



Bu bir MMO
yayıdır

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

CLAUDE SIVILAŞTIRMA ÇEVİRİMİNİN DİFERANSİYEL EVRİM ALGORİTMASIYLA TERMODİNAMİK OPTİMİZASYONU

TUĞBERK HAKAN ÇETİN
MEHMET KANOĞLU
GAZİANTEP ÜNİVERSİTESİ

CLAUDE SIVILAŞTIRMA ÇEVİRİMİNİN DİFERANSİYEL EVRİM ALGORİTMASIYLA TERMODİNAMİK OPTİMİZASYONU

Thermodynamic Optimization of Claude Liquefaction Cycle by Differential Evolution Algorithm

Tuğberk Hakan ÇETİN
Mehmet KANOĞLU

ÖZET

Bu çalışmada gazların sıvılaştırılmasında kullanılan Claude çevriminin termodinamik analizi gerçekleştirilerek kompresör giriş sıcaklığı, kompresör çıkış basıncı, türbine gönderilen gaz miktarı ve türbin giriş sıcaklığının sıvılaştırılan gaz miktarı, net iş, performans katsayısı ve ikinci yasa verimine etkileri incelenmiştir. Sistemin optimizasyonu için ikinci yasa verimi hedef fonksiyon olarak seçilmiş ve diferansiyel evrim algoritmasının yardımıyla sistem için optimum çalışma parametreleri bulunmuştur.

Kompresör giriş sıcaklığı 25°C, türbin giriş sıcaklığı -69.2°C, kompresör giriş basıncı 0.101 MPa, kompresör çıkış basıncı 4 MPa ve türbine gönderilen gaz oranı 0.75 olan ideal bir Claude çevrimi, EES programı kullanılarak bilgisayar ortamında modellenmiştir. Bu çevrim için net iş 955 kJ/kg, performans katsayısı 0.445 ve sıvılaştırılan gaz oranı 0.234 olarak hesaplanmıştır. Parametrik çalışmalar yardımıyla kompresör giriş sıcaklığı ile performans parametreleri arasında doğrusal bir ilişki olduğu görülmüştür. Kompresör çıkış basıncının optimum değerlerinin 4 ile 8 MPa arasında olduğu ve basınç değerine göre türbine gönderilen optimum gaz miktarı oranının 0.6 ile 0.8 arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Diferansiyel evrim algoritması kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmasında, kompresör giriş sıcaklığının 25°C olduğu bir Claude çevriminde, kompresör çıkış basıncı 4.25 MPa, türbine gönderilen gaz oranı 0.69 ve türbin giriş sıcaklığı -29.6°C olarak hesaplanmıştır. Optimum şartlarda gerçekleşen net iş 787 kJ/kg ve performans katsayısı 0.540 olarak bulunmuştur.

Anahtar kelimeler: Sıvılaştırma, Claude çevrimi, İkinci yasa verimi, Optimizasyon, Diferansiyel Evrim algoritması

ABSTRACT

Thermodynamic analysis of Claude liquefaction cycle is performed and the effects of compressor inlet temperature, compressor exit pressure, fraction of gas to the turbine and turbine inlet temperature on the net work input, coefficient of performance and second-law efficiency are investigated. The second-law efficiency is chosen as objective function for system optimization and optimum operating parameters are obtained using differential evolution algorithm.

An ideal Claude cycle with compressor inlet temperature of 25°C, turbine inlet temperature of -69.2°C, compressor inlet pressure of 0.101 MPa, compressor exit pressure of 4 MPa, and gas fraction to turbine of 0.7 are modeled using EES software. For this cycle, we found that the net work is 955 kJ/kg, the COP is 0.445 and liquefied gas fraction is 0.234. Parametric studies show that there is a linear relationship between performance parameters and compressor inlet temperature. Also, optimum values of compressor exit temperature are found to be between 4 and 8 MPa and gas fraction to turbine is between 0.6 and 0.8. Optimization studies by differential evolution algorithm reveal that for a compressor inlet temperature of 25°C, the compressor exit temperature is 4.25 MPa, the gas fraction

to turbine is 0.69, and the turbine inlet temperature is -29.6°C . The net work and the COP at optimum operations are determined to be 787 kJ/kg and 0.540, respectively.

Key Words: Liquefaction, Claude cycle, Second law efficiency, Optimization, Differential evolution algorithm

1. GİRİŞ

Gazların sıvılaştırılması konusu kriyojeni biliminin önemli uygulama alanlarından biridir. Sıvılaştırılmış gazlar; süper iletkenlik, süper akışkanlık gibi heyecan verici bilimsel araştırmalarda kullanılabildiği gibi kaynak gazlarının depolanması, doğal gazın deniz ötesine taşınması (LNG) veya enerjinin hidrojen olarak depolanması gibi endüstriyel ve ticari amaçlarla da kullanılabilirler. Hidrojen, helyum, hava gibi kalıcı gazların kaynama noktaları sırasıyla -253°C , -268°C ve -194°C 'dir ve bu sıcaklıklara konvansiyonel soğutma çevrimleriyle ulaşmak mümkün değildir. Kriyojenik sıcaklıklara ulaşmak için Linde, Claude gibi ileri soğutma çevrimleri kullanılmaktadır.

Claude çevrimi, helyum ve hidrojen de dahil olmak üzere gazları sıvılaştırmak için kullanılan çok yaygın bir sıvılaştırma çevrimidir. Bir gazın sıvılaştırılması için gazın sıcaklığı kritik sıcaklığın altında olmalıdır. Claude çevrimi, basit Linde-Hampson çevriminin ters Brayton soğutma çevrimi ile ön soğutma işlemini gerçekleştirmesiyle bu sıcaklıklara ulaşır. Claude çevrimi bu yüzden hem eşentalpili hem de eşentropili çevrimlerin birleşiminden oluşmuştur. Bu çevrim bir kompresör, üç ısı değiştirici, bir türbin ve bir Joule-Thompson valfinden oluşmaktadır. Sistemin şematik gösterimi ve T - s diyagramı Şekil 1 ve Şekil 2 'de gösterilmiştir [1-4].

Claude çevriminde soğutma etkisi Joule-Thompson valfi ve türbin tarafından üretilmektedir. Türbin tarafından üretilen soğutma etkisi; türbine gönderilen gaz oranı ve türbin giriş sıcaklığı ile doğrudan ilişkilidir. Aynı şekilde Joule-Thompson valfi tarafından üretilen soğutma etkisi, valfin giriş sıcaklığı ile ilişkilidir. Türbin giriş sıcaklığının artması türbin tarafından üretilen soğutma etkisini arttıracak ancak J-T valfinin giriş sıcaklığı arttığından dolayı, J-T valfi tarafından üretilen soğutma etkisini azaltacaktır. Bunun için Claude çevriminde optimum türbin giriş sıcaklığı ve türbine gönderilen gaz oranının bulunması gerekmektedir.

Khalil ve McIntosh [5] Claude helyum sıvılaştırıcısı türbin giriş sıcaklıkları için optimizasyon metodu sunmuşlardır. Hilal [6] çok türbinli bir Claude çevriminde çeşitli modeller deneyerek türbinlerin yerlerinin sistemin performansına etkilerini incelemiştir. Hubbel ve Toscano [7] Claude çevriminin entropik optimizasyonunu yapmışlardır. Atrey [8] Collins Helyum sıvılaştırıcısı üzerine çalışmış ve sistemin termodinamik analizi için bir algoritma sunmuştur. Thomas vd. [9, 10] türbin ve ısı değiştirici performanslarının, sistemin genel performansına etkisini incelemişlerdir.

İkinci kanun verimliliği sistem için önemli bir parametre olup, sistemdeki potansiyel kayıpların belirlenmesi için, ideal iş ve gerçek iş arasında karşılaştırma yapmaktadırlar. Kanoğlu vd. [11] sıvılaştırma çevrimleri için ideal Carnot çevriminin yardımıyla minimum iş ihtiyacı için bir ifade tanımlamıştır.

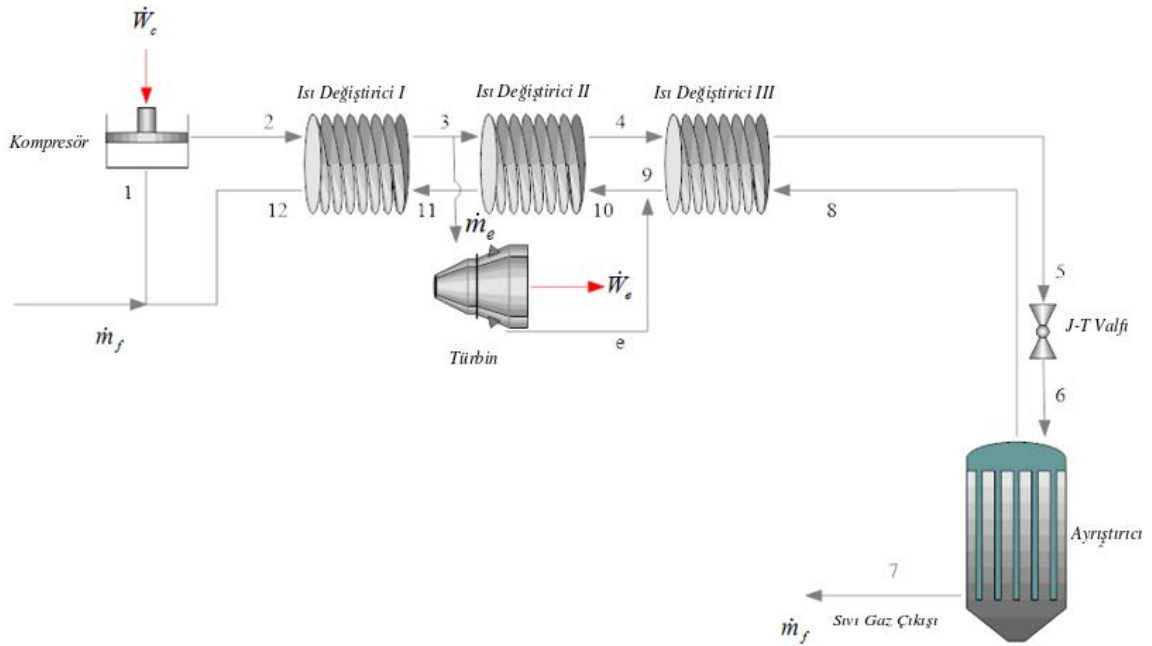
Claude çevriminin karmaşık yapısından dolayı literatürdeki optimizasyon çalışmaları birkaç parametreye dayanmaktadır ve sistemin tüm optimum çalışma parametrelerini veren bir çalışma bulunmamaktadır. Bundan dolayı sistemin optimizasyonu sırasında diferansiyel evrim algoritması kullanılmıştır. Diferansiyel evrim algoritması (DEO) stokastik, popülasyona dayalı, sezgisel bir optimizasyon algoritmasıdır. Storn ve Price tarafından 1996 yılında geliştirilmiştir [12]. DEO, doğrusal olmayan, türevlenemez ve çok modlu nesnel fonksiyonlara uygulanabilir. DEO, rastgele başlatılan ve optimum çözüm aramak için zamanla gelişen sınır parametreleri vektörlerini kullanır. Saruhan [13] mühendislik sistemleri tasarımında diferansiyel evrim algoritması uygulamalarını sunmuştur.

Bu çalışmada, öncelikle Claude çevriminin EES [14] programının yardımıyla termodinamik modeli oluşturulmuştur. Bu model kullanılarak kompresör giriş sıcaklığı, kompresör çıkış basıncı, türbine gönderilen gaz oranı gibi çalışma parametrelerinin net iş, sıvılaştırma gaz oranı, performans katsayısı ve

ikinci kanun verimliliği gibi performans parametrelerine olan etkileri incelenmiştir. Optimizasyon problemi için modellenen sistem DEO analizi için python kodu ile birleştirilmiştir. Optimizasyon çalışmasında hedef fonksiyonu olarak ikinci kanun verimliliği seçilmiş ve değişkenler olarak türbin giriş sıcaklığı, kompresör çıkış basıncı ve türbine gönderilen gaz oranı seçilmiştir.

2. TERMODİNAMİK ANALİZ

Claude çevriminin şematik gösterimi ve T - s diyagramı sırasıyla Şekil 1 ve Şekil 2'de gösterilmiştir. Claude çevriminde düşük basınçlı gaz kompresörde yüksek basınca sıkıştırılır ve yüksek basınçlı gaz rejeneratif karşı akışlı ısı değiştiricide bir önceki çevrimde sıvılaştırılmamış gaz tarafından soğutulur. Bundan sonra yüksek basınçlı gazın bir kısmı türbine gönderilir ve 'e' olarak gösterilen düşük basınçlı gaz üçüncü ısı değiştiricinin düşük basınç çıkışında çevrime geri döner. Bu kısım gazın ön soğutmasında kullanılmaktadır. İkinci ve üçüncü ısı değiştiriciden geçen yüksek basınçlı gaz Joule-Thompson valfında genişleyerek basıncı düşürülür. Sıvılaşan kısım ayırıcı tarafından ayrıldıktan sonra sıvılaşmamış kısım çevrimin ön soğutmasını gerçekleştirilmek üzere çevrime geri gönderilir. İlave gaz bir önceki çevrimin sıvılaşmayan kısmı ile karışır ve kompresöre gönderilir. Böylece çevrim tamamlanmış olur.



Şekil 1. Claude sıvılaştırma çevriminin şematik gösterimi

Sıvılaştırma süreci, gerçekte kompresör girişi ile ayrıştırıcıda ayrılan sıvılaşmış gaz arasında gerçekleşen ısı transferi işlemidir. Claude çevrimi için birim sıvılaşan kütle başına düşen soğutma etkisi şu şekilde gösterilebilir:

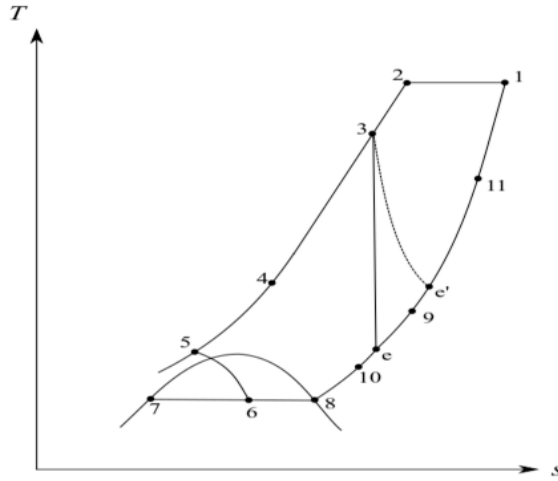
$$q_L = h_1 - h_f \quad (1)$$

Buradaki alt indis f sıvı hali ifade etmektedir. Aynı şekilde birim gaz kütlesi başına düşen soğutma etkisi şu şekilde hesaplanır:

$$q_L = h_1 - h_2 + r(h_3 - h_e) \quad (2)$$

Denklem 2'de gösterilen r türbine gönderilen gaz oranını ifade etmektedir ve şu şekilde tanımlanır:

$$r = \frac{m_e}{m} \quad (3)$$



Şekil 2. Claude sıvılaştırma çevriminin sıcaklık-entropi diyagramı

Türbin tarafından üretilen özgül iş denklemi şu şekildedir:

$$w_e = r(h_3 - h_e) \quad (4)$$

Sıvılaştan gaz miktarı da, türbine gönderilen gaz oranı gibi oran şeklinde ifade edilebilir:

$$y = \frac{m_f}{m} \quad (5)$$

Özgül kompresör işi ifadesi şu şekildedir:

$$w_c = h_1 - h_2 - T_0(s_2 - s_1) \quad (6)$$

Özgül net sıvılaştırma işi kompresör tarafından tüketilen işten türbin tarafından üretilen iş çıkarılarak şu şekilde hesaplanır:

$$w_{net} = w_c - w_e = h_1 - h_2 - T_0(s_2 - s_1) - r(h_3 - h_e) \quad (7)$$

Birim kütle gazı sıvılaştırmak için gerekli olan iş ise net işin sıvılaştan gaz miktarına oranıyla bulunabilir.

$$w_{liq} = \frac{w_{net}}{y} \quad (8)$$

Isı değiştirici 1, 2 ve 3 için enerji denklemleri sırasıyla şu şekilde yazılabilir:

$$h_2 - h_3 = (1 - y)(h_{12} - h_{11}) \quad (9)$$

$$(1 - r)(h_3 - h_4) = (1 - y)(h_{11} - h_{10}) \quad (10)$$

$$(1 - r)(h_5 - h_4) = (1 - y - r)(h_9 - h_8) \quad (11)$$

Claude çevrimi için performans katsayısı şu şekilde ifade edilir:

$$COP = \frac{q_L}{w_{liq}} = \frac{h_1 - h_f}{[h_1 - h_2 - T_0(s_2 - s_1) - r(h_3 - h_e)]\left(\frac{1}{y}\right)} \quad (12)$$

Claude sıvılaştırma çevrimi için ideal şartlardaki minimum iş şu şekilde hesaplanabilir:

$$w_{rev} = h_f - h_1 - T_0(s_f - s_1) \quad (13)$$

Sistem için ikinci kanun verimliliği ideal işin gerçek işe oranıyla ifade edilir:

$$\eta_{II} = \frac{w_{rev}}{w_{liq}} \quad (14)$$

Modellenen sistemin termodinamik analizi, sistemin bileşenlerinin her biri kontrol hacim kabul edilerek yapılmıştır. Sistemin termodinamik analizini basitleştirmek için aşağıda bulunan varsayımlardan yararlanılmıştır:

- Sistem sürekli akış durumundadır.
- Sistemim kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilmiştir.
- Türbin, kompresör verimliliği ve ısı değiştiricilerin etkinliği 1 olarak kabul edilmiştir.

- Sistemde sürtünmeden kaynaklı basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.
- Sistemde ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Durum 12 ile durum 1 birbirine eşit kabul edilmiştir.

3.SİSTEMİN PARAMETRİK ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Claude sıvılaştırma çevriminin yukarıda verilen denklemler ışığında termodinamik modellemesi EES programının yardımıyla yapılmıştır. Model daha sonra literatürdeki diğer çalışmalarla karşılaştırılarak, modelin doğruluğu kontrol edilmiştir. Sistem ilk olarak kompresör giriş basıncı $P_1 = 0.101$ MPa, kompresör giriş sıcaklığı $T_1 = 25^\circ\text{C}$, kompresör çıkış basıncı $P_2 = 4$ MPa, türbine gönderilen gaz oranı $r = 0.75$ kabul edilerek modellenmiştir. İlk yapılan parametrik çalışmalarda T_1 , P_2 ve r bağımsız değişken olarak kabul edilerek, bu değişkenlerin sistemin performansına olan etkileri incelenmiştir. Aynı zamanda bağımlı değişken T_3 'ün sistemin performansına olan etkileri incelenerek optimizasyon çalışması için sınırlar belirlenmiştir.

Parametrik çalışmalar sonucunda belirlenen sınırlar ile sistemin optimizasyonu diferansiyel evrim algoritması ile yapılmıştır. Diferansiyel evrim (DE) algoritması doğrusal olmayan optimizasyon problemleri için yaygın olarak kullanılan, popülasyon tabanlı, sezgisel bir optimizasyon çeşididir. DE algoritmasında, belirlenen hedef fonksiyonunun optimum değerleri çaprazlama ve mutasyon gibi operatörler ile oluşturulan popülasyonlarda aranır. Claude sıvılaştırma çevriminin optimizasyon probleminde, yapılan parametrik çalışmalar sonucunda, hedef fonksiyonu olarak ikinci kanun verimliliği η_{II} seçilmiş ve değişkenler olarak; kompresör çıkış basıncı P_2 , türbin giriş sıcaklığı T_3 ve türbine gönderilen gaz oranı r seçilmiştir. Optimizasyon çalışması için Python SciPy [16] bilimsel hesap modülü kullanılmış ve termodinamik özellikler için CoolProp kullanılmıştır. Optimizasyon çalışması ile ilgili strateji ve parametreleri Tablo 1'de verilmiştir. Optimizasyon stratejisi olarak, çok modlu fonksiyonlarda en hızlı yakınsama oranına sahip stratejilerden best/1/bin, mutasyon sabiti F değeri olarak 0.2 ve çaprazlama sabiti olarak 1 seçilmiştir. Değişkenlerin üst ve alt limitleri Tablo 2.de gösterilmiştir.

Tablo 1. Optimizasyon parametreleri ve stratejisi

Optimizasyon Stratejisi	best/1/bin
Mutasyon Sabiti (F)	0.2
Çaprazlama Sabiti (CR)	1.0
Hedef Fonksiyonu f	$\eta_{II} = \frac{w_{rev}}{w_{liq}}$

Tablo 2. Parametrelerin üst ve alt limitleri

Türbine Gönderilen Gaz Oranı (r)	$0 < r < 1$
Kompresör Çıkış Basıncı P_2 (MPa)	$2 < P_2 < 20$
Türbin Giriş Sıcaklığı T_3 ($^\circ\text{C}$)	$-80 < T_3 < 0$

4.SONUÇLAR VE YORUMLAR

Tablo 3'de modellenen Claude çevriminin durumlar bazında sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri verilmiştir. Sistem hava için 25°C kompresör giriş sıcaklığında, 4 MPa kompresör çıkış basıncı ve 0.75 olarak seçilen türbine gönderilen gaz oranı ile modellenmiştir. İdeal durumda ve ısı değiştiricilerin etkinliğinin 0.96, türbin ve kompresör verimliliğinin 0.8 olduğu durumlar için performans verileri Tablo 4'de karşılaştırılmıştır. Sistem ideal çalışmadan uzaklaştığında sistemin iş tüketimi %26 arttığı gibi ikinci kanun verimliliği de aynı oranda azalmaktadır.

Tablo 3. Claude çevriminin termodinamik verileri

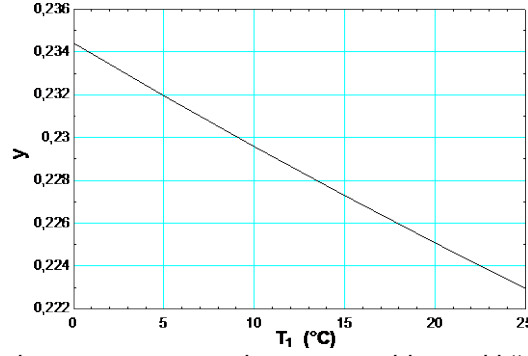
Durum	T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	25	0,101	298.4	6.86
2	25	4	289.8	5.778
3	-69.21	4	184.6	5.352
4	-165.2	4	-65.64	3.577
5	-166.4	4	-68.31	3.552
6	-194.3	4	-68.31	3.7
7	-194.3	4	-126.1	2.977
8	-194.3	4	78.72	5.539
9	-152.5	4	119.4	5.946
10	-165.2	4	106.4	5.832
11	-84.75	4	188	6.398
12	25	0.101	298.4	6.86

Şekil 3 ve 4'de kompresör giriş sıcaklığının ikinci kanun verimliliği ve sıvılaştırma oranına olan etkileri verilmiştir. Kompresör giriş sıcaklığını düşürmek, Joule-Thompson valfindan elde edilen soğutma etkisini arttırmaktadır. Bu yüzden, sıcaklık düştükçe sıvılaştırma gaz miktarı sıcaklığa bağlı olarak artmaktadır.

Şekil 5 ve 6'da türbine gönderilen gaz oranının ikinci kanun verimliliği ve sıvılaştırma işine olan etkileri gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 6'da kompresör çıkış basıncının 4 MPa, 10 MPa ve 20 MPa değerleri için türbine gönderilen gaz oranının net sıvılaştırma işine etkileri incelenmiştir. Şekil 6'da da görüldüğü üzere farklı basınç değerleri için farklı optimum r değerleri vardır. Türbine gönderilen gaz miktarı arttıkça, türbin tarafından üretilen soğutma etkisi artmaktadır ancak sonraki çevrimin ön soğutmasında kullanılacak gaz miktarı azalmaktadır. Türbine gönderilen optimum gaz oranı 0.6 ila 0.8 arasında değişmektedir.

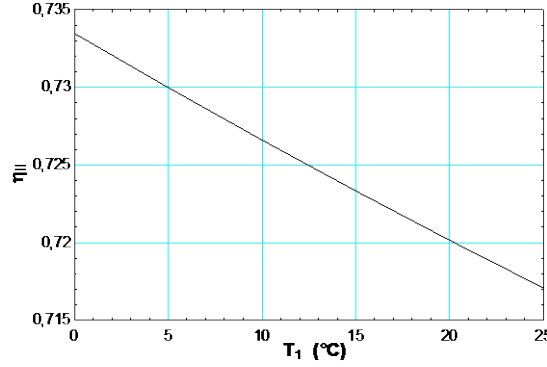
Tablo 4. Modellenen sistemin performans verileri

	ideal	Gerçek ($\epsilon = 0.96$, $\eta = 0.8$)
T_1 (°C)	25	25
T_2 (°C)	25	26.6
T_3 (°C)	-69.2	-67.2
P_1 (MPa)	0.101	0.101
P_2 (MPa)	4	4
r	0.75	0.75
y	0.2338	0.189
$q_{L, \text{gas}}$ (kJ/kg)	424.5	424.5
$q_{L, \text{liquid}}$ (kJ/kg)	99.24	80.23
w_c (kJ/kg)	313.9	314.2
w_e (kJ/kg)	90.64	73.33
w_n (kJ/kg)	223.26	240.87
w_{liq} (kJ/kg)	955.1	1274.44
w_{rev} (kJ/kg)	733.2	733.2
COP_{actual}	0.4445	0.3334
η_{II}	0.7675	0.5756

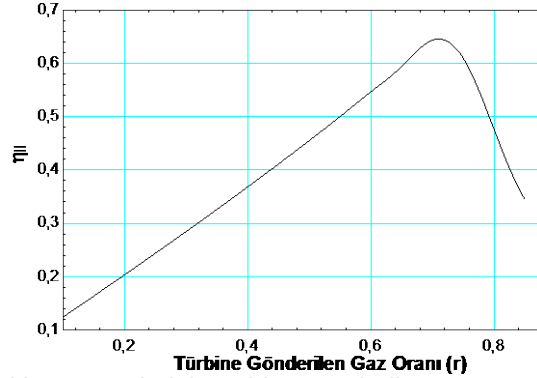


Şekil 3. Sıvılaştırma gaz oranının kompresör giriş sıcaklığı ile değişimi

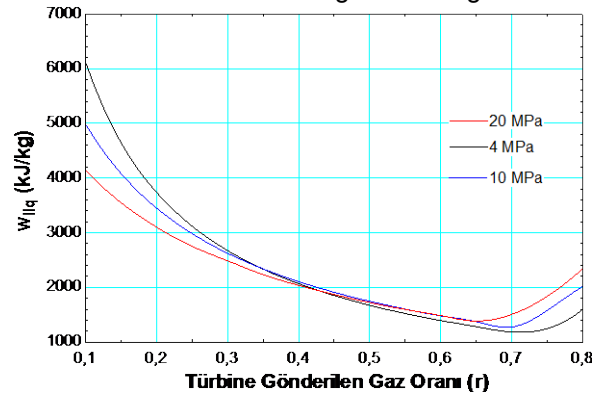
Şekil 7 ve 8'de kompresör çıkış basıncının sıvılaştırma işi ve ikinci kanun verimliliğine olan etkileri incelenmiştir. Görüldüğü üzere yüksek basınçlar sistemin performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Claude sıvılaştırma çevriminin en büyük avantajı türbin sayesinde diğer sıvılaştırma çevrimlerine göre çok daha düşük basınçlarda çalışabilmesidir. Şekil 7 ve 8'de de görüldüğü üzere optimum basınç değeri Claude çevrimi için 4 ila 6 MPa arasında değişmektedir.



Şekil 4. İkinci kanun veriminin kompresör giriş sıcaklığı ile değişimi

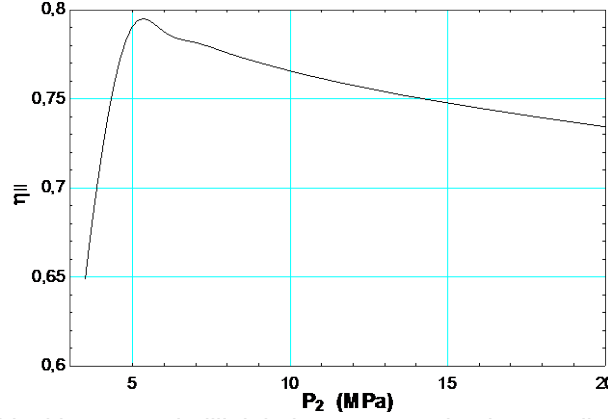


Şekil 5. İkinci kanun veriminin türbine gönderilen gaz oranı ile değişimi

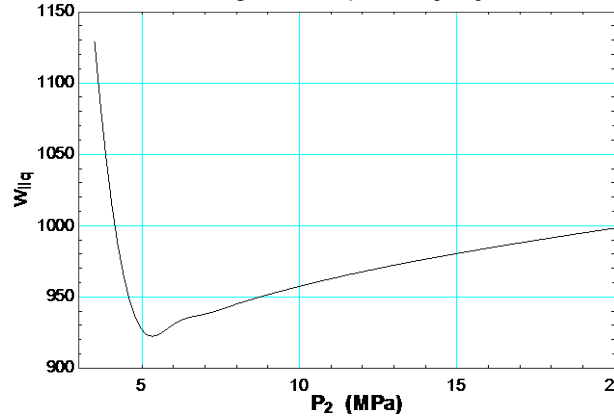


Şekil 6. Sıvılaştırma işinin türbine gönderilen gaz oranı ile değişimi

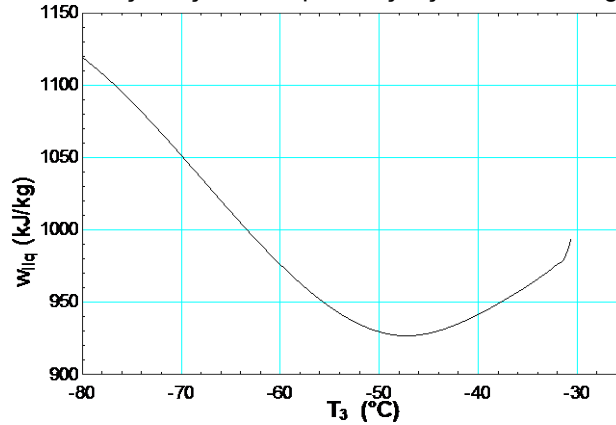
Sistemin bir diğer önemli parametresi türbin giriş sıcaklığıdır. Türbin giriş sıcaklığının değişen basınç değerleriyle birlikte sistemin net sıvılaştırma işine yaptığı etki Şekil 9'de gösterilmiştir. Yüksek türbin giriş sıcaklıklarında türbin tarafından üretilen soğutma etkisi artmaktadır, ancak aynı zamanda J-T valf kontrol hacmine giren gazın sıcaklığı da artmaktadır. Sıcaklık arttıkça türbin tarafından üretilen soğutma etkisi artarken valf tarafından üretilen soğutma etkisi azalmaktadır.



Şekil 7. İkinci kanun verimliliğinin kompresör çıkış basıncı ile değişimi



Şekil 8. Sıvılaştırma işinin kompresör çıkış basıncı ile değişimi



Şekil 9. Sıvılaştırma işinin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Optimizasyon çalışmasında basınçla birlikte değişen türbin giriş sıcaklığı T_3 değeri bağımsız değişken olarak kabul edilip sistem ona göre modellenmiştir. Python SciPy modülü ile diferansiyel evrim algoritmasının yardımıyla optimizasyon problemi çözülmüştür. Optimizasyon parametreleri ile ilgili değerler Tablo 1 ve Tablo 2 de verilmiştir.

Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda, sistemin optimum kompresör çıkış basıncı $P_2 = 4.25$ MPa, optimum türbin giriş sıcaklığı $T_3 = -29.6$ °C ve optimum türbine gönderilen gaz oranı 0.69 olarak bulunmuştur. Optimum koşullarda sistemin performans verileri Tablo 5'de verilmiştir.

Tablo 5. Optimum Koşullarda Sistemin Performans Verileri

T_1 (°C)	25
T_2 (°C)	25
T_3 (°C)	-29.6
P_1 (MPa)	0.101
P_2 (MPa)	4.25
r	0.69
y	0.271
$q_{L,gas}$ (kJ/kg)	115
$q_{L,liquid}$ (kJ/kg)	424.5
w_c (kJ/kg)	319.1
w_e (kJ/kg)	105.9
w_n (kJ/kg)	213.2
w_{liq} (kJ/kg)	786.7
w_{rev} (kJ/kg)	733.2
COP_{actual}	0.5397
η_{II}	0.9318

5. SONUÇ

Sıvılaştırma çevrimi modellenmiş ve sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılmıştır. Sistemin çalışma koşullarının net iş, sıvılaştırılan gaz miktarı, performans katsayısı, ikinci kanun verimliliği gibi performans parametrelerine olan etkileri incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda şu sonuçlar çıkarılabilir:

- Kompresör giriş sıcaklığı T_1 ile sistemin performansı arasında doğrusal bir ilişki vardır. Kompresör giriş sıcaklığı düştükçe, J-T valfine giren sıcaklık düşmektedir ve daha çok gaz sıvılaşmaktadır. Aynı zamanda kompresör işi azaldığından dolayı sistemin ikinci kanun verimliliği artmaktadır.
- Türbine gönderilen gaz miktarı, türbin tarafından üretilen soğutma etkisine doğrudan etki etmektedir. Türbine gönderilen gaz miktarı arttıkça türbin tarafından üretilen soğutma etkisi artmaktadır ancak ikinci çevrimin ön soğutmasında kullanılacak gaz miktarı da azalmaktadır. Türbine gönderilen optimum gaz miktarı değişen basınç değerleriyle birlikte 0.65 ila 0.8 arasında değişmektedir.
- Claude sıvılaştırma çevrimi, diğer sıvılaştırma çevrimlerine oranla daha düşük basınç aralıklarında çalışmaktadır. Sistemin optimum basınç değeri 4 ila 6 MPa arasında değişmektedir.
- Türbin giriş sıcaklığı, türbin tarafından üretilen soğutma etkisine doğrudan etki etmektedir. Türbin giriş sıcaklığı arttıkça türbin tarafından üretilen soğutma

etkisi de artmaktadır ancak J-T valfı tarafından üretilen soğutma etkisi azalmaktadır. Optimum sıcaklık değeri -60 ila -20°C arasında değişmektedir.

- Sistemin diferansiyel evrim algoritmasıyla yapılan optimizasyonu sonucunda optimum çalışma koşulları $T_3 = -29.6^{\circ}\text{C}$, $P_2 = 4$ MPa ve $r = 0.69$ olarak bulunmuştur.

SEMBOLLER

h Özgül Entalpi

s Özgül Entropi

q_L Özgül Soğutma Yüğü

T Sıcaklık

P Basınç

COP Performans Katsayısı

y Sıvılaşan Gaz Oranı

r Türbine Gönderilen Gaz Oranı

w Özgül İş

η_{II} İkinci Kanun verimliliğı

F Mutasyon Sabiti

CR Çaprazlama Sabiti

f Hedef Fonksiyonu

KAYNAKLAR

- [1]. Cengel YA, Boles MA. Thermodynamics: An Engineering Approach (7th edn). McGraw-Hill: New York, 2011.
- [2]. Barron R. Cryogenic Systems. Oxford University Press: New York, 1985.
- [3]. Timmerhaus KD, Flynn TM. Cryogenic Process Engineering. The International Cryogenic Monographs Series. Plenum Press: New York, 1989.
- [4]. T.M. Flynn, Cryogenic Engineering, 2nded., New York : Marcel Dekker, 2005.
- [5]. A.Khalil, G.E McIntosh, Thermodynamic optimization study of the helium multi-engine Claude refrigeration cycle, Advances in Cryogenic Engineering 23(1977) 431-436.
- [6]. Hilal, M.A., Optimisation of helium refrigerators and liquefiers for large superconducting systems. Cryogenics, 1979, 19, 415.
- [7]. Hubbell H, Toscano WM. Thermodynamic optimization of helium liquefaction cycles. Advances In Cryogenic Engineering 1980;25:551±62.
- [8]. M.D Atrey, Thermodynamic analysis of collins helium liquefaction cycle, Cryogenics 38(12)(1998) 1199-1206

- [9]. Thomas R.J, Ghosh P, Chowdhury K. Role of expanders in helium liquefaction cycles: parametric studies using collins cycle, Fusion Engineering and Design 86 (2011) 318-324
- [10]. Thomas R.J, Ghosh P, Chowdhury K., Role of heat exchanger in helium liquefaction cycles: simulation studies using collins cycle, Fusion Engineering and Design 87(2012) 39-46
- [11]. Kanoglu M., Dincer I., Rosen M. Performance analysis of gas liquefaction cycles Int. J. Energy Res. 2008; 32:35–43
- [12]. Differential Evolution – A Simple and Efficient Heuristic for global Optimization over Continuous Spaces Storn, R. & Price, K. Journal of Global Optimization (1997) 11: 341.
- [13]. Differential evolution and simulated annealing algorithms for mechanical systems design, Engineering Science and Technology, an International Journal 17 (2014) 131e136
- [14]. Klein SA. Engineering Equation Solver (EES), Academic Commercial V10.091, F-Chart Software, www.fChart.com 2016.
- [15]. Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure- and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Industrial & Engineering Chemistry Research 2014
- [16]. Oliphant, T. E., Eric Jones, and Pearu Peterson. "SciPy: Open source scientific tools for Python." Computing in Science and Engineering 9 (2007): 10-20.

ÖZGEÇMİŞ

Tuğberk Hakan ÇETİN

1994 İstanbul doğumludur. Ataköy Cumhuriyet Anadolu Lisesinden sonra 2016 yılında Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliğinden mezun olmuştur. Aynı bölümün Enerji anabilim dalında yüksek lisansına devam etmektedir. Çalışma alanları arasında, gazların sıvılaştırma çevrimleri, termodinamik analiz ve optimizasyon sayılabilir.

Mehmet KANOĞLU

Mehmet Kanoğlu İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümünü 1992'de bitirdi. Yüksek lisansını ve doktorasını ABD'de Nevada Üniversitesi'nde (University of Nevada, Reno) 1996 ve 1999 yıllarında tamamladı. 2000 yılından beri Gaziantep Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. 2006-2007'de University of Ontario Institute of Technology'de ve 2010-2012'de American University of Sharjah'da misafir öğretim üyesi olarak bulunmuştur. Üç uluslararası kitabı ve çok sayıda uluslararası makale ve bildirisi vardır. Çalıştığı alanlar arasında ileri enerji sistemleri, jeotermal enerji, güç santralleri, kojenerasyon, enerji yönetimi ve verimliliği, soğutma sistemleri, hidrojen üretimi ve gaz sıvılaştırması sayılabilir.