بسم الله الرحمن الرحيم

دانشگاه صنعتی اصفهان

دانشکده مهندسی مکانیک

بهینه سازی چند هدفه یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با سیستم سرمایش خورشیدی

پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک- تبدیل انرژی

هادی کیان

استاد راهنما

دکتر احمد صداقت

کلیه‌ی حقوق مادی مترتب بر نتایج مطالعات، ابتکارات

و نوآوری‌های ناشی از تحقیق موضوع این پایان‌نامه

(رساله) متعلق به دانشگاه صنعتی اصفهان است.

دانشگاه صنعتی اصفهان

دانشکده مهندسی مکانیک

پایان‌نامه‌ی کارشناسی ارشد رشته‌ی مهندسی مکانیک – تبدیل انرژی هادی کیان

تحت عنوان

بهینه سازی چند هدفه یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با سیستم سرمایش خورشیدی

در تاریخ ..... توسط کمیته‌ی تخصصی زیر مورد بررسی و تصویب نهایی قرار گرفت.

۱- استاد راهنمای پایان‌نامه	دکتر احمد صداقت
۲- استاد مشاور پایان‌نامه	دکتر محمدرضا سلیم‌پور
۳- استاد داور	دکتر احمد صابونچی
۴- استاد داور	دکتر علی اکبر عالم رجبی
سرپرست تحصیلات تکمیلی دانشکده	دکتر محمدرضا سلیم‌پور

چکیده

در این تحقیق به بهینه سازی یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با سیستم سرمایش جذبی خورشیدی پرداخته شده است. مدل های انرژی، اگزرژی و اقتصادی سیستم ارائه شده اند. مدل اقتصادی برمبنای روش هزینه مخصوص اگزرژی می باشد. از یک تابع هدف ترمودینامیکی برابر کل تخریب اگزرژی سیستم، یک تابع هدف اقتصادی برابر با هزینه نهایی سیستم، پانزده متغیر تصمیم و قیود مربوطه برای بهینه سازی استفاده شده است. در مجموع سه طراحی بهینه ارائه می گرددکه شامل یک طراحی بهینه سازی شده تک هدفه با تابع هدف ترمودینامیکی، یک طراحی بهینه سازی شده تک هدفه با تابع هدف اقتصادی و یک طراحی بهینه سازی شده چند هدفه با توابع هدف ترمودینامیکی و اقتصادی می باشد. در مورد بهینه سازی چند هدفه، معیارهای ترمودینامیکی و اقتصادی به صورت همزمان بهینه سازی می شوند که به همین دلیل با یک مجموعه جواب موسوم به جبهه بهینه پارتو مواجه خواهیم شد و برای انتخاب نقطه بهینه نیاز به یک فرایند تصمیم گیری خواهد بود. نتایج تحلیل های انرژی، اگزرژی و اقتصادی سه طراحی بهینه سازی شده سیستم ارائه شده و مورد بحث و مقایسه قرار خواهند گرفت. نتایج نشان داده اند که درصد انحراف از مقادیر ایده ال ترمودینامیکی و اقتصادی برای سیستم بهینه ترمودینامیکی به ترتیب ٪ ۰/۰۰ و ٪ ۴۳۶/۳۵۶ می باشند. این درصدها برای سیستم بهینه اقتصادی نیز به ترتیب ٪ ۹۰/۶۸۸ و ٪ ۰/۰۰ می باشند. ضمنا انحراف از نقاط ایده ال برای طراحی بهینه چندهدفه برای معیارهای ترمودینامیکی و اقتصادی به ترتیب ٪ ۷/۷۷۲ و ٪ ۴۹/۷۷۵ بدست آمدند.

کلید واژه: بهینه سازی چندهدفه، پمپ حرارتی منبع زمینی هیبریدی، سرمایش خورشیدی، ترمودینامیک، ترمواقتصادی، الگوریتم ژنتیک

فهرست مطالب

فهرست مطالب ..... شش
فهرست اشکال ..... هشت
فهرست جداول ..... ده
فهرست علائم و نمادها ..... یازده
چکیده ۱
مقدمه ۲
فصل اول: سیستم جذبی خورشیدی و پمپ حرارتی منبع زمینی
۱-۱ مقدمه ۸
۱-۲ سیستم جذبی خورشیدی ۹
۱-۳ پمپ حرارتی منبع زمینی ۱۳
۱-۴ پمپ های حرارتی منبع زمینی هیبریدی ۱۸
فصل دوم: نحوه طراحی سیستم و اجزای آن
۲-۱ مقدمه ۱۹
۲-۲ اعمال قانون اول ترمودینامیک و بقای جرم ۱۹
۲-۳ تئوری کلی طراحی مبدل های حرارتی ۲۲
۲-۴ روابط انتقال حرارت ۲۴
۲-۵ طراحی مبدل های حرارتی ۳۴
۲-۶ طراحی مبدل حرارتی زمینی عمودی ۳۹
۲-۷ طراحی کلکتور خورشیدی صفحه تخت ۴۳
۲-۸ طراحی برج خنک کن ۴۶
فصل سوم: تحلیل اگزرژی
۳-۱ مقدمه ۵۱
۳-۲ تحلیل اگزرژی ۵۱
۳-۳ مفهوم اگزرژی ۵۲
۳-۴ محیط ۵۲
۳-۵ تعادل ۵۲
۳-۶ بالانس اگزرژی ۵۳
۳-۷ برخی پارامترهای مهم ترمودینامیکی ۵۴
۳-۸ تحلیل اگزرژی اجزای سیستم HGSHP ۵۴
۳-۹ تحلیل اگزرژی سیستم HGSHP ۵۶

فصل چهارم: تحلیل ترمواکونومیک

۴-۱ مقدمه ۶۰
۴-۲ تحلیل ترمواکونومیک ۶۰
۴-۳ محاسبه هزینه خریداری تجهیزات ۶۲
۴-۴ مدل اقتصادی هزینه مخصوص اگزرژی و تابع هدف اقتصادی ۶۸

فصل پنجم: بهینه سازی

۵-۱ مقدمه ۷۱
۵-۲ تعریف اولیه بهینه سازی ۷۱
۵-۳ الگوریتم ژنتیک ۷۲
۵-۴ بهینه سازی چندهدفه ۸۲
۵-۵ توابع هدف، متغیرهای تصمیم و پارامترهای بهینه سازی ۸۸

فصل ششم: نتایج

۶-۱ مساله نمونه ۹۱
۶-۲ طراحی بهینه چندهدفه ۹۳
۶-۳ تاثیر برخی از متغیرهای تصمیم بر عملکرد سیستم ۹۶
۶-۴ نتایج تحلیل انرژی، تحلیل اگزرژی و تحلیل اقتصادی ۹۸
فصل هفتم: ننتیجه گیری و ارائه پیشنهادات ۱۰۸
مراجع ۱۱۱

فهرست اشکال

شکل ۱-۱. سیکل تبرید جذبی ۹

شکل ۱-۲. یک نمونه چیلر جذبی و اجزای آن ۱۰

شکل ۱-۳. سیستم تبرید جذبی خورشیدی آب-آمونیاک ۱۲

شکل ۱-۴. نحوه تغییر دمای زمین و متوسط دمای هوا در طول سال ۱۳

شکل ۱-۵. انواع مبدل زمینی حلقه بسته حرارتی ۱۷

شکل ۱-۶. مبدل حرارتی زمینی حلقه باز ۱۷

شکل ۲-۱. سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با سیستم سرمایش خورشیدی ۲۰

شکل ۲-۲. گام های مربعی و مثلثی ۲۶

شکل ۲-۳. رژیم های مختلف جوشش ۲۹

شکل ۲-۴. چگالش فیلمی روی یک لوله افقی ۳۳

شکل ۲-۵. طرح شماتیک جریان چگالیده ۳۴

شکل ۲-۶. اواپراتور پوسته و لوله ۳۵

شکل ۲-۷. ضریب تصحیح F_t برای مبدل حرارتی پوسته و لوله با یک پاس پوسته و دو یا مضربی از دو پاس لوله ۳۶

شکل۲-۸ . کندانسور پوسته و لوله.....۳۶
شکل۲-۹. تغییر دمای سیال سرد و گرم در کندانسور.....۳۷
شکل۲-۱۰. ضریب تصحیح F_t برای مبدل حرارتی جریان متقاطع.....۳۸
شکل۲-۱۱. شماتیک ری بویلر های نوع دیگی.....۳۸
شکل۲-۱۲. سطح مقطع مبدل حرارتی زمینی.....۴۰
شکل۲-۱۳. مدار مقاومت های حرارتی معادل.....۴۲
شکل۲-۱۴. کلکتور خورشیدی صفحه تخت و اجزای آن.....۴۳
شکل۳-۱. شماتیک حجم کنترل یک سیستم ترمودینامیکی.....۵۳
شکل۳-۲. شماتیک کمپرسور(پمپ) ۵۴
شکل۳-۳. شماتیک مبدل حرارتی.....۵۵
شکل۳-۴. شماتیک مبدل حرارتی زمینی.....۵۵

شکل۳-۵. شماتیک شیر انبساط.....۵۶
شکل۳-۶. شماتیک کلکتور خورشیدی.....۵۶
شکل۴-۱. هزینه اولیه مبدل حرارتی پوسته و لوله.....۶۳
شکل۴-۲. هزینه اولیه پمپ سانتریفیوژ.....۶۵
شکل۴-۳. هزینه اولیه موتور الکتریکی.....۶۶
شکل۴-۴. شماتیک حجم کنترل یک سیستم ترمودینامیکی.....۶۸
شکل۴-۵. شاخص هزینه Chemical Engineering.....۷۰
شکل۵-۱. شماتیک انتخاب چرخ رولت.....۷۸
شکل۵-۲. ترکیب تک نقطه ای.....۷۹
شکل۵-۳. ترکیب دو نقطه ای ۷۹
شکل۵-۴. ترکیب یکنواخت.....۸۰
شکل۵-۵. فضای تصمیم و فضای هدف.....۸۵
شکل۵-۶. روابط ممکن بین جواب ها در فضای هدف.....۸۶
شکل۵-۷. بیان تصویری بهینگی پارتو در فضای هدف.....۸۷

شکل۵-۸. جبهه بهینه پارتو، نقطه ایده آل و نقطه پاد ایده آل.....۸۸
شکل۶-۱. نمایش شماتیک افراد با رتبه یکسان.....۹۴
شکل۶-۲. جبهه بهینه پارتو بدست آمده با روش NSGA-II.....۹۴
شکل۶-۳. اثر تغییر دمای اواپراتور سیکل تبرید تراکمی بر روی نرخ تخریب اگزرژی کل و هزینه کل سیستم.....۹۷
شکل۶-۴. اثر تغییر سرعت سیال در مبدل حرارتی زمینی بر روی نرخ تخریب اگزرژی کل و هزینه کل.....۹۸
شکل۶-۵. هزینه همسطح شده برای هر سه طراحی بهینه.....۱۰۲
شکل۶-۶. سهم هر یک از اجزا در هزینه کل سیستم در طراحی بهینه ترمودینامیکی.....۱۰۲
شکل۶-۷. سهم هر یک از اجزا در هزینه کل سیستم در طراحی بهینه اقتصادی.....۱۰۳
شکل۶-۸. سهم هر یک از اجزا در هزینه کل سیستم در طراحی بهینه چندهدفه.....۱۰۳
شکل۶-۹. درصد سهم هر یک از اجزا در بازگشت ناپذیری کل سیستم در طراحی بهینه ترمودینامیکی.....۱۰۵
شکل۶-۱۰. درصد سهم هر یک از اجزا در بازگشت ناپذیری کل سیستم در طراحی بهینه اقتصادی.....۱۰۵

شکل۶-۱۱. درصد سهم هر یک از اجزا در بازگشت ناپذیری کل سیستم در طراحی بهینه چندهدفه.....۱۰۶

فهرست جداول

جدول۱-۱. ظرفیت نیروگاه های زمین گرمایی در جهان.....۱۵ جدول۲-۱ مقاومت رسوب کل.....۲۴
جدول۲-۲. مقادیر CTP و CL برای آرایش های مختلف لوله درون پوسته.....۲۷
جدول۲-۳. مقدار ضریب C_{sf} برای ترکیب های مختلف سطح و سیال.....۳۰
جدول۲-۴. مقادیر h_0 برای سیالات مختلف.....۳۱
جدول ۲-۵. خصوصیات ترموفیزیکی انواع مختلف خاک.....۴۰
جدول ۴-۱. ضریب تصحیح جنس مبدل حرارتی پوسته و لوله.....۶۴
جدول۴-۲. ضریب تصحیح طول مبدل حرارتی پوسته و لوله.....۶۴
جدول ۴-۳ . ضریب تصحیح نوع پمپ.....۶۵
جدول ۴-۴. ضریب تصحیح جنس پمپ سانتریفیوژ.....۶۵
جدول ۴-۵. ضریب F_T برای موتور الکتریکی.....۶۷
جدول۶-۱. پارامترها و ثوابت طراحی سیستم.....۹۲

جدول۶-۲. مقادیر متغیرهای تصمیم سه طراحی بهینه..... ۹۲
جدول۶-۳. پارامترهای بهینه سازی..... ۹۵
جدول۶-۴. نتایج تحلیل انرژی..... ۹۹
جدول۶-۵. نتایج تحلیل اقتصادی..... ۱۰۱
جدول۶-۶. نتایج تحلیل اگزرژی..... ۱۰۴

فهرست علائم و نمادها

علائم لاتین

سطح تبادل حرارت(m^2)	A
ظرفیت حرارتی$(^{kJ}/_{kg.K})$ $(^{kJ}/_{kg.℃})$	C_p
هزینه آب$(^{US\$}/_{m^3})$	C_{water}
نرخ اگزرژی(kW)	$\dot{E}$
اگزرژی مخصوص$(^{kJ}/_{kg})$	e
شتاب جاذبه زمین	g
انتالپی $(^{kJ}/_{kg})$ ، ضریب انتقال حرارت جابجایی$(^{kW}/_{m^2.K})$	h
نرخ تخریب اگزرژی(kW)	$\dot{I}$
طول(m)	L
نرخ جریان جرمی$(^{kg}/_{s})$	$\dot{m}$
هزینه اولیه تجهیزات$(US\ \$)$	C_B
فشار(kPa)	P
هزینه نهایی تجهیزات$(US\ \$)$	Z
نسبت بار حرارتی چیلر جذبی به بار حرارتی کل کندانسور سیکل تبرید تراکمی	α
نرخ انتقال حرارت (kW)	$\dot{Q}$
نرخ انتقال حرارت بر واحد طول$(^{kW}/_{m})$	$\acute{Q}$
مقاومت حرارتی$(^{m^2.K}/_{kW})$	R
مقاومت حرارتی بر واحد طول$(^{m.K}/_{kW})$	$\acute{R}$
مقاومت حرارتی بر واحد سطح$(^{K}/_{kW})$	$R"$
انتروپی$(^{kJ}/_{kg.K})$	s
دما$(K, ℃)$	T
سرعت$(^{m}/_{s})$	v
نرخ جریان حجمی$(^{m^3}/_{s})$	V
ضریب انتقال حرارت کلی$(^{kW}/_{m^2.K})$	U

توان (kW)	$\dot{W}$
اختلاف فشار (kPa)	ΔP
اختلاف دما $(K, ℃)$	ΔT
اختلاف دمای متوسط $(K, ℃)$	ΔT_m
اختلاف دمای لگاریتمی $(K, ℃)$	ΔT_{lm}
کیفیت سیال دو فازی	x
غلظت محلول لیتیم بروماید	X
قطر (m)	d, D
ضریب هدایت حرارتی $(^{kW}/_{m.K})$	k
عدد نوسلت	Nu
عدد رینولدز	Re
عدد پرانتل	Pr
ضریب اصطکاک	f
انتالپی تبخیر $(^{kJ}/_{kg})$	h_{lg}
زبری نسبی	$^{\epsilon}/_{d}$
سرعت جرمی $(^{kg}/_{m^2.s})$	G

علائم یونانی

چگالی $(^{kg}/_{m^3})$	ρ
بازده	η
حجم مخصوص $(^{m^3}/_{kg})$	ϑ
تعداد ساعات کارکرد سیستم در هر سال (hr)	τ
ویسکوزیته $(^{kg}/_{m.s})$	μ
ویسکوزیته در دمای متوسط سیال $(^{kg}/_{m.s})$	μ_b
ضخامت (m)	δ
زاویه (rad)	β

زیرنویس

واقعی	a

b	حفره
air	هوا
$comp$	کمپرسور
$cond$	کندانسور
$elec$	الکتریکی
$evap$	اواپراتور
ghx	مبدل حرارتی زمینی
i	ورودی، داخلی
$isen$	ایزنتروپیک
$mech$	مکانیکی
ave	متوسط
o	خروجی، خارجی
h	گرم
p	لوله ، صفحه
c	سرد
$motor$	موتور الکتریکی
$pump$	پمپ
ref	مبرد
s	ایزنتروپیک، سمت پوسته
tot	کل
0	حالت مرده
$ref\ cycle$	سیکل تبرید تراکمی
$fouling$	رسوب
$wall$	دیواره، جداره
$heat_exchanger$	مبدل حرارتی
t	سمت لوله، لوله
w	دیواره، جداره، آب

مایع اشباع	l
بخار اشباع و زمین	g
متوسط	m
خاک	s

بالانویس

سرمایه گذاری اولیه	CI
شیمیایی	ch
ورودی	i
خروجی	o
جنبشی	k
تعمیرات و نگهداری	OM
پتانسیل	p
فیزیکی	ph
حرارت	Q
کار	W

مقدمه

جستجو برای ایجاد محل سکونت امن و راحت همیشه یکی از مهمترین دغدغه های بشر بوده است. در دوران باستان انسانها از تجربیات بدست آمده در طی سالها جهت استفاده بهتر از منابع برای دستیابی به شرایط مناسب محل سکونت استفاده می کردند. به عنوان مثال در زمان رومی ها پنجره ها برای اولین بار به وسیله موادی مانند میکا یا شیشه پوشانده شد[۱]. بدین وسیله نور وارد فضای خانه می شد بدون اینکه باد و باران وارد فضای خانه شوند.

اگرچه در اواخر دهه ۱۹۶۰ تنها خانواده های معدودی از شرایط آسایش برخوردار بودند، پس از آن به خاطر توسعه تبرید مکانیکی و افزایش استاندارد زندگی، سیستم های تهویه مطبوع مرکزی در بسیاری از کشورها رواج یافتند. بحران سوخت دردهه ۱۹۷۰ محققان را به منظور کاهش هزینه های انرژی کنجکاو کرد. همچنین گرم شدن کره زمین و تخریب لایه اوزون و افزایش هزینه های سوخت های فسیلی درطی چند سال اخیر، دولت ها و مهندسان را به بررسی مجدد تمامی روش های طراحی و کنترل انرژی ساختمان وادار کرد و تنها راه حل در جایگزینی سوخت های فسیلی به وسیله منابع انرژی تجدیدپذیر و پاک دیده شد. زمین و خورشید دو نمونه از این منابع انرژی می باشند. زمین با جذب بیش از ۴۶٪ از تشعشع رسیده از طرف خورشید به عنوان یک باطری بزرگ برای ذخیره انرژی گرمایی عمل می کند و از انرژی ذخیره شده در زمین بسته به عمق و دمای آن می توان برای تولید توان، تولید بخار و ایجاد حرارت برای گرمایش ساختمان ها بهره گرفت. با استفاده از یک پمپ حرارتی می توان حرارت موجود در زمین را گرفته و برای گرمایش ساختمان ها مورد استفاده قرار داد. در میان پمپ های حرارتی، پمپ های حرارتی منبع زمینی[1] به دلیل استفاده از منبع تجدید پذیر انرژی بسیار مورد توجه

[1] Ground Source Heat Pump(GSHP)

قرار گرفته اند. آژانس حمایت از محیط زیست آمریکا[1] در سال ۱۹۹۳، پمپ های حرارتی منبع زمینی را به عنوان بهترین سیستم تهویه ساختمان از لحاظ بازده و مسائل زیست محیطی اعلام کرد [۳،۲،۱].

اگر از زمین به عنوان منبعی برای جذب یا دفع حرارت استفاده شود، در زمستان دمای زمین از دمای هوای اطراف بالاتر و در تابستان کمتر است. این امر موجب بالاتر بودن بازده ترمودینامیکی یک پمپ حرارتی منبع زمینی از یک پمپ حرارتی منبع هوایی[2] می گردد. از طرف دیگر به دلیل استفاده از آب به عنوان سیال انتقال دهنده حرارت، به دلیل داشتن ظرفیت حرارتی بالاتر نسبت به هوا کارایی سیستم بالاتر خواهد رفت.

در پمپ های حرارتی منبع زمینی حرارت سیستم از طریق مبدل حرارتی زمینی[3] که به صورت لوله هایی درون زمین نصب شده است به زمین داده می شود. معمولا برای هر دو فصل سرمایش و گرمایش از این سیستم ها استفاده می شود. در برخی از موارد به دلیل اختلاف زیاد بین بارهای حرارتی زمستان و تابستان طول موردنیاز مبدل زمینی برای گرمایش یا سرمایش بسیار بیشتر از دیگری خواهد بود. در این موارد، می توان طول مبدل زمینی را به اندازه کافی بزرگ در نظر گرفت تا علاوه بر بار حرارتی بزرگتر، بار حرارتی کوچکتر را هم تامین کند. این امر در برخی موارد یا غیر اقتصادی بوده و یا از لحاظ عملیاتی غیر ممکن می باشد. از طرف دیگر این مساله می تواند منجر به تجمع و یا کمبود انرژی حرارتی در زمین شده و عملکرد پمپ حرارتی منبع زمینی را تحت تاثیر قرار دهد. در این موارد طراحی مبدل حرارتی زمینی را بر اساس بار حرارتی کوچکتر انجام داده و از یک منبع کمکی برای دفع حرارت در کنار مبدل زمینی استفاده می کنند. این منبع کمکی در حالتی که بار سرمایشی بزرگتر باشد می تواند یک حوضچه، دریاچه، برج خنک کن و یا چیلر جذبی خورشیدی باشد و در حالتی که بار گرمایشی بزرگتر باشد، می تواند کلکتور خورشیدی و مشابه آن باشد. به این نوع پمپ های حرارتی منبع زمینی که از بیش از یک منبع حرارتی به طور همزمان استفاده می کنند، سیستم های پمپ حرارتی منبع زمینی هیبریدی[4] گفته می شود [۵،۴،۲].

در تحقیق حاضر از یک چیلر جذبی خورشیدی به عنوان منبع کمکی استفاده شده است. چیلر ها در دونوع تراکمی و جذبی استفاده می شود. تفاوت این دو سیستم درنحوه تراکم و افزایش فشار مبرد و ایجاد اختلاف فشار بین دو فرایند تبخیر و تقطیر می باشد که در سیستم تراکمی از کمپرسور استفاده می شود و در سیستم جذبی از فرایند جذب استفاده می شود. فرایند جذب بدین صورت می باشد که محلول در جاذب مبرد را جذب کرده و فشار محلول رقیق با پمپ افزایش داده شده و پس از آن بخار مبرد به وسیله حرارت از محلول جدا می شود. سایر اجزای سیکل شامل کندانسور، اواپراتور و وسایل انبساط در هر دو سیستم یکسان هستند. استفاده از کمپرسور در سیستم تبرید تراکمی و چیلر های تراکمی، منجر به افزایش مصرف انرژی الکتریکی و بنابراین افزایش هزینه عملکردی سیستم می شود این در حالی است که در چیلر های

[1] Environmental Protection Agency(EPA)
[2] HVAC
[3] Ground Heat Exchanger(GHX)
[4] Hybrid Ground Source Heat Exchanger(HGSHP)

جذبی و در فرایند جذب از انرژی حرارتی استفاده می شود و در این تحقیق قصد داریم تا این انرژی حرارتی را از طریق خورشید تامین کنیم[۸،۷،۶] .

در تحقیق حاضر از تحلیل اگزرژی به عنوان ابزاری نیرومند در بررسی ترمودینامیکی سیستم های انرژی استفاده شده است. تحلیل اگزرژی ما را قادر می سازد تا محل، دلیل و مقدار واقعی هدر رفتن منابع انرژی را به خوبی شناسایی کنیم. از این اطلاعات می توان برای طراحی سیستم های جدید با بازده انرژی بالاتر و همچنین برای بهبود عملکرد سیستم های موجود استفاده کرد. در زمینه تحلیل اگزرژی پمپ حرارتی منبع زمینی هیبریدی تحقیقاتی صورت گرفته که اکثرآنها در مورد پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با کلکتورخورشیدی می باشند. در این تحقیق از تحلیل ترمواکونومیک استفاده شده است. ترمواکونومیک یا اگزرژواکونومیک یک شاخه از علوم حرارتی است که تحلیل ترمودینامیکی (تحلیل اگزرژی) را با اصول اقتصادی ترکیب کرده تا به طراح یا مجری یک سیستم انرژی اطلاعاتی را بدهد که از طریق تحلیل های سنتی ترمودینامیکی و اقتصادی بدست نمی آید ولی برای طراحی و کارکرد یک سیستم انرژی بهینه اقتصادی لازم می باشد. در این نوع تحلیل با دادن ارزش اقتصادی به جریان اگزرژی تعادل بین هزینه های سرمایه گذاری و هزینه های جریان اگزرژی به گونه ای برقرار می گردد که تولید کالا وخدمات سیکل ترمودینامیکی با حداقل هزینه کل انجام شود. این روش در سال ۱۹۹۶ توسط بجان[1] و همکاران گسترش یافت[۹].

وال[2] و همکاران در سال ۱۹۸۵ به بهینه سازی اقتصادی یک پمپ حرارتی منبع هوایی پرداخته اند. در آن تحقیق تابع هدف شامل هزینه مصرف انرژی الکتریکی و هزینه اولیه بود. توابع هزینه برای اجزای سیستم تعریف و با استفاده از روش لاگرانژ بهینه سازی شده اند[۱۰].

کاماراتا[3] و همکاران در سال ۱۹۹۷ از روش ترمواکونومیک به منظور بهینه سازی سیکل ترمودینامیکی سیستم سرمایش هوا استفاده کرده اند. در آن تحقیق از روش مستقیم ریاضی به منظور بهینه سازی سیستم استفاده شده است[۱۱].

میسرا[4] و همکاران در سال ۲۰۰۳ جهت بهینه سازی اقتصادی یک سیستم تبرید جذبی بخارآب لیتیم بروماید تک اثره از تئوری ترمو- اقتصادی مبتنی بر اگزرژی استفاده کرده اند. آنها جهت ارزیابی هزینه های جریان های ورودی و محصولات سیستم از معادلات هزینه اگزرژی- اقتصادی بهره گرفتند و به مینیمم کردن هزینه تولید محصول پرداختند[۱۲].

ایسن[5] و همکاران در سال ۲۰۰۶ به مقایسه اقتصادی- تکنیکی پمپ های حرارتی منبع زمینی با چند سیستم مرسوم دیگر برای ایجاد گرمایش پرداخته اند. در این سیستم ها از روش های مختلفی مانند مقاومت الکتریکی، سوخت های نفتی، گاز طبیعی و ذغال سنگ برای ایجاد گرمایش استفاده شده بود. آنها نشان دادند که در حالت گرمایشی، پمپ های حرارتی منبع زمینی از لحاظ اقتصادی بر همه سیستم های دیگر برتری داشتند[۱۳].

---

[1] Bejan
[2] Wall
[3] Cammarata
[4] Misra
[5] Esen