تحلیل اکسرژی پخش‌کننده هوای ورودی موتور توربوفن TF30

سعید فتح‌الهی[1*]، سید آرش سیدشمس طالقانی [2]

[1] دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران

[2] استادیار، پژوهشگاه هوافضا، وزارت علوم، تحقیقات و فناوری، تهران، ایران

دریافت: بهار ۹۶ پذیرش: تابستان ۹۶

چکیده

امروزه جلوگیری از اتلاف انرژی یکی از دغدغه‌های محققان و طراحان برای طراحی موتورهای توربین گازی با کمترین مصرف و هدررفت انرژی می‌باشد. یکی از راه‌های شناخت عوامل اتلاف انرژی، تحلیل اکسرژی سیستم‌ها می‌باشد. در این پژوهش تحلیل اکسرژی بر روی یک پخش‌کن موتور توربوفن انجام شده است. با استفاده از برنامه فرترن و روابط ترمودینامیکی به دست آمده، بازده اکسرژی، نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی پخش‌کن محاسبه شده است. اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی به پخش‌کننده بر روی مولفه‌های اکسرژی با استفاده از نمودار بیان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش سرعت هوای ورودی نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی در پخش‌کن افزایش یافته است و همچنین با افزایش دمای هوای ورودی به پخش‌کن، افزایش نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ آنتروپی تولید شده با شیب بیشتری نسبت به دماهای پایین‌تر، افزایش یافته است.

* **عهده‌دار مکاتبات:** saeedfathollahi@gmail.com

کلمات کلیدی: موتور توربوفن، پخش کننده، تحلیل اکسرژی، اتلاف اکسرژی، آنتروپی تولید شده.

۱- مقدمه

موضوع بحران انرژی یکی از مسایل مهم و اساسی دنیای صنعتی امروز شده است. محدودیت روز افزون منابع انرژی جهان، بسیاری از دولتمردان را بر آن داشته است که سیاست‌های مربوط به انرژی را ارزیابی کرده و روش‌هایی را برای جلوگیری از اتلاف انرژی به کار گیرند. جلوگیری از اتلافات انرژی و کاهش عوامل برگشت‌ناپذیری یکی از موضوعات مهم پیش‌روی محققان و طراحان موتورهای حرارتی می‌باشد. در تحلیل اکسرژی، هدف اساسی تعیین محل و مقدار تولید بازگشت‌ناپذیری‌ها در طی فرآیندهای مختلف ترمودینامیکی و عوامل موثر بر تولید این بازگشت ناپذیری‌ها می‌باشد. معیارهایی از قبیل ارتقای موتورهای هوایی برای افزایش عملکرد، کاهش هزینه‌های طراحی و ساخت موتور جدید، همواره مورد نظر مهندسان طراحی موتور قرار گرفته است. یکی از بخش‌های موتور، پخش‌کن ورودی موتور می‌باشد.

افزایش هزینه‌های انرژی و محدودیت منابع انرژی در سالهای اخیر و بهینه‌سازی مصرف انرژی در صنعت هواپیمایی، اجتناب‌ناپذیر است. به این منظور روش‌های متعددی برای بهینه‌سازی انرژی وجود دارد که هدف آنها بهبود فرآیندها و نیز دستیابی به تکنولوژی جدید می‌باشد. تحلیل اکسرژی، برای طراحی سیستم‌های انرژی با بازده بیشتر به وسیله کاهش دادن نا کارآمدی‌ها، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

طی چند دهه اخیر و با محدودیت منابع انرژی، تحلیل اکسرژی در صنعت هوانوردی کاربرد بسیاری داشته است. این تحلیل‌ها در زمینه‌های مختلف همچون انرژی، اقتصادی و زیست محیطی مورد استفاده محققان قرار گرفته است. تحلیل اکسرژی بر روی بعضی از موتورهای توربین گازی، توسط محققان انجام گرفته است. تحلیل اکسرژی روشی مناسب برای بهینه‌سازی انرژی می‌باشد.

طی این تحقیقات، با تعیین معیارهایی مانند راندمان اکسرژی، اتلاف اکسرژی، عوامل برگشت‌ناپذیری در انتقال حرارت در بخش‌های مختلف هواپیما و موتورهای مختلف، کمک فراوانی به کاهش اتلافات انرژی داشته‌اند.

احیایی و همکاران [۱] تحلیل اکسرژی موتور J85-GE-21 توربوجت انجام دادند. در این تحقیق تحلیل اکسرژی موتور در دما و فشار ورودی ثابت و در دو سرعت هوای ورودی به موتور مورد بررسی قرار گرفت. بازده اکسرژی پخش‌کن برای سرعت هوای ورودی ۱۰۰ متر بر ثانیه، ۹۰ درصد

[DOR: 20.1001.1.20089813.1396.4.2.2.0]

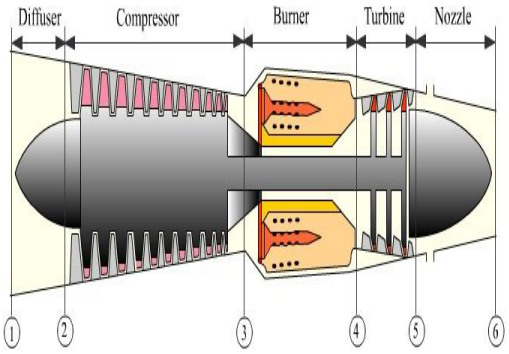
و نرخ تولید آنتروپی ۲.۳۶ کیلو وارت بر کلوین محاسبه شده است. با افزایش سرعت هوای ورودی به ۲۰۰ متر بر ثانیه بازده اکسرژی پخش‌کن ۹۱ درصد و نرخ آنتروپی تولیدی ۰.۱ کیلو وات بر کلوین به دست آمده است. تحلیل اکسرژی پخش‌کننده در ارتفاع ۱۱۰۰۰ متری نیز در این پژوهش انجام گرفته است که بر این اساس بازده اکسرژی برای سرعت هوای ورودی ۱۰۰ متر بر ثانیه ۹۰.۲ و نرخ تولید آنتروپی ۰.۵۵ کیلو وات بر کلوین و برای سرعت هوای ورودی ۲۰۰ متر بر ثانیه بازده اکسرژی ۹۰.۷ و نرخ تولید آنتروپی ۰.۵۵۲ به دست آمده است. در این تحقیق نشان دادند هر چقدر سرعت هوای ورودی به پخش‌کننده در ارتفاع بالاتر از سطح دریا افزایش داشته باشد بازده اکسرژی پخش‌کن افزایش می‌یابد.

در تحقیقاتی دیگر آتیلجان و همکاران [۲] به تجزیه و تحلیل اکسرژی یک نوع موتور توربوپراپ پرداختند و نشان دادند ٪۱۷ مجموع اثرات زیست محیطی از موتور مذکور نتیجه اثرات زیست محیطی اجزای آن می‌باشد و بخش باقی‌مانده، تلفات اکسرژی قطعات موتور می‌باشد. کمپرسور ٪۹ ، محفظه احتراق ٪۶۹ ، توربین جنراتور ٪۱۳ ، توربین قدرت ٪۷ و نازل اگزوز ٪۲ از کل اثرات زیست محیطی می‌باشند، که محفظه احتراق بالاترین اولویت را برای بهبودسازی دارا می‌باشد.

ازاین رو روش تحلیل اکسرژی که منجر به تعیین اثرات موتور بر محیط زیست می‌باشد یکی از بهترین راه‌حل‌های تحلیلی پیشرفته می‌باشد.

۲. پخش‌کن موتور توربوفن

در پخش‌کننده‌ها، با کاهش سرعت سیال، فشار سیال افزایش می‌یابد. از این رو پخش‌کن‌ها می‌توانند با افزایش فشار سیال، انرژی جنبشی سیال را افزایش دهند. علت اصلی برگشت ناپذیری‌ها در پخش‌کن‌ها اصطکاک می‌باشد. که عمدتا در ناحیه‌ای خیلی نزدیک به سطح دیواره پخش‌کن، به نام لایه مرزی عمل می‌کند[۳]. در شکل(۱)، فرآیند ۲-۱ شماتیک یک نمونه پخش‌کن موتور توربوفن را نشان می‌دهد.



شکل۱. شماتیک موتور توربوفن [۴]

تحلیل اکسرژی پخش‌کننده تا کنون در این سطح در موتور توربوفن مورد پژوهش صورت نگرفته است، لذا این پژوهش جدید برای آن موتور TF30 می‌باشد. در ادامه نتایج به دست آمده از این پژوهش با تحقیق احیایی و همکاران [۳] مورد اعتبارسنجی قرار خواهد گرفت.

پخش‌کننده‌های بزرگتر دارای بازده بیشتری هستند زیرا در پخش‌کننده‌های بزرگ لایه مرزی کسر کوچکی از حجم کل جریان را فرا می‌گیرد. علت دیگر برگشت ناپذیری ها در پخش‌کن، جدایش است. این برگشت‌ناپذیری باعث تلاطم در نزدیک دیواره پخش‌کن می‌شود. جدایی جریان وقتی روی می‌دهد که مساحت جریان سریع تر از انبساط سیال افزایش یابد. در طراحی پخش‌کننده‌ها بایستی به این عوامل برگشت‌ناپذیری اهمیت داده شود[۵].

۳. اهداف پژوهش

در این پژوهش، تحلیل اکسرژی پخش‌کننده ورودی موتور توربوفن TF30 هواپیمای اف۱۴ و اثر تغییرات سرعت و دمای هوای ورودی بر عملکرد، اتلافات اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی مورد مطالعه و بررسی قرارگرفته است.

تحلیل اکسرژی تا کنون در این سطح در موتور توربوفن مورد پژوهش صورت نگرفته است، لذا این پژوهش جدید برای آن موتور TF30 می‌باشد.

۴. تعریف مسئله

پخش‌کننده مورد نظر مربوط به موتور توربوفن TF30 هواپیمای اف۱۴ با هوای کنار گذر پایین است که در شکل(۲) نشان داده شده است.

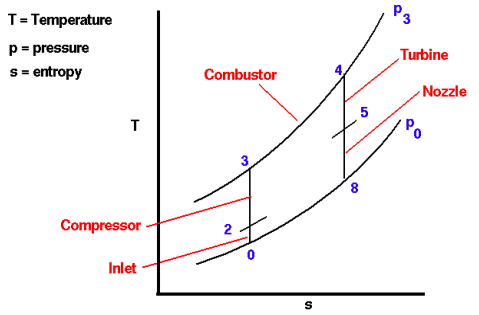


شکل۲.پخش‌کننده موتورتوربوفن هواپیمای اف۱۴ [۶]

موتورهای توربوفن بر طبق سیکل ایده‌آل برایتون کار می‌کنند و شامل چهار فرآیند زیر می‌باشند[۷].

۱. تراکم آیزنتروپیک در پخش‌کن، فن و کمپرسور
۲. انتقال حرارت در فشار ثابت در محفظه احتراق
۳. انبساط آیزنتروپیک در توربین
۴. انتقال حرارت در فشار ثابت در نازل

[DOR: 20.1001.1.20089813.1396.4.2.2.0]



شکل۳. نمودار فرآیندهای چرخه برایتون [۸]

شکل(۳) نمودار چرخه برایتون را نشان می‌دهد. طبق شکل(۳)، پخش‌کن در قسمت ورودی موتور نیز همانند فرآیند اول در شرایط تراکم آیزنتروپیک عمل خواهد کرد. طبق فرآیند اول، هوا در نقطه صفر با فشار اتمسفر و دمای محیط، توسط کمپرسور مکش می‌شود و به داخل پخش-کن هدایت می‌گردد. این هوا درون کمپرسور فشرده شده و در پی فرآیند آنتروپی ثابت، دمای آن افزایش می یابد. همزمان با افزایش فشار، حجم نیز کاهش می‌یابد.

۵. اکسرژی

اکسرژی یک سیستم در یک محیط خاص، میزان حداکثر کار مکانیکی است که می‌تواند از سیستم در این محیط خارج شود. اکسرژی، ماکزیمم کار در دسترس است، زمانی که فرم‌های مختلف انرژی بصورت برگشت‌پذیر به یک سیستم انتقال یابد و در تعادل ترمودینامیکی با محیط اطراف باشند و توانایی انجام کار را نداشته باشند.

انرژی فقط به خصوصیات ماده یا جریان وابسته است و به خصوصیات محیط وابسته نیست اما اکسرژی هم به خصوصیات ماده و انرژی و هم به محیط اطراف وابسته است.

تحلیل اکسرژی با ادغام قانون اول و دوم ترمودینامیک، این امکان را فراهم می‌کند که روش مطلوب تحلیل سیستم‌های انرژی و همچنین شناخت واضح از سطوح انرژی و فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی یک سیستم، مشخص گردد. بر طبق قانون دوم ترمودینامیک در هر فرآیند واقعی، آنتروپی تولید شده، متناسب با از دست دادن اکسرژی و نابودی آن در طی فرآیند می‌باشد[۹].

این تحلیل برای افزایش کارایی و بهره‌وری در فرآیندهای مختلف برا اساس قانون اول و دوم ترمودینامیک بنا نهاده شده است. کاهش مصرف انرژی با استفاده از تحلیل اکسرژی باعث کاهش هزینه‌ها، کاهش مصرف حامل‌های انرژی، کاهش آلودگی محیط زیست و در آخر افزایش بازدهی کل سیستم را به همراه دارد.

از این طریق علاوه برا ارزیابی کارایی اجزای مختلف سیکل ترمودینامیکی، راه‌های افزایش راندمان سیکل نیز شناسایی می‌گردد. در تحلیل اکسرژی سعی می‌شود با به کار گیری همزمان قوانین اول و دوم ترمودینامیک و استفاده از محیط پیرامون، بیشترین کار تولید شده در سیکل، به دست آید.

اکسرژی نیز مانند انرژی، دارای مولفه‌های مختلفی است. در ورودی پخش‌کن اکسرژی جنبشی و در خروجی آن اکسرژی فیزیکی قابل محاسبه است[۱۰].

۵-۱. معادلات حاکم

راندمان حرارتی سیکل برایتون از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\eta_{TH.BRAYTON} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \qquad (۱)$$

در رابطه (۱)، W_{net} کار خالص سیستم، Q_{in} گرمای داده شده به سیستم، Q_{out} گرمای گرفته شده از سیستم و $\eta_{TH.BRAYTON}$ راندمان حرارتی سیکل برایتون می‌باشد[۳].

شرایطی همچون دما و فشار در ورودی پخش‌کن موتور مشخص می‌باشند. برای به دست آوردن این پارامترها بعد از گذشتن از پخش‌کن ، از روابط زیر استفاده می‌شود.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} \qquad (۲)$$

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2C_P} \qquad (۳)$$

$$T_{01} = T_{02} \qquad (۴)$$

$$P_{02} = P_{02s} = P_1 \left(\frac{T_{02s}}{T_1}\right)^{\frac{K}{K-1}} \qquad (۵)$$

$$P_2 = P_{02} \left(\frac{T_2}{T_{02}}\right)^{\frac{K}{K-1}} \qquad (۶)$$

$$T_2 = T_{02} \qquad (۷)$$

$$\eta_{DIF} = \frac{(T_{02s} - T_1)}{(T_{01} - T_1)} \qquad (۸)$$

که در روابط (۲) تا (۸):

T_1: دمای محیط

T_{01}: دمای سکون هوای ورودی به پخش‌کن

T_{02}: دمای سکون هوای خروجی از پخش‌کن

T_{02s}: دمای سکون خروجی در حالت آیزنتروپیک

P_{02s}: فشار سکون خروجی در حالت آیزنتروپیک

T_2: دمای خروجی از پخش‌کن

P_1: فشار اتمسفر محیط

P_2: فشار هوای خروجی از پخش‌کن

C_P: ظرفیت گرمایی در فشار ثابت (kj/kg,k)

K: نسبت گرمایی ویژه در فشار ثابت به حجم ثابت

η_{DIF}: بازده آیزنتروپیک پخش‌کن می‌باشد[۳و۴].

توضیح اینکه در انتهای پخش‌کن یک حسگر، دمای خروجی از آن را اندازه‌گیری می‌کند تا شرایط ایده‌آل دمای خروجی را معین کند. واحد فشار در تمام روابط کیلو پاسکال و واحد دما کلوین می‌باشد[۳].

۵-۲. اکسرژی جنبشی پخش‌کن

نرخ اکسرژی جنبشی ماده‌ای به جرم m(kg) و سرعت v(m/s) از رابطه(۵) به دست می‌آید. واحد آن کیلو ژول بر ثانیه (کیلو وات) می‌باشد[۹].

[DOR: 20.1001.1.20089813.1396.4.2.2.0]

$$\dot{E}x_k = \frac{1}{2}\,\dot{m}\,v^2 \qquad (۹)$$

۵-۳. اکسرژی فیزیکی پخش‌کن

اکسرژی فیزیکی برابر با حداکثر کار بدست آمده ازجریان مواد است که از حالت ابتدایی به حالت محیطی با شرایط اولیه، می‌رسند. در این حالت اگر جریان حاوی گاز کامل باشد، فرآیند فیزیکی شامل انتقال حرارت با محیط است.

به بیانی دیگر اکسرژی فیزیکی بیشترین میزان کار محوری قابل حصول می‌باشد که در آن جریان از شرایط فرآیندی با استفاده از انتقال حرارت برگشت‌پذیر به تعادل با دمای محیط می‌رسد. مقدار نرخ اکسرژی فیزیکی از رابطه(۱۰) محاسبه می‌گردد[۱۰].

$$\dot{E}x_{ph}=\dot{m}C_p\left[T - T_0 - T_0\,ln\left(\frac{T}{T_0}\right)\right]+RT_0\,ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \qquad (۱۰)$$

که در رابطه(۱۰): C_p(kj/kg.k) گرمای ویژه در فشار ثابت به حجم ثابت، $\dot{m}$(kg/s) نرخ جرم هوای عبوری به پخش‌کن، T(k) دمای هوای عبوری از پخش‌کن، R(kj/kg.k) ثابت هوا، T_0(k) دمای مرجع و P_0(kpa) فشار مرجع می‌باشند. واحد اکسرژی فیزیکی، کیلو ژول بر ثانیه (کیلو وات) می‌باشد[۱۰].

۵-۴. اتلاف اکسرژی پخش‌کن

برای تعیین اتلاف اکسرژی بایستی کار برگشت‌پذیر و برگشت‌ناپذیر را محاسبه کنیم. می‌دانیم برای ارزیابی اکسرژی، حالت نهایی همیشه به صورت مرده در نظر گرفته می‌شود در حالی که در سیستم‌های واقعی این گونه نیست. از این رو از دو کمیت که با حالت‌های اولیه و نهایی واقعی فرآیندها وابسته می‌باشند در تحلیل ترمودینامیکی استفاده می‌شود. که این دو کمیت، کار برگشت‌پذیر و برگشت‌ناپذیر می‌باشند[۳].

موازنه اکسرژی بر پایه مفهوم آن، برای سیستمی که در حالت پایا بوده و دارای اکسرژی ورودی و خروجی باشد که برای پخش‌کن به صورت رابطه(۱۱) نوشته می‌شود[۱۰].

$$\dot{E}x_{dead} = \dot{E}x_k - \dot{E}x_{ph} \qquad (۱۱)$$

۵-۵. بازده اکسرژی پخش‌کن

بازده براساس اکسرژی، اطلاعات معنی‌دار بیشتری در زمان عملکرد سیستم فراهم می‌کند. تحلیل اکسرژی باعث کاهش برگشت‌ناپذیری در یک سیستم و در نتیجه افزایش راندمان اکسرژی می‌شود. با توجه به رابطه(۱۱)، می‌توان بازده اکسرژی را به صورت رابطه(۱۲) تعریف کرد:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{ph}}{\dot{E}x_k} \qquad (۱۲)$$

η_{II} بازده اکسرژی پخش‌کن موتور توربوفن می‌باشد[۳].

۵-۶. نرخ آنتروپی تولید شده توسط پخش‌کن

در فرآیندهای برگشت‌پذیر کلی، کار واقعی و کار برگشت‌پذیر یکسانند و برگشت‌ناپذیری صفر است. برگشت‌ناپذیری برای تمام فرآیندهای واقعی (برگشت‌پذیر) یک کمیت مثبت است.

چون در این قسمت کاری روی جریان انجان نگرفته، پس رابطه نرخ تولید آنتروپی پخش‌کن از رابطه(۱۳) محاسبه می‌شود[۱۳و۱۲].

$$\dot{S}_{gen.diff} = \frac{1}{298.15}(\dot{E}x_k - \dot{E}x_{ph}) \qquad (۱۳)$$

که $\dot{S}_{gen.diff}$ نرخ آنتروپی تولید شده توسط پخش‌کن می‌باشد.

۶. روش تحقیق

در این پژوهش با استفاده از برنامه فرترن، تحلیل اکسرژی پخش‌کن موتور توربوفن TF30 هواپیمای اف۱۴ انجام شده است.

با استفاده از روابط مولفه‌های اکسرژی در اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی، مشخصات ترمودینامیکی ورودی و خروجی پخش‌کن محاسبه می‌شوند[۱۴و۱۳].

تحلیل اکسرژی پخش‌کن با توجه به فرضیات زیر انجام گرفته است.

۱. موتور در حالت پایدار کار می‌کند.
۲. تغییرات در انرژی پتانسیل ناچیز فرض می‌گردد.
۳. هوا و گازهای خروجی گاز ایده آل فرض می‌گردند.
۴. تغییرات سرعت در سه حالت مورد آزمایش ثابت است.
۵. تغییرات دما در هر سه دمای مورد آزمایش ثابت است.

با توجه به روابط اکسرژی، جدول‌های(۱)، (۲) و (۳) ارایه داده شده‌اند که مشخصات ترمودینامیکی محاسبه شده برای پخش‌کن موتور توربوفن در سطح دریا در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد برای سرعت‌های ۲۰۰، ۳۰۰، ۴۰۰، ۵۰۰، ۶۰۰ متر بر ثانیه می‌باشند.

در جدول(۱) تا جدول(۳) نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش‌کن محاسبه شده و با استفاده از روابط مولفه‌های اکسرژی نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی و بازده اکسرژی پخش‌کن به دست آمده‌اند.

جدول۱: نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش‌کن در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

سرعت هوای ورودی (متربرثانیه)	نرخ‌اکسرژی جنبشی‌ورودی (کیلووات)	نرخ‌اکسرژی فیزیکی‌خروجی (کیلووات)
۲۰۰	۳۳۱۵	۳۰۰۲
۳۰۰	۱۱۱۸۷	۱۰۲۰۵
۴۰۰	۲۶۵۱۸	۲۴۴۰۸
۵۰۰	۵۱۷۹۳	۴۸۱۵۸
۶۰۰	۸۹۴۹۸	۸۴۱۵۴

[DOR: 20.1001.1.20089813.1396.4.2.2.0]

جدول۲: بازده اکسرژی پخش‌کن موتور توربوفن در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

بازده اکسرژی ٪	سرعت هوای ورودی (متربرثانیه)
۹۰	۲۰۰
۹۱	۳۰۰
۹۲	۴۰۰
۹۳	۵۰۰
۹۴	۶۰۰

جدول۳: نرخ اتلاف اکسرژی و تولید آنتروپی پخش‌کن در دمای ۲۵ درجه-سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

نرخ تولید آنتروپی (کیلووات‌برکلوین)	نرخ‌اتلاف اکسرژی (کیلووات)	سرعت هوای ورودی (متربرثانیه)
۱.۰۵	۳۱۳.۱	۲۰۰
۳.۳	۹۸۲.۳	۳۰۰
۷.۰۸	۲۱۰۹.۹	۴۰۰
۱۲.۲	۳۶۳۴.۷	۵۰۰
۱۷.۹	۵۳۴۳.۸	۶۰۰

در جدول(۱) همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش سرعت هوای ورودی، نرخ اکسرژی جنبشی ورودی و نرخ اکسرژی فیزیکی خروجی از پخش‌کن افزایش یافته است.

بیشترین افزایش نرخ اکسرژی جنبشی ورودی و نرخ اکسرژی فیزیکی خروجی، بین دو سرعت هوای ورودی ۲۰۰ و ۳۰۰ متر بر ثانیه می‌باشد.

برای بررسی بهتر، شرایط ترمودینامیکی سرعت و دمای هوای ورودی به پخش‌کن را تغییر داده شد و مولفه‌های اکسرژی محاسبه شده است.

در جدول(۴) تا جدول(۷) نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش‌کن در سطح دریا در دماهای ۱۵ و ۳۵ درجه سانتی‌گراد برای سرعت‌های ۲۰۰، ۳۰۰، ۴۰۰، ۵۰۰، ۶۰۰ متر بر ثانیه می‌باشند و با استفاده از روابط مولفه‌های اکسرژی نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی و بازده اکسرژی پخش‌کن در اثر این تغییرات به دست آمده‌اند.

جدول۴: نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش‌کن در دمای ۳۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

نرخ‌اکسرژی فیزیکی خروجی (کیلووات)	نرخ اکسرژی جنبشی ورودی (کیلووات)	سرعت هوای ورودی (متربرثانیه)
۲۹۰۳.۷	۳۲۰۷.۱	۲۰۰
۹۸۷۰.۶	۱۰۸۲۴.۲	۳۰۰
۲۳۶۰۵.۳	۲۵۶۷۴.۴	۴۰۰
۴۶۵۷۱.۴	۵۰۱۱۲.۲	۵۰۰
۸۱۳۸۱.۵	۸۶۵۹۳.۹	۶۰۰

جدول۵: نرخ اتلاف اکسرژی و تولید آنتروپی پخش‌کن در دمای ۳۵ درجه-سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

نرخ تولید آنتروپی (کیلووات برکلوین)	نرخ‌اتلاف اکسرژی (کیلووات)	سرعت هوای ورودی (متربرثانیه)
۰.۹۸	۳۰۳.۵	۲۰۰
۳.۰۹	۹۵۳.۷	۳۰۰
۶.۷	۲۰۵۲.۱	۴۰۰
۱۱.۵	۵۰۶۲.۰	۵۰۰
۱۶.۹	۵۲۱۲.۳	۶۰۰

جدول۶: نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش‌کن در دمای ۱۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

نرخ‌اکسرژی فیزیکی-خروجی (کیلووات)	نرخ‌اکسرژی جنبشی‌ورودی (کیلووات)	سرعت‌هوای ورودی (متربرثانیه)
۳۱۰۶.۳۸	۳۴۲۹.۸	۲۰۰
۱۰۵۶۲.۹	۱۱۵۷۵.۵	۳۰۰
۲۵۲۶۷.۵	۲۷۴۳۸.۳	۴۰۰
۴۹۸۵۶.۹	۵۳۵۹۰.۴	۵۰۰
۸۷۱۲۲.۷	۹۲۶۰۴.۲	۶۰۰

[DOR: 20.1001.1.20089813.1396.4.2.2.0]

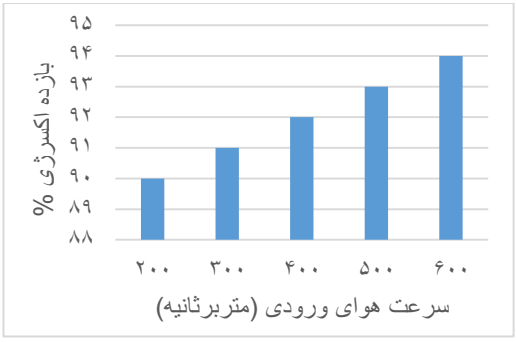
جدول۷: نرخ اتلاف اکسرژی و تولید آنتروپی پخش‌کن در دمای ۱۵ درجه-سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

نرخ‌اکسرژی فیزیکی-خروجی (کیلووات)	نرخ‌اکسرژی جنبشی‌ورودی (کیلووات)	سرعت‌هوای ورودی (متربرثانیه)
۳۱۰۶.۳۸	۳۴۲۹.۸	۲۰۰
۱۰۵۶۲.۹	۱۱۵۷۵.۵	۳۰۰
۲۵۲۶۷.۵	۲۷۴۳۸.۳	۴۰۰
۴۹۸۵۶.۹	۵۳۵۹۰.۴	۵۰۰
۸۷۱۲۲.۷	۹۲۶۰۴.۲	۶۰۰

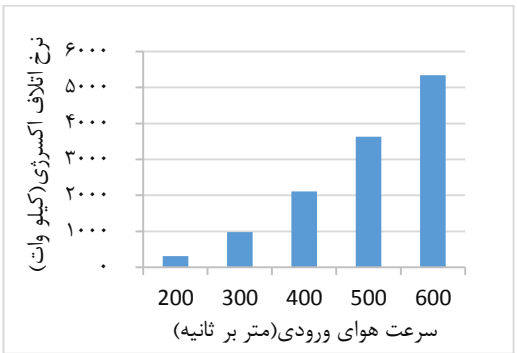
در جدول(۴) همانطور که مشاهده می‌شود نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش‌کن، با کاهش دمای هوای ورودی مقدار کمتری نسبت به جدول(۶) که با افزایش دمای هوای ورودی مواجه است را به خود اختصاص داده‌اند.

در این قسمت، اطلاعات و اعداد به دست آمده از محاسبات بالا را به صورت نمودار نشان داده شده‌اند.

شکل‌های (۴)، (۵) و (۶) به ترتیب نمودارهای بازده اکسرژی، نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ آنتروپی تولید شده در دمای هوای ورودی ۱۵ درجه سانتی‌گراد و سرعت‌های ۲۰۰ تا ۶۰۰ متر بر ثانیه می‌باشند.

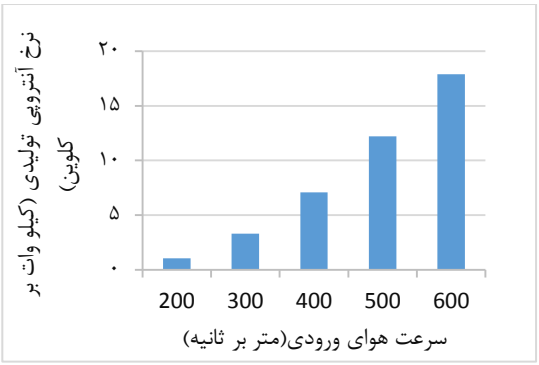


شکل۴: بازده اکسرژی پخش‌کن موتور توربوفن در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا در اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

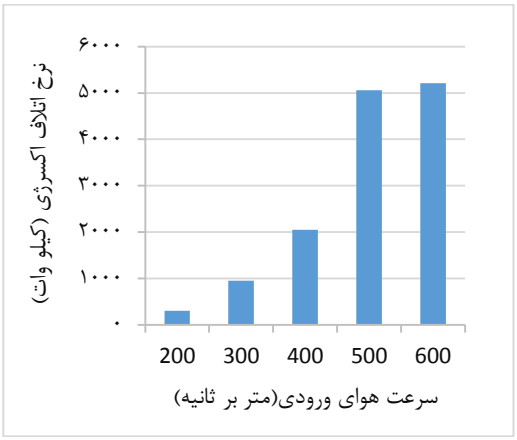


شکل۵: نرخ اتلاف اکسرژی پخش‌کن در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

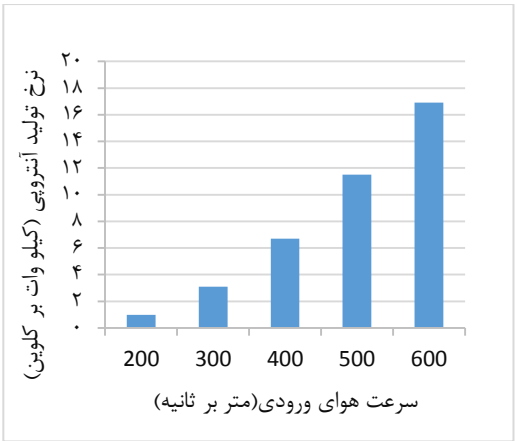
افزایش اصطکاک یکی از عوامل افزایش آنتروپی تولید شده در نزدیکی دیواره پخش‌کن می‌باشد. هوای عبوری از سطح دیواره پخش‌کن، سبب ایجاد لایه مرزی بر روی سطح می‌شود و هر چقدر سرعت هوای ورودی افزایش یابد، ضخامت لایه مرزی نیز تغییر پیدا می‌کند.



شکل۶: نرخ تولید آنتروپی پخش‌کن در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا در اثر تغییرات سرعت هوای ورودی



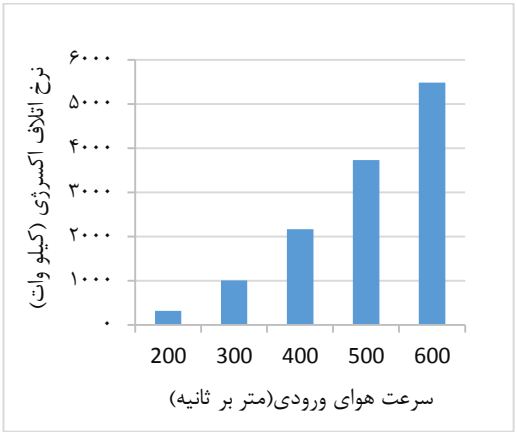
شکل۷: اتلاف اکسرژی پخش‌کن در دمای ۳۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی



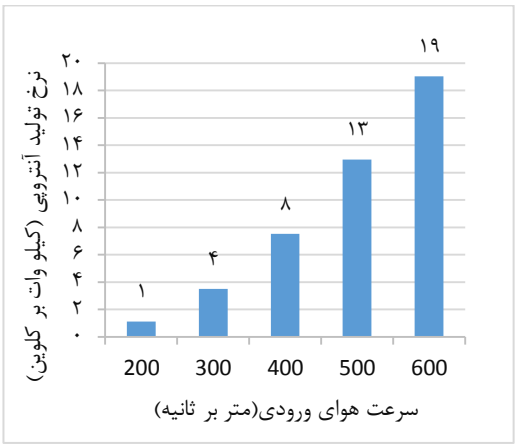
شکل۸: نرخ تولید آنتروپی پخش‌کن در دمای ۳۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا در اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

[DOR: 20.1001.1.20089813.1396.4.2.2.0]

طبق شکل‌های(۸) و (۷) مولفه‌های اکسرژی در دمای ورودی ۳۵ درجه سانتی‌گراد با افزایش سرعت هوای ورودی، افزایش می‌یابد ولی با مقایسه بین مقادیر هم ارز بین دماهای ۲۵ و ۳۵ درجه سانتی‌گراد مشاهده گردید، میزان افزایش نرخ آنتروپی پخش‌کن در حالت دمای هوای ورودی ۳۵ درجه سانتی‌گراد، مقدار کمتری نسبت به حالت دمای هوای ورودی ۲۵ درجه سانتی‌گراد را به خود اختصاص داده است.



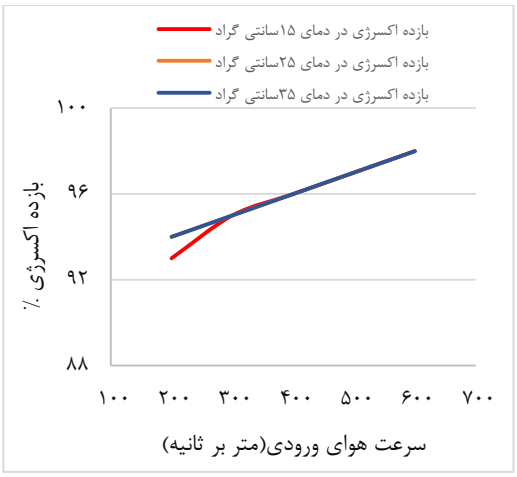
شکل۹: نرخ اتلاف اکسرژی پخش‌کن در دمای ۱۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی



شکل۱۰: نرخ تولید آنتروپی پخش‌کن در دمای ۱۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

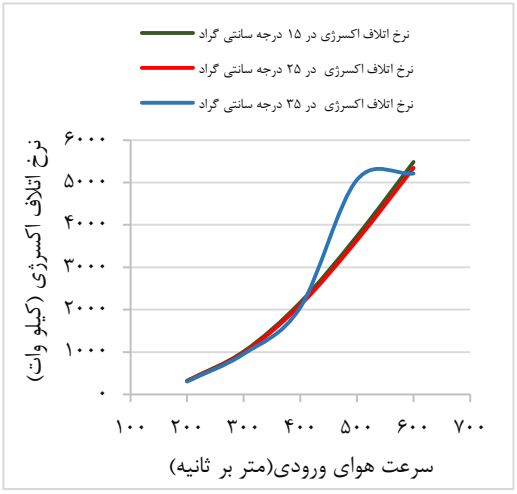
۷. نتایج

با مشاهده شکل‌های(۱۰) و (۹) و مقایسه آنها با شکل‌های (۵) تا (۸) در می‌یابیم که میزان افزایش نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی پخش‌کن در دمای ۱۵ درجه سانتی‌گراد، مقدار بیشتری از هر دو حالت با دمای ورودی ۲۵ و ۳۵ درجه سانتی‌گراد را دارا می‌باشد.



شکل۱۱: مقایسه بازده اکسرژی پخش‌کن موتور توربوفن در اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی

در شکل(۱۱) مشاهده می‌شود نمودار خطی بازده اکسرژی پخش‌کن در دماهای مورد آزمایش تقریبا برهم منطبق می‌باشند.

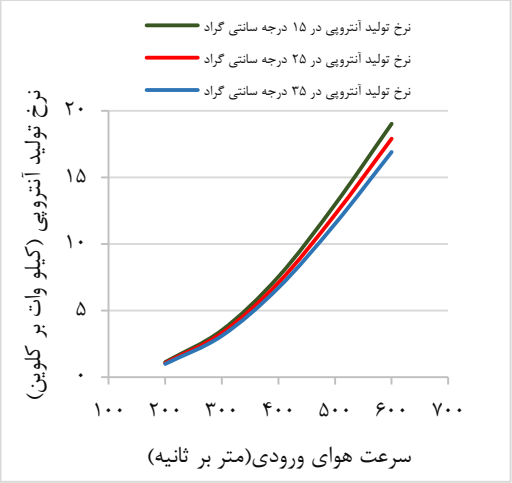


شکل۱۲: مقایسه نرخ اتلاف اکسرژی پخش‌کن موتور توربوفن در اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی

مطابق شکل(۱۲) نرخ اتلاف اکسرژی پخش‌کن در اثر تغییرات دمای ورودی با افزایش سرعت هوای ورودی، افزایش یافته است ولی این روند افزایش برای دمای هوای ورودی ۳۵ درجه سانتی‌گراد با شیب بیشتری ادامه پیدا کرده است. دمای هوای بالاتر نیاز به انرژی بیشتری برای پایین آمدن جهت ورود به کمپرسور دارد در نتیجه اتلاف اکسرژی در این دما بیشتر از دماهای ۲۵ و ۱۵ درجه سانتی‌گراد می‌باشد.

با مشاهده شکل(۱۳)، اتلاف اکسرژی در دمای ۳۵ درجه سانتی‌گراد باعث شده است نرخ آنتروپی تولیدی در این دما بیشتر از حالت‌های دیگر دمایی مورد آزمایش، افزایش یابد.

[DOR: 20.1001.1.20089813.1396.4.2.2.0]



شکل۱۳: مقایسه نرخ تولید آنتروپی پخش‌کن موتور توربوفن در اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی

۸. اعتبارسنجی

به منظور مشخص شدن میزان دقت و صحت نتایج حاصل باید نتایج کار عددی و تجربی مقایسه گردد. با توجه به اینکه نتایج تجربی پخش‌کن این هواپیما موجود نمی باشد، برای صحت‌سنجی روش مدل‌سازی، از تحقیق احیایی و همکاران [۱]، استفاده شده است. طی تحقیق احیایی و همکاران [۱]، که بر روی یک نوع موتور توربوجت هواپیمای جنگنده اف۵ انجام گرفته است، نشان دادند با افزایش دمای هوای ورودی به موتور، نرخ اتلاف اکسرژی ونرخ آنتروپی تولید شده در پخش‌کننده، افزایش یافته است.

۹. نتیجه گیری

در این تحقیق تحلیل اکسرژی یک نوع پخش‌کن موتور توربوفن در اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی به پخش‌کن بررسی شد. برای این منظور ابتدا روابط پخش‌کن و مولفه‌های اکسرژی مورد بررسی قرار گرفت.

نتایج نشان داد با افزایش دمای هوای ورودی، همزمان با افزایش سرعت، نرخ اتلافات اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی، افزایش می‌یابد. تحلیل اکسرژی پخش‌کن در دماهای ورودی ۱۵، ۲۵ و ۳۵ درجه سانتی‌گراد برای سرعت‌های هوای ورودی ۲۰۰، ۳۰۰، ۴۰۰، ۵۰۰ و ۶۰۰ متر بر ثانیه انجام شد. با توجه به نتایج مشاهده شد در دمای ۳۵ درجه سانتی‌گراد نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی با شیب بیشتری نسبت به دماهای ۱۵ و ۲۵ درجه سانتی‌گراد افزایش می‌یابد. مهمترین نتیجه این تحقیق این است که کارکرد این موتور در شرایط دمای هوای ورودی کمتر با اتلافات اکسرژی و تولید آنتروپی کمتری روبرو خواهد شد.

فهرست علامت‌ها

علائم انگلیسی

C_p	گرمای ویژه در حجم ثابت، kj/kg.K
$\dot{E}x$	اکسرژی، kw
$\dot{E}x_{dead}$	اتلاف اکسرژی kw
$\dot{E}x_k$	اکسرژی جنبشی kw
$\dot{E}x_{ph}$	اکسرژی فیزیکی kw
g	شتاب گرانشی m/s^2
k	نسبت گرمای ویژه بدون بعد
m	جرم، kg
p	فشار، kpa
$\dot{S}_{gen}$	نرخ تولید آنتروپی kw/K
T	دما، K
V	سرعت، m/s
W_{net}	کار خالص kw

علائم یونانی

η	بازده، بدون بعد

مراجع

[1] M. A. Ehyaei, A. Anjiridezfuli, M. A. Rosen, Exergy analysis of an aircraft turbojet engine with an afterburner, International Journal of Engineering Thermophysics, 17(4) (2013) 1181–1194.
[2] R. Atilgan, O. Turan, O. Altuntas, H. Aydin, K. Synylo, 2013, Environmental impact assessment of a turboprop engine with the aid of exergy, Elsevier, Energy, No. 58, pp. 664-671.
[3] A, Bejan., 1982,"Second-Low analysis in heat transfer and thermal design", Adv," heat transfer", No. 15.
[4] https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/Intro/
[5] A. Bejan, 1988, "Advanced engineerring thermodynamics", Wiley, New York.
[6] http://plumpener.deviantart.com/art/F-14-Intake-Mechanisms-161864771.
[7] A. Bejan, D. L. Siems, The Need for Exergy
[8]https://i.stack.imgur.com/9umky.png
Analysis and Thermodynamic Optimization and Aircraft Development, International Journal of Exergy, 1 (2001) 14-24.
[9] W. L. Kam, 1996, Applied thermodynamics: Availability method and energy conversion, 2nd ed., Taylor & Francis, Washington.

[DOR: 20.1001.1.20089813.1396.4.2.2.0]

[10] X. Feng, X. Zhu, 1997, Combined pinch and exergy analysis for process modification, Applied thermal engineering, vol. 17, pp. 249-261.
[11] E. T. Turgut, Exergy Analysis of a Turbofan Aircraft Engine, International Journal of Exergy, 62 (2009) 181-199.
[12] A, Bejan, 1982,"Entropy generation through heat and fluid flow", Wiley, New York.
[13] I. Dincer, Y. A. Cengel, Energy entropy and exergy concepts and the irroles in thermal engineering, Entropy3(2001)116–149.
[14] A. Bejan, Entropy generation minimization, exergy analysis, and the constructal law, Arabian J. Sci. Eng. 38 (2) (2013)329–340.

[DOR: 20.1001.1.20089813.1396.4.2.2.0]