



تحلیل انرژی و اگزرسی چرخه تبرید جذبی گکس-اجکتوری؛ اجکتور با هندسه مشخص

علی صابری مهر^۱، امیر سورور الدین آبادی^۲، سید محمد سید محمدی^{۳*}

۱- کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

۲- دانشیار دانشکده مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* تبریز، صندوق پستی ۱۴۷۶۶-۵۱۶۶۶، s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

چکیده- در این مقاله یک چرخه تبرید گکس اجکتوری پیشنهاد و عملکرد ترمودینامیکی آن با چرخه‌های تبرید تک اثره اجکتوری، گکس ساده، و تک اثره ساده مقایسه شد. برای اجکتور، بر اساس تئوری کینان و بهره‌گیری از مدل‌های ارائه شده در ادبیات فن، مدل جدیدی ارائه و اعتبار دهی شد و سپس با مدل‌های توسعه داده شده در نرم‌افزار ای اس (جهت شبیه‌سازی فرایندها در چرخه‌ها) ترکیب شد. با بدست آوردن نسبت سطح مقطع بحرانی بهینه برای اجکتور، سه اجکتور با مشخصات فوق، برای بکارگیری در چرخه تبرید گکس اجکتوری و تبرید تک اثره اجکتوری انتخاب شدند. با تغییر دمای اواپراتور و ژنراتور عملکرد این چرخه‌ها از نقطه نظر قوانین اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج نشان می‌دهد که بازده قانون اول و دوم چرخه گکس اجکتوری به ترتیب در حدود ۲۵ و ۱۶ درصد نسبت به چرخه تبرید جذبی تک اثره اجکتوری، در شرایط یکسان، افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که برای چرخه ترکیبی گکس اجکتوری، افزایش دمای ژنراتور ابتدا باعث افزایش و سپس باعث کاهش قانون اول و دوم می‌شود در حالی که در شرایط مشابه افزایش دمای ژنراتور منجر به کاهش بازده قانون اول و دوم چرخه تبرید تک اثره اجکتوری می‌شود. نتایج همچنین بیان می‌کند که اجکتور سهم بالایی را در نزد نابودی اگزرسی کل برای چرخه گکس اجکتوری به خود اختصاص می‌دهد.

کلیدواژگان: اجکتور، تبرید جذبی، چرخه گکس، ضریب عملکرد، اگزرسی.

Energy and exergy analysis of a combined GAX- ejector absorption refrigeration cycle, specific ejector geometry

A. Saberi Mehr¹, A. Sorouraddin², S.M. Seyed mahmoudi^{3*}

1, 2- MSc. of Mech. Eng., Tabriz Univ., Tabriz, Iran

3- Assoc. Prof. of Mech. Eng., Tabriz Univ., Tabriz, Iran

* P.O.B. 51666-14766 Tabriz, Iran. s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

Abstract- In this article, a combined GAX-ejector absorption refrigeration cycle is proposed and its performance is compared with those of combined single effect-ejector, simple GAX and single effect absorption refrigeration cycles. For the ejector, based on the Keenan's theory, a new model is developed and validated and then is combined with the developed models in the EES software (for simulating the processes in the cycles). After obtaining the optimum critical area ratio for the ejector, three different ejectors, with the mentioned specification, are selected for the combined GAX-ejector and combined single effect-ejector cycles. The performance of these cycles is investigated through changing their evaporator and generator temperatures. Results indicate that, at identical conditions, the COP and second law efficiency of the combined GAX-ejector cycle are around 25% and 16% higher than those of the combined single effect-ejector absorption refrigeration cycle. In addition, it is observed that as the generator temperature increases from 140 °C to 170°C, the COP and second law efficiency of combined GAX-ejector cycle are maximized at a particular generator temperature. However, at similar condition, an increase in generator temperature results in a decrease of the COP and second law efficiency of combined single effect-ejector refrigeration cycle. Moreover, it is revealed that the ejector has the second highest contribution (after generator-absorber assembly) in the total exergy destruction.

Keywords: Ejector, Absorption System, GAX cycle, Coefficient of Performance, Exergy.

غلظت محلول غلیظ و رقیق^۴ را بر روی چرخه گکس هیبریدی بررسی کردند. آنها بهینه اختلاف غلظت را در حدود ۰/۴ گزارش دادند. آنها همچنین گزارش دادند که بازده قانون اول چرخه گکس هیبریدی، که در آن کمپرسور باعث افزایش فشار جاذب می‌شود، ۲۶ درصد نسبت به بازده چرخه گکس استاندارد (ساده) بیشتر است. ژنگ و همکاران [۹] برای اولین بار چرخه گکس را از نقطه نظر بازده قانون دوم مورد بررسی قرار دادند. آنها گزارش کردند که بازده قانون اول و دوم چرخه گکس نسبت به چرخه تبرید جذبی تک اثره متداول به ترتیب ۳۱ درصد و ۷۸ درصد بیشتر است. یاری و همکاران [۱۰] تأثیر دمای ژنراتور را بر روی چرخه گکس و گکس هیبریدی از نقطه نظر قانون اول و دوم بررسی کردند. آنها نشان دادند که با افزایش دمای ژنراتور برای بازده قانون اول و دوم نقطه بهینه‌ای ایجاد می‌شود. همچنین آنها گزارش دادند که تأثیر تغییر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون دوم بیشتر از بازده قانون اول است.

با توجه به اینکه اجکتور و سیله‌ای ارزان و بدون قطعات متحرک است، استفاده از آن در چرخه‌های ترمودینامیکی بیش از پیش مورد توجه قرار گرفته است. تئوری یک بعدی اجکتور، به عنوان تئوری اساسی و اولیه برای طراحی آن، بر اساس رفتار گاز ایده‌آل، با بکارگیری روابط انرژی، جرم و مومنتوم برای اولین بار توسط کینان و همکاران ارائه شد [۱۱]. ماندی و باگستر تئوری جدیدی برای فرمول‌بندی رفتار اجکتور ارائه کردند. این تئوری بر این فرض استوار است که تا زمانی که سرعت جریان ثانویه به سرعت صوت نرسیده، جریان‌های اولیه و ثانویه به صورت دو جریان جدا از هم رفتار می‌کنند. همچنین فرض شده است که اختلاط دو جریان بعد از خفگی جریان ثانویه در سطح مقطعی در داخل بخش مکش اجکتور رخ می‌دهد [۱۲]. عالی و همکاران دو مدل ارائه کردند [۱۳]. در یکی از مدل‌ها با اعمال معادلات حالت پایای انرژی، مومنتوم و پیوستگی در نازل، دیفیوزر و بخش اختلاط سعی در تعیین فشار و سرعت در بخش‌های مختلف از سیستم داشتند. علاوه بر این آنها با اعمال ضرایب تلفات ناشی از دیواره نازل و تلفات موجود در بخش اختلاط و دیفیوزر را در نظر گرفتند. در مدل دوم علاوه بر فرضیات موجود در مدل اول، جریان داخل

۱- مقدمه

اگر چه توسعه اولیه چرخه تبرید جذبی به سال‌های خیلی قبل (در حدود ۳۰۰ سال قبل) بر می‌گردد، ولی اخیراً استفاده از چرخه‌های تبرید جذبی به دلیل استفاده از مبردهای طبیعی همچون محلول آب-آمونیاک یا لیتیوم برومید-آب که محیط دوست هستند و همین طور به خاطر این که می‌توانند با منابع دما پایین مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و انرژی هدررفت کار کنند، بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. یکی از انواع چرخه‌های تبرید جذبی که اولین بار توسط الکرنیچ، بر اساس استفاده از بازیافت حرارتی در داخل چرخه، ارائه شد، چرخه تبرید جذبی گکس^۱ است [۱].

گاریملا و همکاران علاوه بر بررسی دمای محیط بر روی عملکرد چرخه گکس برای کاربرد گرمایش و سرمایش بازده چرخه گکس را ۱/۱۵ و ۰/۹۲۵ بدست آوردند [۲]. یک سال بعد نیز گوسمن و همکاران علاوه بر بررسی چرخه گکس برای کاربرد گرمایش و سرمایش، تأثیر بخار خروجی از رکتیفایر^۲ را بررسی کردند. آنها نشان دادند که در خروجی رکتیفایر می‌توان بخار سردساز ۹۹ درصد بدست آورد [۳]. ژنگ و کاشیوگی [۴] عملکرد چرخه گکس را با چرخه تبرید جذبی تک اثره برای پنلهای گرمایشی مقایسه کردند. آنها تحلیل پارامتریکی بر روی UA انجام دادند و نشان دادند که تأثیر آن در چرخه گکس بیشتر از پنلهای گرمایشی است و مقدار بهینه آن درنسبت تقسیم ۰/۸۷ خواهد بود. ولزارگوه و همکاران [۵] چرخه گکس با منبع خورشیدی را تحلیل نموده و ضریب عملکرد آن را در ظرفیت تبرید ۱۰/۶ کیلووات برابر ۰/۸۵ گزارش کردند. در حالت کلی نتایج مطالعه محققان نشان می‌دهد که ضریب عملکرد چرخه تبرید گکس به میزان ۲۰-۳۰٪ نسبت به تبرید جذبی مرسوم بیشتر است [۶].

ژنگ و همکاران [۷] با بکارگیری کمپرسور در چرخه گکس (گکس هیبرید) مطالعه پارامتریکی انجام دادند. آنها ۴ آرایش مختلف گکس هیبریدی را برای کاربردهای مختلف ارائه دادند. در دو آرایش مشابه کمپرسور باعث افزایش فشار کندانسور می‌شد و در دو آرایش دیگر کمپرسور باعث افزایش فشار جاذب می‌گشت. رامش کومار و ادایا کومار [۸] تأثیر اختلاف

1. GAX Absorption Refrigeration Cycle

2. Rectifier

3. Split Ratio

چندانی روی نتایج نمی‌گذارند و می‌توان این ضرایب را مقادیر ثابت فرض کرد. مانی و سلواراجو نتیجه گرفتند که هنگامی که جریان مخلوط‌از بخش سطح مقطع ثابت عبور می‌کند، به علت اصطکاک دچار تلفات می‌شود. یوو و همکاران [۲۰] با استفاده از مدلی مشابه مدل رگداکیس و الکسیسبر پایه روند بازده ایزنتروپیکی، نسبت مکش^۳ را برای اجکتور بدست آورند. در همین سال ژو و همکاران [۲۱] بر پایه تئوری هوانگ مدل دو بعدی برای اجکتور ارائه دادند، آنها فرض نمودند که اختلاط دو جریان در ورودی قسمت سطح مقطع ثابت شروع می‌شود. آنها همچنین با ارائه روابطی تلفات حاصل از اختلاط دو جریان در قسمت سطح مقطع ثابت را به صورت دو بعدی در نظر گرفته و تحلیل نمودند. مدل آنها دارای معادلات کمتری نسبت به مدل یک بعدی متناظر است.

صابری مهر و همکاران [۲۲] اجکتور را با دو آرایش مختلف در چرخه تبرید جذبی گکس ترکیب کردند. آنها گزارش کردند که زمانی که خروجی اجکتور به کندانسور تخلیه می‌شود ضریب عملکرد چرخه ترکیبی ۱۶/۷ درصد نسبت به گکس ساده افزایش می‌یابد. در کار ارائه شده توسط صابری و همکاران تأثیر پارامترهای طراحی بر روی هندسه اجکتور، و این که عملکرد اجکتور طراحی شده با تغییر پارامترهای طراحی به چه شکل تغییر می‌کند، مورد بررسی قرار نگرفته است. در کار حاضر به این مهم پرداخته شده و بر پایه تئوری کینان، مدلی جدید برای اجکتور ارائه می‌شود. مدل ارائه شده توسط نتایج تجربی موجود در ادبیات فن اعتباردهی می‌شود. در این مقاله، دو چرخه ترکیبی: الف- ترکیب اجکتور با چرخه تبرید گکس (گکس اجکتوری) و ب- ترکیب اجکتور با تبرید تک اثره (تبرید تک اثره اجکتوری) مورد بررسی ترمودینامیکی قرار می‌گیرند. آرایش این چرخه‌ها به گونه‌ای است که خروجی اجکتور به کندانسور تخلیه می‌شود. برای هر دو چرخه ترکیبی، در شرایط مختلف عملکردی، سه اجکتور طراحی شده و در هر یک از چرخه‌ها (شش مورد)، تأثیر تغییر پارامترهای مختلف روی عملکرد چرخه‌های ترکیبی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲- توصیف چرخه

شکل ۱ شماتیکی از طرح چرخه تبرید جذبی تک اثره

3. Entrainment Ratio

اجکتور را به عنوان یک گاز ایده‌آل با گرمای ویژه ثابت برای هر دو منطقه فوق‌گرم و منطقه اشباع فرض کردند. ایمس و همکاران [۱۴]، مدل اصلاح شده‌ای را براساس مدل کینان ارائه دادند که برگشت ناپذیری‌های نازل اولیه، محفظه اختلاط و دیفیوزر را بدون در نظر گرفتن موج ضربه سیال ثانویه بیان می‌کرد. هوانگ و همکاران مدلی را بر پایه تئوری ماندی و باگستر ارائه کرد که در آن اختلاط به صورت فشار ثابت و در بخش سطح مقطع ثابت^۱ ارائه شد [۱۵]. دقت نتایج ایشان در تخمین نسبت مساحت اجکتور و نسبت مکش به ترتیب برابر ۱۰ و ۱۵ درصد گزارش شد. بیشتر مدل‌های ارائه شده برای اجکتور بر پایه مدل گاز ایده‌آل بود، در سال ۲۰۰۰ رگداکیس و الکسیس [۱۶] با استفاده از روابط ترمودینامیکی مدل ماندی را بهبود دادند. آنها این مدل را برای تحلیل عملکرد اجکتور بر روی سیستم سردسازی تهییه پی‌ریزی نموده و گزارش کردند که موج ضربه سیال ثانویه تأثیر مهمی بر روی بازده چرخه دارد. در همان سال آنها با ترکیب کردن اجکتور بر روی چرخه تبرید جذبی تک اثره تأثیر افزایش دمای ژنراتور و کندانسور را بر روی چرخه ترکیبی بررسی نمودند. نتایج مطالعه آنها نشان داد که مقدار ضریب عملکرد^۲ برای چرخه ترکیبی در شرایط کاری مشخص می‌تواند ۱/۶ تا ۹۰/۴ درصد بیشتر از چرخه تبرید جذبی مرسوم در همان شرایط باشد [۱۷]. رگداکیس و الکسیس در سال ۲۰۰۲ دو آرایش مختلف برای چرخه تبرید جذبی اجکتوری ارائه داده و تأثیر دمای اوپرатор و نسبت فشار اجکتور را در هر دو آرایش بررسی کردند. در شرایط کاری مشخص ضریب عملکرد آرایش اول را در حدود ۱۰/۹۹ تا ۱/۳۵۵ و ضریب عملکرد آرایش دوم را در حدود ۰/۲۴۷ تا ۰/۳۸۲ گزارش شد [۱۸]. مانی و سلواراجو [۱۹] مدلی را بر اساس تئوری ماندی و باگستر برای شرایط کاری بحرانی اجکتور ارائه کردند که در آن تلفات اصطکاکی در بخش سطح مقطع ثابت وابسته به سرعت بود، علاوه بر این آنها کمترین مقدار برای فاکتور سطح بر دبی جرمی، کمترین سرعت جریانهای اولیه و ثانویه را در خروجی نازل اولیه و کوچکترین گلوبی آبودینامیک مشخص کردند. آنها با مقایسه نتایج تجربی و تئوری نتیجه گرفتند که ضرایب اتفاقی برای جریان اولیه و ثانویه و نیز برای جریان مخلوط گذرنده از دیفیوزر تأثیر

1. Constant Area Section

2. Coefficient of Performance (COP)

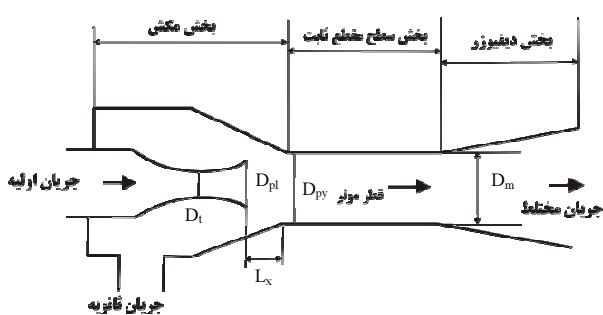
بخار آمونیاک با غلظت بالا از رکتیفایر خارج شده و به عنوان سیال اولیه وارد اجکتور شده و پس از اختلاط با سیال ثانویه با فشاری بالاتر از فشار اوپرатор وارد کندانسور می‌شود. محلول کندانس شده خروجی از کندانسور، که به صورت مایع اشباع است، با عبور از پیش سرد کنو شیر فشارشکن ۲ وارد اوپرатор می‌شود. محلول در اوپرатор با دریافت گرما، گرمتر شده و پس از عبور از پیش سرد کن دو قسمت می‌شود که بخشی از آن به عنوان سیال ثانویه وارد اجکتور شده و بخش دیگر وارد جاذب می‌شود.

در شکل ۲ چرخه تبرید گکس اجکتوری به صورت شماتیکی نشان داده شده است. تفاوت اساسی بین چرخه‌های گکس اجکتوری و تک اثره اجکتوری در این است که در چرخه گکس اجکتوری ژنراتور و جاذب به دو قسمت دما بالا و دما پایین تقسیم می‌شود. گرما از قسمت دما بالای جاذب به قسمت دما پایین ژنراتور منتقل می‌شود. این عمل باعث کاهش گرمای لازم از منبع خارجی شده و در نتیجه سبب افزایش بازده چرخه شود. همچنین در این چرخه محلول ضعیف خروجی از جاذب (نقطه ۱) پس از تراکم جهت استفاده از گرمای جاذب دوباره به قسمت جاذب فرستاده می‌شود.

۳- اجکتور

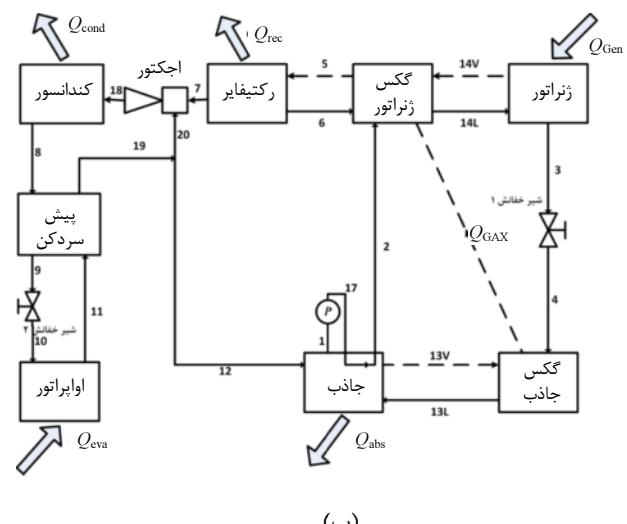
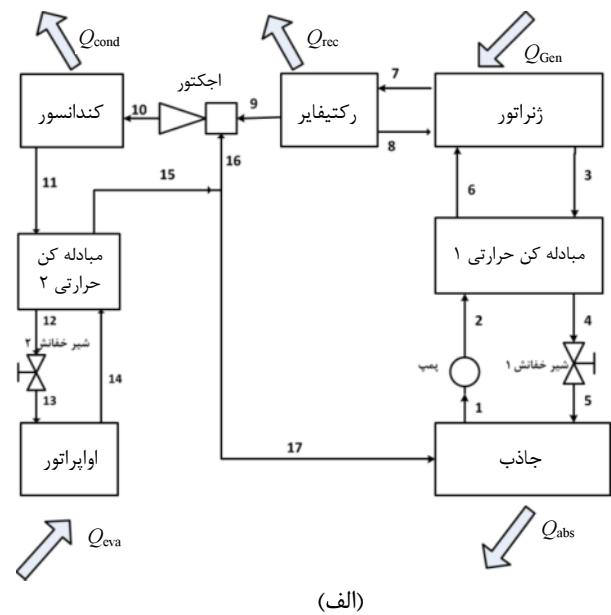
۳-۱- معادلات حاکم

اجکتور به عنوان جزء کلیدی چرخه ترکیبی ارائه شده، تأثیر زیادی بر روی عملکرد چرخه دارد. شکل ۳ شماتیکی از اجکتور را نشان می‌دهد. جریان اولیه با خروج از نازل اولیه منبسط شده و بدون اختلاط با جریان ثانویه موجب شتاب گرفتن جریان ثانویه می‌شود.



شکل ۲ شماتیکی از طرح اجکتور

اجکتوری را نشان می‌دهد. محلول آب-آمونیاک با دریافت گرما در ژنراتور جوشیده و بخار غلیظ آمونیاک تولید می‌شود. محلول قوی خروجی از ژنراتور (دارای آب بیشتر) با گذشتن از مبادله کن گرمایی ۱ سردر شده و با عبور از شیر فشار شکن ۱ (با فشار پایین) وارد جاذب^۱ می‌شود. محلول در جاذب در اثر فرایند جذب (گرمای ۲) ضعیفتر شده و پس از خروج از آن وارد پمپ می‌شود. محلول ضعیف پس از پمپاژ با عبور از مبادله کن گرمایی ۳ می‌شود. محلول از ژنراتور می‌شود.



شکل ۱ الف- چرخه تبرید جذبی تک اثره اجکتوری ب- چرخه تبرید جذبی گکس اجکتوری

1. Absorber

برنامه، می‌توان خواص ترمودینامیکی جریان در خروجی نازل را مشخص کرد.

$$\dot{m}_{ps} = \frac{A_{pl} Ve_{pls}}{v_{pls}} \quad (3)$$

$$Ve_{pls} = \sqrt{2(h_{pts} + \frac{Ve_{pts}}{2} - h_{pls})} \quad (4)$$

جریان مبرد در گذر از بخش‌های مختلف اجکتور، به علت تغییرات مومنتم و اصطکاک دیواره، دچار اتلافاتی می‌شود که این تلفات به صورت بازده آیزونتروپیکی در بخش‌های مختلف اجکتور اعمال می‌شود. در مورد نازل اولیه نیز با استفاده از رابطه بازده آیزونتروپیکی نازل، آنتالپی واقعی در خروجی نازل بدست می‌آید. حال با بکارگیری مجدد روابط قبلی، دبی جرمی و خواص ترمودینامیکی واقعی جریان اولیه در خروجی نازل تعیین می‌شود.

$$\eta_{pr} = \frac{h_g - h_{p1}}{h_g - h_{pls}} \quad (5)$$

با وارد کردن قطر خروجی نازل اولیه (D_{pl}) مقدار دبی جرمی جریان اولیه (\dot{m}_p) بدست می‌آید. اختلاط بین دو جریان زمانی رخ می‌دهد که جریان ثانویه به سرعت صوت بررسد. همان طور که گفته شد این اتفاق در بخش سطح مقطع ثابت رخ می‌دهد و فشار دو جریان در این مقطع یکسان است. با حل هم‌زمان معادلات زیر، آنتالپی، سرعت، حجم ویژه و مساحت مقطع اشغال شده توسط جریان اولیه، درست قبل از شروع اختلاط دو جریان A'_{pA} ، محاسبه می‌شود.

$$h_{p1} + \frac{Ve_{p1}^2}{2} = h_{pA} + \frac{Ve_{pA}^2}{2} \quad (6)$$

$$\dot{m}_p = \frac{Ve_{pA} A'_{pA}}{v_{pA}} \quad (7)$$

$$D'_{pA} = \sqrt{4 \frac{A'_{pA}}{\pi}} \quad (8)$$

در واقع D'_{pA} قطر توسعه یافته جریان اولیه در سطح مقطع مؤثر است، اگر فرایند بین دو مقطع آیزونتروپیکی فرض شود. باید توجه داشت که به علت لغزش و اثر ویسکوزیته، اتلافاتی در بخش مکش بوجود می‌آید که بر روی مقدار سطح مقطع جریان اولیه در سطح مقطع مؤثر تأثیر می‌گذارد. در محاسبات مهندسی قطر واقعی مؤثر توسعه یافته، متناسب با بازده آیزونتروپیکی بخش مکش است [۲۱].

جریان ثانویه در سطح مقطع مؤثر^۱ به شرایط خفگی^۲ می‌رسد. محل سطح مقطع مؤثر بستگی به هندسه اجکتور دارد که اساساً متأثر از فاصله مابین خروجی نازل اولیه و ورودی بخش سطح مقطع ثابت (L_x) است. نتایج تجربی نشان می‌دهد که اگر L_x / D_m (شکل ۲) تقریباً برابر ۱/۵ باشد، اجکتور بهترین عملکرد را دارد [۲۱]. با در نظر گرفتن این فرض، سطح مقطع مؤثر در بخش سطح مقطع ثابت قرار می‌گیرد.

در کار حاضر فرضیات زیر برای مدل‌سازی اجکتور در نظر گرفته می‌شود.

۱) جریان در داخل اجکتور یک بعدی و پایا است.

۲) از انرژی جنبشی جریانهای اولیه و ثانویه در بخش ورودی به اجکتور و همچنین جریان مخلوط در خروج از اجکتور صرف‌نظر می‌شود.

۳) بعد از خروج از نازل اولیه، جریان اولیه بدون اختلاط با جریان ثانویه تا سطح مقطع مؤثر منبسط می‌شود.

۴) اختلاط دو جریان از سطح مقطع مؤثر آغاز شده و قبل از وقوع موج ضربه عمودی^۳، دو جریان به طور کامل با هم مخلوط می‌شوند.

۵) دیواره داخلی اجکتور عایق بندی شده است.

۶) بازده آیزونتروپیک جریان‌های اولیه (η_{pr})، ثانویه (η_{sec}) و دیفیوزر (η_D) به ترتیب ۹۵، ۸۵ و ۹۰ درصد فرض می‌شود [۱۵].

۷) مقدار L_x / D_m برابر ۱/۵ فرض شده است [۲۱]. گلوبی نازل اولیه، جهت عملکرد اجکتور در شرایط بحرانی، همواره در شرایط خفگی است. بنابراین می‌توان از این موضوع برای محاسبه خواص و دبی جرمی جریان اولیه استفاده کرد. بادر دست داشتن مساحت مقطع گلوبی، فشار و دمای محلول (به عنوان ورودی‌های برنامه) و با حل معادلات، خواص آیزونتروپیکی جریان در گلوبی نازل تعیین می‌شود.

$$Ve_{pts} = \sqrt{2(h_g - h_{pts})} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{ps} = \frac{A_t Ve_{pts}}{v_{pts}} \quad (2)$$

حال با معلوم بودن دبی جرمی در شرایط آیزونتروپیکی و اعمال مساحت مقطع خروجی نازل اولیه، به عنوان ورودی

1. Effective Cross Section

2. Choke

3. Normal Shock

اگر جریان مخلوط بعد از اختلاط جریانهای اولیه و ثانویه فرآصوتی باشد، یک موج ضربه در انتهای بخش سطح مقطع ثابت رخ می‌دهد [۱۵] که فشار و دما و آنتالپی جریان بعد از وقوع موج ضربه از تقاطع خطوط رایلی و فانو^۱ به دست می‌آید. حل هم‌زمان معادلات زیر، موج ضربه‌ای را که در انتهای بخش سطح مقطع ثابت رخ می‌دهد شبیه‌سازی می‌کند.

$$Ve_m \times v_3 = Ve_3 \times v_m \quad (16)$$

$$P_m + \frac{Ve^2_m}{v_m} = P_3 + \frac{Ve^2_3}{v_3} \quad (17)$$

$$h_m + \frac{Ve^2_m}{2} = h_3 + \frac{Ve^2_3}{2} \quad (18)$$

$$v_3 = v(P_3, h_3) \quad (19)$$

روابط مربوط به بخش دیفیوزر، شبیه بخش واگرای نازل است، به طوری که از حل معادلات مربوطه و اعمال بازده آیزونتروپیکی دیفیوزر، فشار و سایر خواص در خروجی اجکتور بدست می‌آید.

$$\eta_D = \frac{h_3 - h_{cs}}{h_3 - h_c} \quad (20)$$

در شکل ۳ طریقه انجام محاسبات توسط نرم‌افزار ای اس^۲ [۲۳]، به صورت خلاصه‌وار در نمودار گردشی نشان داده شده است. در این برنامه شرایط در اوپرатор و مولد بخار و خروجی اجکتور به عنوان ورودی هستند و هدف تعیین نسبت ورود و نسبت مساحت اجکتور است. در انتهای نیز فشاری که برای کندانسور از حل معادلات مربوط به دیفیوزر بدست می‌آید، در واقع فشار بحرانی کندانسور است و کندانسور جهت عملکرد در شرایط بحرانی بایستی در فشاری مساوی و یا کمتر از این مقدار کار کند [۱۵]. در صورتی که هندسه اجکتور مشخص باشد و هدف تعیین نسبت مکش و شرایط در خروجی اجکتور باشد، تنها تفاوت در روند حل برنامه این است که نیازی به انجام حدس و خطا جهت تعیین مقدار A_m نیست.

۲-۳- اعتباردهی مدل

برای اعتباردهی به مدل ترمودینامیکی ارائه شده در این مقاله، از نتایج تجربی گزارش شده توسط سه پژوهشگر مختلف استفاده شده است.

$$D_{pA} = \frac{D'_{pA}}{\sqrt{\eta_{exp}}} \quad (9)$$

در معادله ۹، D_{pA} قطر مؤثر توسعه یافته حقیقی جریان اولیه در سطح مقطع مؤثر است. بازده آیزونتروپیکی جریان‌های اولیه و ثانویه به ترتیب η_{pr} و η_{sec} است. با توجه به این که η_{exp} مربوط به رفتار هر دو جریان اولیه و ثانویه است، جهت اعمال تلفات اصطکاکی در بخش مکش استفاده از رابطه ۱۰ منطقی است [۲۱].

$$\eta_{exp} = \eta_{pr} \times \eta_{sec} \quad (10)$$

حال با حدس اولیه‌ای برای قطر بخش سطح مقطع ثابت (۱۰) مقدار D_{SA} قطر مؤثر توسعه یافته حقیقی جریان ثانویه در سطح مقطع مؤثر و در نتیجه دبی جرمی جریان اولیه (\dot{m}_s) بدست می‌آید. بدین ترتیب نسبت مکش اجکتور از رابطه ۱۱ قابل محاسبه است.

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (11)$$

با اعمال معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی برای بخش سطح مقطع ثابت و حل هم‌زمان آنها، خواص جریان مخلوط تعیین می‌شود.

$$Ve_m = \frac{Ve_{py} + \omega Ve_{sy}}{(1 + \frac{f_m}{2} \frac{L_m}{d})(1 + \omega)} + \frac{(p_{sy} - p_m)A_m}{(1 + \frac{f_m}{2} \frac{L_m}{d})\dot{m}_m} \quad (12)$$

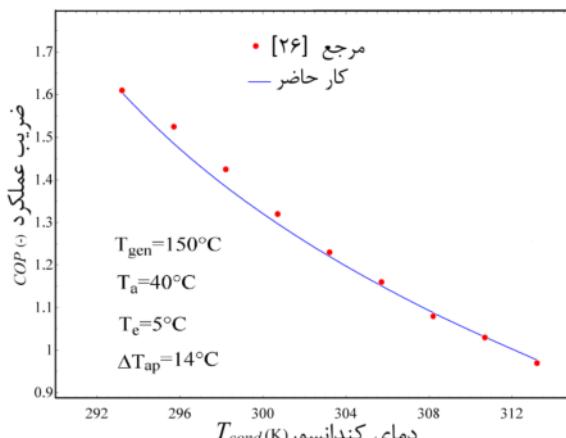
$$h_m = \frac{Ve_{py}^2 + \frac{Ve^2_{sy}}{2} + \omega(h_{sy} + \frac{Ve^2_{sy}}{2})}{1 + \omega} - \frac{Ve^2_m}{2} \quad (13)$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_s + \dot{m}_p = \frac{Ve_m A_m}{v_m} \quad (14)$$

نتایج تجربی مؤید این واقعیت هستند که بازده آیزونتروپیکی بخش‌های مختلف اجکتور تأثیر زیادی در تعیین شرایط کارکرد اجکتور ندارند. اما در گذر جریان مخلوط از بخش سطح مقطع ثابت، میزان اتلافات اصطکاکی نقش بسزایی در تعیین صحیح فشار خروجی اجکتور خواهد داشت. با فرض صاف بودن سطح داخلی دیواره و رژیم آشفته جریان در بخش سطح مقطع ثابت، ضریب اصطکاک با توجه به رابطه (۱۵) قابل محاسبه است [۱۹].

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = 2.0 \log(\text{Re}_m \sqrt{f_m}) - 0.8 \quad (15)$$

سومین اعتباردهی به مدل ترمودینامیکی اجکتور، توسط نتایج تجربی آفورنراتانا و همکاران [۲۵]، انجام شده است (جدول ۳). هنگامی که کندانسور در فشار ۱۸۰۰ mbar اجکتور در خارج از شرایط بحرانی عمل می‌کند [۱۵]، بنابراین تنها سه فشار کندانسور ۱۵۰۰ mbar، ۱۶۰۰ و ۱۷۰۰ جهت مقایسه نتایج تئوری استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که نتایج ارائه شده در این جدول با فشار مولد بخار bar ۱۰/۰/۷ است. جذر متوسط مربع خطای ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید در نتایج مدل حاضر به ترتیب $6/9$ و $6/3$ درصد است که در مقایسه با مدل ارائه شده توسط ژو و همکاران (جذر متوسط مربع خطای ضریب عملکرد و توان تبرید به ترتیب $8/6$ و $8/26$ درصد است)، کمتر است. همان‌طور که از جداول ۱ تا ۳ پیداست، نتایج تئوری به دست آمده از مدل حاضر مطابقت خوبی با نتایج تجربی دارد. به منظور اعتباردهی چرخه گکس از نتایج ارائه شده توسط رامش کومار و اوایا کومار [۲۶] استفاده شده است. همان‌گونه که از شکل ۴ مشخص است نتایج حاصل از مدل ارائه شده در این مقاله با نتایج گزارش شده توسط رامش کومار و اوایا کومار تطابق خوبی دارد.

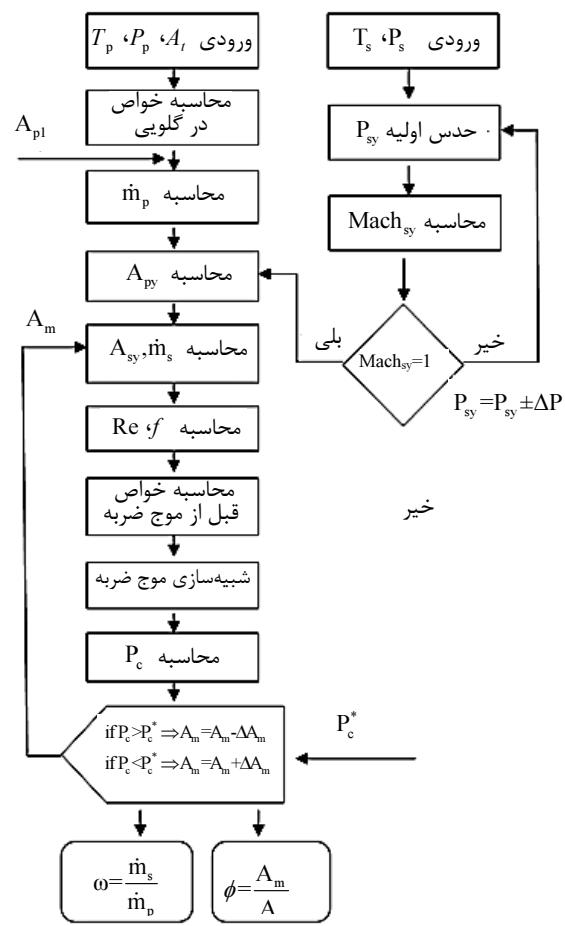


شکل ۴ اعتباردهی به مدل ارائه شده برای چرخه گکس

۴- تحلیل ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی

۴-۱- فرضیات و معادلات حاکم

- ۱) سیستم در شرایط حالت پایا کار می‌کند.
- ۲) دما و فشار مرجع برای محیط به ترتیب ۲۰ درجه سلسیوس و ۱۰۰ کیلو پاسکال در نظر گرفته شده است.
- ۳) در خروجی کندانسور و اوپرатор مبرد به ترتیب به حالت مایع و بخار اشباع است.



شکل ۳ نمودار گردشی مدل اجکتور

در جدول ۱ ضریب عملکرد بدست آمده از کار حاضر، در ماهای مولد بخار متفاوت، با مقادیر تجربی گزارش شده توسط یاپیچی و همکارانش [۲۴] در مورد یک چرخه تبرید اجکتوری با هندسه مشخص، مقایسه شده است. میانگین خطای نسبی در تخمین ضریب عملکرد $3/49$ درصد است. در جدول ۲ مقادیر نسبت مکش و نسبت سطح مقطع بحرانی به دست آمده در کار حاضر با مقادیر گزارش شده توسط هوانگ و همکاران [۱۵] مقایسه شده است. جذر متوسط مربع خطای نسبت مکش در مدل حاضر $6/52$ درصد است در حالی که جذر متوسط مربع خطایی که با مدل تئوری هوانگ بدست آمده است، برابر $9/97$ درصد است. همچنین میزان جذر متوسط مربع خطای در تخمین نسبت مساحت توسط کار حاضر $3/34$ است که نسبت به مقدار متناظر به دست آمده از مدل هوانگ حدود $1/21$ درصد کمتر است.

1. Root Mean Square Error

جدول ۱ نتایج بدست آمده برای نسبت مکش و ضریب عملکرد توسط مدل حاضر برای اجکتور با نتایج تجربی یامپچی و همکارانش [۲۳]

خطای نسبی (%)	ضریب عملکرد (کار حاضر)	ضریب عملکرد (داده تجربی)	نسبت مکش	قطر خروجی نازل D_{pI} (mm)	قطر گلوبی D_t (mm)	دمای اوپرатор (°C)	دمای ژنراتور (°C)
-۸/۷۶	-۰/۱۹۱۶	-۰/۲۱	-۰/۲۴۷۷	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۰/۳
-۰/۷	-۰/۲۲۱۶	-۰/۲۲۳۳	-۰/۲۸۴۲	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۸
۳/۰۸	-۰/۲۵۰۵	-۰/۲۴۳	-۰/۳۱۹۱	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۶
۵/۲۱۷	-۰/۲۶۶۶۲	-۰/۲۵۳	-۰/۳۳۸۰	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۵
۱/۵۳	-۰/۲۸۴۳	-۰/۲۸	-۰/۳۵۹۶	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۳/۹
۱/۵	-۰/۲۹۹۷	-۰/۲۹۵	-۰/۳۷۷۹	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۳

جدول ۲ مقایسه نتایج بدست آمده برای نسبت مکش و سطح مقطع توسط مدل حاضر برای اجکتور با نتایج تجربی هوانگ و همکارانش [۱۵]

خطای نسبی (%)	مدل حاضر	داده تجربی	خطای نسبی (%)	مدل حاضر	داده تجربی	خطای نسبی (%)	کندانسور	دماهی بحرانی	دماهی ژنراتور	نسبت سطح مقطع	
										مدل حاضر	داده تجربی (%)
-۰/۶۶	-۰/۴۳۴۸	-۰/۴۳۷۷	-۰/۴۳۷۷	۱۰/۸۱	۱۰/۸۴	۳۱/۳	۹۵	۹۵	۹۵	۱۰/۸۴	۱۰/۸۱
-۱/۹	-۰/۳۸۶۲	-۰/۳۹۳۷	-۰/۳۹۳۷	۹/۸۲	۹/۸۳	۳۳/۰	۹۵	۹۵	۹۵	۹/۸۳	۹/۸۲
۷/۰۳	-۰/۳۷۰۰	-۰/۳۴۵۷	-۰/۳۴۵۷	۹/۵۲	۹/۴۱	۳۳/۶	۹۰	۹۰	۹۰	۹/۴۱	۹/۵۲
-۰/۵۳	-۰/۴۲۰۰	-۰/۴۴۴۶	-۰/۴۴۴۶	-۰/۹۶	۹/۳۲	۳۱/۵	۹۰	۹۰	۹۰	۹/۳۲	-۰/۹۶
-۱/۰۹	-۰/۳۵۲۶	-۰/۳۴۸۸	-۰/۳۴۸۸	-۱/۰۹	۸/۱۹	۳۳/۸	۹۰	۹۰	۹۰	۸/۲۸	-۱/۰۹
-۹/۵۴	-۰/۲۷۵۰	-۰/۳۰۴۰	-۰/۳۰۴۰	-۹/۰۵	۷/۰۳	۳۶/۷	۹۰	۹۰	۹۰	۷/۰۳	-۹/۰۵
-۲/۰۶	-۰/۵۲۴۹	-۰/۵۳۸۷	-۰/۵۳۸۷	۲/۸۷	۹/۶۸	۲۸/۰	۸۴	۸۴	۸۴	۹/۴۱	۹/۶۸
۲/۸۸	-۰/۴۲۶۳	-۰/۴۲۴۱	-۰/۴۲۴۱	۰/۱۲	۸/۲۹	۳۰/۵	۸۴	۸۴	۸۴	۸/۲۸	۰/۱۲
-۲/۰۲	-۰/۳۷۸۵	-۰/۳۸۸۳	-۰/۳۸۸۳	-۳/۴۹	۷/۴۶	۳۲/۳	۸۴	۸۴	۸۴	۷/۷۳	-۳/۴۹

جدول ۳ مقایسه نتایج بدست آمده برای الف- ضریب عملکرد ب- ظرفیت تبرید توسط مدل حاضر برای اجکتور با نتایج تجربی افراتانا و همکارانش [۱۸] و نتایج حاصل از تئوری ژو و همکارانش [۲۴]

(الف)

خطای نسبی *** (%)	خطای نسبی *** (%)	مدل حاضر	ظرفیت تبرید در مدل حاضر +	ظرفیت تبرید در کار ژو و همکارانش*	ظرفیت تبرید در کار افراتانا و همکارانش*	فشار اوپرатор (mbar)
-۱۰/۱۵	-۱۹/۶	-۴۷۱/۹	۴۱۵	۵۱۶/۴	۴۰۰	۴۰۰
-۶/۶۶	-۶/۶۶	-۵۹۳	۵۹۰	۶۳۵/۲۲	۴۵۰	۴۵۰
۲/۱۷	۱/۶۴	۷۲۲/۸	۷۲۹	۷۱۷/۲۱	۵۰۰	۵۰۰
۳/۲۴	۱/۱۸	۸۶۶/۲	۸۵۴	۸۳۸/۲	۵۵۰	۵۵۰
۸/۱۵	۱۹/۳	۹۹۶/۱	۱۱۰۸	۹۲۸	۶۰۰	۶۰۰
۲/۲۶	۶/۹۸	۱۱۲۸	۱۱۸۰	۱۱۰۳	۶۵۰	۶۵۰

(ب)

خطای نسبی *** (%)	خطای نسبی *** (%)	مدل حاضر	ضریب عملکرد ژو و همکارانش	ضریب عملکرد افراتانا و همکارانش*	فشار اوپرатор (mbar)
-۴/۵۴	-۱۴/۴۴	-۰/۰۸۵۹۱	-۰/۰۷۷	-۰/۰۹	۴۰۰
-۳/۶۶	-۸/۹	-۰/۱۰۷۹	-۰/۱۰۲	-۰/۱۱۲	۴۵۰
۸/۳۶	۲/۴۵	-۰/۱۲۲	-۰/۱۲۵	-۰/۱۲۲	۵۰۰
۵	۶/۶۶	-۰/۱۵۷۵	-۰/۱۶	-۰/۱۵	۵۵۰
۱۱/۴۴	۱۱/۳۸	-۰/۱۸۱۱	-۰/۱۸۱	-۰/۱۶۲۵	۶۰۰
۵/۱۷	۵/۶۴	-۰/۲۰۵۱	-۰/۲۰۶	-۰/۱۹۵	۶۵۰

* داده‌های تجربی ارائه شده توسط افراتانا و همکارانش مقادیر میانگین در سه فشار کندانسور ۱۵۰۰، ۱۶۰۰ و ۱۷۰۰ mbar می‌باشند.

** خطای نسبی مدل حاضر نسبت به داده‌های تجربی افراتانا و همکارانش *** خطای نسبی مدل حاضر نسبت به داده‌های ژو و همکارانش

کارایی سیستم است. برای بازده قانون دوم چرخه‌های مورد بررسی می‌توان رابطه (۲۲) را نوشت:

$$\eta_H = \frac{\dot{Q}_e(1 - \frac{T_0}{T_b})}{\dot{Q}_{gen}(1 - \frac{T_0}{T_h}) + \dot{W}_p} \quad (22)$$

که در آن، T_b و T_h به ترتیب دمای‌های میانگین منابع دما بالا و دما پایین ($T = \int T ds / \Delta s$) هستند.

با توجه به اهمیت بررسی عملکرد چرخه از نقطه نظر قانون دوم ترمودینامیک می‌توان تخریب کل اگزرسی^۳ را برای چرخه به صورت رابطه (۲۳) بیان کرد:

$$\dot{E}_{D,T} = \dot{E}_{D,abs&des} + \dot{E}_{D,r} + \dot{E}_{D,P} + \dot{E}_{D,EVI} + \dot{E}_{D,eva} + \dot{E}_{D,EV2} + \dot{E}_{D,cond} + \dot{E}_{D,ejector} + \dot{E}_{D,RHX} \quad (23)$$

برای مقایسه بهتر اجزای چرخه از لحاظ میزان تخریب اگزرسی در آنها می‌توان نسبت تخریب اگزرسی برای هر جزء را به صورت رابطه (۲۴) تعریف کرد:

$$Y_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,T}} \quad (24)$$

۴) از افت فشار در مبادله کن گرما و لوله‌ها صرف‌نظر شده است.

۵) سیستم آب سرد تولید کرده و ژنراتور توسط آب داغ گرم می‌شود.

۶) گرمایی دفع شده از کندانسor و جاذب به آب خنک کاری منتقل می‌شود.

۷) بازده پمپ اصلی و مبادله کن گرمایی به ترتیب ۰/۵ و ۰/۸ فرض شده است [۱۰].

مطابق جدول ۴ معادلات بقای جرم، انرژی و اگزرسی برای هر جزء از چرخه گکس اجکتوری اعمال می‌شود.

۲-۴- بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک

با اعمال قانون اول ترمودینامیک ضریب عملکرد چرخه از رابطه (۲۱) بدست می‌آید [۱۰].

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_p} \quad (21)$$

بازده قانون دوم معیاری معنی‌دارتر برای ارزیابی میزان

جدول ۴ روابط انرژی و اگزرسی برای زیر چرخه‌های چرخه گکس اجکتوری

زیر چرخه	روابط اگزرسی	روابط انرژی
ژنراتور	$\dot{I}_{des&abs} = T_0(\dot{m}_3s_3 + \dot{m}_5s_5 + \dot{m}_1s_1 - \dot{m}_4s_4 - \dot{m}_6s_6 - \dot{m}_{12}s_{12} - \dot{m}_{17}s_{17} + \dot{m}_g(s_{out,gen} - s_{in,gen}) + \dot{m}_{abs}(s_{out,abs} - s_{in.abs}))$	$\dot{Q}_{gen,tot} = \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_6h_6$
گکس ژنراتور ^۱	$\dot{I}_{evap} = T_0(\dot{m}_{11}s_{11} - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{m}_e(s_{out,evap} - s_{in.evap}))$	$\dot{Q}_{rq} = \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_{14l}h_{14l} - \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_{14v}h_{14v}$
گکس جاذب ^۲	$\dot{I}_{cond} = T_0(\dot{m}_8s_8 - \dot{m}_{18}s_{18} + \dot{m}_{cond}(s_{out,cond} - s_{in.cond}))$	$\dot{Q}_{av} = \dot{m}_{13l}h_{13l} - \dot{m}_{13v}h_{13v} - \dot{m}_4h_4$
جادب	$\dot{I}_{rec} = T_0(\dot{m}_6s_6 + \dot{m}_7s_7 - \dot{m}_5s_5 + \dot{m}_{rec}(s_{out,rec} - s_{in.rec}))$	$\dot{Q}_{abs,tot} = \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_1h_1 - \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_{17}h_{17}$
اوپراتور	$\dot{I}_p = T_0(\dot{m}_{17}s_{17} - \dot{m}_1s_1)$	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10})$
کندانسor	$\dot{I}_{EV1} = T_0(\dot{m}_4s_4 - \dot{m}_3s_3)$	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_8(h_8 - h_{18})$
رکتیفایر	$\dot{I}_{EV2} = T_0(\dot{m}_4s_4 - \dot{m}_3s_3)$	$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_5h_5$
پمپ	$\dot{I}_{RHX} = T_0(\dot{m}_9s_9 + \dot{m}_{19}s_{19} - \dot{m}_8s_8 - \dot{m}_{11}s_{11})$	$\dot{W}_p = \dot{m}_1(h_1 - h_{17}), \eta_p = \frac{\dot{W}_{s,p}}{\dot{W}_p}$
شیر فشار شکن ۱	$\dot{I}_{Ej} = T_0(\dot{m}_{18}s_{18} - \dot{m}_7s_7 - \dot{m}_{20}s_{20})$	$0 = h_4 - h_3$
شیر فشار شکن ۱		$0 = h_{10} - h_9$
مبادله کن گرمایی (بیش گرم کن)		$0 = (h_{19} + h_9) - (h_{11} + h_8), \varepsilon = \frac{C_{cool}\Delta T}{C_{min}\Delta T_{max}}$
اجکتور		$0 = \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_{20}h_{20}$

1. GAXD
2. GAXA
3. Exergy Destruction

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (32)$$

هزینه راه اندازی و نگهداری میزان شده سالیانه برای هر جزء از رابطه (۳۳) بدست می‌آید:

$$\dot{Z}_k^{OM} = \gamma_k Z_k + \omega_k \dot{E}_{p,k} + \dot{R}_k \quad (33)$$

که γ_k و ω_k به ترتیب برای هزینه‌های ثابت و متغیر راه اندازی و نگهداری جزء محسوب می‌شود. در این رابطه \dot{R}_k مربوط به هزینه مستقل از هزینه سرمایه‌گذاری جزء است. با توجه به این که دو عبارت سمت راست معادله فوق مقدار بسیار ناچیزی در مقایسه با عبارت اول دارند در محاسبات از این دو عبارت صرف‌نظر می‌شود همان‌طور که بسیاری از محققان این کار را در مقالات خود انجام دادند [۳۰، ۲۹].

در کار حاضر ژنراتور، جاذب، کندانسور، رکتیفایر، پیش سرد کن و اوپرатор به عنوان مبدل‌های حرارتی ساده در نظر گرفته شده‌اند. Z_k برای مبدل حرارتی از قانون توانی $6/10$ طبق رابطه ۳۴ بدست می‌آید [۳۰، ۲۷].

$$Z_k = Z_{R,k} \left(\frac{A_k}{A_R} \right)^{0.6} \quad (34)$$

در رابطه فوق R مربوط به سطح مقطع و هزینه سرمایه‌گذاری مرجع است. با استفاده از اختلاف دمای لگاریتمی و با داشتن ضریب انتقال حرارت کلی، حرارت انتقال یافته در مبدل‌های حرارتی به صورت رابطه (۳۵) مدل می‌شود.

$$Q_k = U_k A_k \Delta T_k^{lm} \quad (35)$$

در جدول ۵ برای هر کدام از مبدل‌های حرارتی برای $A_R = 100 m^2$ در سال ۲۰۰۰ میلادی، ضریب انتقال حرارت کلی و هزینه‌های مرجع داده شده است [۳۲، ۳۱].

جدول ۵ هزینه مرجع و ضریب انتقال کلی برای اجزای چرخه

	هزینه مرجع (\$)	ضریب انتقال حرارت کلی (kW/m ² K)	جزء چرخه
ژنراتور	۱۷۵۰۰	۱/۳	
اوپرатор	۱۶۰۰۰	۱/۱	
کندانسور	۸۰۰۰	۰/۵	
پیش گرم کن	۱۲۰۰۰	۰/۷	
رکتیفایر	۱۷۰۰۰	۰/۵	
جاذب	۱۶۰۰۰	۱/۱	

هزینه سرمایه‌گذاری پمپ و موتور از روابط (۳۶) و (۳۷) قابل حصول است [۲۷].

۱-۳- تحلیل اگزرزی‌واکونومیکی

هدف از تحلیل اگزرزی‌واکونومیکی چرخه‌ها آشکار ساختن هرینه بخش‌های مختلف در چرخه و همچنین هزینه واحد محصول خروجی در چرخه است.

در غیاب انرژی‌های مغناطیسی، الکتریکی، هسته‌ای و اثرات کششی سطحی و همچنین با نادیده گرفتن انرژی جنبشی و پتانسیل، اگزرزی کلی در هر نقطه از چرخه حاصل جمع اگزرزی فیزیکی و شیمیایی است.

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \quad (25)$$

اگزرزی فیزیکی را می‌توان از رابطه (۲۶) محاسبه کرد:

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (26)$$

اگزرزی شیمیایی برای آمونیاک نیز به صورت (۲۷) بیان می‌شود [۲۷]:

$$\dot{E}_{ch} = \dot{m} \left[\left(\frac{X}{M_{NH_3}} \right) e_{ch,NH_3}^0 + \left(\frac{1-X}{M_{H_2O}} \right) e_{ch,H_2O}^0 \right] \quad (27)$$

که در این رابطه e_{ch,H_2O}^0 به ترتیب اگزرزی‌های شیمیایی آمونیاک و آب است [۲۸].

برای محاسبه هزینه اگزرزتیکی، معادلات بالانس هزینه همراه با معادلات کمکی برای هر جزء از چرخه اعمال می‌شود. برای جزئیکه دارای حرارت دریافتی و تولید توان می‌باشد بالانس هزینه به صورت (۲۸) است.

$$\sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (28)$$

که در آن رابطه (۲۹) برقرار است.

$$\dot{C} = c \dot{E}$$

در این رابطه c هزینه اگزرزتیکی هر نقطه از چرخه است. در رابطه (۲۸) \dot{Z}_k هزینه کل سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه راه اندازی و نگهداری جزء k است:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (30)$$

هزینه سرمایه‌گذاری سالیانه میزان شده برای جزء k از رابطه (۳۱) بدست می‌آید:

$$\dot{Z}_k^{CI} = \left(\frac{CRF}{\tau} \right) Z_k \quad (31)$$

که در آن، CRF و τ به ترتیب ضریب بهبود و ساعت کاری سالیانه سیستم است. ضریب بهبود به نوبه خود تابعی از نرخ بهره و تعداد سال‌های مفید کاری در نظر گرفته برای سیستم است که از رابطه (۳۲) قابل محاسبه است.

ترمودینامیکی اعم از دما، فشار، غلظت، آنتالپی، آگزرزی فیزیکی و آگزرزی شیمیایی برای هر نقطه ارائه شده است. در این جدول همچنین هزینه‌های واحد آگزرزی در هر نقطه از چرخه گکس اجکتوری نشان داده شده است. همان طور که مشخص است هزینه سرمایش (محصول خروجی) \$/GJ ۱۹۰ بودست آمده است.

جدول ۷ نتایج بدست آمده از تحلیل آگزرزواکونومیکی برای چرخه گکس اجکتوری را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که کندانسور کمترین مقدار ضریب آگزرزواکونومیکی را به خود اختصاص داده است. این نتیجه حاکی از این حقیقت است که نرخ نابودی آگزرزی و نرخ آگزرزی از دست رفته در این جزء زیاد است. بنابرین باید توجه خاصی به افزایش بازده آگزرزی این قطعه انجام گیرد. از طرف دیگر، پمپ ضریب بالایی را دارد که می‌توان چنین بیان کرد که هزینه سرمایش اولیه این جزء در مقایسه با هزینه نرخ نابودی آگزرزی در این جزء بالاتر است.

۵-۲- تحلیل پارامتریکی

شکل‌های ۵ و ۶ نشان دهنده تغییرات نسبت مکش و نسبت سطح مقطع بحرانی بهینه در اثر افزایش دمای اوپراتور، در دمای ژنراتور ثابت ۱۵۵ سلسیوس، فشار ۳۵ بار و اختلاف غلظت ثابت $0/4$ ، است. همان طور که مشخص است با افزایش دمای اوپراتور و در نتیجه افزایش فشار سیال ثانویه، نسبت مکش و در نتیجه نسبت سطح مقطع بحرانی بهینه افزایش می‌یابد. همچنین همان‌طور که انتظار می‌رود با افزایش دمای کندانسور (افزایش فشار کندانسور) نسبت سطح مقطع بحرانی و نسبت مکش افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که با در نظر گرفتن نحوه ارایش‌های ارائه شده برای چرخه‌های مورد بررسی با منحنی‌های مربوط به نسبت مکش برای چرخه‌های تبرید جذبی اجکتوری و تبرید گکس اجکتوری (شکل ۵) تقریباً بر روی هم منطبق هستند. این موضوع در مورد نسبت سطح مقطع بحرانی چرخه‌های مورد نظر نیز مشاهده می‌شود (شکل ۶). باتوجه به شکل ۵، در دمای اوپراتور ۵ درجه سلسیوس، سه هندسه اجکتور با سطح مقطع بحرانی بهینه انتخاب و چرخه‌های مورد بررسی با این اجکتورها مورد مطالعه پارامتریکی قرار گرفتند. نتایج این مطالعه در شکل‌های ۷ تا ۱۱ نشان داده شده است.

$$Z_p = Z_{R,p} \left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_{R,p}} \right)^{m_p} \left(\frac{1 - \eta_p}{\eta_p} \right)^{n_p} \quad (36)$$

$$Z_m = Z_{R,m} \left(\frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_{R,m}} \right)^{m_m} \left(\frac{1 - \eta_{im}}{\eta_{im}} \right) \quad (37)$$

که در روابط فوق $Z_{R,p} = 2100\$$ (year 2000)، $m_p = 0.26$, $n_p = 0.5$, $\dot{W}_{R,p} = 10\text{kW}$ است.

و همچنین: $Z_{R,m} = 500\$$, $\dot{W}_{R,m} = 10\text{kW}$, $m_m = 0.87$, $\eta_{im} = 0.9$ لازم به ذکر است که با توجه به مباحث موجود در ادبیات فن، هزینه‌های مربوط به شیر فشار سکن و اجکتور ناچیز در نظر است؛ بنابرین در کار فعلی از هزینه‌های مربوطه صرف نظر می‌شود [۳۳، ۲۷].

همچنین، با استفاده از روش مارشال و سویفت^۱ هزینه اجزای چرخه که در سال مرجع ارائه شده است توسعه رابطه (۳۸) به سال ۲۰۱۰ میلادی تبدیل می‌شوند:

$$\begin{aligned} \text{قیمت در سال مرجع} &= \text{قیمت اصلی} \times \text{قیمت مورد برای سال مرجع} / \text{قیمت مورد برای سال اصلی} \\ &\text{محاسبات آگزرزواکونومیکی چرخه با بهره گرفتن از متغیرهای آگزرزواکونومیکی، هزینه سوخت ورودی } c_{F,k}, \text{ هزینه محصول خروجی } c_{P,k}, \text{ هزینه نرخ نابودی آگزرزی } \dot{C}_{D,k}, \text{ هزینه نرخ آگزرزی از دست رفته } \dot{C}_{L,k} \text{ و ضریب ترمداکونومیکی } f_k \text{ انجام می‌گیرد. (توجه: در روابط (۴۱) و (۴۲) ثابت فرض می‌شود).} \end{aligned} \quad (38)$$

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (39)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (40)$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (41)$$

$$\dot{C}_{L,k} = c_{F,k} \dot{E}_{L,k} \quad (42)$$

$$f = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k}} \quad (43)$$

۵- بحث و نتیجه‌گیری

۱-۵- نتایج تحلیل آگزرزواکونومیکی

در شرایط کاری مشخص شده در جدول ۶، خواص

1. Marshall & Swift Equipment Cost Indices

همچنین نشان می‌دهد که اجکتور با سطح مقطع بحرانی بهینه بزرگ‌تر نسبت مکش بالاتری را موجب می‌شود.

با توجه به شکل ۷، مشاهده می‌شود که، برای هر اجکتور با هندسه مشخص، با افزایش دمای اوپراتور نسبت مکش و فشار خروجی اجکتور (فشار کندانسور) افزایش می‌یابد. این شکل

جدول ۶ شرایط کاری، اگزرسی و هزینه‌های مربوط در هر نقطه برای چرخه گکس اجکتوری

هزینه‌ها	هزینه نرخ هزینه (\$ GJ ⁻¹)	اجزرسی کل (\$ h ⁻¹)	اجزرسی شیمیایی (\$ kJ/kg)	اجزرسی فیزیکی (\$ kJ/kg)	غلظت آمونیاک	آنتالپی $h(kJ \cdot kg^{-1})$	دما $T(^{\circ}C)$	فشار $P(kPa)$	ترکیب شیمیایی	شماره حالت
۵۰/۳۶	۱۳/۷۱	۱۵۰۳۵	۱۴۹۰۲	۱۳۳	۰/۷۵۳	-۱۱۵/۱	۱۱/۵	۴۷۸/۴	NH ₃ -H ₂ O	۱
۵۰/۲۹	۱۳/۷۲	۱۵۰۶۶	۱۴۹۰۲	۱۶۳/۸	۰/۷۵۳	۲۵۰/۴	۸۶/۸۵	۳۵۰۰	NH ₃ -H ₂ O	۲
۴۹/۷۳	۳/۷۷	۷۰۹۶	۶۹۸۸	۱۰۸/۱	۰/۳۵۳	۴۹۶/۵	۱۵۵	۳۵۰۰	NH ₃ -H ₂ O	۳
۴۹/۸۵	۳/۷۶	۷۰۶۵	۶۹۸۸	۷۶/۷۵	۰/۳۵۳	۴۹۶/۵	۹۰/۶	۴۷۸/۴	NH ₃ -H ₂ O	۴
۵۰/۲۴	۷/۶۶	۲۰۱۸۲	۱۹۷۱۳	۴۶۸/۴	۰/۹۹۶۲	۱۳۵۴	۸۷	۳۵۰۰	NH ₃ -H ₂ O	۵
۵۵/۳۴	۰/۱۲	۱۵۰۶۶	۱۴۹۰۲	۱۶۳/۹	۰/۷۵۳	۲۵۰/۴	۸۷	۳۵۰۰	NH ₃ -H ₂ O	۶
۵۰/۲۴۲	۷/۴۷	۲۰۱۶۱	۱۹۶۹۰	۴۷۱/۱	۰/۹۹۵	۱۳۴۱	۹۰	۳۵۰۰	NH ₃ -H ₂ O	۷
۵۰/۴۷	۱۰/۲۴	۲۰۰۰	۱۹۶۹۰	۳۱۰/۶	۰/۹۹۵	۱۵۲/۶	۳۳	۱۲۶۹	NH ₃ -H ₂ O	۸
۵۰/۰۵۲	۱۰/۲۵	۲۰۰۰۲	۱۹۶۹۰	۳۱۲/۱	۰/۹۹۵	۴۶/۴۵	۱۰/۸	۱۲۶۹	NH ₃ -H ₂ O	۹
۵۰/۰۵۲	۱۰/۲۵	۲۰۰۰	۱۹۶۹۰	۳۱۰/۵	۰/۹۹۵	۴۶/۴۵	۳	۴۷۸/۴	NH ₃ -H ₂ O	۱۰
۵۰/۰۵۲	۱۰/۲۱	۱۹۹۱۶	۱۹۶۹۰	۲۲۵/۹	۰/۹۹۵	۱۱۹۸	۵	۴۷۸/۴	NH ₃ -H ₂ O	۱۱
۵۰/۰۵۲	۷/۴۲	۱۹۹۱۱	۱۹۶۹۰	۲۲۰/۹	۰/۹۹۵	۱۳۰۴	۲۲	۴۷۸/۴	NH ₃ -H ₂ O	۱۲
۴۵/۹۵	۱/۶۴	۱۸۰۷۹	۱۷۸۳۳	۲۴۵/۶	۰/۲۴۶۸	۲۱۰/۲	۸۷	۴۷۸/۴	NH ₃ -H ₂ O	۱۳۷
۴۸/۴	۳/۰۱	۴۹۱۰	۴۸۸۸۵	۲۴/۷۳	۰/۹۰۱۲	۱۵۸۵	۸۷	۴۷۸/۴	NH ₃ -H ₂ O	۱۳۱
۴۹/۷۸	۲/۷۷	۲۰۱۵۶	۱۹۶۸۴	۴۷۱/۸	۰/۷۱۲۷	۲۴۶/۱	۹۰/۶	۳۵۰۰	NH ₃ -H ₂ O	۱۴۷
۵۰/۲۷	۹/۶۵	۱۴۲۴۸	۱۴۱۰۴	۱۴۴/۱	۰/۹۹۴۷	۱۳۵۸	۹۰/۶	۳۵۰۰	NH ₃ -H ₂ O	۱۴۱
۵۰/۳۹	۱۳/۷۲	۱۵۰۴۰	۱۴۹۰۲	۱۳۷/۲	۰/۷۵۳	-۱۰۶/۸	۱۲/۷	۳۵۰۰	NH ₃ -H ₂ O	۱۷
۵۰/۰۶	۱۰/۲۹	۲۰۰۴۱	۱۹۶۹۰	۳۵۱/۳	۰/۹۹۵	۱۳۴۷	۵۳/۶	۱۲۶۹	NH ₃ -H ₂ O	۱۸
۵۰/۰۵۲	۱۰/۲۱	۱۹۹۱۱	۱۹۶۹۰	۲۲۰/۹	۰/۹۹۵	۱۳۰۴	۲۲	۴۷۸/۴	NH ₃ -H ₂ O	۱۹
۵۰/۰۵۲	۲/۷۵	۱۹۹۱۱	۱۹۶۹۰	۲۲۰/۹	۰/۹۹۵	۱۳۰۴	۲۲	۴۷۸/۴	NH ₃ -H ₂ O	۲۰
۱۵/۲۴	۰/۱۹۲	۱۴۵/۵	•	۱۴۵/۵	-	۷۰۸/۶	۱۹۰	۴۷۵/۸	Water	۲۱
۱۸۴/۴	۰/۰۹۴	۲/۰۹۳	•	۲/۰۹۳	-	۳۳/۹۴	۸/۰۶۴	۱۰۰	Water	۲۲

$T_{gen}=155^{\circ}C$, $T_e=5^{\circ}C$, $P_{gen}=35$ bar, $D_x=0/4$, $\Phi=4/8$ (اجکتور ۲)

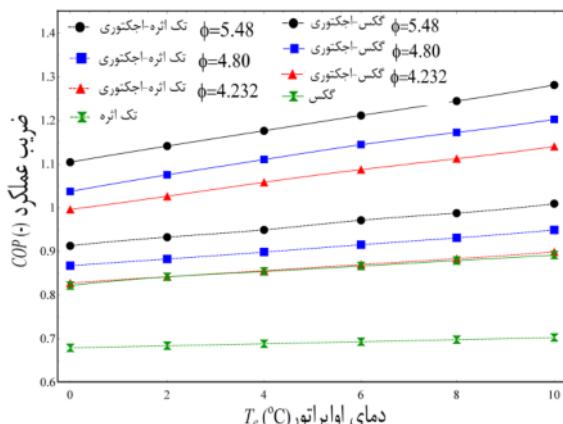
جدول ۷ نتایج تحلیل اگزرسی اکونومیکی برای چرخه گکس اجکتوری

f_k (%)	$\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k} + \dot{Z}_k$ (\$ h ⁻¹)	\dot{Z}_k (\$ h ⁻¹)	$\dot{C}_{L,k}$ (\$ h ⁻¹)	$\dot{C}_{D,k}$ (\$ h ⁻¹)	$c_{P,k}$ (\$ GJ ⁻¹)	$c_{F,k}$ (\$ GJ ⁻¹)	اجزا
۶۰/۸	۲/۵۹	۱/۵۷۸	۰/۳۰۹۹	۰/۷۰۷۷	۵۰/۲۴	۱۵/۲۴	ژنراتور-جادب
۴۷/۰۲	۱/۳۳۹	۰/۶۲۹۲	•	۰/۷۰۹۲	۱۸۴/۴	۵۰/۰۵۲	اوپراتور
۲۹/۱۷	۱/۲۳	۰/۳۸۸۷	۰/۵۸۹۷	۰/۳۵۴۲	۵۰/۴۷	۵۰/۰۶	کندانسور
۷۲/۴۲	۰/۲۷۳۶	۰/۱۶۹۱	•	۰/۲۷۳۸	۵۰/۰۵۲	۵۰/۰۴۷	پیش گرم کن
۳۴/۴۳	۰/۳۷۰۴	۰/۱۲۷۵	۰/۱۰۱۶	۰/۳۷۰۴	۵۰/۲۴۲	۵۰/۰۲۴	رکتیفایر
۸۴/۴۱	۰/۲۱۰۲	۰/۱۷۷۴	•	۰/۰۳۲۷۷	۵۰/۰۳۹	۲۱	پمپ

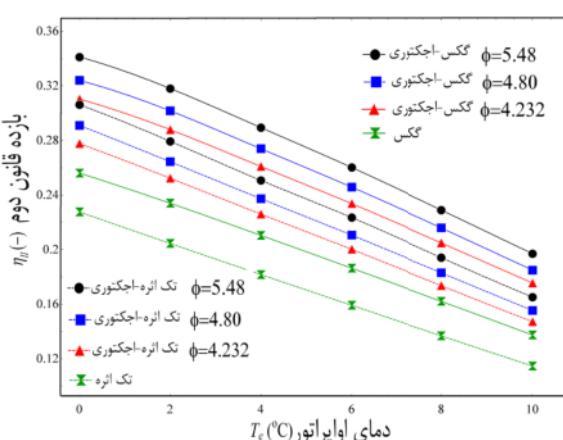
$T_{gen}=155^{\circ}C$, $T_e=5^{\circ}C$, $P_{gen}=35$ bar, $D_x=0/4$, $\Phi=4/8$ (اجکتور ۲)

بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک برای چرخه‌ها نشان داده شده است. با توجه به شکل ۸ مشخص است که با افزایش دمای اوپرатор بازده قانون اول برای چرخه‌های تبرید جذبی گکس ساده، تبرید جذبی تک اثره متداول و نوع اجکتوری مربوط به آنها، افزایش می‌یابد. همان طور که مشخص است برای چرخه تبرید گکس اجکتوری با سطح مقطع بحرانی بهینه بالاتر بازده قانون اول بیشتر از سایر آرایش‌ها است. این در حالی است که افزایش دمای اوپرатор باعث کاهش بازده قانون دوم ترمودینامیک بر روی چرخه‌ها می‌شود (شکل ۹).

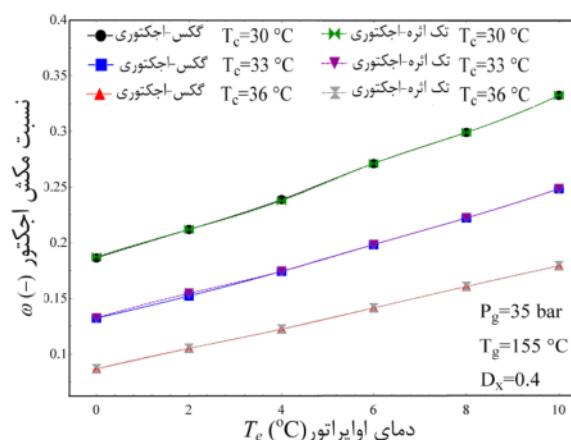
علت کاهش بازده قانون دوم را می‌توان با در نظر گرفتن این حقیقت توجیه کرد که با افزایش دمای اوپرатор کاهش نرخ آگزرسی خروجی بیشتر از کاهش نرخ اگزرسی ورودی است و دلیل این امر نیز تأثیر دمای میانگین منابع گرم و سرد در بازده قانون دوم (معادله ۲۲) است.



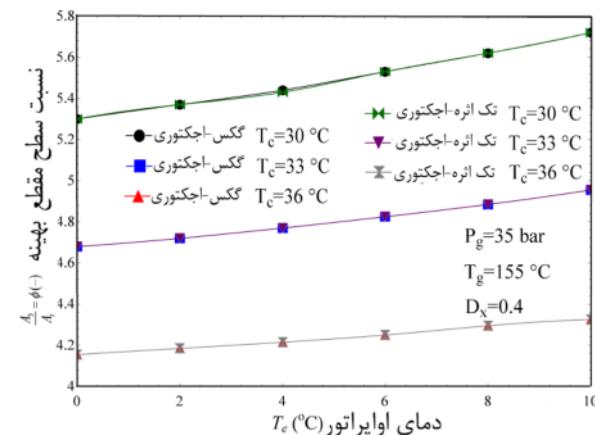
شکل ۸ تأثیر دمای اوپرатор بر روی بازده قانون اول



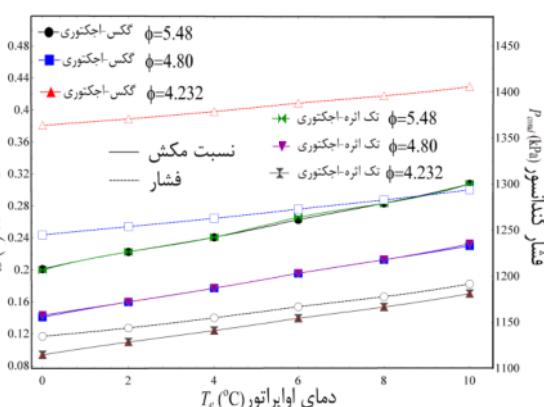
شکل ۹ تأثیر دمای اوپرатор بر روی بازده قانون دوم



شکل ۵ تأثیر دمای اوپرатор بر روی نسبت مکش در چرخه تبرید جذبی اجکتوری و گکس اجکتوری



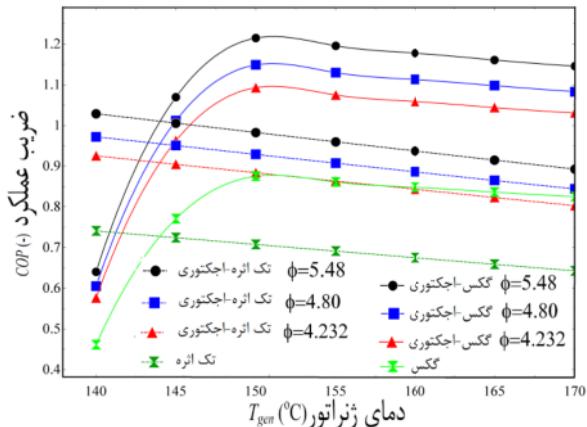
شکل ۶ تأثیر دمای اوپرатор بر روی نسبت سطح مقطع بحرانی در چرخه تبرید جذبی اجکتوری و گکس اجکتوری



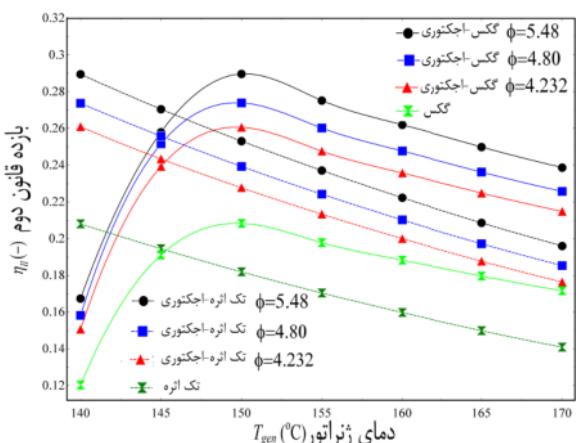
شکل ۷ تأثیر دمای اوپرатор بر روی نسبت مکش و فشار کندانسور در سه اجکتور با سطح مقطع بحرانی در چرخه تبرید جذبی اجکتوری و گکس اجکتوری

در شکل‌های ۸ و ۹ تأثیر افزایش دمای اوپرатор بر روی

توجه به روابط بازده قانون اول این امر باعث به وجود آمدن نقطه‌ای بیشینه‌ای برای بازده قانون اول می‌شود.



شکل ۱۰ تأثیر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون اول



شکل ۱۱ تأثیر دمای اوپرатор بر روی بازده قانون دوم

برای آرایش‌های تبرید تک اثره با توجه به ماهیت این چرخه‌ها و با توجه به این حقیقت که در این چرخه‌ها بازیافت حرارتی داخلی وجود ندارد، لذا با افزایش دمای ژنراتور، در فشار ژنراتور ثابت و در اختلاف غلظت ثابت، بازده قانون اول کاهش ژنراتور ثابت و در اختلاف غلظت ثابت، بازده قانون دوم آرایش‌های مختلف، مشابه تأثیر آن بر روی بازده قانون اول است با این تفاوت که شبیه تغییرات بازده قانون دوم به نسبت بیشتر است.

برای بررسی بیشتر در مورد قانون دوم ترمودینامیک و با توجه به این که مفهوم بازده قانون دوم دید بهتری برای مقایسه و تحلیل چرخه‌ها می‌تواند ارائه کند، در شکل ۱۲ نرخ نابودی

شکل‌های ۱۰ و ۱۱ بیانگر تأثیر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک هستند. نتایج حاکی از این حقیقت است که با افزایش دمای ژنراتور در محدوده دمایی ۱۴۰ تا ۱۷۰ درجه سلسیوس برای چرخه تبرید جذبی گکس (گکس متداول و گکس اجکتوری) نقطه بهینه‌ای بوجود می‌آید. این در حالی است که افزایش دمای ژنراتور در آرایش‌های دیگر کاهش بازده قانون اول را در پی دارد. همان‌گونه که در مقاله قبلی از همین نویسندها [۱۰] نشان داده شده است علت بوجود آمدن نقطه بهینه برای چرخه تبرید گکس این است که با افزایش دمای ژنراتور نرخ گرمایی در دسترس^۱ افزایش می‌باید در حالی که نرخ گرمایی مورد نیاز^۲ ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌باید. این تغییرات باعث می‌شود که نرخ گرمایی ژنراتور از منبع خارجی ابتدا کاهش و سپس افزایش باید و در نتیجه با توجه به روابط بازده قانون اول این امر باعث به وجود آمدن نقطه‌ای بیشینه‌ای برای بازده قانون اول می‌شود. برای آرایش‌های تبرید تک اثره با توجه به ماهیت این چرخه‌ها و با توجه به این حقیقت که در این چرخه‌ها بازیافت حرارتی داخلی وجود ندارد، لذا با افزایش دمای ژنراتور، در فشار ژنراتور ثابت و در اختلاف غلظت ثابت، بازده قانون دوم آرایش‌های مختلف، مشابه تأثیر آن بر روی بازده قانون اول است با این تفاوت که شبیه تغییرات بازده قانون دوم به نسبت بیشتر است.

شکل‌های ۱۰ و ۱۱ بیانگر تأثیر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک هستند. نتایج حاکی از این حقیقت است که با افزایش دمای ژنراتور در محدوده دمایی ۱۴۰ تا ۱۷۰ درجه سلسیوس برای چرخه تبرید جذبی گکس (گکس متداول و گکس اجکتوری) نقطه بهینه‌ای بوجود می‌آید. این در حالی است که افزایش دمای ژنراتور در آرایش‌های دیگر کاهش بازده قانون اول را در پی دارد. همان‌گونه که در مقاله قبلی از همین نویسندها [۱۰] نشان داده شده است علت بوجود آمدن نقطه بهینه برای چرخه تبرید گکس این است که با افزایش دمای ژنراتور نرخ گرمایی در دسترس افزایش می‌باید در حالی که نرخ گرمایی مورد نیاز ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌باید. این تغییرات باعث می‌شود که نرخ گرمایی ژنراتور از منبع خارجی ابتدا کاهش و سپس افزایش باید و در نتیجه با

1. Available Heat

2. Required Heat

مشخص است در حالتی که سیکل از لحظه آغاز را کونومیکی بهینه می‌شود، دمای زنراتور نسبت به حالتی که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم بیشینه می‌شود، پایین‌تر است. این شرایط می‌تواند از نظر طراحی زنراتور نیز با اهمیت باشد چرا که قابلیت استفاده از منابع گرمایی با دمای پایین‌تر به طور مؤثر مقدور می‌شود. به هر حال، در شرایط بهینه آغاز را کونومیکی چرخه مورد مطالعه از دیدگاه‌های انرژی و آگزرسی عملکرد ضعیفتری دارد. این موضوع اهمیت تحلیل آغاز را کونومیکی را در خصوص چرخه مورد مطالعه نمایان‌تر می‌کند. نتایج بدست آمده در کار حاضر ممکن است که استفاده از تحلیل آغاز را کونومیکی می‌تواند راهکاری مناسب در طراحی سیستم‌های انرژی باشد و کاهش تخریب آگزرسی ناشی از کاهش اختلاف دما در مبادله کن‌های گرما به تنها یی نمی‌تواند مطلوب باشد.

جدول ۸ نتایج بهینه‌سازی آغاز را کونومیکی چرخه گکس-اجکتوری

متغیر تصمیم‌گیری /تابع هدف	حالات بهینه بر اساس هزینه محصول	حالت	مبنا
دمای زنراتور (°C)	۱۴۲/۲	۱۵۵	
دمای کندانسور (°C)	۳۶	۳۳	
دمای اوپراتور (°C)	.	۵	
اختلاف غلظت محلول رقیق و غلیظ	۰/۲	۰/۴	
ضریب عملکرد	۰/۹۰۸	۱/۱۵۲	
بازده آغازرسی (%)	۲۳/۲	۲۷/۵	
قیمت واحد محصول (\$/GJ)	۱۵۶/۸	۱۸۴/۴	

۶- خلاصه و نتیجه‌گیری

چرخه تبرید گکس اجکتوری پیشنهادی، تک اثره اجکتوری، گکس ساده، و تک اثره ساده از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک تحلیل شده و نتایج زیر بدست آمده:

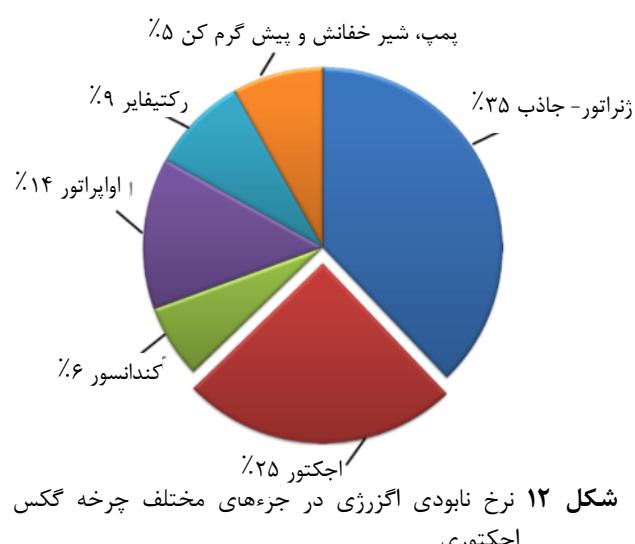
- ۱) چرخه گکس اجکتوری پیشنهادی نسبت به آرایش‌های موجود در ادبیات فن (گکس ساده، تبرید جذبی ساده و تبرید جذبی اجکتوری) به لحظه بازده‌های قانون اول و دوم عملکرد بهتری را نشان می‌دهد.
- ۲) در چرخه گکس اجکتوری با افزایش دمای اوپراتور نسبت سطح مقطع بحرانی بهینه برای اجکتور افزایش می‌یابد.
- ۳) برای یک اجکتور با هندسه مشخص در چرخه گکس

آغازرسی را برای چرخه تبرید اجکتوری در دمای اوپراتور ۵°C، دمای کندانسور ۳۳°C و دمای زنراتور ۱۵۵°C و فشار زنراتور ۳۵ بار برای اجزای مختلف چرخه به صورت درصد بیان کرده‌ایم. همان‌طور که نتایج نشان می‌دهد پس از مجموعه زنراتور-جادب بیشترین نرخ نابودی آغازرسی مربوط به اجکتور می‌باشد. اگرچه نرخ نابودی آغازرسی در اجکتور زیاد می‌باشد ولی اقتصادی بودن و مقرر به صرفه بودن، نداشتن قطعات متحرک می‌تواند مزایایی باشد که استفاده از این وسیله راتوجیه می‌کند. علاوه بر این همان‌طور که از شکل‌های قبلی مشخص است با بکارگیری اجکتور در چرخه گکس و همین‌طور در چرخه تبرید جذبی تک اثره بازده قانون اول و دوم برای کل چرخه افزایش زیادی خواهد داشت.

۳-۵- بهینه‌سازی

چرخه گکس-اجکتوری از دیدگاه آغاز را کونومیکی بهینه سازی شد. هدف از بهینه‌سازی چرخه، تعیین شرایط برای به حداقل رساندن هزینه واحد محصول، با در نظر گرفتن محدودیت‌های زیر است:

$$\begin{array}{ll} 140^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{gen}} \leq 170^{\circ}\text{C} & 30^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{cond}} \leq 36^{\circ}\text{C} \\ 0^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{e}} \leq 10^{\circ}\text{C} & 0.2 \leq D_x \leq 0.5 \end{array}$$



شکل ۱۲ نرخ نابودی آغازرسی در جزء‌های مختلف چرخه گکس اجکتوری

در جدول ۸ نتایج این بهینه‌سازی که توسط نرم‌افزار ای‌اس انجام گرفته است نشان داده شده است. همان‌طور که

ورودی	in	اجکتوری افزایش دمای اوپراتور باعث افزایش بازده قانون
بخش اختلاط	m	اول و دوم می‌شود.
خروجی	out	۴) با افزایش دمای ژنراتور در چرخه‌های گکس نقطه بیشینه‌ای برای بازده‌های قانون اول و دوم بوجود می‌آید.
جريان اوليه	P	۵) در شرایط مشخص برای چرخه گکس اجکتوری هزینه سرمایش (محصول خروجی) $190 \$/GJ$ بدست آمد.
جريان اوليه در سطح مقطع موثر	PA	
گلویی نازل	Pt	
خروجی نازل	P1	
آیزنتروپیک	S	
جريان ثانویه در سطح مقطع موثر	sA	
جريان ثانویه	Sec	
علایم یونانی:		
حجم ویژه (m^3/kg)	ν	اگزرزی جريانی (kW)
بازده نازل اجکتور (%)	η_n	نرخ نابودی اگزرزی (kW)
بازده قانون دوم (%)	η_{sec}	نرخ اتلافات انرژی در اجکتور (kW)
بازده دیفیوزر اجکتور (%)	η_d	خطای نسبی (%)
نسبت مکش	ω	شیر خفانش
۷- فهرست علایم:		
	مساحت (m^2)	A
	ضریب عملکرد	COP
	قطر (m)	D
	اگزرزی جريانی (kW)	\dot{E}
	نرخ نابودی اگزرزی (kW)	\dot{E}_D
	نرخ انتقال گرما (kW)	\dot{P}_{loss}
	شیر خفانش	EV
	ضریب اصطکاک	f_m
	آنالپی ($kJkg^{-1}$)	h
	طول (m)	L
	عدد ماخ	M
	دبي جرمی (kgs^{-1})	\dot{m}
	فشار (kPa)	P
	نرخ انتقال گرما (kW)	\dot{Q}
	شعاع (mm)	R,r
	جاذب	ABS
	آنترپوپی ($kJkg^{-1}K^{-1}$)	s
	دما ($^{\circ}C$)	T
	سرعت (ms^{-1})	V_e, v_r
	توان (kW)	\dot{W}
	رکتیفایر	r, rec
	دمای میانگین منبع گرم (K)	T_b
	دمای میانگین منبع سرد (K)	T_h
	کندانسور	cond
	اوپراتور	e
	اجکتور	eje
	ژنراتور	gen, g

۸- مراجع

- [1] Srikhirin P., Aphornratana S., Chungaibulpatana S., "A review of absorption refrigeration technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 5, 2001, pp. 343-372.
- [2] Garimella S., Christensen R.N., Lacy D., "Performance evaluation of a generator-absorber heat exchange heat pump", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16 No. 7, 1996, pp. 591-604.
- [3] Grossman G., DeVault R., Creswick F., "Simulation and performance analysis of an ammonia water absorption heat pump based on the generator absorber heat exchange (GAX) cycle", *ASHRAE Transactions*, Vol. 101 No. 1, 1995, pp. 1313-23.
- [4] Kang Y.T., Kashiwagi T., "An environmentally friendly GAX cycle for panel heating, PGAX cycle", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, No. 5, 2000, pp. 378-87.
- [5] Vela'zquez N, Best R., "Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, No. 10, 2002, pp. 1089-103.
- [6] Jawahar C.P., Saravanan R., "Generator absorber heat exchange based absorption cycle-A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, 2010, PP. 2372-2382.
- [7] Kang Y.T., Hong H., Park K.S., "Performance

- [22] Mehr, A.S., Yari, M., Mahmoudi, S.M.S., Soroureddin, A., "A comparative study on the GAX based absorption refrigeration systems: SGAX, GAXH and GAX-E", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 44, 2012, pp. 29-38.
- [23] EES: Engineering Equation Solver, 2009. F-Chart Software
- [24] Yapici, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoglu, A., Halkaci, H.S., and Yigit, O., "Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio", *International journal of refrigeration*, Vol. 31, 2008, pp. 1183-1189.
- [25] Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S., Srikririn, P., "Experimental investigation of an ejector refrigeration: Effect of mixing chamber geometry on system performance", *International Journal of Energy Research.*, Vol. 25, 2001, pp. 397-411
- [26] Ramesh Kumar A., Udaya Kumar M., "Studies of compressor pressure ratio effect on GAX absorption compression cooler", *Applied Energy*. Vol. 85, No. 12, 2008, pp. 1163-72.
- [27] Misra R.D., Sahoo P.K., Gupta A., "Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system", *International Journal of Refrigeration* Vol. 29, 2006, pp. 47-59.
- [28] Ahrendts J., "Reference states", *Energy* Vol. 5, 1980, pp. 667-77.
- [29] Vieira L.S., Donatelli J.L., Cruz M.E., "Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator", *Energy Conversion and Management*. 50, 2009, 1955-67.
- [30] ZareV., MahmoudiS.M.S., YariM., AmidpourM., "Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 47, No. 1, 2012, pp. 271-283
- [31] Misra R.D., Sahoo P.K., Sahoo S., Gupta A., "Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system", *International Journal of Refrigeration* Vol. 26, 2003, pp. 158-69.
- [32] Gebreslassie B.H., Guillén-Gosálbez G., Jiménez L., Boer D., "Design of environmentally conscious absorption cooling systems via multi-objective optimization and life cycle assessment", *Applied Energy*, Vol. 86, 2009, pp. 1712-22.
- [33] Garousi Farshi L., Mahmoudi S.M.S., Rosen M.A., "Exergoeconomic comparison of double effect and combined ejector-double effect absorption refrigeration systems", *Applied Energy* Vol. 103, 2013, pp. 700-711.
- analysis of advanced hybrid GAX cycles, HGAX", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27 No. 4, 2004, pp. 442-8.
- [8] Ramesh Kumar A., Udaya Kumar M., "Simulation studies on GAX absorption compression cooler", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 9, 2007, pp. 2604-10.
- [9] Zheng D., Deng W., Jin H., Ji J., " α -h diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 11-12, 2007, pp. 1771-8.
- [10] Yari M., Zarin A., Mahmoudi S.M.S., "Energy and exergy analyses of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles", *Renewable Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 2011-20.
- [11] Keenan J.H., Neumann E.P., Lustwerk F., "An investigation of ejector design by analysis and experiment", *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 72, 1950, pp. 299-309.
- [12] Munday JT, Bagster DF., "A new theory applied to steam jet refrigeration", *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, Vol. 16, 1977, pp. 442-9.
- [13] Aly NH, Aly K., and Shamloul MM., "Modeling and simulation of steam jet ejectors", *Desalination*, Vol. 12, 1999, pp. 1-8.
- [14] Eames, I.W., Aphornratana, S., and Haider H., "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 6, 1995, pp. 378-86.
- [15] Huang BJ, Chang JM, Wang CP, Petrenko VA., "A 1D analysis of ejector performance", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, 1999, pp. 354-64.
- [16] Alexis, G.K., and Rogdakis, E.d., "A verification study of steam-ejector refrigeration model", *Applied Thermal Engineering*, 2002, pp. 29-36.
- [17] Rogdakis E.D., Alexis L.K., "Investigation of ejector design at optimum operating condition", *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, 2000, pp. 1841-49.
- [18] Alexsis G.K., Rogdakis E.D., "Performance characteristics of two combined ejector-absorption cycles", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, 2002, pp. 97-106.
- [19] Selvaraju A., Mani A., "Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 5-6, 2004, pp. 827-38.
- [20] Yu J., Ren Y.F., Chen H., Li Y.Z., "Applying mechanical sub-cooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, 2007, pp. 1193-9.
- [21] Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., and Li, Y., "Shock circle model for ejector performance evaluation", *Energy Conversion and Management*, 2007, Vol. 48, pp. 2533-2541.