

Araştırma Makalesi

Dört Kademeli Pistonlu Tip Bir CNG Kompresöründe Ekserji Analizi**Battal Doğan^{*a}**^a Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kırıkkale**Öz**

Kompresörler gazları yüksek basınçlara sıkıştırılmak için kullanılmaktadır. Bu çalışmada sıkıştırılmış doğalgazı (CNG) yüksek basınçlara çıkarmak amacıyla ev tipi olarak imal edilmiş dört kademeli ve pistonlu tip olarak bir kompresör üretilmiştir. CNG kompresöre 0,022 bar basınçta girmekte ve 200 bar basınçta çıkmaktadır. Doğalgazın yüksek basınca çıkarılması işlemleri sırasında meydana gelen yüksek sıcaklık nedeniyle kompresörde ara soğutmalı kademeli sıkıştırma yapılmıştır. Çalışmada enerji ve Ekserji analizi yapılırken termodinamiğin 2. yasası ifadelerinden hareket edilerek kompresörden ve soğutma sisteminden kaynaklı tersinmezlikler bulunmuştur. Kompresörde verim izantropik, politropik ve izotermal hal değişimleri model alınarak hesaplanmıştır. Çalışmada aynı kompresörde CNG ve hava sıkıştırılması durumu ele alınarak karşılaştırma yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ev Tipi, Pistonlu Kompresör, CNG, Enerji Analizi, Ekserji Analizi**Exergy Analysis in a Four-Stage Piston Type CNG Compressor****Abstract**

Compressors are used for compressing gases to high pressures. In this study, a compressor was produced as a four-stage and reciprocating type, manufactured as a domestic type to extract compressed natural gas (CNG) at high pressures. CNG compressor to 0,022 bar into the pressure and emerge at 200 bar pressure. The high- pressure natural gas during the removal process, due to the high temperatures occurring in the compressor -cooled intermediate -stage compression is performed. Energy analysis study, power was determined by measuring pressure and temperature at each stage. Energy analysis study, power was determined by measuring pressure and temperature at each stage. Compressor efficiency isentropic, polytropic and isothermal state changes are calculated based on the model. In the same compressor in the study have been compared to CNG and compressed air.

Keywords: Household, Reciprocating Compressor, CNG, Energy Analysis, Exergy Analysis**Giriş**

Günümüzde doğalgazın yüksek basınçlara sıkıştırılmasından elde edilen CNG alternatif yakıt olarak tercih edilmektedir. CNG araçlara ticari amaçlı kurulmuş istasyonlardan doldurulabilir.

Villa tipi evlerde uygun bir alana kurulacak sistemlerle CNG dolumu yapılabilir. Bireysel kullanım amacıyla yapılan sitemlerde kullanılan CNG kompresörleri ev tipi olarak isimlendirilmektedir. Her iki kullanım için CNG'yi yüksek basınçlara sıkıştırma yeteneği olan yüksek basınç

* Sorumlu Yazar
e-posta: bttldgn@gmail.com

Received: 24.10.2016
Accepted: 21.02.2017

kompresörlerine ihtiyaç vardır. İstasyonda ve evde kurulan kompresörlerin giriş basınçları ve debileri farklı olabilir ancak çıkış basınçları 200-250 bar seviyesinde olmak zorundadır.

Çalışmada ev tipi kullanım için imal edilmiş CNG kompresörü Şekil (1)'de verilmektedir. Ev tipi pistonlu CNG

kompresörü elektrik motorundan hareket enerjisini alarak çalışan bir cihazdır. Krankın dönmesi için gerekli güç elektrik enerjisinden sağlanmaktadır. Pistonların emme ve basma işlemlerini yapması biyel kollarının hareketi ile gerçekleşmektedir. Bu şekilde kompresörde sıkıştırılmış gaz bir tanka iletilerek depolanır.



Şekil 1. Çalışmada Kullanılan Kompresör

Materyal - Yöntem

Kompresörlerde amaç gazların basıncını artırmaktır. CNG kompresörlerinde yüksek çıkış basıncı elde edilmesinde en önemli etki giriş basıncıdır. Giriş basıncı arttıkça kompresördeki basınç dalgalanmaları ve sıkıştırmaya harcanan enerji azalmaktadır. CNG kompresörlerinde gazın giriş sıcaklığı dış hava şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Kompresör içinde basıncı artan gazın sıcaklığı arttığından dolayı soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Debi ise CNG kompresöründe silindir hacmi, elektrik

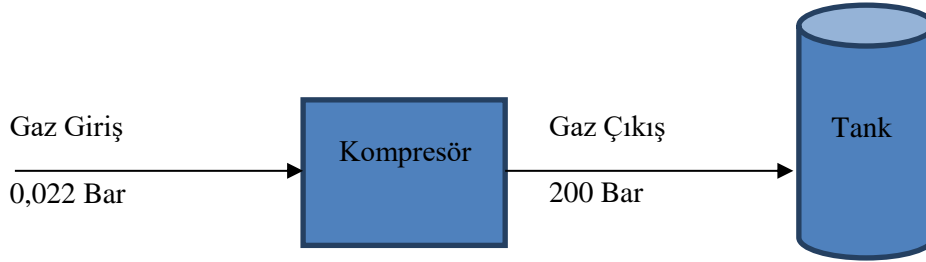
motor gücü, devir sayısı gibi birçok etkene bağlıdır. Ev tipi kompresörlerde debi düşük istasyonlarda kullanılanlarda yüksektir. Bu nedenle ticari amaçlı çalışan istasyonlarda daha kısa sürede dolun işlemi gerçekleşmektedir. Ancak kompresörün ilk yatırım maliyeti yüksektir. Ev tipi kullanımda genellikle akşam dinlenme saatlerinde araçlar uzun sürelerde doldurulmaktadır. Bu çalışmada kompresörün deneysel olarak elde edilen sonuçları kullanılarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Tablo (1)'de deneyleri yapılan kompresöre ait teknik bilgiler yer almaktadır.

Tablo1. Kompresör Özellikleri

Kompresör Tipi	Pistonlu
Kademe Sayısı	4
Gaz Giriş Basıncı	0,022 Bar
Gaz Çıkış Basıncı	200 Bar
Gaz Giriş ve Çıkış Sıcaklığı	283 K
Debi	180 lt/h

Deneyler yapılırken Şekil (2)'de verilen düzenek kullanılarak 60 lt hacminde bir tanka CNG dolun işlemi gerçekleştirilmiştir. Araçlara doğalgaz dolunu yapılırken CNG kompresörü için

bir depo bağlantısı olmalıdır. Çalışmada kompresörün tankı doldurması sırasında her kademedeki basınç ve sıcaklık değerleri belirlenmiştir.

**Şekil 2.** Test Düzenegi

Kompresörün her kademesine ait boyutlar ve deneyler sonucunda okunan basınç değerleri tablo (2)'de verilmiştir. Ev tipi kompresörler için şehir içi doğalgaz dağıtım

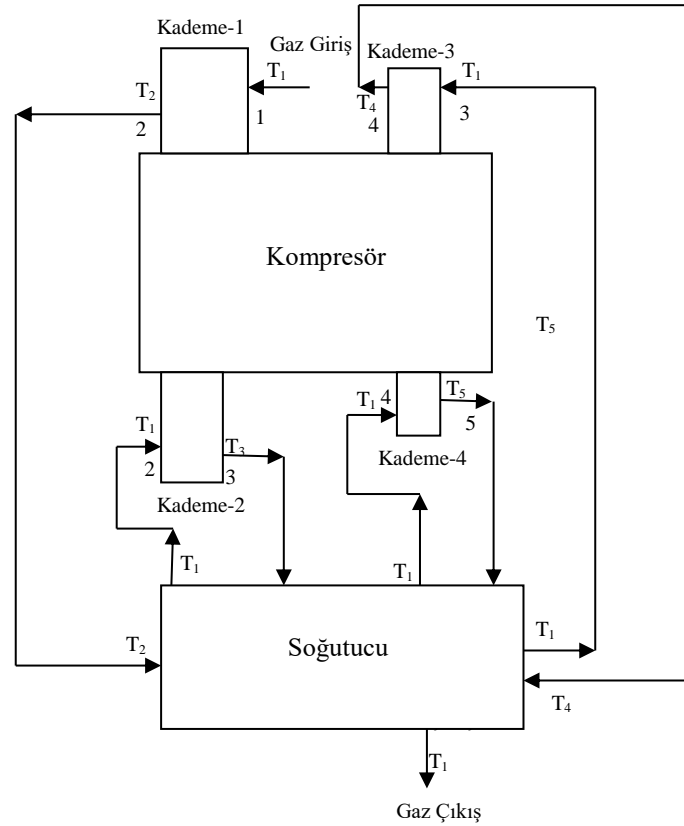
basıncı giriş basıncı olmaktadır. Bu nedenle ev tipi kompresörlerde ilk kademedeki basınç artma oranı çok yüksektir.

Tablo 2. Ölçülen Basınç Değerleri

	Giriş Basıncı (Bar)	Çıkış Basıncı (Bar)
Kademe 1	0,022	4
Kademe 2	4	30
Kademe 3	30	90
Kademe 4	90	200

İmalatı yapılan CNG kompresörün tasarımı sırasında gövdesinde yapılan soğutmanın yeterli olmayacağı belirlenmiştir. Bu nedenle ara soğutmalı kademeli sıkıştırma yapılmıştır. Şekil (3)'de çalışmada

kullanılan kompresöre ait soğutma işlemi gösterilmektedir. Soğutma işlemi sabit basınçta gerçekleşmektedir. Soğutma işlemi yapılırken her kademedeki gaz sıkıştırma öncesi sıcaklığa getirilir.



Şekil 3. Ara Soğutmalı Kademeli Sıkıştırma

Enerji Analizi

Kompresörler çalıştıkları sürelerde giriş, çıkış ve diğer çalışma koşulları değişmez. Bu nedenle sürekli akış makinesi olarak kabul edilebilirler. Sürekli rejim şartlarında bir kompresör için kütle korunumu denklemi eşitlik (1)'de enerjinin korunumu denklemi eşitlik (2)'de verilmiştir. Burada g indisi her kademe için girişi, ç indisi çıkışı, Q ısı geçişini, W gücü ve h entalpiyi göstermektedir. Denklemlerde kullanılan g indisi giriş şartlarını, ç indisi çıkış şartlarını belirtmektedir. Çalışmada enerjinin korunumu denklemleri kullanılırken kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir [1].

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\text{ç} \quad (1)$$

$$Q - W = \sum \dot{m}_\text{ç} h_\text{ç} = \sum \dot{m}_g h_g \quad (2)$$

Çalışmada kompresörde sıkıştırma yapılırken soğutmanın etkisi incelenmiştir. Üç farklı durum dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Büyük miktarda soğutma içeren izotermal hal değişimi, bir miktar soğutma içeren politropik hal değişimi ve soğutma içermeyen izantropik hal değişimi gerçek hal değişimi ile karşılaştırılmıştır. Kompresörler için soğutma işlemi genellikle politropik hal değişimi ile modellenmektedir [2].

İzantropik hal değişimi ($Pv^k=\text{sabit}$)

$$w_{Komp} = \frac{kRT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \frac{kRT_2}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \frac{kRT_3}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \frac{kRT_4}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3)$$

Politropik hal değişimi ($Pv^n=\text{sabit}$)

$$w_{Komp} = \frac{nRT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + \frac{nRT_2}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + \frac{nRT_3}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + \frac{nRT_4}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (4)$$

İzotermal hal değişim ($Pv=\text{sabit}$)

$$w_{Komp} = RT_1 \left[\ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{P_3}{P_2} + \ln \frac{P_4}{P_3} + \ln \frac{P_5}{P_4} \right] \quad (5)$$

Enerji ve ekserji hesaplarında CNG için Tablo (3)'de verilen metan özellikleri alınmıştır. Literatürde gazlarda politropik üs $1 < n < k$ aralığında değiştiğinden dolayı CNG için $n=1,2$ olarak kabul edilmiştir. Çalışmada kompresörde hava sıkıştırılması

durumu dikkate alınarak CNG ile karşılaştırma yapılmıştır. Hava ile sıkıştırma işleminde Tablo (3)'deki özellikler kullanılmış olup, politropik üs $n=1,3$ alınmıştır.

Tablo 3. Gazların Özellikleri

Özellik	Metan	Hava
Gaz Sabiti	R=0,5182 kJ/kg.K	R=0,287 kJ/kg.K
Sabit Basıncıta Özgül Isı	$C_p=2,2537$ kJ/kg.K	$C_p=1,005$ kJ/kg.K
Özgül Hacimler Oranı	$k=1,299$	$k=1,4$
Kritik Basıncı	$P_{kr}=4,64$ Bar	$P_{kr}=3,77$ Bar
Kritik Sıcaklık	$T_{kr}=191,1$ K	$T_{kr}=132,5$ K

Ekserji Analizi

Kompresörler güç tüketen makinelerdir. Kompresörde sıkıştırma işlemi içten tersinir olarak yapıldığı zaman en az iş gerçekleşir. Tersinmezlikler yok edildikçe kompresör işi azalır. Kompresörlerde işi azaltmak için ekonomik bir yol sıkıştırma sırasında gazın sıcaklığını düşürmektir. CNG kompresörlerinde tersinmezlik kompresörden ve soğutucudan kaynaklanmaktadır. Kompresörde geçiş noktasındaki sıcaklık çevre sıcaklığı olduğundan dolayı ısı ile olan ekserji geçişi sıfır olarak alınmıştır. Çalışmada Şekil

(3)'deki akış şemasına uygun olarak kompresör tersinmezliği eşitlik (6), ara soğutucu tersinmezliği eşitlik (7) ile hesaplanmıştır. Entropi üretiminin bilinmesi durumunda tersinmezlik kolayca bulunabilir. Özgül ısıların sabit olduğu kabulü yapılarak her bir adım için entropi üretimi eşitlik (8) 'den hesaplanmıştır[3]

$$I_{Komp} = T_0 [(s_2-s_1) + (s_3-s_2) + (s_4-s_3) + (s_5-s_4)] \quad (6)$$

$$I_{Soğ} = T_0 [(s_2-s_1) + (s_3-s_1) + (s_4-s_1) + (s_5-s_1)] \quad (7)$$

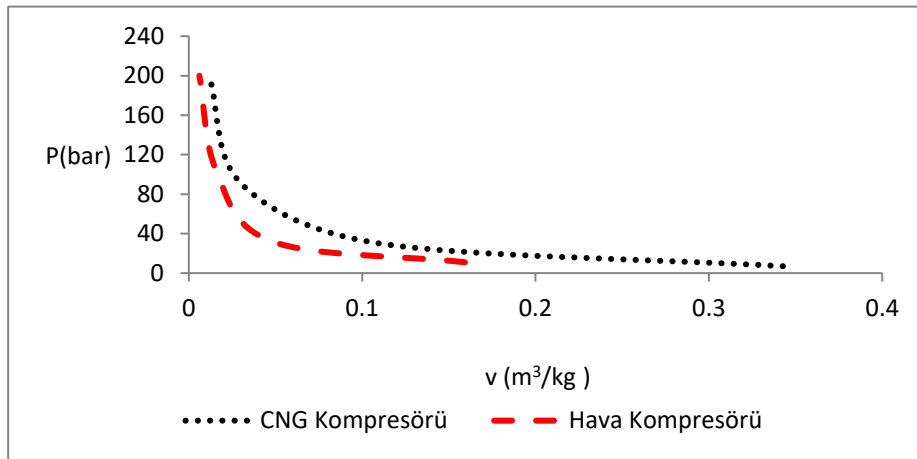
$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (8)$$

İzantropik verim, sürekli akışlı bir kompresör için izantropik hal değişimi için gerekli işin gerçek işe oranıdır. Soğutma sistemi olan kompresörlerde izantropik işlem hal değişimi adyabatik olmadığı için model olarak alınmaz[1]. Çalışmada izantropik hal değişimi diğer hal değişimleri ile karşılaştırma amacıyla kullanılmıştır. Çalışmada imal edilen CNG kompresöründe eşitlik (9)'da verilen ikinci yasa verimi tercih edilmiştir.

$$\eta_{ii} = \frac{\text{Tersinir Kompresör İşi}}{\text{Gerçek Kompresör İşi}} \quad (9)$$

Bulgular

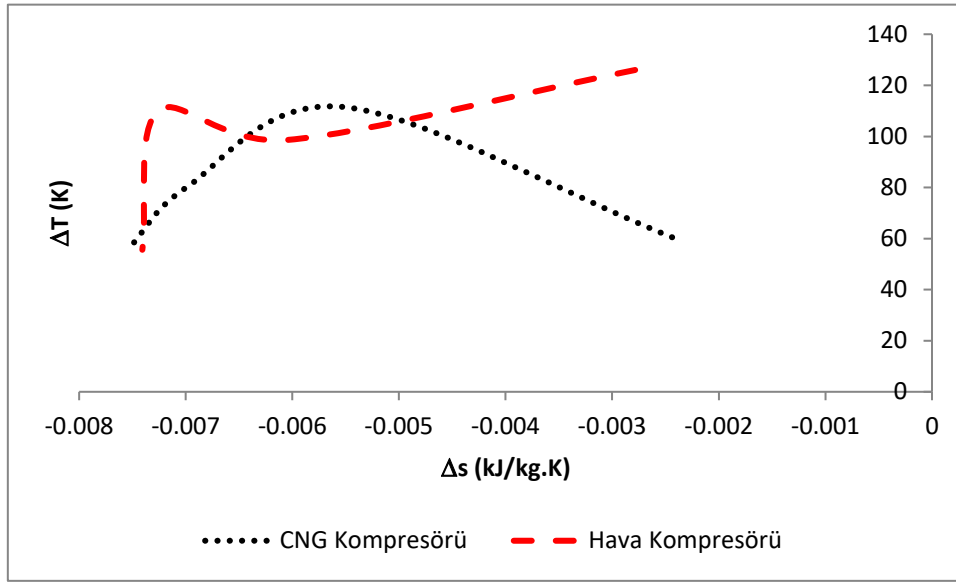
Kompresörün enerji analizleri yapılırken testler sırasında her bir kademede okunan basınç, sıcaklık değerleri kullanılarak hesaplar yapılmıştır. Kompresör ile yapılan sıkıştırma işlemine ait P-v diyagramı Şekil (4)'de verilmektedir. Pistonlu CNG kompresörlerinde kademelerdeki hacim azalması ile basınç yükselmektedir[4]. Bütün kompresörlerde P-v diyagramının altında kalan bölgenin alanı yapılan işi verir.



Şekil 4. P-v Diyagramı

Sıcaklık-entropi diyagramlarında hal değişimin altında kalan alan ısı geçişini verir. Hal değişimi sırasında sisteme giren toplam ısı ile sistemden çıkan toplam ısının arasındaki fark net işi vermektedir. Çalışmada imal edilen kompresörün her bir

kademesindeki sıcaklık farkının entalpi farkına göre değişimi Şekil (5)'de verilmektedir. Kademeler arasında sıcaklık farkı arttıkça entropi ve tersinmezlikler artmaktadır[8].

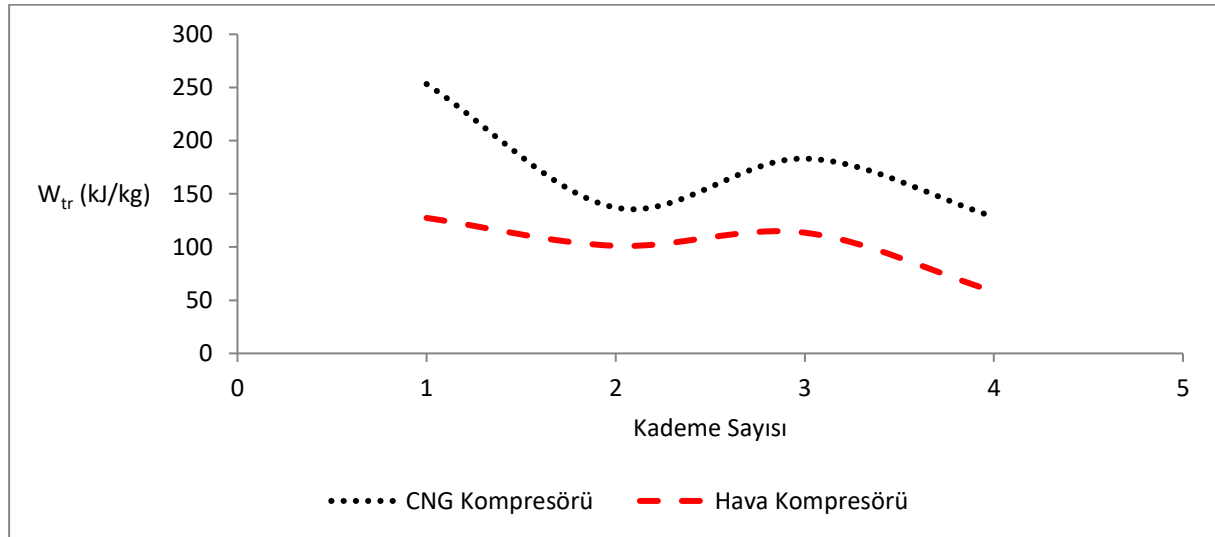


Şekil 5. ΔT - Δs Diyagramı

CNG Kompresörleri için her bir kademede meydana gelen tersinir eşitlik (10) kullanılarak hesaplanabilir. Çalışmada tersinir iş hesaplanırken kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilerek Şekil (6)'de verilen sonuçlar elde edilmiştir. Kompresörde ilk kademede

yüksek miktarda iş gerekmektedir. Bunun nedeni ilk kademede basınç 0,022 bar değerinden 7 bar değerine çıkmıştır.

$$w_{Komp, tr} = \int_1^2 v dP \quad (10)$$

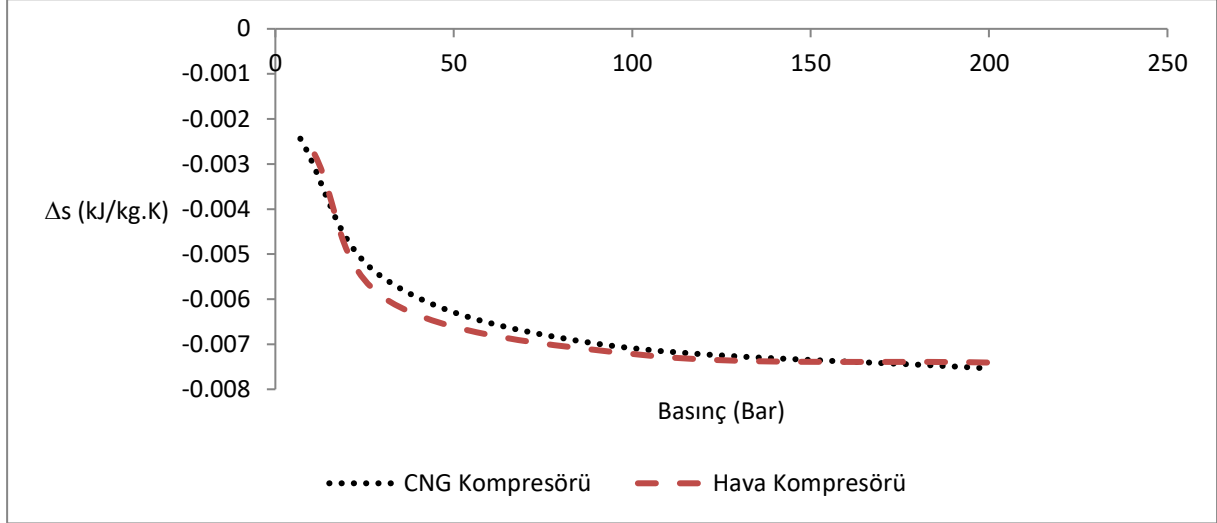


Şekil 6. Tersinir İş

Sürtünme, soğutma ve sanki dengeli olmayan sıkıştırma CNG kompresöründe entropi üretimine sebep olmaktadır.

Üretilen entropi kompresörün her bir kademesindeki sıcaklık ve basınca bağlı olarak bulunabilir. Çalışmadaki kompresör

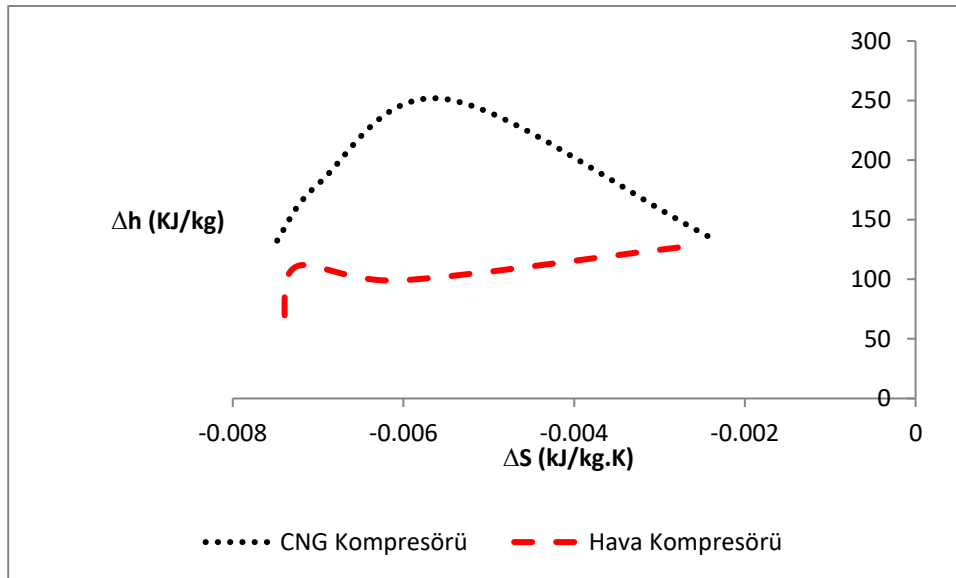
için her kademedeki basınç-entropi üretimi değişimi Şekil (7)'de verilmektedir.



Şekil 7. Entropi Üretimi

Kompresörlerde entalpi-entropi diyagramı iki önemli özelliğin bir arada gösterilmesidir. Farklı kademe sayısına sahip iki kompresör için her kademedeki

(Δh) yapılan işin, (Δs) tersinmezliklerin ölçüsüdür. Çalışmada elde edilen sonuçlar Şekil (8)'de verilmiştir.



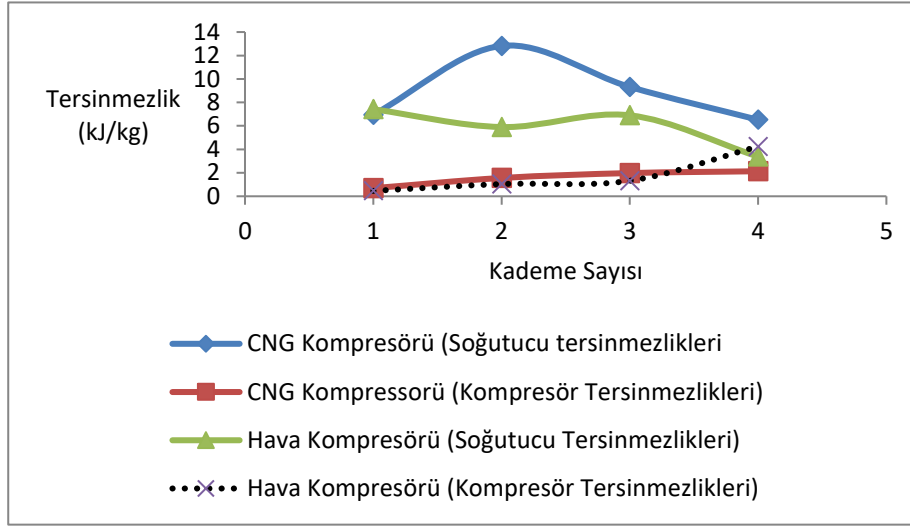
Şekil 8. Δh - Δs Diyagramı

CNG kompresörlerinde tersinmezliklerin kaynağı kompresör ve

ara soğutucu olarak iki şekilde ele alınabilir. Çalışmada soğutucudan

kaynaklı tersinmezlikler ile kompresörden kaynaklanan tersinmezlikler ayrı ayrı bulunmuştur.

Şekil (9)'de her iki tersinmezliğin kademelere göre hesaplanması verilmiştir.



Şekil 9. Kompresör ve Soğutucu Tersinmezliği

Tartışma - Sonuç

Çalışmada imalatı yapılan CNG kompresöründe değişik hal değişimleri için gerekli güç değerlerinin karşılaştırılması Tablo (4)'de verilmektedir. İzentropik hal

değişimi kademe sayısına göre yapılan hesaplamalar neticesinde üst sınır olmasına rağmen adyabatik olma şartı sağlanamadığından en ideal model politropik hal değişimdir.

Tablo 4. Hal Değişimlerine Göre Güç Hesabı

Hal Değişimi	Sıkıştırılan Gaz	Gerekli Güç (kJ/kg)
İzentropik	CNG	701,96
	Hava	400,24
Politropik	CNG	674,07
	Hava	387,07
İzotermal	CNG	615,88
	Hava	341,10
Gerçek	CNG	545,94
	Hava	321,21

CNG kompresörün ikinci yasa verimleri karşılaştırılması Tablo (5)'de verilmiştir. İkinci yasa verimleri tersinir hal değişimlerine ne kadar yaklaşıldığını göstermek için kullanılmaktadır. İkinci yasa

verimi hesaplanırken soğutma sistemi olan kompresörler için en uygun model olan politropik hal değişimi ile gerçek hal değişiminden elde edilen güç değerleri oranı alınmıştır.

Tablo 5. İkinci Yasa Verimleri

Sıkıştırılan Gaz Türü	Verim
CNG	%81
Hava	%83

Çalışmada yapılan analizler neticesinde;

- Yüksek basınçlı CNG kompresöründe silindirlerdeki tersinmezlikler yok edilerek verim artırılabilir.
- Kompresörde soğutma kayıpları azaltılması verimi artıracaktır.
- CNG kompresörlerinde işletme sırasında arıza sıklığı çoğunlukla ilk kademe olmaktadır. Bunun nedeni ilk kademe basınç artma oranı ve sıcaklık artışı fazladır.
- CNG kompresöre yaz ve kış şartlarında farklı sıcaklıklarla girmektedir. Özellikle yaz aylarında soğutma çok büyük sıkıntılara yol açmaktadır. Kış aylarında CNG sıkıştırmak yaz aylarına göre daha kolay olmaktadır.

Kaynaklar

[1] Doğan B., "Yüksek Basınçlı CNG Kompresör Tasarım ve İmalatı", Sinop Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, Cilt 1 Sayı1, 7-15, 2016

[2] Doğan B., "Ev Tipi Olarak Tasarlanmış Bir CNG Kompresör Prototipinin Performans ve Çalışma Parametrelerinin İncelenmesi", Politeknik Dergisi, Cilt 19, sayı 4, 427-431, 2016

[3] Li, Yang, et al. "Empirical analysis of the Compressed Natural Gas (CNG) refueling behaviors." *Advances in Energy, Environment and Materials Science*. CRC Press, 7-10, 2016

[4] Hwang, Sung-Soo, et al. "A Study on the Quantitative Measurement of

Oil Carry-over in Natural Gas Vehicle fueling Station Using A Gravimetric Method." *Journal of the Korean Institute of Gas* 19.1, 12-17, 2015

[5] Saadat-Targhi, Morteza, Javad Khadem, and Mahmood Farzaneh-Gord. "Thermodynamic analysis of a CNG refueling station considering the reciprocating compressor." *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 29, 453-461, 2016

[6] Zheng, Liang, et al. "An experimental study of technical measures for energy saving of CNG compressors." *Natural Gas Industry* 2, 23, 2013

[7] Han, Yongqiang, et al. "Performance evaluation of free piston compressor coupling organic Rankine cycle under different operating conditions." *Energy Conversion and Management* 86, 340-348, 2014

[8] Kern, M. Horn, W. Hiller, S. J., Stadacher, S., "Effect of Tip Injection on the Performance of a Multi-Stage High-Pressure Compressor", *Ceas Aeronautical Journal*, Volume 2, 99-110, 2011.

[9] Akgül, M. A., "Dört Kademeli Pistonlu Tip Bir CO₂ Kompresör Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Harran Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Şanlıurfa, 2011.

[10] A. Laxander, "Dry Gas Seals For High-Pressure Gas Injection Compressors Used in High-Pressure Service for Gas Injection" *Pipeline and Gas*

Journal, 238,61-6,2011.

[11] Koga,T.,”High Pressure,High Standarts: High Pressure Screw Gas Compressors”,Hydrocarbon Engineering, Volume 14, Issue 2,73-78,2009.

[12] Aprea C.,Mastrullo R.,Renno C.,”Determination Of The Compressor Optimal Working Conditions”, Applied Thermal Engineering Volume 29, Issue 10, 1991–1997, 2009.

[13] Reuss,N.,Mundt,C., “Experimental Investigations of Pressure Distorsions on the High Pressure Compressor Operating Behavior”, Journal of Propulsion and Power,,25 ,P653-667, 2009.

[14] Younessi-Sinaki M. ,Golriz M.R., Hamdullahpur, F. “Exergy Analysis And Performance Evaluation Of CNG To LNG Converting Process”, International Journal of Exergy, Volume 5, Issue 2 ,2008.

[15] Xueqiang F., Liangsheng G., Xiancai F., Yongzhang Yu “A New Type Of CNG Refueling System and Equipment” International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 14-17, 2008

[16] Wølneberg P. W. , Ivar S. E.,” Alternatives For Power Supply To Natural-Gas Export Compressors Combined With Heat Production Evaluated With Respect To Exergy Utilization And CO₂ Emissions”, Energy Conversion and Management,Volume 49, Issue 12, 3531–3540,2008.

[17] Sanjay Y. , Singh O., Prasad B.N. ,”Energy and exergy analysis of steam cooled reheat gas–steam combined cycle”, Applied Thermal Engineering,Volume 27, Issues 17–18, 2779–2790, 2007.

[18] Stegou-Sagia A., Paigniannis N.,” Exergy losses in refrigerating systems. A study for performance comparisons in compressor and condenser”, International Journal of Energy Research, Volume 27, Issue 12, 1067–1078, 2003.

[19] McGovern J.A. , Harte S.,” An Exergy Method For Compressor Performance Analysis Méthode Exergétique D'analyse Des Performances Des Compresseurs”, International Journal of Refrigeration, Volume 18, Issue 6, 421–433,1995