

## تبیین عملکرد ماشین حرارتی و سیکل تبرید با استفاده از مفهوم ترمودینامیک زمان محدود

مجتبی سمنانی رهبر

تهران، دانشگاه امام حسین (ع)، دانشکده علوم و مهندسی، گروه مهندسی شیمی

پیام نگار: msrahbar@yahoo.com

### چکیده

در این مقاله، تأثیر زمان بر روی عملکرد ماشین حرارتی و سیکل‌های تبرید مورد بررسی قرار گرفته و اثرات بازگشت‌ناپذیری با توجه به ضرایب انتقال نشان داده می‌شود. نظر به کاربرد زمان، تعاریف و معادلات جدیدی برای بیان حداکثر ضریب عملکرد ماشین حرارتی به جای ضریب عملکرد سیکل کارنو ارائه می‌گردد. برای سیکل‌های تبرید نیز کاربرد زمان به روابط جدیدی برای تخمین ضریب عملکرد فرآیندهای بازگشت‌ناپذیر منجر می‌شود و نتایج حاصل از این تخمین‌ها با سیکل‌های واقعی، استرلینگ و اریکسون مقایسه شده است. نتایج عددی نشان می‌دهند که ضریب عملکرد ماشین حرارتی با توجه به مفهوم زمان، در مقایسه با ضریب عملکرد کارنو تقریباً دو برابر به عملکرد واقعی ماشین حرارتی نزدیکتر است در مورد سیکل‌های تبرید هم استفاده از زمان به ارائه روابط جدیدی برای محاسبه عملکرد سیکل‌ها منجر می‌شود که بازگشت‌ناپذیری را مستقیماً و بی‌واسطه ارائه می‌کند. داده‌ها نشان می‌دهند در سیکل‌های تبرید، ضریب عملکرد واقعی در دماهای بالای چاه حرارتی مقدار کمتری خواهد داشت و همین امر موجب می‌گردد که ضریب عملکرد سیکل‌های تبرید محاسبه شده با روش زمان محدود اختلاف بیشتری با ضریب عملکرد واقعی آنها پیدا نماید.

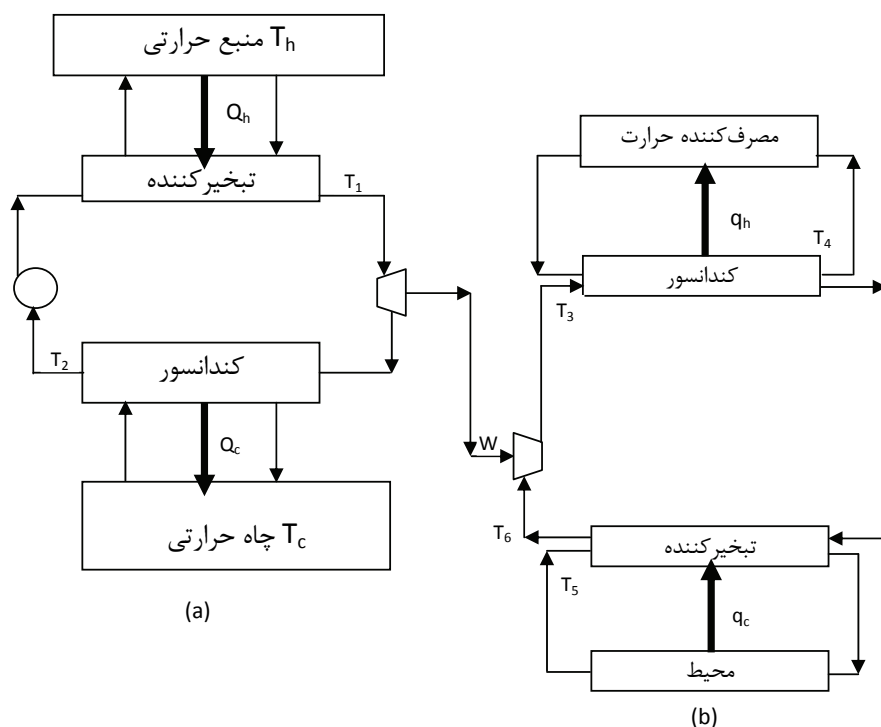
واژه‌های کلیدی: ضریب عملکرد، بازگشت‌ناپذیری، زمان محدود، ماشین حرارتی، سیکل تبرید

### ۱- مقدمه

اصطلاحاً بررسی فرآیندها در زمان محدود و یا "ترمودینامیک زمان محدود" آغاز نموده‌اند [۶-۲]. برای بررسی تأثیر زمان در فرآیندهای ترمودینامیکی می‌توان مطابق شکل (۱) یک ماشین حرارتی و یک سیکل تبرید که توأم در حال عمل هستند را در نظر گرفت. در ترمودینامیک کلاسیک بازده تبدیل انرژی حرارتی به انرژی مکانیکی با ضریب عملکرد<sup>۱</sup> ارزیابی می‌شود که عبارتست از:

در ترمودینامیک کلاسیک، فرآیندها در حالت تعادل در نظر گرفته شده و از پدیده‌های انتقال صرف‌نظر می‌شود. در فرآیندهای ترمودینامیکی پارامتر زمان نقش تعیین‌کننده‌ای ندارد زیرا رسیدن به حالت تعادل در اکثر موارد با در نظر گرفتن زمان بی‌نهایت حاصل می‌شود. برای نخستین بار تأثیر زمان در فرآیندهای ترمودینامیکی توسط کروزون و آهلبورن مورد تحقیق و بررسی قرار گرفت [۱]. در سالهای اخیر برخی از محققین تلاشهایی برای در نظر گرفتن زمان در فرآیندهای ترمودینامیکی و

1. COP (Coefficient of Performance)



شکل ۱- شمای a: یک ماشین حرارتی، شمای b: یک سیکل تبرید

(۶)

$$\frac{Q_c}{T_c} = \frac{Q_h}{T_h} \Rightarrow \frac{Q_c}{Q_h} = \frac{T_c}{T_h} \Rightarrow COP_{max} = \frac{W_{max}}{Q_h} = \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} = 1 - \frac{Q_c}{Q_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h}$$

ماکزیمم ضریب عملکرد " ضریب عملکرد سیکل کارنو " نیز نامیده می‌شود. بدیهی است که فرض عدم افزایش آنتروپی یک فرض واقعی نیست زیرا مثلاً در تبخیرکننده تنها زمانی افزایش آنتروپی وجود نخواهد داشت که  $T_h = T_1$  باشد که در این حالت تبادل حرارت وجود نداشته و  $Q_h = 0$  خواهد بود که در اینصورت ماشین حرارتی عمل نخواهد کرد. این استدلال در مورد کندانسور نیز صادق است. افزایش آنتروپی ایجاد شده در سیستم را می‌توان مجموع آنتروپی ایجاد شده در درون سیکل، در تبخیرکننده و در کندانسور دانست یا:

$$S_{created} = S_{evap} + S_{cond} + S_{cycle} \quad (7)$$

آنتروپی درون سیکل برابر است با:

$$\frac{Q_c}{T_2} - \frac{Q_h}{T_1} = S_{cycle} \quad (8)$$

از آنجائیکه آنتروپی ایجاد شده در مبدل‌های حرارتی مانند کندانسور و

موازنه کلی انرژی و آنتروپی در یک ماشین حرارتی عبارتند از:

$$COP_{th} = \frac{W}{Q_h} \quad (1)$$

شدت جریان حرارتی در تبخیرکننده و کندانسور ماشین حرارتی ارائه شده در شکل (۱-ا) را می‌توان با روابط متداول انتقال حرارت به صورت زیر محاسبه کرد اگر  $U_1, U_2$  ضرایب کلی انتقال حرارت باشند.

$$Q_h = U_1(T_h - T_1) \quad (2)$$

$$Q_c = U_2(T_2 - T_c) \quad (3)$$

موازنه کلی انرژی و آنتروپی در یک ماشین حرارتی عبارتند از:

$$Q_h - Q_c = W \quad (4)$$

$$\frac{Q_h}{T_h} - \frac{Q_c}{T_c} = S_{created} \quad (5)$$

در یک ماشین برگشت‌پذیر افزایش آنتروپی وجود ندارد و به عبارت دیگر  $S_{created} = 0$  است و ماکزیمم ضریب عملکرد ( $COP_{max}$ ) به صورت زیر خواهد بود:

$$COP_{\max} = \frac{W_{\max}}{Q_h} = 1 - \sqrt{\frac{T_c}{T_h}} \quad (16)$$

معادله (۱۶) بیان ضریب عملکرد برای یک سیستم بازگشت پذیر با در نظر گرفتن زمان و در واقع ارائه ضریب عملکرد یک سیکل بازگشت پذیر در زمان محدود است در حالیکه به صورت کلاسیک ضریب عملکرد یک سیستم بازگشت پذیر که در واقع برای یک سیکل کارنو بیان می شود همان  $COP_{\text{carn}} = 1 - (T_c/T_h)$  است که به صورت  $COP_{\text{carn}} = 1 - (T_c/T_h)$  ارائه می گردد که زمان در آن نقشی ندارد.

### ۱ - ضریب عملکرد یک ماشین حرارتی بازگشت ناپذیر بر اساس ترمودینامیک زمان محدود

مطابق آنچه قبلاً بیان شد فرآیندهای موجود در طبیعت فرآیندهای بازگشت ناپذیرند که در اینصورت تحولات درون سیکل نیز برگشت ناپذیر بوده و افزایش آنتروپی وجود خواهد داشت ( $S_{\text{cycle}} \neq 0$ ). در این حالت حداکثر کار ایجاد شده که در فرآیند بازگشت پذیر با رابطه (۱۳) بیان شده است با در نظر گرفتن افزایش آنتروپی درون سیکل به صورت زیر در می آید.

$$W_{\max} = \left( \frac{U_1 U_2}{U_1 + U_2 + S_{\text{cycle}}} \right) (\sqrt{T_h} - \sqrt{T_c})^2$$

با استفاده از معادلات (۱۵) و (۱۶) می توان برای یک فرآیند بازگشت ناپذیر نوشت.

$$COP_{\max} = 1 - \sqrt{\frac{T_c}{T_h}} - \frac{T_2 \times S_{\text{cycle}}}{Q_h} \quad (17)$$

در شکل (۲) تأثیر هر یک از متغیرهای ارائه شده در روابط (۱) تا (۳) و (۱۲) و (۱۳) و (۱۶) بر ضریب عملکرد یک ماشین حرارتی که به صورت بازگشت ناپذیر عمل می کند ارائه شده است. از آنجائیکه  $T_1$  با افزایش  $T_h$  کاهش می یابد، حداقل  $T_1$  زمانی بدست می آید که ضریب عملکرد به سمت صفر میل نماید که در اینصورت:

$$(T_1)_{\min} = \frac{U_1 T_h + U_2 T_2}{U_1 + U_2} \quad (18)$$

تبخیرکننده بسیار بیشتر از آنتروپی ایجاد شده در سیکل است، می توان سیکل را شبه بازگشت پذیر در نظر گرفت و از افزایش آنتروپی آن صرف نظر نمود [۹]. در اینصورت:

$$\frac{Q_c}{Q_h} = \frac{T_2}{T_1} \quad (9)$$

با استفاده از دمای داخلی سیال درون سیکل یعنی  $T_1$  و  $T_2$  نیز می توان ضریب عملکرد سیکل را به شکل زیر ارائه کرد:

$$COP_h = \frac{W}{Q_h} = \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (10)$$

با حذف  $Q_c$ ،  $Q_h$  از معادلات (۴، ۵ و ۹) می توان کار مکانیکی را به صورت تابعی از متغیر  $T_1$  و پارامترهای ثابت  $U_1$ ،  $T_h$ ،  $T_c$ ،  $U_2$  به شکل زیر نشان داد.

$$W = U_1(T_h - T_1) - \frac{U_1 U_2 (T_h - T_1) T_c}{(U_1 + U_2) T_1 - U_1 T_h} \quad (11)$$

با مشتق گیری از معادله (۱۱) بر حسب  $T_1$  و قرار دادن آن برابر صفر حداکثر  $\left( \frac{\partial W}{\partial T_1} = 0 \right)$  کار مکانیکی بدست می آید که در این حالت  $(T_1)_{\text{opt}}$  نیز حاصل می گردد.

$$(T_1)_{\text{opt}} = \frac{U_1 T_h + U_2 \sqrt{T_h T_c}}{U_1 + U_2} \quad (12)$$

$$W_{\max} = \left[ \frac{U_1 U_2}{U_1 + U_2} \right] (\sqrt{T_h} - \sqrt{T_c})^2 \quad (13)$$

با جایگزینی  $(T_1)_{\text{opt}}$ ،  $W_{\max}$  برای یک فرآیند بازگشت پذیر در معادله زیر

$$\frac{Q_c}{Q_h} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \frac{Q_h - W}{Q_h} = 1 - \frac{W}{Q_h} \quad (14)$$

می توان داشت:

$$\frac{T_2}{T_1} = \sqrt{\frac{T_c}{T_h}} \quad (15)$$

با جایگزینی این رابطه در معادله (۱۰)

$$COP_{max} = \frac{1}{1 - \frac{T_5}{T_4}} \quad (25)$$

که این همان بیان کارنو برای ضریب عملکرد یک سیکل تبرید بازگشت پذیر است. اگر دمای چاه حرارتی ( $T_p$ ) و منبع حرارتی ( $T_h$ ) ثابت نگهداشته شود ضریب عملکرد به دماهای  $T_p, T_h$  بستگی خواهد داشت. اگر سیکل به صورت داخلی برگشت پذیر بوده و بازگشت ناپذیری تنها در دو مبدل حرارتی (تبخیرکننده و کندانسور) وجود داشته باشد می توان نوشت:

$$\frac{q_h}{T_3} = \frac{q_c}{T_6} \quad (26)$$

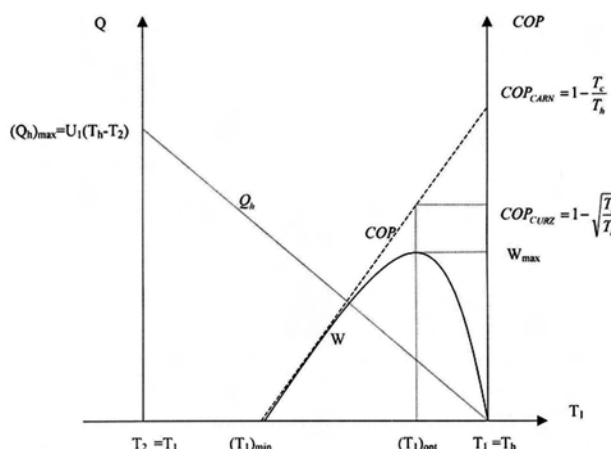
همچنین ضریب عملکرد با استفاده از دماهای داخلی سیکل  $T_p, T_h$  به صورت زیر در می آید:

$$COP_{refg} = \frac{q_h}{W} = \frac{1}{1 - \frac{T_6}{T_3}} \quad (27)$$

با حذف  $q_h, q_c$  از معادلات (۲۰، ۲۱، ۲۷) می توان نوشت:

$$COP_{refg} = \frac{q_h}{W} = \frac{1}{1 - \frac{U_{56} \times T_5}{(U_{34} + U_{56})T_3 - U_{34}T_4}} \quad (28)$$

اگر کندانسور نیز بازگشت پذیر بوده و  $T_p = T_h$  باشد ضریب عملکرد مقدار ماکزیمم خود را دارا خواهد بود که در معادله (۲۵) ارائه شده است. شکل (۳) تغییرات پارامترهای مختلف یک سیکل تبرید را بر حسب  $T_p$  ارائه می کند که در آن  $T_h$  ثابت فرض شده است. می توان دید که ضریب عملکرد سیکل تبرید با افزایش  $T_p$  کاهش می یابد و حداقل مقدار آن زمانی خواهد بود که  $T_p = T_h$  باشد. در حالتی که کندانسور کاملاً برگشت پذیر فرض شود حداکثر ضریب عملکرد مطابق آنچه در معادله (۲۵) نشان داده شده حاصل می گردد. زمانی که  $T_p$  به سمت بی نهایت میل می کند بر خلاف  $q_h$  که بصورت خطی با  $T_p$  تغییر می کند و با افزایش آن افزایش می یابد به سمت واحد میل می کند. همچنین شکل (۳) نشان می دهد که کار مکانیکی،  $W$ ، به صورت خطی یا  $T_p$  افزایش می یابد و در حالتی که  $T_p = T_h$  است صفر می شود. بر خلاف ماشین حرارتی، در سیکل تبرید نمی توان ماکزیممی برای مقدار کار ارائه نمود.



شکل ۲- تغییرات پارامترهای مختلف بر حسب  $T_1$  در یک ماشین حرارتی

در حالتیکه  $T_1 = T_p$  باشد یا از بازگشت ناپذیری در مبدل های حرارتی صرف نظر شود حداکثر ضریب عملکرد به صورت ضریب عملکرد کارنو مطابق معادله (۶) در خواهد آمد. کار مکانیکی  $W = (COP_{th}) (Q_h)$  زمانی که  $T_1 = (T_1)_{min}$  است ناچیز خواهد بود و در صورتیکه  $T_1 = (T_1)_{opt}$  باشد حداکثر مقدار کار با توجه به معادله (۱۳) بدست می آید.

## ۲- مدل ریاضی یک سیکل تبرید بر اساس ترمودینامیک زمان محدود

شکل (b-1) یک سیکل تبرید کلاسیک را نشان می دهد. با تحلیلی مشابه ماشین حرارتی می توان نوشت:

$$q_c = U_{56} (T_5 - T_6) \quad (20)$$

$$q_h = U_{34} (T_3 - T_4) \quad (21)$$

موازنه انرژی و آنتروپی:

$$q_h - q_c = W \quad (22)$$

$$\frac{q_h}{T_4} - \frac{q_c}{T_5} = S_{created} = S_{evop} + S_{cond} + S_{cycle} \quad (23)$$

در این صورت ضریب عملکرد سیکل تبرید خواهد بود:

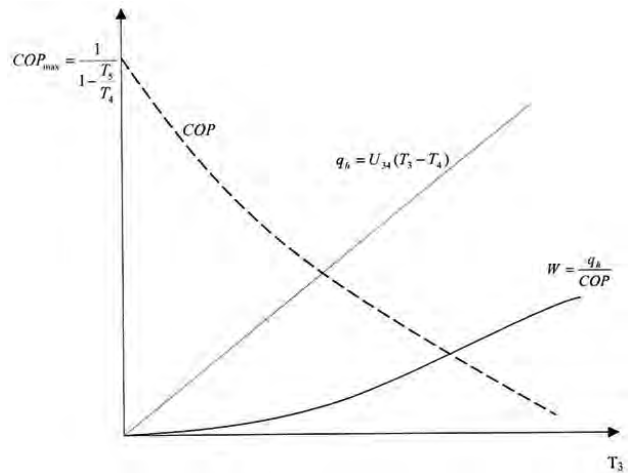
$$COP_{refg} = \frac{q_h}{W} = \frac{1}{1 - \frac{T_5}{T_4} - \frac{T_5}{q_h} \times S_{created}} \quad (24)$$

اگر فرآیند بازگشت پذیر باشد ضریب عملکرد ماکزیمم به صورت زیر بدست می آید:

$T_c = 20$  باشد که به منزله چاه حرارتی سیستم است ماکزیمم ضریب عملکرد می تواند از معادلات (۶) و (۱۶) بدست آید. با استفاده از معادلات (۱)، (۲) و (۱۱) و با فرض اینکه ضرایب کلی انتقال حرارت در کندانسور و تبخیرکننده برابر باشند، ضریب عملکرد این ماشین حرارتی (COP) خواهد بود:

$$COP = \frac{W}{Q_h} = 1 - \frac{T_c}{2T_1 - T_h} \quad (29)$$

داده‌ها در جدول (۱) جمع‌آوری شده و نشان می‌دهد که ضریب عملکرد محاسبه شده با در نظر گرفتن ترمودینامیک زمان محدود ( $COP_{calc}$ ) و ضریب عملکرد واقعی ( $COP_{real}$ ) بسیار کمتر از ضریب عملکرد محاسبه



شکل ۳- تغییرات پارامترهای مختلف بر حسب  $T_p$  در یک سیکل تبرید

جدول ۱- نتایج عددی مربوط به ماشین حرارتی

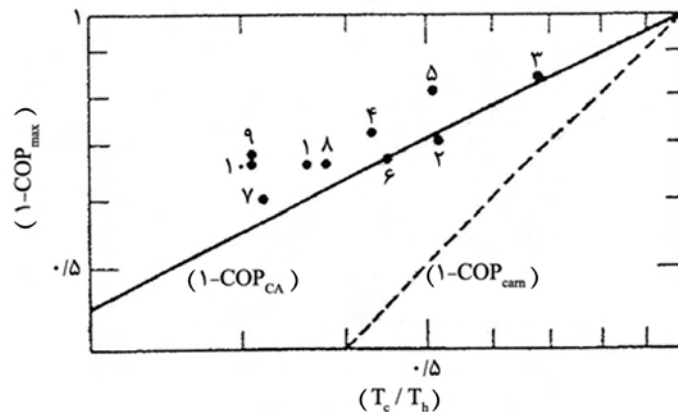
$T_h$ (°C)	$T_c$ (°C)	$T_1$ (°C)	$COP_{carn}$	$COP_{calc}$	$COP_{real}$	درصد خطای $COP_{carn}$	درصد خطای $COP_{calc}$
۵۰۰	۲۰	۳۰۰	۰/۶۲۱	۰/۳۸۴	۰/۲۱	۱۹۵	۸۳

شده با سیکل کارنو ( $COP_{carn}$ ) هستند. این نکته خاطر نشان می‌سازد که ضریب عملکرد کارنو بسیار دور از واقعیت است و مقدار آن حدوداً سه برابر مقدار واقعی است ضریب عملکرد محاسبه شده با ترمودینامیک زمان محدود نیز ۱/۸ برابر ضریب عملکرد واقعی است که نسبت به ضریب عملکرد کارنو تقریباً دو برابر نزدیکتر به عملکرد واقعی ماشین حرارتی است. دلیل این امر آن است که در محاسبات، ضرایب کلی

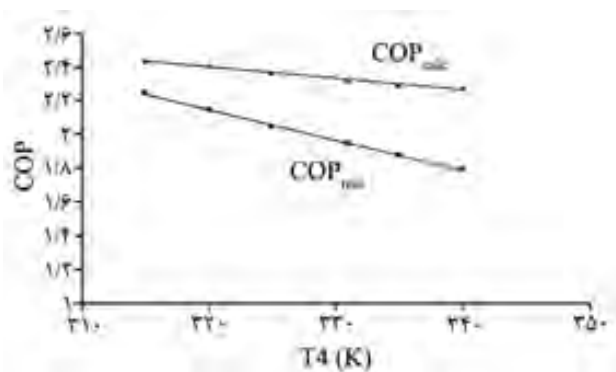
به عبارت دیگر در صورتی که از ترمودینامیک زمان محدود استفاده شود تخمین مقدار عملکرد یک سیکل واقعی در مقایسه با ضریب عملکرد کارنو به ضریب عملکرد واقعی آن بسیار نزدیکتر خواهد بود.

### ۳- نتایج عددی و بحث

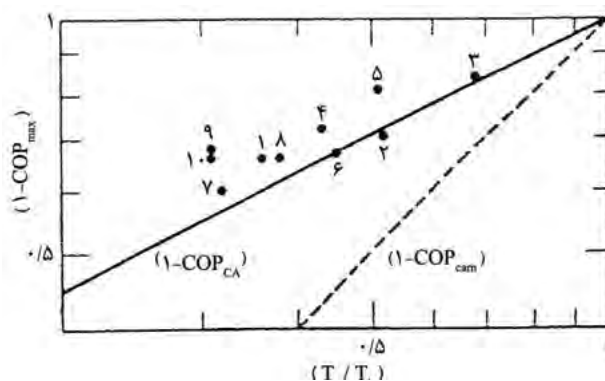
اگر یک ماشین حرارتی از گازهای حاصل از احتراق در دمای  $T_h = 500$  °C بعنوان منبع حرارتی استفاده کند و دمای محیط نیز  $T_c = 20$  °C



شکل ۴- مقایسه  $1-COP_{carn}$  و  $1-COP_{CA}$  برای ۱۰ نیروگاه فسیلی و اتمی



شکل ۶- مقایسه ضریب عملکرد واقعی ( $COP_{real}$ ) و ضریب عملکرد محاسبه شده به روش زمان محدود ( $COP_{calc}$ ) برای یک سیکل اریکسون



شکل ۵- مقایسه ضریب عملکرد واقعی ( $COP_{real}$ ) و ضریب عملکرد محاسبه شده به روش زمان محدود ( $COP_{calc}$ ) برای یک سیکل استرلینگ

$$COP_{calc} = \frac{q_h}{W} = 1 - \frac{1}{1 - \frac{T_5}{2T_3 - T_4}}$$

داده‌ها نشان می‌دهند در سیکل‌های تبرید، تأثیر تغییرات دمای  $T_4$  در ضریب عملکرد واقعی بسیار بیشتر از تأثیر آن در ضریب عملکرد واقعی شده با تئوری زمان محدود است به همین دلیل ضریب عملکرد واقعی ( $COP_{real}$ ) در دماهای بالای  $T_4$  مقدار کمتری خواهد داشت و به همین صورت ضریب عملکرد سیکل‌های تبرید محاسبه شده با روش زمان محدود اختلاف بیشتری با ضریب عملکرد واقعی آنها خواهد کرد. این اختلاف عمدتاً به این دلیل است که ضرایب کلی انتقال در حرارت در کندانسور و تبخیرکننده یکسان در نظر گرفته شده‌اند در حالی که در روش زمان محدود می‌باید تمامی ضرایب انتقال به دقت محاسبه گردند تا ضریب عملکرد بدست آمده از دقت لازم برخوردار باشد.

#### ۴- نتیجه‌گیری

بازگشت‌ناپذیری ماشین حرارتی و سیکل‌های حرارتی در زمان محدود با در نظر گرفتن پدیده‌های انتقال موجود در اجزای آنها صورت می‌گیرد و در نتیجه معادلاتی حاصل می‌گردند که ضرایب انتقال نیز در آن وجود دارند. با در نظر گرفتن زمان، برخلاف ترمودینامیک کلاسیک، حداکثر ضریب عملکرد ماشین حرارتی و سیکل تبرید به گونه‌ای تعریف می‌شود که راندمان عملیاتی واقعی‌تری را نشان می‌دهند. نتایج عددی نشان می‌دهند که ضریب عملکرد ماشین حرارتی با توجه به مفهوم زمان، در مقایسه با ضریب عملکرد کارنو تقریباً دو برابر به عملکرد واقعی

انتقال حرارت در کندانسور و تبخیرکننده برابر در نظر گرفته شده‌اند که به منظور تطابق بیشتر نتایج حاصل از ترمودینامیک زمان محدود ضرایب کلی انتقال حرارت باید با توجه به شرایط فرایند و به صورت دقیق محاسبه گردند.

شکل (۴) ماکزیمم ضریب عملکرد کارنو ( $COP_{cam}$ ) و ماکزیمم ضریب عملکرد محاسبه شده با روش ترمودینامیک زمان محدود ( $COP_{CA}$ ) را که از معادلات (۶) و (۱۶) به دست می‌آیند را برای ۱۰ نیروگاه فسیلی و اتمی ارائه کرده است [۱۰]. نقاط مندرج ضریب عملکرد واقعی یا ( $1-COP$ ) واقعی نیروگاه‌ها را ارائه می‌کنند و نشان می‌دهد ماکزیمم ضریب عملکرد بدست آمده از ترمودینامیک زمان محدود (معادله (۱۶)) می‌تواند به صورت واقعی‌تر عملیات یک فرآیند ترمودینامیکی را توجیه کند و در واقع ( $COP_{CA}$ ) معیار دقیق‌تری برای بیان عملکرد یک ماشین حرارتی است.

برای تعیین تأثیر زمان محدود بر روی سیکل تبرید، از داده‌های کوشنیک در مورد سیکل‌های تبرید استرلینگ و اریکسون، استفاده گردید و ضریب عملکرد واقعی ( $COP_{real}$ ) و ضریب عملکرد محاسبه شده به روش زمان محدود ( $COP_{calc}$ ) این سیکل‌ها در شکل‌های (۴) و (۵) با هم مقایسه گردیده‌اند [۱۰، ۱۱].

ضریب عملکرد ( $COP_{calc}$ ) این سیکل‌ها (استرلینگ و اریکسون) با استفاده از تئوری زمان محدود و استفاده از معادله (۲۸) که با فرض یکسان بودن ضرایب کلی انتقال حرارت  $U_{\Delta F} = U_{\Delta P}$  به شکل معادله زیر درمی‌آیند محاسبه گردیده‌اند.

### مراجع

- [1] Cruzon F.L., Ahlborn B., "Efficiency of a Carnot at maximum power output", Am. J. Phys., pp. 22-43, 1975.
- [2] DeVOS A., "Efficiency of some heat engines at maximum power conditions". Am. J. Phys., vol. 53, pp. 570-573, 1985.
- [3] Bijarne A., "Finite time thermodynamics and thermodynamics length", Rev. Gen. therm., vol. 35, pp. 647-650, 1996.
- [4] Sahin Z. A., "Finite time thermodynamics analysis of a solar driven heat engine", Exergy Int. J., vol. 2, pp. 122-126, 2001.
- [5] Lingen C., Chin W., Fengrui S., "Effect of heat transfer law on the finite time exergoeconomic performance of a Carnot refrigerator", Exergy Int. J., vol. 4, pp. 295-302, 2001.
- [6] Novikov I. J., "The efficiency of atomic power station", J. nucl. energy, vol. 7, pp. 125-128, 1958.
- [7] Rahbar S. M., Legoff P., "Utilisation de couples d'hydrocarbures dans les frigopompes et les thermofrigopompes a absorption", Int. J. of Refrigeration, 2002.
- [8] Rahbar S. M., Legoff P., "Thermo-frigopompe a absorption pour production simulanee de chaleur et de fraicheur utiles", Int. J. of Refrigeration, 1996.
- [9] Subhash C. K. et al., "Performance evaluation of irreversible Stirling and Ericsson heat pump cycles", Int. J. Therm. Sci., vol. 41, pp. 193-200, 2002.
- [10] Gyftopoulos E. P., "On the Curzon- Ahlborn efficiency and its lack of connection to power producing processes", Energy Conversation and Management, vol. 43, pp. 609-615, 2003
- [11] Antar A. M., Zubair M. S., "Thermodynamic consideration in the optimum allocation of heat exchanger inventory for a power plant", Energy Conversation and Management, vol. 42, 2001, pp 1169-1179.

ماشین حرارتی نزدیکتر است در مورد سیکل‌های تبرید در نظر گرفتن زمان محدود، معیار جدیدی برای محاسبه عملکرد سیکل ارائه می‌کند که می‌تواند بازگشت‌ناپذیری آن را مستقیماً نشان دهد. داده‌ها نشان می‌دهند در سیکل‌های تبرید، تأثیر تغییرات دمای چاه حرارتی در ضریب عملکرد واقعی بسیار بیشتر از تأثیر آن در ضریب عملکرد محاسبه شده با تئوری زمان محدود است. به همین دلیل ضریب عملکرد واقعی در دماهای بالای چاه حرارتی مقدار کمتری خواهد داشت و این امر سبب می‌گردد که ضریب عملکرد سیکل‌های تبرید محاسبه شده با روش زمان محدود اختلاف بیشتری با ضریب عملکرد واقعی آنها پیدا نماید.