LP Turbine		0.8989	0.8900	0.298 2.102	WHcl/W2	= 0.05000
HP Spool Eff		0.9980	Nominal Spd	58691	WLcl/W2	= 0.01000
PT Spool Eff		0.9780	Nominal Spd	33290	WBld/W2	= 0.00500
Generator		1.0000			PW_gen	= 242.1
Bleed Air:	PBld = 702.19		TBld = 572.1		ZWBld	= 0.00000

داده‌های تحلیل سیکل ترمودینامیکی موتور موجود در

جدول 4 نشان می‌دهد این موتور به دلیل فرسودگی از حالت طراحی خارج‌شده و با راندمانی کمتر از طراحی اولیه کار می‌کند و این موضوع باعث پایین آمدن توان موتور و هم‌زمان بالا رفتن دمای گازهای خروجی توربین به علت افزایش مصرف سوخت شده است. داده‌های نرم‌افزار در ایستگاه‌های مختلف مربوط به طراحی حداقلی مورد انتظار با راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور 0.85 نسبت فشار 7 و دبی جرمی 1.5kg/s در جدول 5 ارائه‌شده است.

جدول 5- حل سیکل موتور با طراحی حداقل

Station	W	T	P	WRstd		
amb		288.15	101.325		PWSD	= 279.48
1		288.15	101.325		PSFC	= 0.3365
2	1.485	288.15	100.312	1.500	Heat Rate	= 14578.9
3	1.470	549.92	702.182	0.293	V0	= 0.00
31	1.388	549.92	702.182		FN res	= 0.17
4	1.415	1225.00	688.139	0.429	WF	= 0.02612
41	1.415	1225.00	688.139	0.429	s NOx	= 0.15267
43	1.415	986.92	253.402		Therm Eff	= 0.24693
44	1.489	966.50	253.402		P45/P44	= 0.97500
45	1.489	966.50	247.067	1.118		
49	1.489	799.73	106.495		Incidence	= 0.00000
5	1.504	796.42	106.495	2.379	P6/P5	= 0.98000
6	1.504	796.42	104.365		PWX	= 0
8	1.504	796.42	104.365	2.427	P8/Pamb	= 1.03000
P2/P1 = 0.9900					A8	= 0.02902
Efficiencies:		isentr	polytr	RNI P/P	TRQ [%]	= 100.0
Compressor		0.8060	0.8500	0.990 7.000	eta t-s	= 0.86370
Burner		0.9800		0.980	Loading %=	100.00
HP Turbine		0.9105	0.9000	0.604 2.716	e444 th	= 0.88959
LP Turbine		0.9092	0.9000	0.321 2.320	WHcl/W2	= 0.05000
HP Spool Eff		0.9800	Nominal Spd	58691	WLcl/W2	= 0.01000
PT Spool Eff		0.9800	Nominal Spd	33290	WBld/W2	= 0.00500
Generator		1.0000			PW_gen	= 279.5
Bleed Air:		PBld = 702.19		TBld = 549.9	ZWBld	= 0.00000

hum [%]	war0	FHV	Fuel
0.0	0.00000	43.323	JP-4

جدول 6- حل سیکل موتور با طراحی مطلوب

Station	W	T	P	WRstd
amb		288.15	101.325	
1		288.15	101.325	
2	1.742	288.15	100.312	1.760
3	1.725	557.13	802.494	0.303
31	1.629	557.13	802.494	
4	1.659	1225.00	786.444	0.441
41	1.659	1225.00	786.444	0.441
43	1.659	979.93	280.562	
44	1.747	960.16	280.562	
45	1.747	960.16	273.548	1.181
49	1.747	775.67	106.495	
5	1.764	772.64	106.495	2.749
6	1.764	772.64	104.365	
8	1.764	772.64	104.365	2.805

P2/P1 = 0.9900

Efficiencies:	isentr	polytr	RNI	P/P
Compressor	0.8552	0.8900	0.990	8.000
Burner	0.9800			0.980
HP Turbine	0.9109	0.9000	0.691	2.803
LP Turbine	0.9104	0.9000	0.359	2.569
HP Spool Eff	0.9800	Nominal Spd		54183
PT Spool Eff	0.9800	Nominal Spd		33290
Generator	1.0000			

Bleed Air: PBld = 802.49 TBld = 557.1

hum [%]	war0	FHV	Fuel
0.0	0.00000	43.323	JP-4

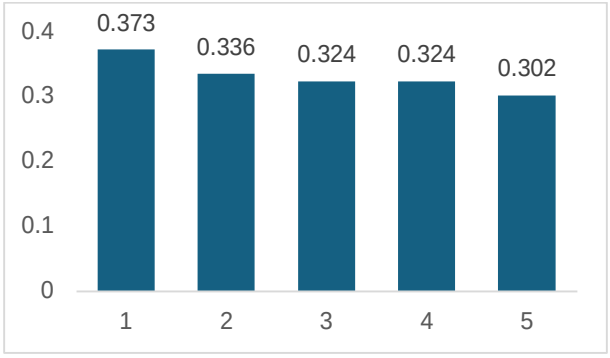
PWSD	=	361.03	
PSFC	=	0.3026	
Heat Rate	=	13109.8	
V0	=	0.00	
FN res	=	0.20	
WF	=	0.03035	
s NOx	=	0.16713	
Therm Eff	=	0.27460	
P45/P44	=	0.97500	
Incidence	=	0.00000	
P6/P5	=	0.98000	
PWX	=	0	
P8/Pamb	=	1.03000	
A8	=	0.03353	
TRQ [%]	=	100.0	
eta t-s	=	0.87003	
Loading %=		100.00	
e444 th	=	0.88967	
WHcl/W2	=	0.05000	
WLcl/W2	=	0.01000	
WBld/W2	=	0.00500	
PW_gen	=	361.0	
ZWBld	=	0.00000	

داده‌های تحلیل سیکل ترمودینامیکی موتور در این شبیه‌سازی که راندمان کمپرسور را بدون تغییر دیگر پارامترها 5 درصد افزایش داده است نشان می‌دهد این تغییر تأثیر قابل‌توجهی در عملکرد موتور و توان خروجی موتور می‌گذارد. داده‌های نرم‌افزار در ایستگاه‌های مختلف مربوط به طراحی مطلوب مورد انتظار با راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور 0.89 نسبت فشار 8 و دبی جرمی 1.76kg/s در جدول 6 ارائه‌شده است.

داده‌های تحلیل سیکل ترمودینامیکی در این شبیه‌سازی که سه پارامتر نسبت فشار، دبی جرمی و راندمان کمپرسور بهبودیافته نشان می‌دهد که موتور در این طراحی بهترین عملکرد را ازنظر توان خروجی موتور، راندمان ترمودینامیکی موتور و مصرف سوخت ویژه دارد. انواع ترکیب سه پارامتر نسبت فشار، دبی جرمی و راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور جهت حل سیکل ترمودینامیک موتور برای پنج حالت نشان داده‌شده در شکل 3، شکل 4 و شکل 5 در جدول 7 بیان‌شده است.

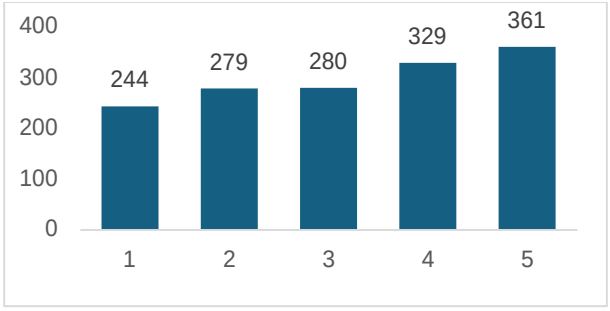
جدول 7- انواع ترکیب پارامتر تحلیل سیکل موتور

e_c	$\dot{m}$	π_c	حالت
0.8	1.5 Kg/s	7	1
0.85	1.5 Kg/s	7	2
0.85	1.5 Kg/s	8	3
0.85	1.76 Kg/s	8	4
0.89	1.76 Kg/s	8	5



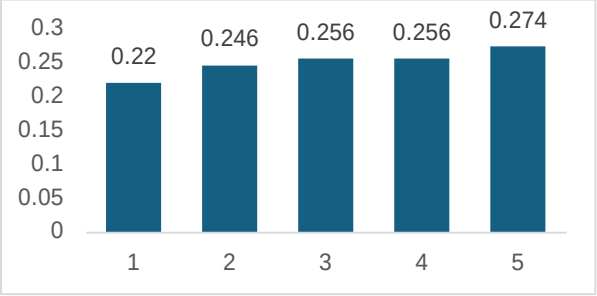
شکل 3- مصرف سوخت ویژه

شکل 3 نشان می‌دهد که با افزایش نسبت فشار و راندمان کمپرسور، مصرف سوخت ویژه (PSFC) به‌صورت یکنواخت کاهش‌یافته است. این کاهش به دلیل افزایش بازدهی موتور و بهبود فرایند تبدیل انرژی شیمیایی سوخت به انرژی مکانیکی است. به‌عبارت‌دیگر، موتور در شرایط بهینه، با مصرف سوخت کمتر، توان بیشتری تولید می‌نماید که نشان از طراحی بهینه است. افزایش دبی جرمی بدون تغییر دو پارامتر دیگر تأثیری بر مصرف سوخت ویژه نداشته است.



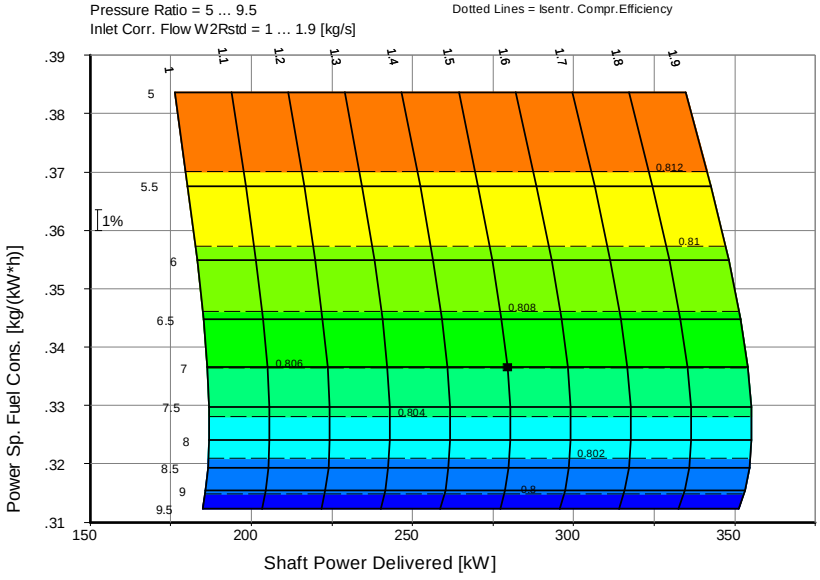
شکل 4- توان خروجی موتور

شکل 4 نشان می‌دهد که توان خروجی موتور در پاسخ به افزایش پارامترهای کلیدی، روندی صعودی دارد. افزایش دبی جرمی هوا باعث افزایش جرم عبوری و تولید انرژی بیشتر در توربین شده و به دنبال آن توان خروجی نیز افزایش‌یافته است. همچنین راندمان بالاتر کمپرسور منجر به کاهش تلفات داخلی و افزایش توان مفید شده است. افزایش نسبت فشار نیز توان خروجی را افزایش داده است. با بهبود هر سه پارامتر توان خروجی افزایش‌یافته است.

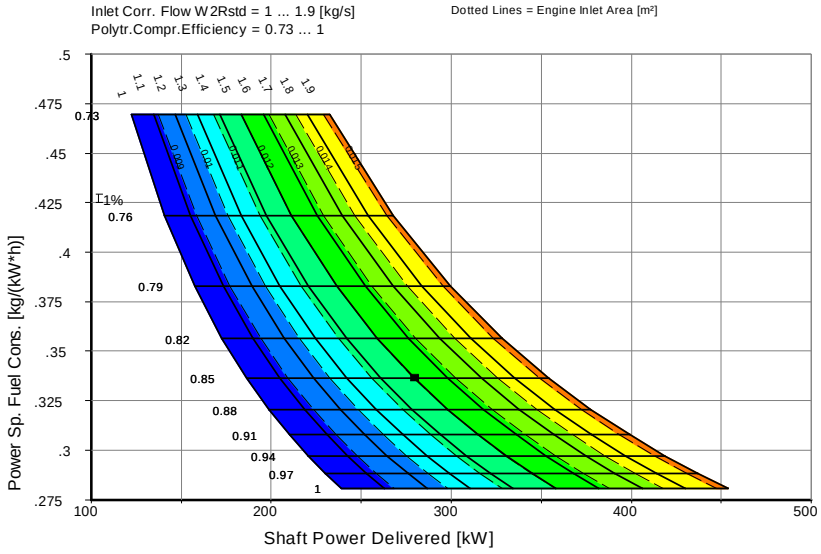


شکل 5- راندمان ترمودینامیکی موتور

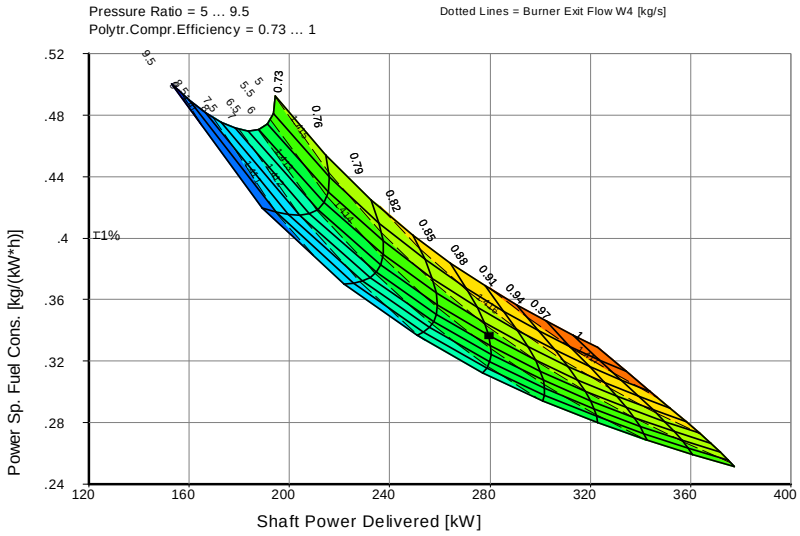
روند افزایشی راندمان در پاسخ به بهبود پارامترهای طراحی به‌وضوح در شکل 5 قابل‌مشاهده است. راندمان ترمودینامیکی موتور تحت تأثیر مستقیم نسبت فشار و راندمان کمپرسور قرار دارد. افزایش این دو عامل باعث افزایش اختلاف دمای مؤثر در توربین شده و درنتیجه راندمان ترمودینامیکی را افزایش داده است. افزایش دبی جرمی بدون تغییر دو پارامتر دیگر تأثیری بر راندمان ترمودینامیکی موتور نداشته است. نمودارهای تحلیل پارامتریک موتور 250C 20 در شکل 6 ، شکل 7 و شکل 8 نشان داده‌شده است.



شکل 6- مشخصه‌های پارامتریک نسبت فشار و دبی جرمی



شکل 7- مشخصه‌های پارامتریک دبی جرمی و راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور



شکل 8- مشخصه‌های پارامتریک نسبت فشار و راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور

باهدف بررسی تأثیر پارامترهای کلیدی بر عملکرد سیکل ترمودینامیکی موتور با تغییرات سه پارامتر نسبت فشار کمپرسور، دبی جرمی هوای ورودی و راندمان کمپرسور بیست حالت مختلف شبیه‌سازی و تحلیل شد. نتایج حاصل از این شبیه‌سازی به‌وضوح نشان می‌دهد که بهبود در پارامترهای مذکور منجر به ارتقای چشمگیر عملکرد موتور می‌شود. افزایش نسبت فشار باعث افزایش نسبت فشار کل سیکل شده و درنتیجه راندمان ترمودینامیکی بهبودیافته و توان خروجی نیز افزایش‌یافته است. افزایش راندمان کمپرسور باعث کاهش موارد

اتلاف داخلی، افزایش فشار مؤثر خروجی و بهبود عملکرد کلی سیکل و کاهش مصرف سوخت ویژه شده است. افزایش پارامتر دبی جرمی به‌تنهایی بدون تغییر دیگر پارامترها هیچ تأثیری در راندمان ترمودینامیکی سیکل و مصرف سوخت ویژه ندارد. این نمودارها به مهندسان و طراحان کمک می‌کند تا بهترین تنظیمات نسبت فشار و دبی جرمی را برای کاهش مصرف سوخت ویژه و بهبود کارایی موتور انتخاب کنند. برای هر نسبت فشار مقدار بهینه دبی جرمی که کمترین مصرف سوخت ویژه را ارائه می‌دهد، قابل‌شناسایی است که در بهینه‌سازی عملکرد موتور و کاهش هزینه‌های عملیاتی بسیار کاربردی است.

نتیجه‌گیری

در این تحقیق، نتایج به‌دست‌آمده از مدل‌سازی و بهینه‌سازی موتور توربوشفت 250C 20 با نرم‌افزار توربین گاز مورد تحلیل قرارگرفته است. نتایج نشان می‌دهد که با طراحی یک کمپرسور گریز از مرکز کارآمد با دبی جرمی 1.5 kg/s، نسبت فشار 7 و راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور 0.85، توان خروجی موتور (با وضعیت موجود) 14 درصد، راندمان ترمودینامیکی موتور 2.6 درصد افزایش و مصرف سوخت ویژه 9 درصد کاهش می‌یابد. بهینه‌سازی ترکیب سه پارامتر نسبت فشار، دبی جرمی و راندمان کمپرسور، با استفاده از نتایج نرم‌افزار توربین گاز، نقطه کارآمدتری را برای طراحی مشخص می‌کند. نتایج نشان می‌دهد که دبی جرمی 1.76 kg/s، نسبت فشار 8 و راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور 0.89 نسبت به سایر مقادیر پارامترها، بهترین عملکرد را ازنظر کارایی و مصرف سوخت ویژه ارائه می‌دهد. این شبیه‌سازی توان خروجی موتور را 48 درصد و راندمان ترمودینامیکی موتور را 5.4 درصد افزایش داده و مصرف سوخت ویژه را 19 درصد کاهش می‌دهد. این مطالعه به‌وضوح نشان داد که با بهره‌گیری از روش‌های بهینه‌سازی طراحی و انتخاب دقیق پارامترهای عملکردی می‌توان به افزایش بهره‌وری این نوع موتورهای توربوشفت و کاهش هزینه‌های عملیاتی دست‌یافت و مشکل افزایش دمای گازهای خروجی توربین را مرتفع نمود.

منابع:

Aungier, R. H. (2000). On the Effectiveness of Aerodynamic Design and Analysis for Centrifugal Compressors. Paper presented at the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition.

Cho, S.-Y., Ahn, K.-Y., Lee, Y.-D., & Kim, Y.-C .(2012) .Optimal design of a centrifugal compressor impeller using evolutionary algorithms. Mathematical Problems in Engineering, 2012(1), 752931 .

Dixon, S. L., & Hall, C. (2013). Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery: Butterworth-Heinemann.

Golden ,D., Cerza, M., & Myre, D. (2008). An experimental study of water injection into a Rolls-Royce model 250-C20B turboshaft gas turbine. Paper presented at the 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit.

He, X., & Zheng, X. (2019). Roles and mechanisms of casing treatment on different scales of flow instability in high pressure ratio centrifugal compressors. Aerospace Science and Technology, 84, 734-746 .

Hill, P. G., & Peterson, C. R. (1992). Mechanics and thermodynamics of propulsion. Reading .

Hönle, J., Barth, A., Erhard, W., & Kau, H.-P. (2012). Engine quick start in case of emergency-A requirement for saving fuel by means of engine shutdown .

Kang, H.-S., & Kim, Y.-J. (2016). A study on the multi-objective optimization of impeller for high-power centrifugal compressor. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 9(2), 143-149 .

Kenny, D. P. (1984). The history and future of the centrifugal compressor in aviation gas turbines (0148-7191). Retrieved from

Krain, H., Hoffmann ,B., Rohne, K.-H., Eisenlohr, G., & Richter, F.-A. (2007). Improved high pressure ratio centrifugal compressor. Paper presented at the Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air.

Livani, M., Zarei, H., & Kamali, S. M. (2025). Investigating the Effect of Wear on the Creepage Life of Jet Engine Turbine Blades Model 250-C20. Journal of Technology in Aerospace Engineering, 9(1), 1-14 .

Moosania, S. M., & Zheng, X. (2017). Effect of internal heat leakage on the performance of a high pressure ratio centrifugal compressor. Applied Thermal Engineering, 111, 317-324 .

Osborne, C., Runstadler Jr, P., & Stacy, W. D. (1974). Aerodynamic and mechanical design of an 8: 1 pressure ratio centrifugal compressor. Retrieved from

Stevens, E., & Conn, F. (1980). Evolution of the Allison Model 250 Engine (0148-7191). Retrieved from

Vega, J., Torres Garcia, E. E., Verdugo, O. G., & Monico Muñoz, L. F. (2018). Prevention of Compressor Stall on Rolls Royce M250 Engines C20 Series Using Trend Monitoring Analysis. Paper presented at the 2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting.