

## GAZ TÜRBİNİ TAHRİKLİ BİR DOĞAL GAZ BASINÇLANDIRMA İSTASYONUNDA ORTAM VE YAKIT KOŞULLARININ SİSTEME ETKİSİNİN DUYARLILIK ANALİZİ

Mustafa Zeki YILMAZOĞLU\*, Ehsan AMIRABEDİN

Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Maltepe Ankara

### Özet

Bu çalışmada, borularla doğal gaz taşımada kullanılan basınçlandırma istasyonlarında belirli tasarım parametrelerine göre ortam sıcaklığının, ortam basıncının, yakıt giriş sıcaklığının ve yakıt kompresörü basınç oranı değişiminin parametrik analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarım parametrelerine göre 48 barda basınçlandırma istasyonuna gelen doğal gaz 73 barda istasyondan çıkmıştır. Simülasyonlarda, 2+1 (ana kompresör + yedek kompresör) paralel bağlı sistem yapısı göz önüne alınmıştır. Bununla birlikte, buharlaşmalı giriş havası soğutma işlemi ile kompresörlerin bağlı olduğu şaftın mekanik güç artışı da ele alınmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Doğal gaz Taşımacılığı, Doğal gaz basınçlandırma istasyonu

## SENSITIVITY ANALYSIS OF THE EFFECT OF ENVIRONMENT AND FUEL CONDITIONS ON A NATURAL GAS COMPRESSION STATION OPERATED WITH GAS TURBINE

### Abstract

In this study, a parametric analysis of the variation of environment temperature and pressure, fuel inlet temperature, and pressure ratio of the fuel compressor, in the compression station within the natural gas pipeline transportation, considering specific designing parameters has been carried out. According to designing factors, the pressure of the natural gas to be pressurized is 48 bar and after pressurization the pressure is 73 bar. In the simulations, the structure of 2+1 (main compressor + auxiliary compressor) parallel close system has been considered. Furthermore, evaporative cooling process of the inlet air and the increase of the mechanic shaft power, which compressors are depended on it, have been fulfilled.

**Keywords:** Natural gas transportation, Natural gas pressurization station

### 1.Giriş

Son yıllarda yapılan anlaşmalar çerçevesinde ülkemiz, doğal gaz taşımacılığında kilit bir rol üstlenmiştir. Mavi akım, Nabucco, Trans-Hazar gibi taşımacılık hatları ile doğal gaz bakımından zengin ülkelerin rezervleri Avrupa pazarına sunulmaktadır. Ülkemiz üzerinden geçen ya da projesi devam etmekte olan uluslararası birçok proje bulunmaktadır. Projelerin tamamlanması ile ülkemiz enerji taşımacılığı yönünden çok büyük bir önem sahip olacak ve enerji köprüsü görevi üstlenecektir. Bu amaçla, doğal gaz taşımacılığında kullanılan boru hatlarındaki basınçlandırma istasyonlarının genel karakteristiklerinin bilinmesi gerekmektedir. Doğal gaz yakıt ve hammadde olarak bir çok sektörde kullanılmaktadır. Diğer fosil kaynaklı yakıtlara göre emisyonlar yönünden daha temiz bir enerji kaynağıdır. Doğal gaz, organik maddelerin biyogenik ya da termojenik olarak bozunması ile oluşur [1].

\* E-posta: zekiyilmazoglu@gazi.edu.tr

Doğal gazın hacimsel bileşiminde metan ( $\text{CH}_4$ ) %85'ten daha büyük bir oranda bulunur. Bu oran doğal gazın üretim prosesi ve çıktığı yere göre değişmektedir. Bununla birlikte, %3-8 arasında etan ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), %1-2 arasında propan ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) ve %1'den küçük oranlarda da bütan ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ) ve pentan ( $\text{C}_5\text{H}_{12}$ ) bulunabilir. Bunların dışında, karbondioksit ( $\text{CO}_2$ ), hidrojen sülfid ( $\text{H}_2\text{S}$ ), azot ( $\text{N}_2$ ) ve Helyum ( $\text{He}$ ) gibi bileşik ve elementler de doğal gazın bileşiminde bulunabilir. Doğal gaz, yukarıda belirtilen oranlarda gazlardan meydana gelen bir gaz karışımdır ve doğal gazın faz davranışı, depolama ve taşıma özelliklerinin belirlenmesi için büyük bir öneme sahiptir. Doğal gaz bileşimindeki ağır hidrokarbonların konsantrasyonu, karışımın faz özelliklerini belirler. Doğal gaz, renksiz, kokusuz ve havadan hafif bir gaz karışımdır. Asit gaz giderimi, kokulandırma, hidrokarbon ve nem ayarlanması sonunda belirli basınç, ısı değer ve Wobbe sayısında markete sunulur. Wobbe sayısı, gaz ısı değerinin özgül ağırlığına oranıdır ve belirli bir açıklıktan belirli bir basınçta bir cihaza verilecek ısı girdisinin ölçüsüdür. Alev hız faktörü ile kullanılarak yanma diyagramı oluşturulur ve Wobbe sayısındaki değişimin yanmaya etkileri görülebilir. Doğal gaz, kaçak belirlenmesi amacı ile organik kükürt bileşenleri (merkaptan R-SH) kullanılarak kokulandırılır.

Doğal gaz taşımacılığı; boru hatları, sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG-liquified natural gas), sıkıştırılmış doğal gaz (CNG-compressed natural gas), katılarda (hidrat) depolayarak taşıma (GTS-gas to solids), sıvılarda depolayarak taşıma (GTL-gas to liquids), gibi yöntemlerle gerçekleştirilir. Boru hatları ile doğal gaz taşımacılığı sürekli üretim ve tüketim, ülkeler arası politik dengenin sağlanmış olduğu durumda en uygun yöntemdir. Doğalgazın sıvılaştırılarak taşınmasında doğal gaz yaklaşık  $-162^\circ\text{C}$ 'ye kadar soğutulurak sıvı hale getirilir. Bu durumda, doğal gazın, gaz fazında oda sıcaklığındaki hacmi, yaklaşık 600 kat azalacaktır. Kriyojenik tankerlerle yapılan taşıma işlemi pahalı bir yöntem olmakla birlikte, boru hatları ile taşınmanın yapılamayacağı bölgeler için uygun bir yöntemdir. Doğal gaz, 125-250 bar basınçta sıkıştırılarak taşınabilir. Sıkıştırılmış doğal gaz alternatif yakıt olarak günümüzde taşımacılık sektöründe kullanılmaktadır. Economides ve arkadaşları [3], 4000 km mesafeye kadar doğal gazın sıkıştırılmış olarak taşınmasının, sıvılaştırılmış olarak taşınmasına göre daha ekonomik olacağını belirtmişlerdir. Najibi ve arkadaşları [4], çalışmalarında  $100 \times 10^6 \text{ Sm}^3/\text{gün}$  debisindeki İran doğalgazının boru hattıyla, sıvılaştırılmış olarak, sıkıştırılmış olarak ve hidratlarla taşınmasının ekonomik analizini yapmışlardır. Boru hattıyla taşıma sistemi için 56 inch. çapında bir hat PIPESYS simülasyon programı kullanılarak modellenmiştir. Çalışma sonucunda 7600 km'ye kadar olan mesafelerde boru hattıyla taşınmanın daha ekonomik olduğu, 7600 km'den uzak mesafelerde ise sıvılaştırılmış taşınmanın daha ekonomik olduğunu belirtmişlerdir. Sıkıştırılmış olarak taşıma işlemi ise 6000 km ve üzerindeki mesafelerde en pahalı taşıma yöntemi olarak bulunmuştur. Kurz ve Ohanian [5], çalışmalarında basınçlandırma istasyonlarında performansı etkileyen parametreleri belirtmişlerdir. Ortam şartları, yük, optimum türbin hızı ve emisyonların etkileri incelenmiştir. Khalil ve arkadaşları [6], çalışmalarında Mısır'daki doğal gaz boru hatlarının ekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, boru hattı toplam maliyetinin %49'unu boru, %28'ini ise işçilik maliyetinin oluşturduğunu belirtmişlerdir.

Bu çalışmada, doğal gazın boru hatları ile taşınmasında kullanılan basınçlandırma istasyonunun THERMOFLEX [7], simülasyon programı kullanılarak parametrik çalışması gerçekleştirilmiştir. Ana hattan alınan doğal gaz, basınçlandırılmak üzere 2+1 ( paralel bağlı ve biri yedek olmak üzere) konfigürasyonuna sahip basınçlandırma istasyonuna verilmektedir. Tüm simülasyonlarda doğal gaz ana hattan 48 bar basınçta alınarak, basınçlandırma sonrasında 73 barda tekrar hatta verilecektir. Ortam koşullarının, yakıt sıcaklığının ve buharlaşmalı giriş havası soğutma sisteminin istasyona olan etkisi incelenmiştir.

## 2.Sistem Yapısı ve Hesaplamalar

Doğal gazın boru hatları ile taşınmasında gazın basınçlandırılması gerekmektedir. Bu basınçlandırma işlemi boru hattı boyunca belirli noktalarda gerçekleştirilerek gazın istenilen basınçta tüketim noktalarına taşınması sağlanır. Daha yüksek basınçta taşıma ile belirli bir boru çapı için daha yüksek hacimde gaz taşınması sağlanır. Bununla birlikte, sürtünmeye bağlı taşıma kayıpları azalır ve ek basınçlandırma istasyonlarına gerek duyulmaz. Basınçlandırma istasyonlarında doğal gaz, pistonlu kompresörlerle ya da santrifüj kompresörlerle basınçlandırılır. Pistonlu kompresörler elektrik motorları ya da gaz motorları tarafından tahrik edilirken, santrifüj kompresörler elektrik motorları ya da gaz türbinleri tarafından tahrik edilir. Sistem yapısı oluşturulurken ilk yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyetleri, işçilik maliyetleri ve yakıt maliyeti dikkate alınmalıdır. Sıkıştırma işleminde kompresörün seri ya da paralel bağlanması da sistem yapısının seçiminde ekonomik sonuçlara dayalı karar verilmesini gerektirir. Pistonlu kompresörler basma basıncında esnek yapıya sahip oldukları için gaz işleme tesislerinde kullanılmaktadır. Pistonlu kompresörler yüksek hızlı ve düşük hızlı olmak üzere sınıflandırılır ve yüksek hızlı kompresör 900-1200 dev/dk'da çalıştırılırken, düşük hızlı kompresörler 200-600 dev/dk'da çalıştırılır [3]. Pistonlu kompresörlerin giriş ve çıkışında önemli basınç dalgalanmaları meydana gelir. Bu basınç dalgalanmalarının diğer ekipmanlara zarar vermemesi için hat üzerine damperler yerleştirilir ve bu damperler, fazladan basınç kaybına

neden olur. Santrifüj kompresörler bir çok alanda kullanılmaktadır. Santrifüj kompresörlerin çalışma hızları 5,000 hp için 14,000 dev/dk ve 20,000 hp için 8,000 dev/dk arasında değişmektedir [3]. Pistonlu kompresörler düşük hacimsel debi ve yüksek basınç oranları için daha uygundur. Bununla birlikte, yüksek sıkıştırma oranlarında yüksek verim, küçük kapasitelerde daha düşük ilk yatırım maliyeti, gaz kompozisyonundaki ve yoğunluktaki değişimlerden daha az etkilenmesi santrifüj kompresörlere göre üstünlükleridir. Santrifüj kompresörler ise yüksek hacimsel debi ve düşük yükler için uygundur. Basit yapısı nedeni ile işletme ve bakım maliyetleri pistonlu kompresörlere göre daha azdır ve çalışma sırasında titreşim ve basınç farkı çok daha az oluşur. Kompresör seçiminde; yüksek verim, esnek yapı, düşük işletme ve bakım maliyeti, düşük yaşam çevrim maliyeti, düşük ilk yatırım maliyeti ve yüksek emre-amadelik aranır. Buna karşın, doğal gaz istasyonlarında akış debisi, gaz kompozisyonu, giriş basıncı, giriş sıcaklığı, çıkış basıncı sistem tasarımı gibi bir çok parametre kompresör seçiminde etkindir. Sistem tasarımında santrifüj kompresörlerin seri, ya da paralel bağlanması, soğutma sistem yapısı etken iken, pistonlu kompresörlerde silindir sayısı, soğutma sistemi ve akış kontrolü etkindir.

Sıkıştırma işlemi termodinamik açıdan incelenecek olursa, kontrol hacminde belirli bir basınçtaki gaz üzerinde iş yapılması ile daha yüksek basınçta kontrol hacmini terk etmesi işlemidir. Sürekli akışlı açık bir sistem için enerjinin korunumu ifadesi,

$$\left( h_c + \frac{u_c^2}{2} + gz_c \right) - \left( h_g + \frac{u_g^2}{2} + gz_g \right) = q_{gc} - w_{kgc} \quad (1)$$

şeklinde ve  $h$ ; entalpi [kJ/kg],  $u$ ; hız [m/s],  $z$ ; yükseklik [m],  $q$ ; özgül ısı transferi [kJ/kg] ve  $w$ ; özgül kompresör işidir [kJ/kg]. Potansiyel enerji değişimi ve adyabatik sıkıştırma için özgül ısı transferi ihmal edilirse,

$$\left( h_c + \frac{u_c^2}{2} \right) - \left( h_g + \frac{u_g^2}{2} \right) = -w_{kgc} \quad (2)$$

Eş. 2 elde edilir. Kompresörün yaptığı iş gazın entalpisindeki değişimle ilgilidir. Bununla birlikte harcanan güç, kütleli debi ile bu entalpi farkının çarpımı olacaktır (Eş. 3).

$$P = \dot{m} \left[ \left( h_c + \frac{u_c^2}{2} \right) - \left( h_g + \frac{u_g^2}{2} \right) \right] \quad (3)$$

İdeal gazlar için entalpi farkı,

$$\Delta h = Cp(T_2 - T_1) \quad (4)$$

olarak ifade edilebilir. İzentropik sıkıştırma işi için çıkış sıcaklığı ise Eş. 5'te gösterilmiştir.

$$T_{2s} = T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + T_1 \quad (5)$$

Eş.5'te  $k$ ; sabit basınçta özgül ısının sabit hacimde özgül ısıya oranıdır. 1 ve 2 indisleri ise sırasıyla giriş ve çıkış durumlarını belirtmektedir. Gaz karışımları için  $k$ , Eş. 6'daki gibi bulunur. Burada  $R$  universal gaz sabiti olup, ideal gazlar için sabit basınçta özgül ısıyla sabit hacimde özgül ısının farkıdır.

$$k = \frac{\sum y_i Cp_i}{\sum (y_i Cp_i) - R} \quad (6)$$

Eş. 6'da  $C_{pi}$  karışımı oluşturan her bir gazın molar özgül ısısı,  $y_i$  ise karışımdaki molar konsantrasyonudur. Eş. 4, Eş. 5'te yerine yazılarak ideal bir gaz için izentropik sıkıştırma işinde izentropik yük (Eş. 7) bulunur.

$$\Delta h_s = CpT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \quad (7)$$

Gerçek gazların sıkıştırılmasında ise entalpi basıncın ve sıcaklığın fonksiyonudur. Bu nedenle kompresörün izentropik verimi Eş. 8'deki gibi yazılır.

$$\eta_s = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} \quad (8)$$

İdeal gazlar için gerçek yük,

$$\Delta h = \frac{1}{\eta_k} CpT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \quad (9)$$

ve kompresör çıkış sıcaklığı,

$$T_2 = \frac{1}{\eta_s} T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] + T_1 \quad (10)$$

olarak ifade edilir.

Sıkıştırma oranı; mutlak basma basıncının, mutlak emme basıncına oranı olarak tanımlanır.

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (11)$$

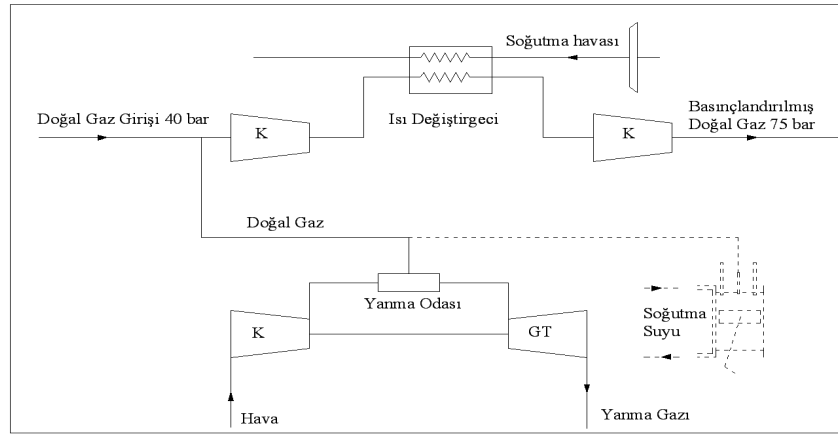
n kademeli bir kompresörde sıkıştırma oranı her kademede aynı ise, her bir kademe için sıkıştırma oranı,

$$r_{pk} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n} \quad (12)$$

olarak belirlenir. Eğer her kademedeki sıkıştırma oranı aynı değilse, Eş. 11, her kademe için uygulanmalıdır. Pistonlu kompresörlerde sıkıştırma oranı, parçalara etki eden kuvvetle ve sıcaklıkla sınırlanır. Santrifüj kompresörlerde ise rotor dinamiği ve sıcaklık, sıkıştırma oranını sınırlayan etkenlerdir. Bu etkilerin varlığı durumunda çok kademeli sıkıştırma ve soğutma uygulanır. Pistonlu kompresörlerde güç hesabında mekanik kayıplar %3-8 arasında alınır. Santrifüj kompresörlerde ise bu oran %1-2 olarak alınabilir [3]. Doğal gaz basınçlandırma istasyonunun genel akım ve bağlantı şeması Şekil 1'de gösterilmiştir. Doğal gaz ana hattından bir miktar gaz alınarak tahrik sistemine göre gaz türbinine ya da içten yanmalı bir motora verilmiştir. Bu çalışmada gaz türbinli tahrik sistemi ele alınmıştır. Tahrik sistemi, kompresör şaftı ile aynı şaft üzerinde olup elde edilen mekanik enerji ile kompresöre iş verilmektedir. Basınçlandırma kompresörleri arasında ara soğutma işlemin uygulanarak kompresörün özgül güç tüketimi azaltılması hedeflenmiştir. Çizelge 1'de sistem yapısı ve tasarım parametrelerine ait veriler gösterilmiştir. Simülasyonlarda ise Şekil 1'de belirtilen sistem yapısı 2+1 (ana komp.+yedek komp.) olacak biçimde tasarlanmıştır. Özetle, sistemde 1 adet gaz türbini ve aynı şafta bağlı 6 adet yakıt kompresörü ve 3 adet ara soğutucu ve fanı bulunmaktadır. Gaz girişi yedekli çalışma durumuna göre vanalarla sağlanmıştır.

<b>Doğal gaz Girişi</b>	<i>Basınç [bar]</i>	48	<b>2. Kompresör</b>	<i>Politropik verim [%]</i>	90
	<i>Sıcaklık [°C]</i>	7.7		<i>Mekanik Verim[%]</i>	99.8
	<i>Hu [kJ/kg]</i>	42362.9		<i>Basınç Oranı[-]</i>	1.25
	<i>Debi [kg/s]</i>	513.6		<i>Hava tarafı Basınç Düşümü [%]</i>	0.2
<b>1. Kompresör</b>	<i>Politropik verim [%]</i>	90	<b>Isı değiştirgeci</b>	<i>Yakıt tarafı basınç Düşümü [%]</i>	2
	<i>Mekanik Verim[%]</i>	99.8		<i>Isıl verim [%]</i>	90
	<i>Basınç Oranı[-]</i>	1.25	<b>Doğal gaz Çıkışı</b>	<i>Basınç [bar]</i>	73

Çizelge 1: Tasarım parametrelerine ait veriler



Şekil 1: Doğal gaz basınçlandırma istasyonunun akım ve bağlantı şeması

### 3.Sonuçlar

Basınçlandırılacak doğal gazın yüzde hacimsel yapısı; metan ( $\text{CH}_4$ ) %82, etan ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ) %8, propan ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) %0.5, bütan ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ) %0.5, pentan ( $\text{C}_5\text{H}_{12}$ ) %0.88, karbondioksit ( $\text{CO}_2$ ) %3, azot ( $\text{N}_2$ ) %4.5, oksijen ( $\text{O}_2$ ) %0.5 ve hidrojen sülfid ( $\text{H}_2\text{S}$ ) %0.03 şeklindedir. Yakıt kompresörleri gaz türbini ile aynı şaftta olacak biçimde sistem yapısı oluşturulmuştur. Simülasyonlarda gaz türbini ile elektrik üretimi düşünülmemiştir ve bu nedenle sistemde jeneratör bulunmamaktadır. Bununla birlikte yanma gazının atık ısısından yararlanma imkanı da bu çalışmada dikkate alınmamıştır. Birinci kısımda ortam şartlarının basınçlandırma istasyonu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çizelge 2’de ortam sıcaklığı -10 ile 20°C arasında değiştirilmiştir ve bağıl nem, hesaplamalarda %54 olarak alınmıştır.

Çevre Sıcaklığı	°C	-10	-5	0	5	10	15	20
Net Güç	kW	0	0	0	0	0	0	0
Net Yakıt Girişi (LHV)	kW	107917	107790	106957	104224	101639	98865	96111
Şaft 1 net güç	kW	10092	9958	9448	8069	6569	5052	3451
Şaft 2 net güç	kW	-200,9	-203	-205,4	-207,7	-209,9	-212,3	-214,7
Şaft 4 net güç	kW	-200,9	-203	-205,4	-207,7	-209,9	-212,3	-214,7
SO <sub>2</sub> Emisyonu	kg/h	9,046	9,035	8,965	8,736	8,519	8,286	8,056
CO <sub>2</sub> Emisyonu	kg/h	22575	22549	22374	21801	21260	20680	20105

Çizelge 2: Ortam sıcaklığı değişiminin güç ve emisyonlar yönünden basınçlandırma istasyonuna etkileri

Basınçlandırma istasyonunda elektrik üretimi düşünülmediği için sistemde jeneratör olmadığı belirtilmişti. Bu nedenle net güç tüm sıcaklık değerleri için sıfır bulunmuştur. Ortam sıcaklığının artması kompresöre giren iş akışkanının debisini de azalmaktadır. Bu nedenle tüketilen yakıt miktarı da azalmıştır. Şaft 1’de gaz türbini ve yakıt kompresörleri bulunmaktadır. Şaft 2 ve Şaft 4 üzerinde ise yakıt kompresörleri arasındaki ara soğutma fanının güç tüketimleri gösterilmiştir. Ortam sıcaklığının en düşük ve en yüksek durumları için Şaft 1’den elde edilen mekanik güçteki azalma yaklaşık 3 kattır. Bununla birlikte, ortam sıcaklığının artması ile fanların güç tüketiminde artış meydana gelmektedir. Emisyonlardaki azalma ise, yakıt debisindeki azalmaya bağlıdır.

Çizelge 3’te ortam basıncının basınçlandırma istasyonu üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ortam basıncı, kurulum yeri seçiminde önem taşımaktadır. Bu durumda da ortam bağıl nemi % 54 olarak alınmıştır. Tüm durumlar için ortam sıcaklığı sabit alınmıştır. Ortam basıncı deniz seviyesinden yukarıya doğru her 1 km’de yaklaşık 0.1 bar azalır. Basınç sınırları Türkiye’nin en yüksek yeri olan Erzurum’un rakım seviyesi ile deniz seviyesi arasında bir karşılaştırma imkanı sunacaktır. Tablo 3’ten de görüldüğü gibi bu istasyonların deniz seviyesine yakın bölgelere kurulması ile net şaft gücü artmıştır. Fan güç tüketimleri ise yaklaşık sabit kalmış ve rakımdan etkilenmemiştir. Deniz seviyesine yakın bölgelerde ise net yakıt girişinin artmasına bağlı olarak emisyonlar daha fazla oluşmuştur.

Çevre Basıncı	bar	0,85	0,875	0,9	0,925	0,95	0,975	1
Net Güç	kW	0	0	0	0	0	0	0
Net Yakıt Girişi [LHV]	kW	96533	99740	102863	105923	108898	111820	114669
Şaft 1 net güç	kW	3632	5027	6392	7728	9037	10321	11581
Şaft 2 net güç	kW	-214,6	-214,6	-214,6	-214,6	-214,4	-214,4	-214,5
Şaft 4 net güç	kW	-214,6	-214,6	-214,6	-214,6	-214,4	-214,4	-214,5
SO <sub>2</sub> Emisyonu	kg/h	8,091	8,36	8,622	8,878	9,128	9,373	9,612
CO <sub>2</sub> Emisyonu	kg/h	20192	20864	21518	22157	22781	23391	23987

Çizelge 3: Ortam basıncı değişiminin güç ve emisyonlar yönünden basınçlandırma istasyonuna etkileri

Çizelge 4'te ise yakıt giriş sıcaklığının performansa olan etkisi incelenmiştir. Hesaplamalarda yakıt sıcaklığı 5 ile 17°C arasında değiştirilmiştir ve ortam sıcaklığı, basıncı ve bağıl nem değerleri sırasıyla 20°C, 0.95 bar ve %54 olarak alınmıştır. Yakıt kompresörü basınç oranları 1. Kompresör için 1.4, 2. Kompresör için 1.25 alınmıştır. Yakıt giriş sıcaklığı arttıkça Şaft 1'den elde edilen net güç azalmaktadır. Bununla birlikte yakıt sıcaklığının artması ara soğutma fanlarının daha fazla elektrik tüketmesine neden olmaktadır. Yakıt kompresörlerine giriş ve çıkış basınçları basınç düşümlerinden sonraki haliyle verilmiştir. 2. Kompresörde en yüksek izentropik verim 11°C yakıt sıcaklığında bulunmuştur.

Yakıt Giriş Sıcaklığı	°C	5	8	11	14	17
Net Güç	kW	0	0	0	0	0
Net Yakıt Tüketimi (Hu)	kW	108919	108898	108887	108877	108866
Şaft 1 Net Güç	kW	4408	4105	3687	3361	3034
Şaft 2 Net Güç	kW	-215,3	-216,6	-217,9	-219,5	-219,8
Şaft 4 Net Güç	kW	-215,2	-216,6	-218	-219,3	-219,6
1. Kompresöre Giriş Basıncı	bar	46,6	46,6	46,6	46,6	46,6
1. Kompresörden Çıkış Basıncı	bar	68,54	68,54	68,54	68,54	68,54
İzentropik Verim	%	98,46	98,36	97,86	97,73	97,61
Toplam Sıkıştırma Gücü	kW	14219	14359	14553	14703	14853
2. Kompresöre Giriş Basıncı	bar	65,88	65,88	65,88	65,88	65,88
2. Kompresörden Çıkış Basıncı	bar	73	73	73	73	73
İzentropik Verim	%	89,94	89,93	90,29	89,91	89,92
Toplam Sıkıştırma Gücü	kW	3687	3690	3692	3695	3698
SO <sub>2</sub> emisyonu	kg/h	9,129	9,128	9,127	9,126	9,125
CO <sub>2</sub> emisyonu	kg/h	22783	22780	22777	22774	22771

Çizelge 4: Yakıt giriş sıcaklığının basınçlandırma istasyonuna etkileri

Çizelge 5'te ise 20°C ortam sıcaklığı, 0.95 bar ortam basıncı ve %54 bağıl nem değerleri için bir kompresördeki basınç oranı değişiminin sistem performansına etkileri incelenmiştir. Bu durumda sadece bir kompresördeki değişim incelenmiş olup, diğer yakıt kompresörlerinin basınç oranı 1.25 olarak alınmıştır.

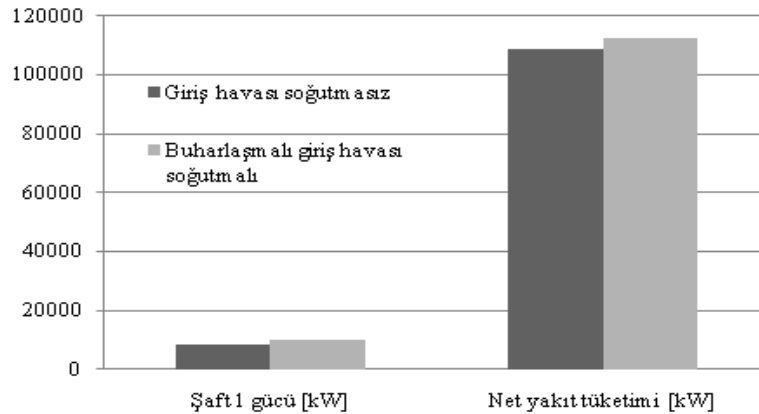
Basınç Oranı		1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
Net güç	kW	0	0	0	0	0
Net yakıt girişi (LHV)	kW	108887	108887	108887	108887	108887
Şaft 1 net gücü	kW	8904	8800	8679	8541	8332

Şaft 2 net gücü	kW	-214,9	-215	-215,9	-216,9	-218
Şaft 3 net gücü	kW	-215	-215	-215	-215	-215
1. Kompresör çıkış basıncı	bar	57,6	60	62,4	64,8	67,2
1. Kompresör çıkış sıcaklığı	°C	24,46	26,85	29,16	31,39	33,67
2. Kompresör çıkış basıncı	bar	73	73	73	73	73
2. Kompresör çıkış sıcaklığı	°C	39,43	36,63	33,94	31,39	28,94

Çizelge 5: Basınç oranı değişiminin sistem performansına etkileri

Basınç oranının artması ile Şaft 1'den elde edilen mekanik güç azalmaktadır. Şaft 2'nin elektrik tüketimi ise artış göstermektedir. Şaft 2'nin elektrik tüketiminin artışı kompresör çıkış sıcaklığının artmasına bağlıdır. Şaft 3'te ise kompresör basınç oranları aynı kabul edildiği için elektrik tüketiminde herhangi bir değişim gözlenmemiştir. Basınç oranının artması doğal olarak 1. Kompresördeki çıkış basınçlarını da etkilemiştir. Çıkış basıncının artması ise çıkış sıcaklığının artmasına ve fanın elektrik tüketiminde artışa neden olmuştur. Basınçlandırma istasyonu tasarım parametrelerinden olan çıkış basıncı, 73 bar olarak tüm durumlarda elde edilmiştir.

Ortam sıcaklığının düşmesi ile Şaft 1'den elde edilen net gücün arttığı Tablo 2'de gösterilmiştir. Bununla birlikte, sıcak iklim koşullarının olduğu bölgelerdeki basınçlandırma istasyonlarında kompresör giriş havasının soğutulmasının etkileri Şekil 2'de gösterilmiştir. Kompresör giriş havası soğutma işlemi, buharlaşmalı (evaporatif) soğutma yöntemi analiz edilmiştir.



Şekil 2: Gaz türbini kompresörüne buharlaşmalı soğutma uygulanması durumunda elde edilen mekanik güçlerin karşılaştırılması

Ortam sıcaklığı 20°C, bağıl nem %54 ve ortam basıncının 0.95 bar olduğu durumda buharlaşmalı soğutma yöntemi ile kompresör giriş havası 14.49°C'ye düşürülmüştür. Gaz türbini kompresörü girişine buharlaşmalı soğutma uygulaması ile Şaft 1'den elde edilen mekanik güç artmıştır. Bununla birlikte yakıt debisinde de bir artış bulunmuştur. Sonuç olarak, Şaft 1'den elde edilen mekanik gücün azaldığı sıcak yaz aylarında bu tarz bir giriş havası soğutma işlemi ile ana şafttan elde edilen mekanik güç artırılabilir.

#### 4.Sonuçların İrdelenmesi ve Öneriler

Doğal gazın boru hatları ile taşınmasında kullanılan basınçlandırma istasyonlarında belirli tasarım parametrelerinden yola çıkarak THERMOFLEX simülasyon programı ile istasyonun dış ortam şartlarına, yakıt giriş sıcaklığına ve basınç oranı değişimine karşı gösterdiği tepkiler bu çalışma kapsamında incelenmiştir. Çalışmadan çıkarılan sonuçlara göre;

- İstasyonlar düşük ortam sıcaklığında daha etkin çalışmakta ve elde edilen net mekanik güç ortam sıcaklığı düştükçe azalmaktadır.
- Ortam basıncı kurulum yeri seçiminde etkindir. Elde edilen sonuçlara göre dış ortam basıncının yüksek olduğu durumda elde edilen net mekanik güç artmaktadır.



- c. Yakıt giriş sıcaklığının artması ile net mekanik güçte azalma gözlenmiştir. Bu nedenle yakıt giriş sıcaklığı düşük tutulmalıdır.
- d. Kompresör basınç oranı değişimi esas olarak doğal gazın çıkış basıncını etkiler. Basınç oranı arttıkça kompresörden çıkan gaz sıcaklığı da artacaktır. Bu durumda ise ara soğutmadan sonraki yakıt kompresörünün mekanik güç tüketimi artacaktır.
- e. Giriş havasının buharlaştırılmalı bir sistemle azaltıldığı durumda ana şafttan elde edilen net güç artmaktadır. Bunun sonucunda iş akışkanı kütleli debisi artmakta ve kompresör tahrik sisteminin yakıt tüketimi de artmaktadır. Bu nedenle sıcak aylarda bu tarz bir uygulama ile ana şaftın mekanik gücü artırılabilir.

Bu çalışmadan elde edilen bulgular ışığında ortam şartları, yakıt sıcaklığı ve yakıt kompresörü basınç oranlarının sisteme olan etkisi incelenmiştir. Simülasyonda 2+1 kompresör sistem yapısı, gaz türbini ile tahrik edilmesi durumları incelenmiştir. İçten yanmalı motorlarla yapılacak bir çalışma ile iki durum ileriki çalışmalarda karşılaştırılabilir.

### Semboller

h	Entalpi	[kJ/kg]	
u	Hız	[m/s]	
g	Yerçekimi ivmesi		[m/s <sup>2</sup> ]
z	Yükseklik	[m]	
q	Isı enerjisi (Birim kütleli debi)	[kJ/kg]	
w	İş (Birim kütleli debi)	[kJ/kg]	
P	Güç	[kW]	
C <sub>p</sub>	Sabit basınçta özgül ısı	[kJ/kgK]	
T	Sıcaklık	[K]	
k	Özgül ısıların oranı	[-]	
r <sub>p</sub>	Sıkıştırma oranı	[-]	
η	Verim	[-]	
Alt indisler			
g	Giriş		
ç	Çıkış		
k	Kompresör		
s	İzentropik Durum		

### Kaynaklar

- [1] Rojey A., Jaffret C., Cornot-Gandolph S., Durand B., Jullin S., Valais M., Natural Gas Production, Processing, Transport, Editions Technip, Paris, France, 1997.
- [2] Mokhatab S., Poe W., Speight J, Handbook of Natural Gas Transmission and Processing, Gulf Professional Publishing, Burlington USA, 2006.
- [3] Economides M.J., Sun K.,Subero G., Compressed Natural Gas (CNG): An Alternative to Liquid Natural Gas (LNG), Asia Pasific Oil and Gas Conference and Exhibition, Jakarta, Indonesia, 2005.
- [4] Najibi H., Rezaei R., Javanmardi J., Nasrifar K., Moshfeghian M., Economic Evaluation of Natural Gas Transport from Iran's South-Pars Gas Field to Market, Applied Thermal Engineering, 29:2009-2015, 2009.
- [5] Kurz R., Ohanian S., Modeling Turbomachinery in Pipeline Simulations, PSIG Annual Meeting, Bern, Switzerland, 2003.
- [6] Khalil S.A, El-Temtamy S.A., Gendy T., Derias S.F., Economics of Energy Transportation in Egypt, World Renewable Energy Congress VI, 2000.
- [7] Thermoflex, Thermoflow, Inc.,29 Hudson Road · Sudbury, MA 01776 · USA