

تحلیل اکسرژی پخش کننده هوای ورودی موتور توربوفن TF30

سعید فتح‌الهی^{۱*}، سید آرش سیدشمس طالقانی^۲

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران

^۲ 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، پخش‌کننده، 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 بازگشت‌ناپذیری‌ها 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

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

۳. اهداف پژوهش

در این پژوهش، تحلیل اکسرژی پخش‌کننده ورودی موتور توربوفن TF30 هواپیمای اف ۱۴ و اثر تغییرات سرعت و دمای هوای ورودی بر عملکرد، اتلافات اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته 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 اف ۱۴ با هوای کنار گذر پایین است که در شکل (۲) نشان داده شده است.



شکل ۲. پخش‌کننده موتور توربوفن هواپیمای اف ۱۴ [۶]

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

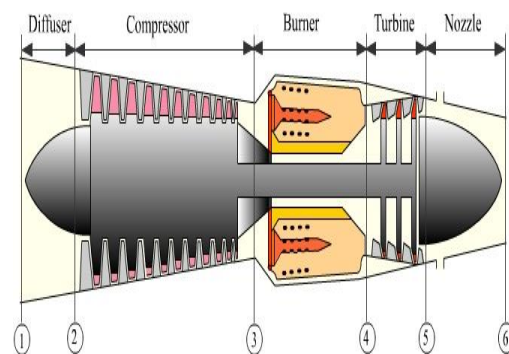
۱. تراکم آیزنتروپیک در پخش‌کن، فن و کمپرسور
۲. انتقال حرارت در فشار ثابت در محفظه احتراق
۳. انبساط آیزنتروپیک در توربین
۴. انتقال حرارت در فشار ثابت در نازل

و نرخ تولید آنتروپی ۲.۳۶ کیلو وات بر کلون محاسبه شده است. با افزایش سرعت هوای ورودی به ۲۰۰ متر بر ثانیه بازده اکسرژی پخش-کن ۹۱ درصد و نرخ آنتروپی تولیدی ۰.۱ کیلو وات بر کلون 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 کلون 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 عمدتاً در ناحیه‌ای خیلی نزدیک به سطح دیواره پخش‌کن، به نام لایه مرزی عمل می‌کند[۳]. در شکل (۱)، فرآیند ۱-۲ شماتیک یک نمونه پخش‌کن موتور توربوفن را نشان می‌دهد.



شکل ۱. 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.

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.

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

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.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (2)$$

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2C_p} \quad (3)$$

$$T_{01} = T_{02} \quad (4)$$

$$P_{02} = P_{02s} = P_1 \left(\frac{T_{02s}}{T_1}\right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (5)$$

$$P_2 = P_{02} \left(\frac{T_2}{T_{02}}\right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (6)$$

$$T_2 = T_{02} \quad (7)$$

$$\eta_{DIF} = \frac{(T_{02s} - T_1)}{(T_{01} - T_1)} \quad (8)$$

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)

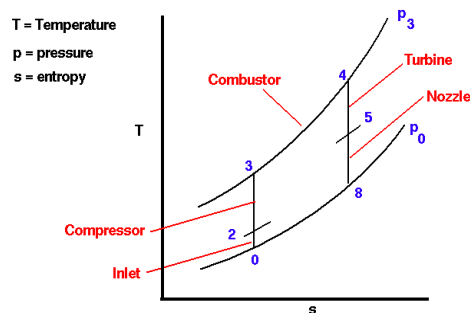
K : نسبت گرمایی ویژه در فشار ثابت به حجم ثابت

η_{DIF} : بازده آیزنتروپیک پخش‌کن می‌باشد [۳ و ۴].

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 کلونین می‌باشد [۳].

۵-۲. اکسرژی جنبشی پخش‌کن

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



شکل ۳. 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 پخش‌کن هدایت می‌گردد. این هوا درون کمپرسور فشرده شده و در پی فرآیند آنتروپی ثابت، دمای آن افزایش می‌یابد. 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 بر 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 بر 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.

$$\dot{E}x_k = \frac{1}{2} \dot{m} v^2 \quad (9)$$

۵-۳. اکسرژی فیزیکی پخش کن

اکسرژی فیزیکی برابر با حداکثر کار بدست آمده از جریان 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 برگشت پذیر به تعادل با دمای محیط می‌رسد. مقدار نرخ اکسرژی فیزیکی از رابطه (۱۰) محاسبه می‌گردد [۱۰].

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m} C_p \left[T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (10)$$

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 پخش کن، T (k) دمای هوای عبوری از پخش کن، 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 پخش کن

برای تعیین اتلاف اکسرژی بایستی کار برگشت پذیر و برگشت ناپذیر 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 فرایندها وابسته می‌باشند در تحلیل ترمودینامیکی استفاده می‌شود. که این دو کمیت، کار برگشت پذیر و برگشت ناپذیر می‌باشند [۳]. موازنه اکسرژی بر پایه مفهوم آن، برای سیستمی که در حالت پایا بوده و دارای اکسرژی ورودی و خروجی باشد که برای پخش کن به صورت رابطه (۱۱) نوشته می‌شود [۱۰].

$$\dot{E}x_{dead} = \dot{E}x_k - \dot{E}x_{ph} \quad (11)$$

۵-۵. بازده اکسرژی پخش کن

بازده براساس اکسرژی، اطلاعات معنی‌دار بیشتری در زمان عملکرد سیستم فراهم می‌کند. تحلیل اکسرژی باعث کاهش برگشت ناپذیری 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:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{ph}}{\dot{E}x_k} \quad (12)$$

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

۵-۶. نرخ آنتروپی تولید شده توسط پخش کن

در فرآیندهای برگشت پذیر کلی، کار واقعی و کار برگشت پذیر یکسانند و برگشت ناپذیری صفر است. برگشت ناپذیری برای تمام فرآیندهای واقعی (برگشت پذیر) یک کمیت مثبت است. چون در این قسمت کاری روی جریان انجام نگرفته، پس رابطه نرخ تولید آنتروپی پخش کن از رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود [۱۳ و ۱۲].

$$\dot{S}_{gen.diff} = \frac{1}{298.15} (\dot{E}x_k - \dot{E}x_{ph}) \quad (13)$$

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

۶. روش تحقیق

در این پژوهش با استفاده از برنامه فرترن، تحلیل اکسرژی پخش کن موتور توربوفن TF30 هواپیمای اف ۱۴ انجام شده است. با استفاده از روابط مولفه‌های اکسرژی در اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی، مشخصات ترمودینامیکی ورودی و خروجی پخش کن محاسبه می‌شوند [۱۳ و ۱۴].

تحلیل اکسرژی پخش کن 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) ارائه داده شده‌اند که مشخصات ترمودینامیکی محاسبه شده برای پخش کن 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 پخش کن محاسبه شده و با استفاده از روابط مولفه‌های اکسرژی نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی و بازده اکسرژی پخش کن به دست آمده‌اند.

جدول ۱: نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش کن در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

سرعت هوای ورودی (متر بر ثانیه)	نرخ اکسرژی جنبشی ورودی (کیلووات)	نرخ اکسرژی فیزیکی خروجی (کیلووات)
۲۰۰	۳۳۱۵	۳۰۰۲
۳۰۰	۱۱۱۸۷	۱۰۲۰۵
۴۰۰	۲۶۵۱۸	۲۴۴۰۸
۵۰۰	۵۱۷۹۳	۴۸۱۵۸
۶۰۰	۸۹۴۹۸	۸۴۱۵۴

جدول ۴: نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش کن در دمای ۳۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

نرخ اکسرژی فیزیکی خروجی (کیلووات)	نرخ اکسرژی جنبشی ورودی (کیلووات)	سرعت هوای ورودی (متر بر ثانیه)
۲۹۰۳.۷	۳۲۰۷.۱	۲۰۰
۹۸۷۰.۶	۱۰۸۲۴.۲	۳۰۰
۲۳۶۰.۵۳	۲۵۶۷۴.۴	۴۰۰
۴۶۵۷۱.۴	۵۰۱۱۲.۲	۵۰۰
۸۱۳۸۱.۵	۸۶۵۹۳.۹	۶۰۰

جدول ۵: نرخ اتلاف اکسرژی و تولید آنتروپی پخش کن در دمای ۳۵ درجه- سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

نرخ تولید آنتروپی (کیلووات بر کلوین)	نرخ اتلاف اکسرژی (کیلووات)	سرعت هوای ورودی (متر بر ثانیه)
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

جدول ۶: نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش کن در دمای ۱۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

نرخ اکسرژی فیزیکی- خروجی (کیلووات)	نرخ اکسرژی جنبشی ورودی (کیلووات)	سرعت هوای ورودی (متر بر ثانیه)
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

جدول ۲: بازده اکسرژی پخش کن موتور توربو فن در دمای ۲۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

بازده اکسرژی %	سرعت هوای ورودی (متر بر ثانیه)
۹۰	۲۰۰
۹۱	۳۰۰
۹۲	۴۰۰
۹۳	۵۰۰
۹۴	۶۰۰

جدول ۳: نرخ اتلاف اکسرژی و تولید آنتروپی پخش کن در دمای ۲۵ درجه- سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

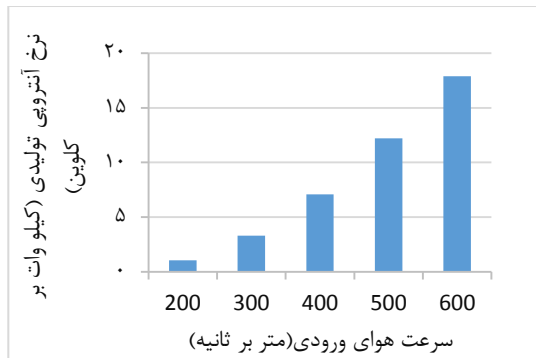
نرخ تولید آنتروپی (کیلووات بر کلوین)	نرخ اتلاف اکسرژی (کیلووات)	سرعت هوای ورودی (متر بر ثانیه)
۱.۰۵	۳۱۳.۱	۲۰۰
۳.۳	۹۸۲.۳	۳۰۰
۷.۰۸	۲۱۰۹.۹	۴۰۰
۱۲.۲	۳۶۳۴.۷	۵۰۰
۱۷.۹	۵۳۴۳.۸	۶۰۰

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

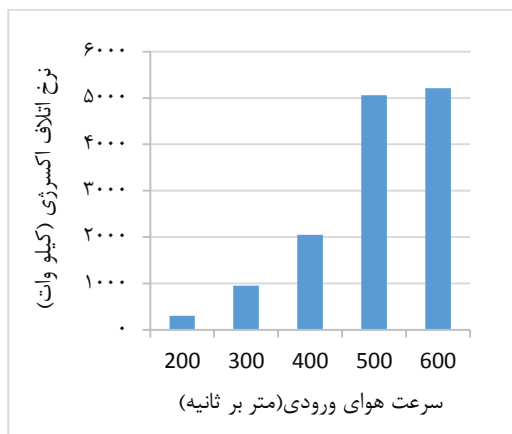
بیشترین افزایش نرخ اکسرژی جنبشی ورودی و نرخ اکسرژی فیزیکی خروجی، بین دو سرعت هوای ورودی ۲۰۰ و ۳۰۰ متر بر ثانیه می باشد. برای بررسی بهتر، شرایط ترمودینامیکی سرعت و دمای هوای ورودی به پخش کن را تغییر داده شد و مولفه های اکسرژی محاسبه شده است.

در جدول (۴) تا جدول (۷) نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش کن در سطح دریا در دماهای ۱۵ و ۳۵ درجه سانتی گراد برای سرعت های ۲۰۰، ۳۰۰، ۴۰۰، ۵۰۰، ۶۰۰ متر بر ثانیه می باشند و با استفاده از روابط مولفه های اکسرژی نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ تولید آنتروپی و بازده اکسرژی پخش کن در اثر این تغییرات به دست آمده اند.

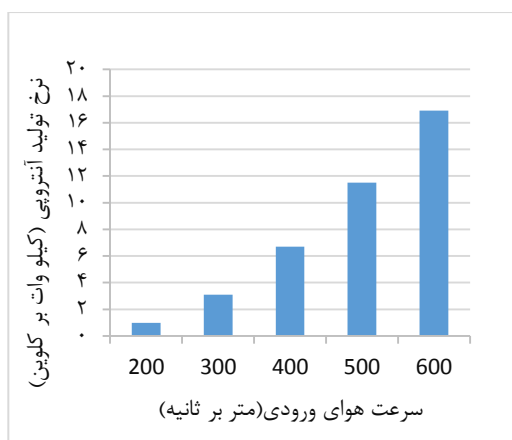
افزایش اصطکاک یکی از عوامل افزایش آنتروپی تولید شده در نزدیکی دیواره پخش کن می باشد. هوای عبوری از سطح دیواره پخش کن، سبب ایجاد لایه مرزی بر روی سطح می شود و هر چقدر سرعت هوای ورودی افزایش یابد، ضخامت لایه مرزی نیز تغییر پیدا می کند.



شکل ۶: نرخ تولید آنتروپی پخش کن در دمای ۲۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا در اثر تغییرات سرعت هوای ورودی



شکل ۷: اتلاف اکسرژی پخش کن در دمای ۳۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی



شکل ۸: نرخ تولید آنتروپی پخش کن در دمای ۳۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا در اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

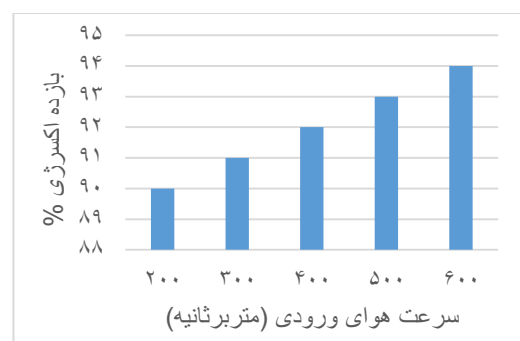
جدول ۷: نرخ اتلاف اکسرژی و تولید آنتروپی پخش کن در دمای ۱۵ درجه - سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

نرخ اکسرژی فیزیکی - خروجی (کیلووات)	نرخ اکسرژی جنبشی ورودی (کیلووات)	سرعت هوای ورودی (متر بر ثانیه)
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

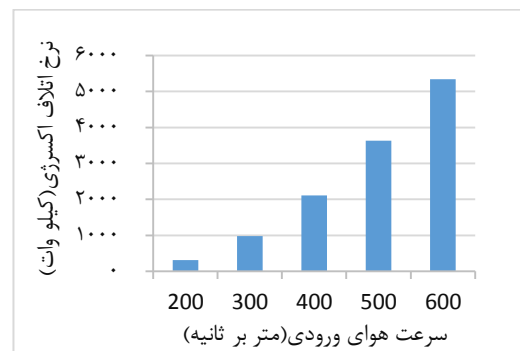
در جدول (۴) همانطور که مشاهده می شود نرخ اکسرژی ورودی و خروجی پخش کن، با کاهش دمای هوای ورودی مقدار کمتری نسبت به جدول (۶) که با افزایش دمای هوای ورودی مواجه است را به خود اختصاص داده اند.

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

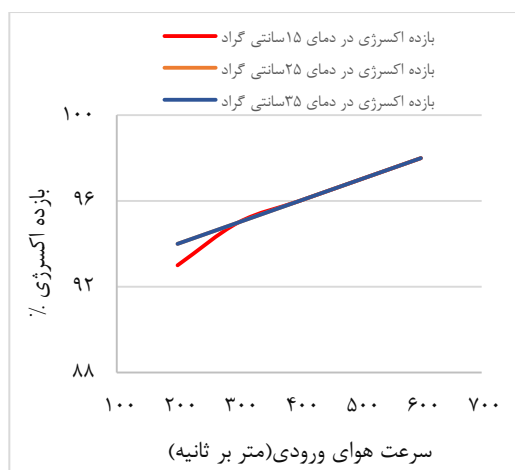
شکل های (۴)، (۵) و (۶) به ترتیب نمودارهای بازده اکسرژی، نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ آنتروپی تولید شده در دمای هوای ورودی ۱۵ درجه سانتی گراد و سرعت های ۲۰۰ تا ۶۰۰ متر بر ثانیه می باشند.



شکل ۴: بازده اکسرژی پخش کن موتور توربوفن در دمای ۲۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا در اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

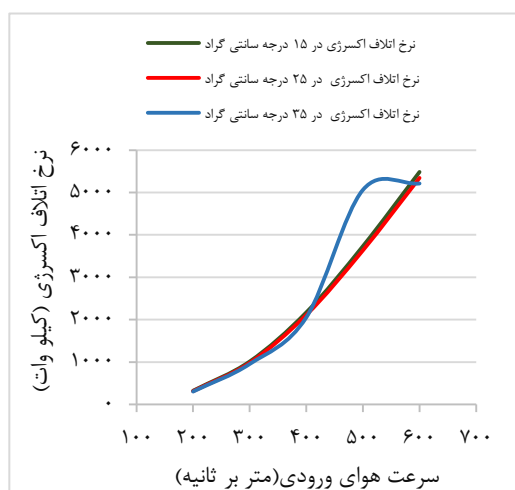


شکل ۵: نرخ اتلاف اکسرژی پخش کن در دمای ۲۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی



شکل ۱۱: مقایسه بازده اکسرژی پخش کن موتور توربوفن در اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی

در شکل (۱۱) مشاهده می شود نمودار خطی بازده اکسرژی پخش کن در دماهای مورد آزمایش تقریباً برهم منطبق می باشند.

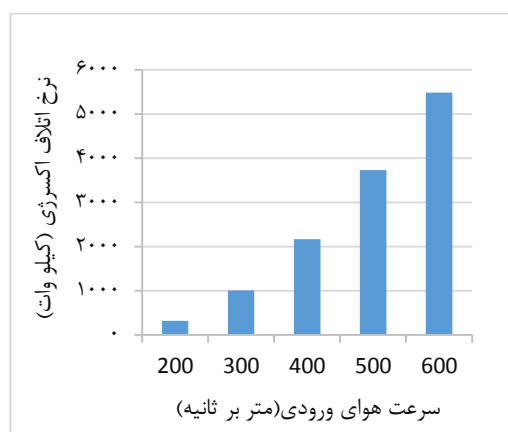


شکل ۱۲: مقایسه نرخ اتلاف اکسرژی پخش کن موتور توربوفن در اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی

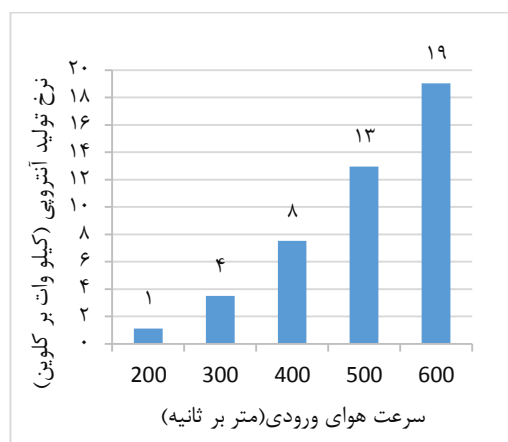
مطابق شکل (۱۲) نرخ اتلاف اکسرژی پخش کن در اثر تغییرات دمای ورودی با افزایش سرعت هوای ورودی، افزایش یافته است ولی این روند افزایش برای دمای هوای ورودی ۳۵ درجه سانتی گراد با شیب بیشتری ادامه پیدا کرده است. دمای هوای بالاتر نیاز به انرژی بیشتری برای پایین آمدن جهت ورود به کمپرسور دارد در نتیجه اتلاف اکسرژی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

با مشاهده شکل (۱۳)، اتلاف اکسرژی در دمای ۳۵ درجه سانتی گراد باعث شده است نرخ انرژی تولیدی در این دما بیشتر از حالت های دیگر دمایی مورد آزمایش، افزایش یابد.

طبق شکل های (۸) و (۷) مولفه های اکسرژی در دمای ورودی ۳۵ درجه سانتی گراد با افزایش سرعت هوای ورودی، افزایش می یابد ولی با مقایسه بین مقادیر هم ارز بین دماهای ۲۵ و ۳۵ درجه سانتی گراد مشاهده گردید، میزان افزایش نرخ انرژی پخش کن در حالت دمای هوای ورودی ۳۵ درجه سانتی گراد، مقدار کمتری نسبت به حالت دمای هوای ورودی ۲۵ درجه سانتی گراد را به خود اختصاص داده است.



شکل ۹: نرخ اتلاف اکسرژی پخش کن در دمای ۱۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی



شکل ۱۰: نرخ تولید انرژی پخش کن در دمای ۱۵ درجه سانتی گراد در سطح دریا بر اثر تغییرات سرعت هوای ورودی

۷. نتایج

با مشاهده شکل های (۱۰) و (۹) و مقایسه آنها با شکل های (۵) تا (۸) در می یابیم که میزان افزایش نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ تولید انرژی پخش کن در دمای ۱۵ درجه سانتی گراد، مقدار بیشتری از هر دو حالت با دمای ورودی ۲۵ و ۳۵ درجه سانتی گراد را دارا می باشد.

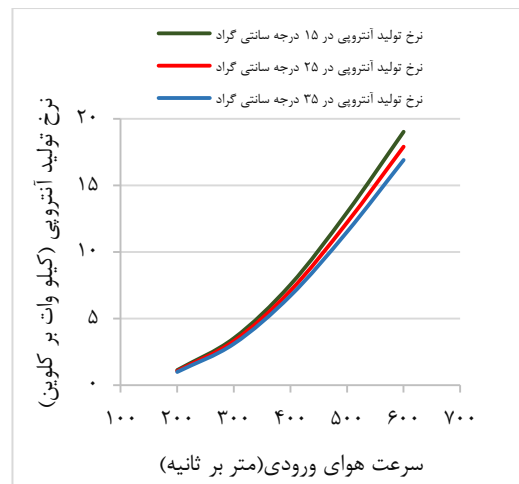
فهرست علامت‌ها

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
--------	-----------------



شکل ۱۳: مقایسه نرخ تولید آنتروپی پخش کن 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 پخش کن 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 اف ۵ انجام گرفته است، نشان دادند با افزایش دمای هوای ورودی به موتور، نرخ اتلاف اکسرژی و نرخ آنتروپی تولید شده در پخش‌کننده، افزایش یافته است.

۹. نتیجه گیری

در این تحقیق تحلیل اکسرژی یک نوع پخش کن موتور توربوفن در اثر تغییرات دما و سرعت هوای ورودی به پخش کن بررسی شد. برای این منظور ابتدا روابط پخش کن 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 پخش کن 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.

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 engineering 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.

- [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.

- [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.