



Kahramanmaraş Sutcu Imam University Journal of Engineering Sciences



Geliş Tarihi : 31.10.2025
Kabul Tarihi : 05.01.2026

Received Date : 31.10.2025
Accepted Date : 05.01.2026

FARKLI YAKITLAR İÇİN YANMA ODASI PARAMETRELERİNİN GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK PERFORMANSINA ETKİSİ

EFFECT OF COMBUSTION CHAMBER PARAMETERS ON THE THERMODYNAMIC PERFORMANCE OF A GAS TURBINE CYCLE FOR DIFFERENT FUELS

Ali Hüsni BADEMLİOĞLU^{1*} (ORCID: 0000-0001-6944-4900)

¹ Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye

*Sorumlu Yazar / Corresponding Author: Ali Hüsni BADEMLİOĞLU, husnu.bademlioglu@btu.edu.tr

ÖZET

Gaz türbini çevrimlerinde yanma odası, yakıtın kimyasal enerjisinin yanma süreciyle ısı enerjisine dönüştürülerek yüksek sıcaklık ve basınçtaki çalışma akışkanına aktarıldığı temel bir bileşendir. Bu çalışmada, iki kademeli kompresör grubu ve tek kademeli türbinden oluşan bir gaz türbini çevriminin termodinamik performansı, metan (CH₄) ve propan (C₃H₈) yakıtları için incelenmiştir. Yanma odası parametreleri olarak hava fazlalık katsayısı ($\lambda=3-5$), yanma verimi ($\eta_{yan}=\%95-\%99$) ve basınç kaybı ($\Delta P=\%2-\%8$) ele alınmış; bu parametrelere bağlı olarak çevrimin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları, hava fazlalık katsayısındaki artışın alev sıcaklığını düşürerek çevrimin termal ve ekserji verimlerinde belirgin bir azalmaya neden olduğunu, yanma verimindeki artışın ise yakıtın kimyasal enerjisinin daha etkin biçimde ısı enerjisine dönüştürülmesini sağlayarak çevrim performansını iyileştirdiğini göstermiştir. Basınç kaybındaki artış, türbin giriş basıncını düşürerek genişleme oranını sınırlamış ve buna bağlı olarak çevrimin hem termal hem de ekserji verimlerinde azalma meydana getirmiştir. Genel olarak, CH₄ yakıtı kullanılan sistemin termal ve ekserji verimlerinin C₃H₈ yakıtına kıyasla daha yüksek olduğu belirlenmiştir. İncelenen yanma odası parametreleri ve kullanılan yakıtla ilgili olarak, gaz türbini çevriminin termal verimi %34,84–%46,67, ekserji verimi ise %31,33–%44,27 aralığında değişmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gaz türbini çevrimi, yanma odası, hava fazlalık katsayısı, yanma verimi, basınç kaybı

ABSTRACT

In gas turbine cycles, the combustion chamber is the key component where the chemical energy of the fuel is converted into thermal energy through combustion and transferred to the working fluid at high temperature and pressure. This study investigates the thermodynamic performance of a gas turbine cycle comprising a two-stage compressor and a single-stage turbine for methane (CH₄) and propane (C₃H₈) fuels. The analyzed combustion chamber parameters were the excess air ratio ($\lambda = 3-5$), combustion efficiency ($\eta_{comb} = 95\%-99\%$), and pressure loss ($\Delta P = 2\%-8\%$). Energy and exergy analyses were conducted based on these parameters. The analysis results indicated that an increase in the excess air ratio decreases the flame temperature, leading to a noticeable reduction in both the thermal and exergy efficiencies of the cycle, while an improvement in the combustion efficiency enhances the cycle performance by enabling a more effective conversion of the fuel's chemical energy into thermal energy. Increasing pressure loss decreases the turbine inlet pressure, limits the expansion ratio, and reduces both thermal and exergy efficiencies. Overall, the system using CH₄ exhibited higher thermal and exergy efficiencies than the one using C₃H₈. Depending on the combustion chamber parameters and fuel type, the thermal efficiency ranged between 34.84%–46.67%, while the exergy efficiency varied from 31.33%–44.27%.

Keywords: Gas turbine cycle, combustion chamber, excess air ratio, combustion efficiency, pressure loss

GİRİŞ

Enerjiye olan küresel talebin artması, yüksek verimlilik ve düşük çevresel etkiye sahip güç üretim teknolojilerinin geliştirilmesini zorunlu kılmaktadır. Bu bağlamda, gaz türbinleri; yüksek güç yoğunluğu, kısa devreye alma süreleri ve çeşitli yakıt türleriyle çalışma esnekliği sayesinde elektrik üretimi, havacılık ve endüstriyel uygulamalarda yaygın biçimde kullanılmaktadır (Eke et al., 2021; Wang et al., 2017; Shukla & Singh, 2017). Gaz türbini çevrimleri, yakıtın kimyasal enerjisinin termodinamik süreçler aracılığıyla mekanik işe dönüştürüldüğü açık çevrim sistemlerdir. Sistemin genel performansını, çevrimi oluşturan ana komponentlerin performansı belirlemektedir (Kok & Haselhoff, 2023; Naeim et al., 2022; Goodarzi et al., 2014).

Gaz türbini çevrimlerinin kalbi olarak nitelendirilen yanma odası, yakıt ile havanın kontrollü biçimde karıştırılıp yakıldığı ve açığa çıkan ısı enerjisinin çalışma akışkanına aktarıldığı bölümdür. Bu süreçte oluşan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gazlar, türbinde genişleşerek mekanik iş üretimini sağlar. Yanma odasının çalışma koşulları, çevrimin verimliliği, kararlılığı ve emisyon özellikleri üzerinde doğrudan etkili olup, gaz türbini sistemlerinin genel termodinamik performansında belirleyici bir rol oynamaktadır.

Alnaimi et al. (2021), Malezya'daki SJ Putrajaya enerji santralinde bulunan gaz türbinlerinin düşük termal verimini iyileştirmek amacıyla parametrik bir termodinamik optimizasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Çalışmada, çevre sıcaklığı, sıkıştırma oranı ve hava-yakıt oranının türbinin enerji performansına etkileri analiz edilmiş; sonuçlar, sıkıştırma oranının artırılması ve giriş havası sıcaklığının düşürülmesinin sistemin termal verimini önemli ölçüde artırdığını ve güç çıkışı iyileştirdiğini göstermiştir. Hatem et al. (2025), Irak'ın sıcak ve kuru iklim koşullarında çalışan 132 MW kapasiteli bir gaz türbini santralinin enerji ve ekserji performansını incelemiştir. Artan ortam sıcaklığının santral verimliliği ve güç üretimini önemli ölçüde azalttığı; yaz aylarında güç çıkışının tasarım değerine göre yaklaşık %32 düştüğü belirlenmiştir. Ekserji analizi sonuçları, toplam ekserji yıkımının %69'unun yanma odasında, %20,7'sinin türbinde ve %10,3'ünün kompresörde gerçekleştiğini göstermiştir.

Zhang et al. (2020), gaz türbini çevrimiyle Kalina çevrimini entegre ederek atık ısı geri kazanımına dayalı bir güç üretim sistemi tasarlamış ve enerji, ekserji ile çevresel performansını analiz etmiştir. Bu çalışma kapsamında kompresör basınç oranı, yanma sıcaklığı, amonyak derişimi ve kondenserdeki sıcaklık farkı gibi parametreler incelenmiş; genetik algoritma tabanlı optimizasyon sonucunda sistemin enerji veriminin arttığı ve emisyonların azaldığı belirlenmiştir. Nader et al. (2018), uzatılmış menzilli elektrikli araçlar için içten yanmalı motor yerine Brayton çevrimli dıştan yanmalı gaz türbini sisteminin kullanımı için farklı konfigürasyonlar geliştirmiş ve bu konfigürasyonların enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmiştir. Elde edilen sonuçlar, dıştan yanmalı gaz türbinlerinin uygun konfigürasyon seçimiyle hibrit ve elektrikli araçlarda yakıt tüketimini azaltarak sistem verimliliğini artırma potansiyeline sahip olduğunu göstermiştir. Selwynraj et al. (2015), Hindistan koşullarına göre güneş destekli buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevriminin enerji ve ekserji performansını araştırmıştır. Basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı ve buhar/hava oranının çevrim performansına etkileri değerlendirilmiş; ekserji veriminin %40–54,2 aralığında değiştiği ve türbin giriş sıcaklığı ile buhar/hava oranındaki artışın toplam ekserji yıkımını artırmasına karşın sistem verimliliğini iyileştirdiği belirlenmiştir.

Xing et al. (2022), metan yakıtlı gaz türbinleri için tasarlanan mikro-karıştırmalı bir yanma odasının performansını sayısal olarak incelemiştir. Yakıt sıcaklığının azalmasıyla yerel stokiyometri oranının arttığı ve NO emisyonlarının yükseldiği, buna karşın sıcaklık dağılımı, basınç kaybı ve yanma veriminin büyük ölçüde sabit kaldığı belirlenmiştir. Çalışma, mikro-karıştırmalı yanma teknolojisinin ileri gaz türbini uygulamaları için düşük emisyonlu ve yüksek verimli bir alternatif sunduğunu göstermiştir. Chmielewski et al. (2020), küçük ölçekli bir gaz türbininde Jet A-1 yakıtına farklı oranlarda (%3–12%) su eklenerek oluşturulan yakıt-su emülsiyonlarının yanma performansı ve NO_x emisyonlarına etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışma kapsamında, %3 su içeren emülsiyonun özgül yakıt tüketimini azaltarak yanma verimini artırdığı ve 30–90 N itki aralığında NO_x emisyonlarının yaklaşık %35 azaldığı belirlenmiştir.

Harutyunyan et al. (2025), hidrojen-metan karışımıyla çalışan dört farklı gaz türbini konfigürasyonunun (klasik, ara soğutmalı, rejeneratif ve türbinler arası yanmalı) enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Hidrojen oranının artmasıyla güç çıkışı ve verimin yükseldiği; en yüksek verimin rejeneratif (%37,12) ve en yüksek gücün türbinler arası yanmalı sistemde (7073 kW) elde edildiği belirlenmiştir. Analiz sonuçları, hidrojen-metan karışımı yakıtların gaz türbinlerinde enerji verimliliğini artırdığını ve ekserji kayıplarının ağırlıklı olarak yanma odasında gerçekleştiğini göstermiştir. Wang et al. (2025), CH₄/H₂/NH₃ üçlü yakıt karışımının oksijen zenginleştirilmiş hava ortamında çalışan

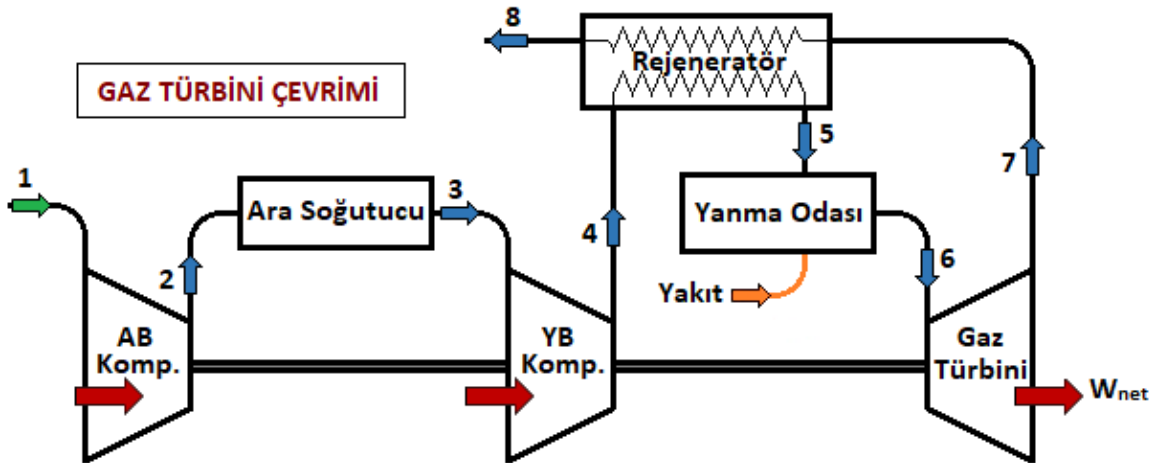
bir gaz türbini sistemindeki yanma ve termodinamik performansını incelemiştir. Çalışma kapsamında, 50 MW kapasiteli Brayton çevrim modeliyle farklı yakıt bileşimleri ve oksijen oranları için sistem verimi, özgül yakıt tüketimi, Wobbe indeksi ve egzoz bileşimi değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, oksijen oranı arttıkça yakıt tüketiminin yaklaşık %0,65 arttığını ve sistem veriminin %0,6 civarında azaldığını göstermiştir.

Literatürdeki çalışmalar, gaz türbini çevrimlerinin performansının hem çalışma koşullarına hem de kullanılan yakıt türüne önemli ölçüde bağlı olduğunu ortaya koymaktadır. Bununla birlikte, mevcut çalışmalarda farklı yakıtlar için yanma odası parametrelerinin (hava fazlalık katsayısı, yanma verimi ve basınç kaybı) çevrimin enerji ve ekserji performansına etkileri genellikle ayrı ayrı incelenmiş olup, bu parametrelerin bütüncül etkisini değerlendiren çalışmalar oldukça sınırlıdır. Bu kapsamda, bu çalışmada iki kademeli kompresör grubuna ve tek kademeli türbine sahip bir gaz türbini çevrimi modellenmiştir. Çevrim, metan (CH_4) ve propan (C_3H_8) yakıtları için ayrı ayrı değerlendirilerek, enerji ve ekserji analizleri yardımıyla yanma odasında hava fazlalık katsayısı, yanma verimi ve basınç kaybı gibi temel parametrelerin çevrimin termodinamik performansı üzerindeki etkileri bütüncül bir yaklaşımla incelenmiştir. Elde edilen bulguların, farklı yakıt türleri için gaz türbini tasarımı ve performans iyileştirme çalışmalarına yönelik önemli bir referans oluşturması hedeflenmektedir.

MATERYAL VE METOT

Gaz Türbini Çevrimi

Gaz türbini çevrimleri temel olarak kompresör, yanma odası ve türbinden oluşmaktadır. Bununla birlikte, ara soğutucu ve rejeneratör gibi ek komponentlerin entegrasyonu ile sistemden elde edilen net iş miktarının artırılması, yakıt tüketiminin azaltılması ve enerji verimliliğinin yükseltilmesi hedeflenmektedir. Bu çalışma kapsamında modellenen gaz türbini çevrimine ait tesisat şeması Şekil 1'de verilmiştir.



Şekil 1. Gaz Türbini Çevriminin Tesisat Şeması

Modellenen sistem, iki kademeli bir kompresör grubu ile tek kademeli bir türbinden oluşmaktadır. Atmosferden alınan hava, ilk olarak alçak basınç kompresöründe sıkıştırılmakta ve ardından ara soğutucu yardımıyla soğutulmuş ikinci kademe olan yüksek basınç kompresörüne gönderilmektedir. Burada tekrar sıkıştırılan hava, sistemin istenen en yüksek basınç seviyesine ulaşmaktadır. Daha sonra bu sıkıştırılmış hava, türbin çıkışındaki yanma ürünü gazların ısısından faydalanmak amacıyla rejeneratörde ön ısıtmaya tabi tutulmakta ve ardından yanma odasına yönlendirilmektedir. Yanma odasında yakıtla (örneğin metan, CH_4) kimyasal reaksiyona giren hava, yüksek sıcaklık ve basınca sahip yanma ürünlerine dönüşmektedir. Bu yanma ürünleri, tek kademeli gaz türbininden geçirilerek genişletilmekte ve bu sayede mekanik güç üretimi gerçekleştirilmektedir. Türbin çıkışındaki yüksek sıcaklıklı yanma gazları ise doğrudan atmosfere atılmadan önce rejeneratöre yönlendirilmekte ve burada, yanma odasına gönderilen havanın ısıtılmasında kullanılmaktadır. Bu ısı geri kazanımı sayesinde çevrimin genel termal verimliliği artırılmaktadır.

Enerji ve Ekserji Denklemleri

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmindeki toplam enerji dengededir. Bu durumda, kontrol hacmine iş, ısı ve kütle transferiyle giren enerji, sistemden çıkan enerjiye eşittir. Buna göre enerji korunumu ilkesi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_\zeta + \dot{W}_\zeta + \sum_\zeta \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (1)$$

Burada \dot{Q} ısı transferini, \dot{W} işi, h özgül entalpiyi, V akışkan hızını, g yerçekimi ivmesini ve z yüksekliği tanımlamaktadır. Kontrol hacmindeki kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilmesi durumunda, sürekli akışlı açık sistemler için enerji dengesi, aşağıdaki şekilde ifade edilir (Chen et al., 2024).

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

Ekserji, bir sistemin mevcut durumundan çevre koşullarıyla dengeye ulaşmaya kadar sağlayabileceği en yüksek yararlı iş potansiyeli olarak tanımlanır. Bir sistemin toplam özgül ekserjisi (e_i) ve toplam ekserji akımı (\dot{E}_i) ise aşağıdaki bağıntılar kullanılarak ifade edilir.

$$e_i = e_{fiz} + e_{kim} \quad (3)$$

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i e_i \quad (4)$$

Burada, e_{fiz} ve e_{kim} sırasıyla fiziksel ve kimyasal ekserjiyi, \dot{m}_i ise sistemde dolaşan akışkanın kütleli debisini tanımlamaktadır. Fiziksel ekserji, bir sistemin sıcaklık ve basıncının çevre koşullarına getirilmesiyle elde edilebilecek en yüksek yararlı iş olarak ifade edilir ve aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır (Yamankaradeniz et al., 2018).

$$e_{fiz} = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (5)$$

Kimyasal ekserji sistemin çevresiyle kimyasal dengeye ulaşması sürecinde ısı ve madde alışverişi yoluyla sağlayabileceği maksimum yararlı iş olarak ifade edilir. Saf maddeler için kimyasal ekserji ise, standart kimyasal ekserji değerleri dikkate alınarak aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır (Bademlioglu et al., 2025).

$$\dot{E}_{kim} = \dot{m} \left(\frac{e^{ch}}{M_A} \right) \quad (6)$$

Bu bağıntıda e^{ch} maddenin standart kimyasal ekserjisini ve M_A maddenin mol ağırlığını tanımlamaktadır. Bu çalışmada kullanılan bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri ve mol ağırlıkları Tablo 1'de sunulmuştur (Bademlioglu et al., 2025; Bejan et al., 1995).

Tablo 1. Çalışmada Kullanılan Maddelerin Standart Kimyasal Ekserjileri ve Mol Ağırlıkları

Madde	Standart Kimyasal Ekserjisi (kJ/kmol)	Mol Ağırlığı (kg/kmol)
CH ₄	831650	16,04
C ₃ H ₈	2154000	44,1
O ₂	3970	32
N ₂	720	28,01
CO ₂	19870	44,01
H ₂ O(g)	9437	18,02

Gaz karışımlarının kimyasal ekserjisi aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır (Chen et al., 2024).

$$\dot{E}_{kim} = \dot{m} \left(\sum y_n \frac{e_n^{ch}}{M_{A_n}} + \bar{R}T_0 \sum \frac{y_n \ln y_n}{M_{A_n}} \right) \quad (7)$$

Burada n indeksi gaz karışımını oluşturan her bir bileşeni, e_n^{ch} n 'inci gazın standart kimyasal ekserjisini, y_n toplam gaz içerisindeki n 'inci gazın mol oranını ve \bar{R} evrensel gaz sabitini tanımlamaktadır.

Gaz Türbini Çevriminin Enerji Analizi

Gaz türbini çevrimi iki kademeli kompresör grubundan oluşmakta olup, her bir kompresör kademesinde giriş ve çıkış basınçları ile sıcaklıkları arasındaki izentropik ilişki aşağıdaki bağıntılar kullanılarak ifade edilir (Peng et al., 2020; Olivenza-León et al., 2015).

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (8)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (9)$$

Burada k , özgül ısı oranını ifade etmek olup, sabit basınçtaki özgül ısının sabit hacimdeki özgül ısıya oranıdır. Çalışma kapsamında hava için k değeri 1,4 olarak alınmıştır.

Kompresör grubunun basınç oranı, yüksek basınç kompresörünün çıkış basıncının alçak basınç kompresörünün giriş basıncına oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$r_p = \frac{P_4}{P_1} \quad (10)$$

Her bir kompresör tarafından tüketilen izentropik iş aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{W}_{komp,AB_s} = \dot{m}_{hava} C_p (T_{2s} - T_1) \quad (11)$$

$$\dot{W}_{komp,YB_s} = \dot{m}_{hava} C_p (T_{4s} - T_3) \quad (12)$$

Burada \dot{W}_{komp,AB_s} ve \dot{W}_{komp,YB_s} sırasıyla alçak ve yüksek basınç kompresörlerinde tüketilen izentropik işi tanımlamaktadır. \dot{m}_{hava} ise sisteme giren hava debisini ifade etmekte olup, çalışma kapsamında 1 kg/s olarak alınmıştır.

Gerçek kompresör işi ise aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_{komp,AB_s} = \frac{\dot{W}_{komp,AB_s}}{\dot{W}_{komp,AB}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (13)$$

$$\eta_{komp,YB_s} = \frac{\dot{W}_{komp,YB_s}}{\dot{W}_{komp,YB}} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (14)$$

Burada, η_{komp,AB_s} ve η_{komp,YB_s} sırasıyla alçak ve yüksek basınç kompresöründeki izentropik verimi, $\dot{W}_{komp,AB}$ ve $\dot{W}_{komp,YB}$ ise kompresörde tüketilen gerçek işi ifade etmektedir.

Kompresörlerin çok kademeli olarak tasarlanması, her kademedan sonra ara soğutma yapılarak sıkıştırma işleminin daha düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesini sağlar. Sabit basınç oranı için bu durum kompresörde harcanan işin azalmasını sağlayarak çevrimin verimliliğinde iyileşme potansiyeli oluşturur.

Kompresör grubunda yer alan ara soğutucu yardımıyla çevreye aktarılan ısı miktarı aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_{arasoğ} = \dot{m}_{hava} C_p (T_2 - T_3) \quad (15)$$

Yanma sürecinin modellenebilmesi için, fazla hava katsayısının (λ) ve yanma odasındaki basınç kaybının (ΔP) tanımlanması gerekmektedir.

Fazla hava katsayısı (λ), yanma sürecine giren gerçek hava miktarının, stokiyometrik yanma için gerekli teorik hava miktarına oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{hava,gerçek}}{\dot{m}_{hava,stok}} \quad (16)$$

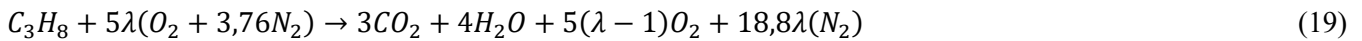
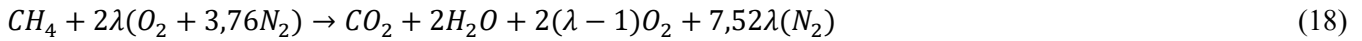
Fazla hava katsayısının $\lambda > 1$ olması durumunda sisteme ideal yanma durumuna göre daha fazla hava girişi söz konusudur. Fazla hava, yanma ürünlerini seyreltip alev sıcaklığını düşürerek NO_x oluşumunu sınırlar ve yanma odası, türbin gibi yüksek sıcaklığa maruz kalan bileşenlerin malzeme güvenliğini artırır.

Yanma odasındaki basınç kaybı (ΔP), yanma sürecinde sürtünme, karışma ve ısı transferi etkileri nedeniyle yanma odası girişi ve çıkışı basınçları arasında meydana gelen fark olarak tanımlanır. Bu kayıp genellikle boyutsuz bir oran şeklinde aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir.

$$\Delta P = \frac{P_{yo,giriş} - P_{yo,çıkış}}{P_{yo,giriş}} \quad (17)$$

Yanma odasında meydana gelen basınç kaybı, türbin giriş basıncını ve dolayısıyla türbinin genişleme oranını etkileyerek çevrimin termodinamik performansı üzerinde belirleyici bir rol oynamaktadır.

Çalışma kapsamında yanma odasında yakıt olarak metan (CH_4) ve propan (C_3H_8) kullanılmış olup, bu yakıtların hava ile yanma denklemleri fazla hava katsayısına (λ) bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir (Skabelund et al., 2023; Mossbeck & Margraves, 2024).



Yanma odasındaki enerji dengesi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{m}_{hava} h_5 + \eta_{yan} \dot{m}_{yakıt} LHV_{yakıt} = \dot{m}_{gaz} h_6 \quad (20)$$

Burada η_{yan} yanma verimini, $LHV_{yakıt}$ yakıtın alt ısıl değerini (kJ/kg), $\dot{m}_{yakıt}$ yanma odasına verilen yakıt debisini, \dot{m}_{gaz} yanma ürünü gazların toplam debisini ifade etmektedir.

Yanma odasından çıkan yanma ürünü gazlar, tek kademeli gaz türbininden geçirilerek genişletilmekte ve mekanik güç üretimi gerçekleştirilmektedir. Türbinin giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki izentropik ilişki aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\frac{T_{7s}}{T_6} = \left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (21)$$

Türbinden elde edilen iş aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{W}_{turb_s} = \dot{m}_{gaz} C_{p,gaz} (T_6 - T_{7s}) \quad (22)$$

Burada \dot{W}_{turb_s} türbinden elde edilen izentropik işi, $C_{p_{gaz}}$ ise yanma ürünü gazların sabit basınçtaki özgül ısısını ifade etmektedir. Gerçek türbin işi ise aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_{turb_s} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{W}_{turb_s}} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \quad (23)$$

Burada \dot{W}_{turb} türbinden elde edilen gerçek işi, η_{turb_s} ise türbinin izentropik verimini ifade etmektedir.

Türbin çıkışındaki yüksek sıcaklıklı yanma gazları rejeneratöre yönlendirilerek, yanma odasına gönderilen havanın ısıtılması amacıyla kullanılmaktadır. Rejeneratörde geri kazanılan ısı miktarı ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{Q}_{rej} = \dot{m}_{gaz} C_{p_{gaz}} (T_7 - T_8) = \dot{m}_{hava} C_p (T_5 - T_4) \quad (24)$$

Rejeneratör etkenliği aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\varepsilon_{rej} = \frac{\dot{Q}_{rej}}{\dot{Q}_{rej_{maks}}} = \frac{T_5 - T_4}{T_7 - T_4} \quad (25)$$

Burada $\dot{Q}_{rej_{maks}}$ rejeneratörde geri kazanılabilecek maksimum teorik ısı miktarını, ε_{rej} ise rejeneratör etkenliğini ifade eder. Gaz türbini çevriminden elde edilen net iş aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır (Miao et al., 2024).

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{turb} - (\dot{W}_{komp,AB} + \dot{W}_{komp,YB}) \quad (26)$$

Geri iş oranı, gaz türbini çevriminde kompresör tarafından tüketilen toplam işin türbin tarafından üretilen toplam işe oranı olarak tanımlanmaktadır. Bu oranın artması, türbin tarafından üretilen işin daha büyük bir kısmının kompresörlerde harcadığını ve çevrimden elde edilen net işin azaldığını göstermektedir. Geri iş oranı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$r_{gi} = \frac{\dot{W}_{komp,AB} + \dot{W}_{komp,YB}}{\dot{W}_{turb}} \quad (27)$$

Gaz türbini çevriminin termal verimi, çevrimden elde edilen net işin, sisteme giren toplam ısı miktarına oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\eta_{termal_{GT}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\eta_{yan} \dot{m}_{yakıt} LHV_{yakıt}} \quad (28)$$

Gaz Türbini Çevriminin Ekserji Analizi

Gaz türbini çevriminin ekserji analizi, termodinamiğin ikinci kanuna dayalı denklemler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çevrimde yer alan her bir komponent için ekserji denklemleri aşağıda verilmiştir.

Gaz türbini çevriminde komponent grubunu oluşturan alçak ve yüksek basınçlı kompresörlerdeki ekserji yıkımı aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{I}_{komp,AB} = (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + \dot{W}_{komp,AB} \quad (29)$$

$$\dot{I}_{komp,YB} = (\dot{E}_3 - \dot{E}_4) + \dot{W}_{komp,YB} \quad (30)$$

Burada $\dot{I}_{komp,AB}$ ve $\dot{I}_{komp,YB}$ sırasıyla alçak ve yüksek basınçlı kompresörlerdeki ekserji yıkımını tanımlamaktadır. Kompresör grubunda yer alan ara soğutucuda meydana gelen ekserji yıkımı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{I}_{arasoğ} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{Q}_{arasoğ} \left(\frac{T_0}{T_3} - 1 \right) \quad (31)$$

Burada $\dot{I}_{arasoğ}$ ara soğutucudaki ekserji yıkımını tanımlamaktadır. Yanma odasındaki ekserji yıkımı ise aşağıda verilen bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{I}_{yo} = \dot{E}_{yakıt} + \dot{E}_5 - \dot{E}_6 \quad (32)$$

Burada \dot{I}_{yo} yanma odasındaki ekserji yıkımını, $\dot{E}_{yakıt}$ yakıtın yanma odasına giriş şartlarındaki ekserji akımını ifade etmektedir. Türbindeki ekserji yıkımı aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{I}_{turb} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) - \dot{W}_{turb} \quad (33)$$

Burada \dot{I}_{turb} türbindeki ekserji yıkımını tanımlamaktadır. Rejeneratörde meydana gelen ekserji yıkımı ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{I}_{rej} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_7 - \dot{E}_8) \quad (34)$$

Gaz türbini çevrimindeki toplam tersinmezlik aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{I}_{top} = \dot{I}_{komp,AB} + \dot{I}_{komp,YB} + \dot{I}_{arasoğ} + \dot{I}_{yo} + \dot{I}_{turb} + \dot{I}_{rej} \quad (35)$$

Gaz türbini çevriminin ekserji verimi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\eta_{excr} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (36)$$

BULGULAR VE TARTIŞMA

İki kademeli kompresör grubu ve tek kademeli türbinden oluşan gaz türbini çevriminin termodinamik analizinde kullanılan dizayn parametreleri ve çalışma şartları Tablo 2’de verilmiştir (Chen et al., 2024; Wu et al., 2020; Khaljani et al., 2015; Ahmadi & Dincer, 2011; Ozen et al., 2024; Chen et al., 2019).

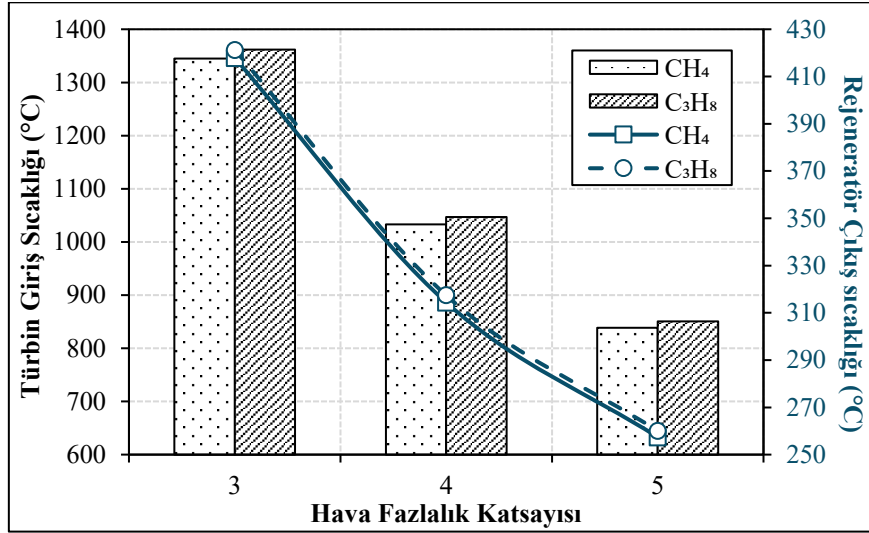
Tablo 2. Dizayn Parametreleri ve Çalışma Şartları

Parametreler	Değerler
Çevre Sıcaklığı (T_1)	20 °C
Çevre Basıncı (P_1)	101,325 kPa
Kompresöre Giren Havanın Debisi (\dot{m}_{hava})	1 kg/s
Basınç Oranı (r_p)	10
Kompresör İzentropik Verimi (η_{komp_s})	%85
Yakıt	CH ₄ , C ₃ H ₈
Yakıt Alt Isıl Değeri ($LHV_{yakıt}$)	50023 kJ/kg (CH ₄ için) 46330 kJ/kg (C ₃ H ₈ için)
Yanma Verimi (η_{yan})	%95 - %99
Yanma Odasındaki Basınç Kaybı (ΔP)	%2 - %8
Fazla Hava Katsayısı (λ)	3 - 5
Türbin İzentropik Verimi (η_{turb_s})	%80
Rejeneratör Etkenliği (ϵ_{rej})	0,70

Farklı yakıtlar için, türbin giriş ve rejeneratör çıkış sıcaklarının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi Şekil 2’de verilmiştir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça, yanma odasına stokiometrik yanma koşuluna göre daha fazla hava girer. Fazla hava, yanma ürünlerini seyreltip karışımın ısı kapasitesini artırarak alev sıcaklığının düşmesine neden olur. Bu nedenle, hava fazlalık katsayısının artmasıyla yanma sıcaklığı ve türbin giriş sıcaklığı azalmaktadır. Hava fazlalık

katsayısının etkisiyle, türbin giriş sıcaklığındaki azalmaya bağlı olarak türbin çıkış sıcaklığı da düşer. Türbin çıkış sıcaklığındaki bu düşüş, rejeneratörde transfer olan ısı miktarını sınırlar. Isı aktarımı azalsa da, rejeneratöre giren gazın sıcaklığının daha düşük olması nedeniyle rejeneratörden çıkan gazın sıcaklığı da azalmaktadır.

Hava fazlalık katsayısının artmasıyla her iki yakıt için de türbin giriş sıcaklığı azalmaktadır. Ancak aynı koşullarda CH_4 , C_3H_8 'e göre türbine biraz daha düşük sıcaklıkta girmekte; buna karşın rejeneratör çıkış sıcaklıkları iki yakıt için birbirine oldukça yakın değerlerde gerçekleşmektedir. Yakıt olarak CH_4 kullanılması durumunda, hava fazlalık katsayısının artmasıyla türbin giriş sıcaklığı $1345\text{ }^\circ\text{C}$ 'den $838,8\text{ }^\circ\text{C}$ 'ye, rejeneratör çıkış sıcaklığı ise $417,9\text{ }^\circ\text{C}$ 'den $257,4\text{ }^\circ\text{C}$ 'ye düşmektedir. Benzer şekilde, C_3H_8 kullanıldığında türbin giriş sıcaklığı $1362\text{ }^\circ\text{C}$ 'den $850,6\text{ }^\circ\text{C}$ 'ye, rejeneratör çıkış sıcaklığı ise $421,3\text{ }^\circ\text{C}$ 'den $260\text{ }^\circ\text{C}$ 'ye azalmaktadır.

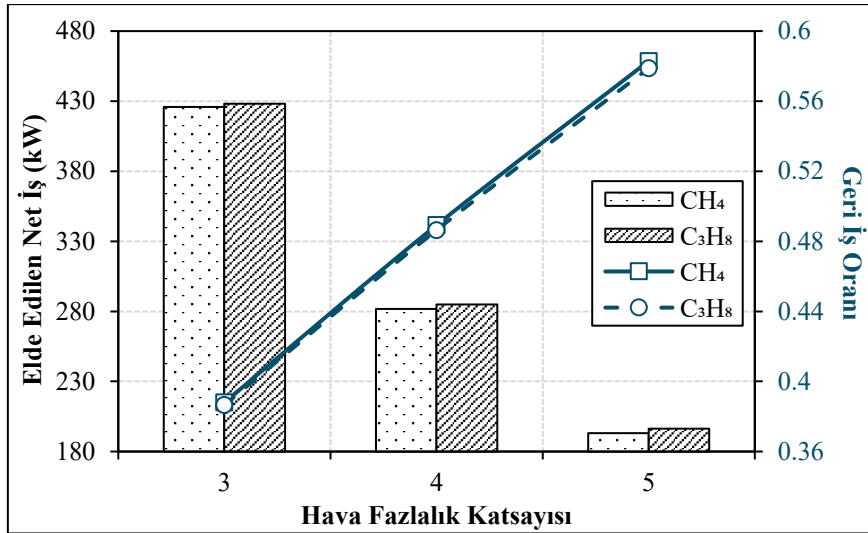


Şekil 2. Farklı Yakıtlar için Türbin Giriş Sıcaklığı ve Rejeneratör Çıkış Sıcaklığının Hava Fazlalık Katsayısına Bağlı Değişimi

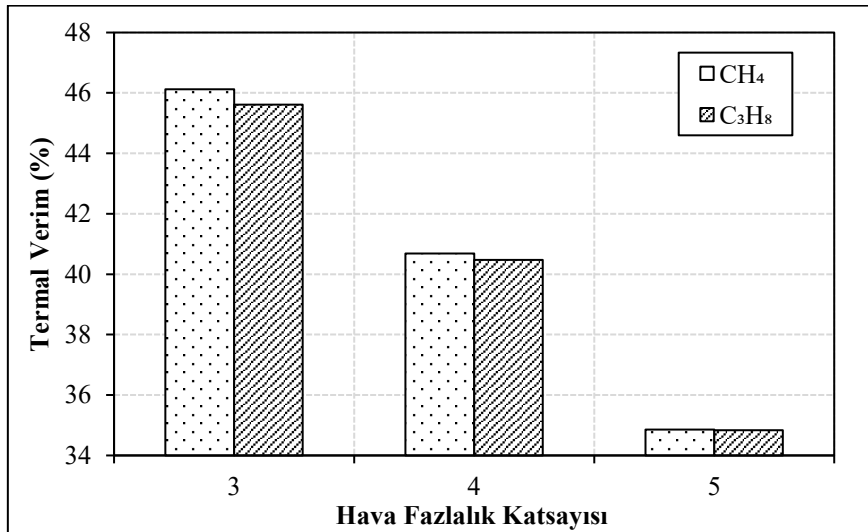
Farklı yakıtlar için gaz türbini çevriminden elde edilen net iş ve geri iş oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi Şekil 3'te verilmiştir. Hava fazlalık katsayısının artması, yanma sıcaklığını ve dolayısıyla türbin giriş-çıkış sıcaklıklarını düşürmektedir. Türbin giriş sıcaklığındaki bu azalma, türbin içerisindeki sıcaklık farkını daraltarak üretilen iş miktarının azalmasına yol açmaktadır. Kompresör giriş debisi sabit tutulduğundan, kompresör içinde belirgin bir değişim gözlenmemekte; ancak türbin işinin azalması sonucunda geri iş oranı artmaktadır. Bu nedenle, hava fazlalık katsayısının artışıyla çevrimden elde edilen net iş azalırken geri iş oranı yükselmektedir.

Hava fazlalık katsayısına bağlı genel eğilim her iki yakıt için de benzer olup, C_3H_8 ile çalışan sistem CH_4 'e göre biraz daha yüksek net iş üretmektedir. Ancak yakıt türünün net iş ve geri iş oranı üzerindeki etkileri birbirine oldukça yakın değerlerde gerçekleşmektedir. Yakıt olarak CH_4 kullanılması durumunda, hava fazlalık katsayısının artmasıyla çevrimden elde edilen net iş $425,8\text{ kW}$ 'tan $193,1\text{ kW}$ 'a düşerken, geri iş oranı $0,388$ 'den $0,583$ 'e yükselmektedir. Benzer şekilde, C_3H_8 kullanıldığında elde edilen net iş $428,1\text{ kW}$ 'tan $196,4\text{ kW}$ 'a azalmakta, geri iş oranı ise $0,387$ 'den $0,579$ 'a artmaktadır.

Farklı yakıtlar için gaz türbini çevriminin termal veriminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi Şekil 4'te verilmiştir. Hava fazlalık katsayısının artması, sistemden elde edilen net işin önemli ölçüde azalmasına neden olmakta ve bu durum çevrimin termal performansını olumsuz etkilemektedir. Buna bağlı olarak, her iki yakıt için de termal verimde dikkate değer bir azalma gözlenmektedir. CH_4 yakıtı düşük hava fazlalık katsayılarında C_3H_8 'e göre daha yüksek termal verim sağlamaktadır; ancak hava fazlalık katsayısının yükselmesiyle bu fark belirgin şekilde azalmaktadır. CH_4 kullanılması durumunda sistemin termal verimi $\%46,12$ 'den $\%34,86$ 'ya düşerken, C_3H_8 kullanıldığında ise bu değerler $\%45,61$ 'den $\%34,84$ 'e gerilemektedir.



Şekil 3. Farklı Yakıtlar için Gaz Türbini Çevriminden Elde Edilen Net İş ve Geri İş Oranının Hava Fazlalık Katsayısına Bağlı Değişimi

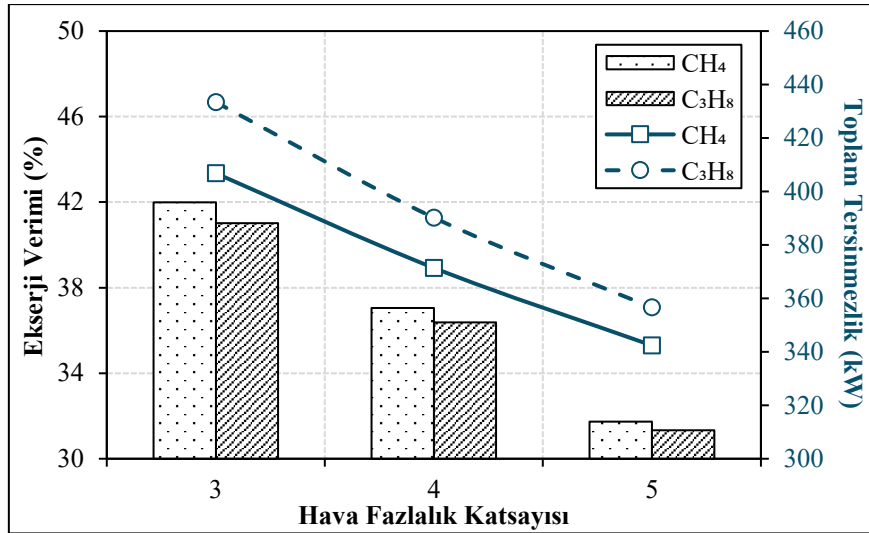


Şekil 4. Farklı Yakıtlar için Gaz Türbini Çevrimi Termal Veriminin Hava Fazlalık Katsayısına Bağlı Değişimi

Farklı yakıtlar için, gaz türbini çevrimi ekserji verimi ve toplam tersinmezliğin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi Şekil 5'te verilmiştir. Hava fazlalık katsayısının artmasıyla, yanma karışımındaki yakıt oranı azaldığından hem yakıttan elde edilen kimyasal ekserji hem de türbinden üretilen net iş miktarı düşmektedir. Ancak çevrimden elde edilen net iş miktarındaki azalma yakıt ekserjisindeki azalmaya kıyasla daha belirgindir. Bu nedenle, hava fazlalık katsayısındaki artışa bağlı olarak çevrimin ekserji verimi azalmaktadır.

Bununla birlikte, hava fazlalık katsayısının artışı tersinmezliklerin bileşenler bazında farklı yönde değişmesine yol açmaktadır. Yanma karışımındaki yakıt oranının azalması, yanma sıcaklığını düşürerek sürecin kimyasal dengeden uzaklaşmasına neden olmakta; dolayısıyla yanma kalitesi bozulmakta ve yanma odasındaki tersinmezlik artmaktadır. Buna karşın, türbin giriş sıcaklığının düşmesi ve rejeneratördeki sıcaklık farkının azalması bu bileşenlerdeki tersinmezliklerin azalmasına yol açmaktadır. Yanma öncesinde konumlanan kompresörler ve arasoğutucu, hava fazlalık katsayısındaki değişimden doğrudan etkilenmediklerinden bu komponentlerdeki tersinmezlik değerlerinde anlamlı bir değişim görülmemektedir. Sonuç olarak, yanma odasındaki tersinmezliğin artmasına rağmen, türbin ve rejeneratördeki azalmanın baskın etkisiyle sistemin toplam tersinmezliği genel olarak azalma eğilimi göstermektedir.

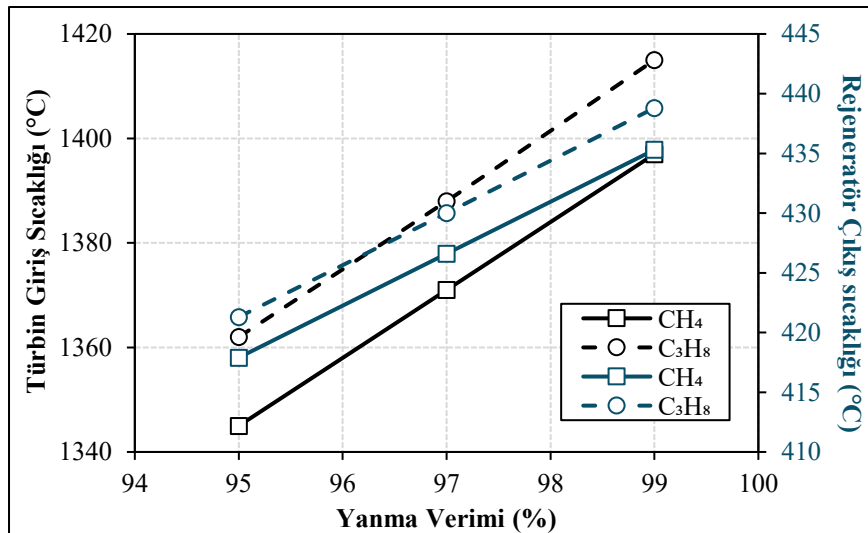
Hava fazlalık katsayısının artmasına bağlı olarak çevrimin ekserji verimi ve toplam tersinmezlik her iki yakıt için de azalma eğilimi göstermektedir. Yakıt olarak CH₄ kullanılması durumunda, çevrimin ekserji verimi %41,99'dan %31,74'e, toplam tersinmezlik ise 406,8 kW'tan 342,4 kW'a azalmaktadır. Benzer şekilde, C₃H₈ kullanıldığında ekserji verimi %41,02'den %31,33'e, toplam tersinmezlik ise 433,4 kW'tan 356,6 kW'a düşmektedir.



Şekil 5. Farklı Yakıtlar için Gaz Türbini Çevrimi Ekserji Verimi ve Toplam Tersinmezliğin Hava Fazlalık Katsayısına bağlı değişimi

Farklı yakıtlar için, türbin giriş ve rejeneratör çıkış sıcaklarının yanma verimine bağlı değişimi Şekil 6'da verilmiştir. Yanma veriminin artmasıyla, yakıtın kimyasal enerjisinden daha fazla ısı elde edilmekte ve alev sıcaklığı yükselmektedir. Bu durum türbin giriş ve çıkış sıcaklıklarının da artmasına neden olmaktadır. Türbin çıkışındaki sıcaklık artışı ise rejeneratörde transfer olan ısı miktarını arttırmaktadır. Ancak, transfer olan ısı miktarındaki artış rejeneratör çıkış sıcaklığını düşürme eğiliminde olsa da, türbin çıkış sıcaklığındaki artış daha belirgin olduğu için, rejeneratörden çıkan yanma ürünü gazların sıcaklığı artmaktadır.

Yanma verimindeki artışa bağlı olarak, türbin giriş ve rejeneratör çıkış sıcaklıkları her iki yakıt için de artma eğilimi göstermektedir. Sabit çalışma koşullarında CH₄, C₃H₈'e kıyasla türbine daha düşük sıcaklıkta girmekte ve rejeneratörden daha düşük sıcaklıkta çıkmaktadır. CH₄ yakıtı kullanılması durumunda, yanma veriminin artmasıyla türbin giriş sıcaklığı 1345 °C'den 1397 °C'ye, rejeneratör çıkış sıcaklığı ise 417,9 °C'den 435,3 °C'ye yükselmektedir. Benzer şekilde, C₃H₈ kullanıldığında türbin giriş sıcaklığı 1362 °C'den 1415 °C'ye, rejeneratör çıkış sıcaklığı ise 421,3 °C'den 438,8 °C'ye artmaktadır.

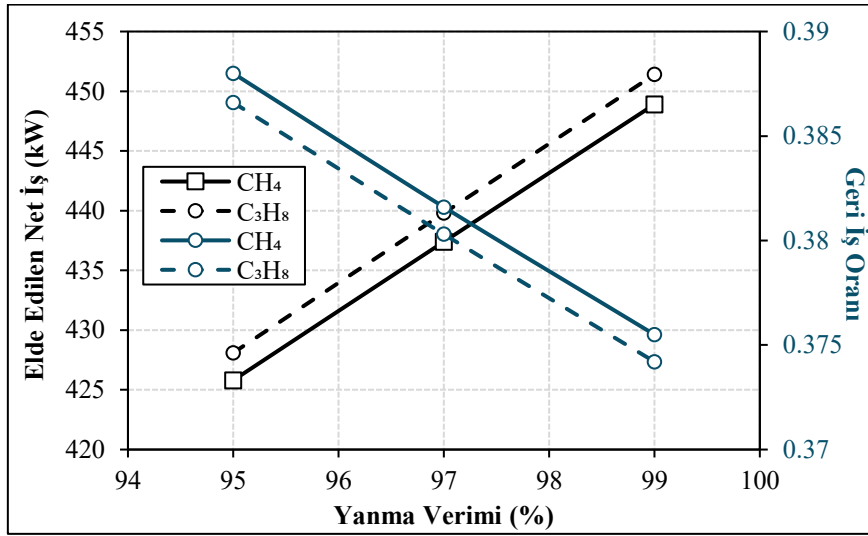


Şekil 6. Farklı Yakıtlar için Türbin Giriş Sıcaklığı ve Rejeneratör Çıkış Sıcaklığının Yanma Verimine Bağlı Değişimi

Farklı yakıtlar için gaz türbini çevriminden elde edilen net işin ve geri iş oranının yanma verimine bağlı değişimi Şekil 7'de verilmiştir. Yanma veriminin artmasıyla, yanma sürecinde açığa çıkan enerji miktarı artmakta ve buna bağlı olarak türbin giriş ve çıkış sıcaklıkları yükselmektedir. Türbin giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın artması, türbin tarafından üretilen iş miktarını arttırmaktadır. Bununla birlikte, kompresör giriş debisi sabit

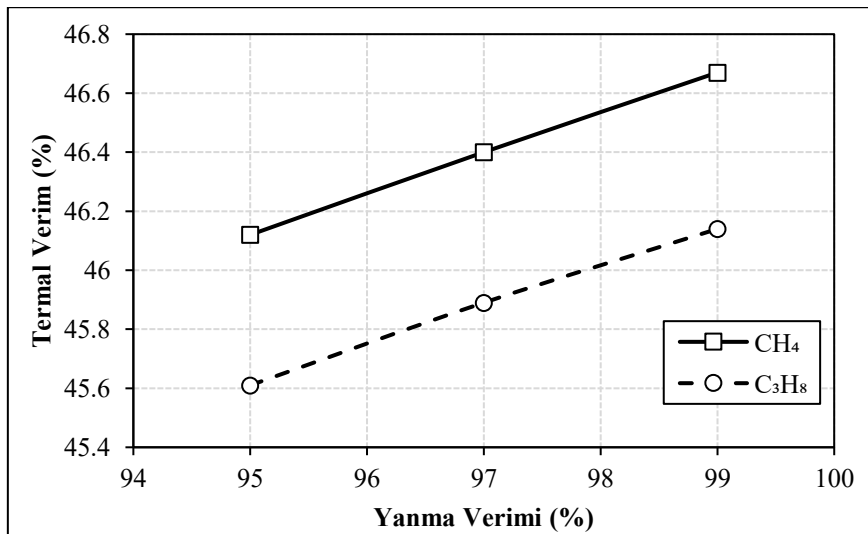
tutulduğundan kompresör işinde belirgin bir değişim gözlenmemekte; ancak türbin işinin artması sonucunda çevrimden elde edilen net iş miktarı yükselmekte ve buna bağlı olarak geri iş oranı azalmaktadır.

Yanma verimindeki artışa bağlı olarak, her iki yakıt için de gaz türbini çevriminden elde edilen net iş artma eğilimi, geri iş oranı ise azalma eğilimi göstermektedir. Sabit çalışma koşullarında C_3H_8 yakıtı kullanıldığında çevrimden elde edilen net iş CH_4 'e kıyasla daha yüksek, geri iş oranı ise daha düşüktür. CH_4 kullanılması durumunda, yanma veriminin artmasıyla çevrimden elde edilen net iş 425,8 kW'tan 448,9 kW'a artarken, geri iş oranı 0,388'den 0,376'ya azalmaktadır. Benzer şekilde, C_3H_8 kullanıldığında elde edilen net iş 428,1 kW'tan 451,4 kW'a yükselirken, geri iş oranı ise 0,387'den 0,374'e gerilemektedir.



Şekil 7. Farklı Yakıtlar için Gaz Türbini Çevriminden Elde Edilen Net İş ve Geri İş Oranının Yanma Verimine Bağlı Değişimi

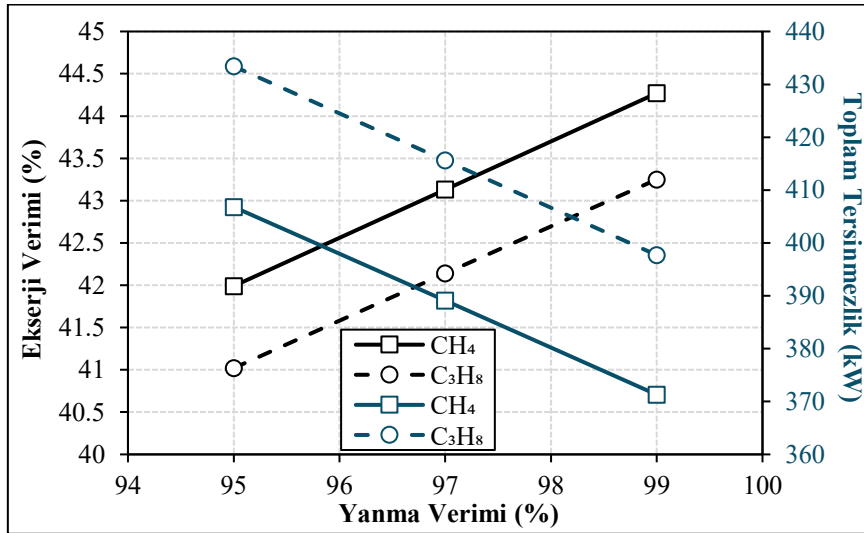
Farklı yakıtlar için gaz türbini çevriminin termal veriminin yanma verimine bağlı değişimi Şekil 8'de verilmiştir. Yanma veriminin artmasıyla, gaz türbini çevriminden elde edilen net iş miktarı artmakta ve buna bağlı olarak çevrimin termal performansı iyileşmektedir. Her iki yakıt için de termal verim, yanma veriminin artışıyla birlikte yükselme eğilimi göstermektedir. CH_4 yakıtı, C_3H_8 'e kıyasla tüm çalışma aralığında daha yüksek termal verim sağlamaktadır. Yanma veriminin artmasıyla, CH_4 için çevrimin termal verimi %46,12'den %46,67'ye, C_3H_8 için ise %45,61'den %46,14'e yükselmektedir.



Şekil 8. Farklı Yakıtlar için Gaz Türbini Çevrimi Termal Veriminin Yanma Verimine Bağlı Değişimi

Farklı yakıtlar için, gaz türbini çevrimi ekserji verimi ve toplam tersinmezliğin yanma verimine bağlı değişimi Şekil 9'da verilmiştir. Yanma veriminin artması, yakıtın kimyasal ekserjisini değiştirmemekte; ancak mevcut ekserjinin daha büyük bir kısmının kullanılabilir ısıya dönüşmesini sağlayarak türbinden elde edilen net işi artırmakta ve buna bağlı olarak çevrimin ekserji verimini yükseltmektedir. Öte yandan, yanma verimi artışıyla birlikte yanma süreci daha etkin gerçekleştiği için yanma odasındaki kimyasal tersinmezlikler azalmaktadır. Türbin ve rejeneratörde ise sıcaklık farklarının artmasına bağlı olarak tersinmezliklerde kısmi bir artış gözlenmektedir. Ancak bu artış, yanma odasında meydana gelen azalma kadar belirgin değildir. Bu nedenle, yanma verimindeki artışla birlikte sistemin toplam tersinmezliği genel olarak azalma eğilimi göstermektedir.

Yanma veriminin artmasıyla, her iki yakıt için de çevrimin ekserji verimi artarken toplam tersinmezlik azalma eğilimi göstermektedir. CH₄ yakıtı kullanıldığında çevrimin ekserji verimi daha yüksek, toplam tersinmezliği ise daha düşüktür. CH₄ için ekserji verimi %41,99–%44,27 aralığında değişirken toplam tersinmezlik 406,8–371,3 kW arasında gerçekleşmektedir. Benzer şekilde, C₃H₈ için ekserji verimi %41,02–%43,25 aralığında, toplam tersinmezlik ise 433,4–397,7 kW aralığında değişmektedir. CH₄ kullanılması durumunda, yanma veriminin artmasıyla çevrimin ekserji verimi %41,99'dan %44,27'ye yükselirken, toplam tersinmezlik 406,8 kW'tan 371,3 kW'a düşmektedir. Benzer şekilde, C₃H₈ kullanıldığında ekserji verimi %41,02'den %43,25'e artarken, toplam tersinmezlik ise 433,4 kW'tan 397,7 kW'a azalmaktadır.



Şekil 9. Farklı Yakıtlar için Gaz Türbini Çevrimi Ekserji Verimi ve Toplam Tersinmezliğin Yanma Verimine Bağlı Değişimi

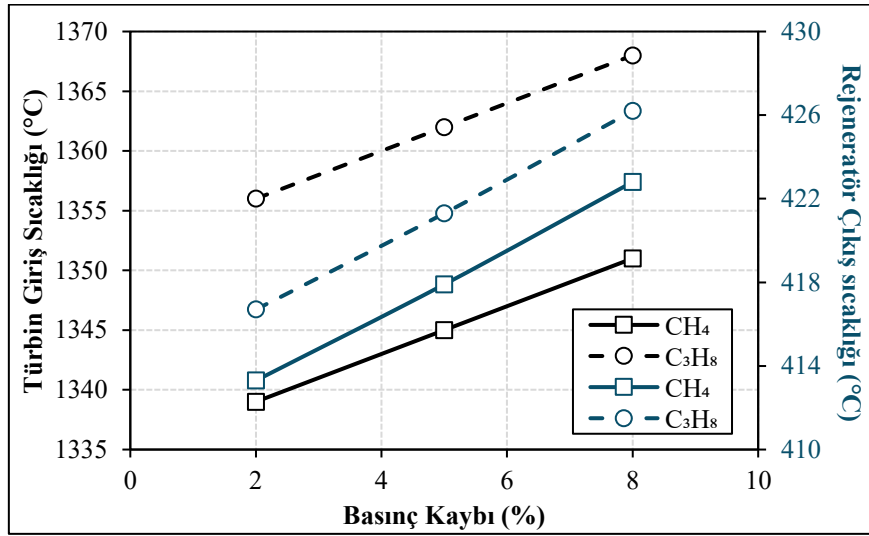
Farklı yakıtlar için, türbin giriş ve rejeneratör çıkış sıcaklıklarının yanma odasındaki basınç kaybına bağlı değişimi Şekil 10'da verilmiştir. Yanma odasındaki basınç kaybının artması, yanma odası çıkış basıncını düşürmekte ve bu durum türbinin genişleme oranını azaltmaktadır. Genişleme oranındaki azalma türbin tarafından üretilen işi sınırlarken, sisteme giren ısı miktarı büyük ölçüde sabit kaldığından, enerji dengesine bağlı olarak türbin giriş sıcaklığı artış göstermektedir. Basınç kaybındaki artışla birlikte türbin çıkış sıcaklığı da yükselmekte, bu durum rejeneratördeki sıcak ve soğuk akışlar arasındaki sıcaklık farkını artırarak transfer olan ısı miktarının yükselmesine neden olmaktadır. Ancak türbin çıkış sıcaklığındaki artış daha belirgin olduğundan, rejeneratörden çıkan yanma ürünü gazların sıcaklığı artış eğilimi göstermektedir.

Yanma odasındaki basınç kaybının artmasıyla her iki yakıt için de türbin giriş ve rejeneratör çıkış sıcaklıkları yükselmektedir. Yakıt olarak CH₄ kullanılması durumunda, basınç kaybının artmasıyla türbin giriş sıcaklığı 1339 °C'den 1351 °C'ye, rejeneratör çıkış sıcaklığı ise 413,3 °C'den 422,8 °C'ye yükselmektedir. Benzer şekilde, C₃H₈ kullanıldığında türbin giriş sıcaklığı 1356 °C'den 1368 °C'ye, rejeneratör çıkış sıcaklığı ise 416,7 °C'den 426,2 °C'ye artmaktadır.

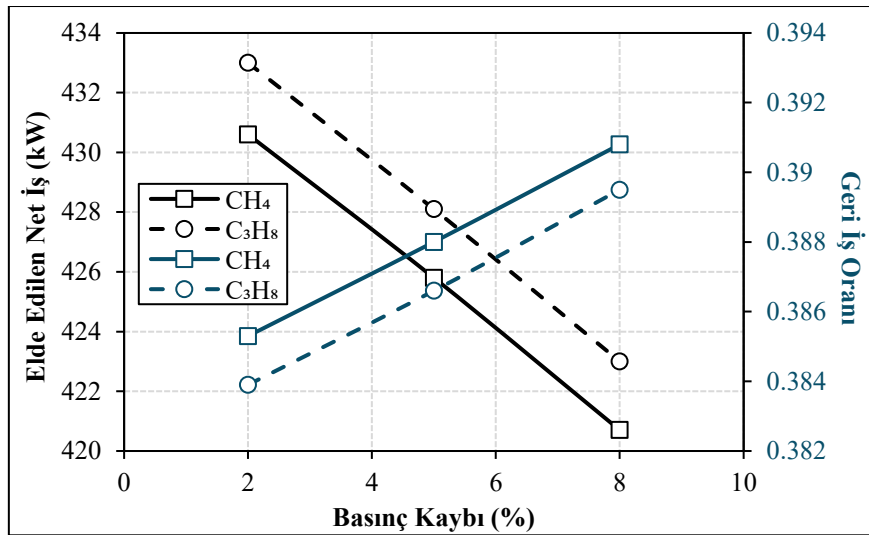
Farklı yakıtlar için gaz türbini çevriminden elde edilen net işin ve geri iş oranının yanma odasındaki basınç kaybına bağlı değişimi Şekil 11'de verilmiştir. Yanma odasındaki basınç kaybının artması, türbin giriş sıcaklığını artırır da türbin giriş basıncını düşürerek genişleme oranını azaltmaktadır. Bu durum türbin çıkış sıcaklığının daha fazla yükselmesine ve türbin giriş-çıkış sıcaklık farkının azalmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla türbinde üretilen iş

miktarı azalmaktadır. Bununla birlikte, kompresör giriş debisi sabit tutulduğundan kompresör işinde belirgin bir değişim gözlenmemekte; ancak türbin işinin azalması sonucunda çevrimden elde edilen net iş miktarı düşmekte ve buna bağlı olarak geri iş oranı yükselmektedir.

Basınç kaybındaki artışa bağlı olarak, her iki yakıt için de gaz türbini çevriminden elde edilen net iş azalırken, geri iş oranı ise artmaktadır. Yakıt olarak CH_4 kullanılması durumunda, yanma odasındaki basınç kaybının artmasıyla çevrimden elde edilen net iş 430,6 kW'tan 420,7 kW'a azalırken, geri iş oranı ise 0,385'ten 0,391'e artmaktadır. Benzer şekilde, C_3H_8 kullanıldığında elde edilen net iş 433 kW'tan 423 kW'a düşerken, geri iş oranı ise 0,384'ten 0,390'a yükselmektedir.



Şekil 10. Farklı Yakıtlar için Türbin Giriş Sıcaklığı ve Rejeneratör Çıkış Sıcaklığının Yanma Odasındaki Basınç Kaybına Bağlı Değişimi

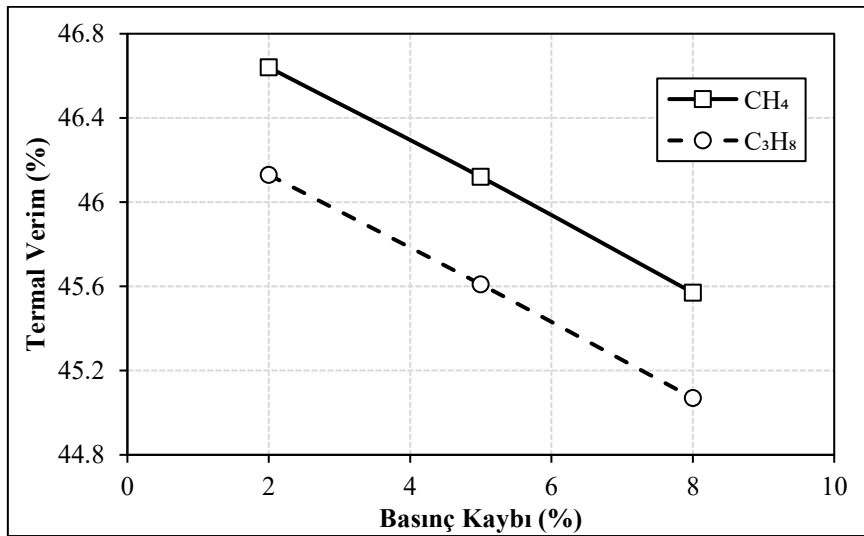


Şekil 11. Farklı Yakıtlar için Gaz Türbini Çevriminden Elde Edilen Net İş ve Geri İş Oranının Yanma Odasındaki Basınç Kaybına Bağlı Değişimi

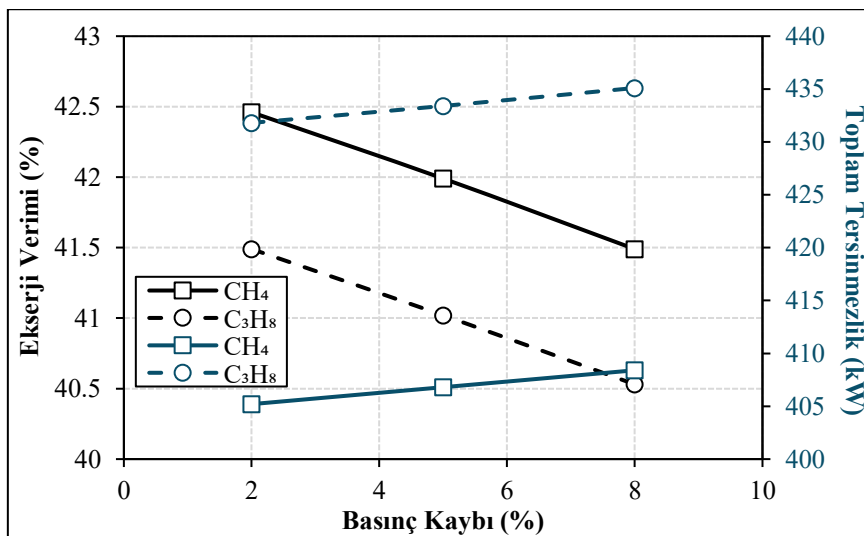
Farklı yakıtlar için gaz türbini çevrimi termal veriminin yanma odasındaki basınç kaybına bağlı değişimi Şekil 12'de verilmiştir. Basınç kaybının artmasıyla, gaz türbini çevriminden elde edilen net iş miktarı azalmakta ve buna bağlı olarak çevrimin termal performansı düşmektedir. Her iki yakıt için de termal verim, yanma odasındaki basınç kaybının artışıyla birlikte azalma eğilimi göstermektedir. CH_4 kullanılması durumunda, basınç kaybının artmasıyla çevrimin termal verimi %46,64'ten %45,57'ye düşmektedir. Benzer şekilde, C_3H_8 için termal verim ise %46,13'ten %45,07'ye azalmaktadır.

Farklı yakıtlar için, gaz türbini çevrimi ekserji verimi ve toplam tersinmezliğin yanma odasındaki basınç kaybına bağlı değişimi Şekil 13'te verilmiştir. Yanma odasındaki basınç kaybı, çevrimin basınç oranını ve dolayısıyla türbin çıkış koşullarını etkiler; ancak yakıtın ekserjisi doğrudan bu basınç kaybindan etkilenmez. Dolayısıyla, basınç kaybı arttığında yakıtın ekserjisi sabit kalırken, türbinden elde edilen iş azalmakta ve buna bağlı olarak çevrimin ekserji verimi düşmektedir.

Basınç kaybının artması, yanma sıcaklığını yükselterek sürecin kimyasal dengeden uzaklaşmasına ve yanma odasındaki gaz akışı boyunca enerji kayıplarının artmasına neden olmaktadır. Bu iki etkiye bağlı olarak, yanma odasındaki tersinmezlik artmaktadır. Bununla birlikte, basınç kaybına bağlı olarak türbindeki sıcaklık farkının azalması, bu bileşendeki tersinmezliğin düşmesine neden olurken; rejeneratörde sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının artması, rejeneratördeki tersinmezliğin artmasına yol açmaktadır. Sonuç olarak, yanma odası ve rejeneratördeki artışın etkisi türbindeki azalmadan daha baskın olduğundan, sistemin toplam tersinmezliği basınç kaybına bağlı olarak artmaktadır. Basınç kaybindaki artışa bağlı olarak, her iki yakıt için de çevrimin ekserji verimi azalırken toplam tersinmezlik artmaktadır. CH₄ için ekserji verimi %42,46'dan %41,49'a azalırken, toplam tersinmezlik 405,2 kW'tan 408,4 kW'a artmaktadır. Benzer şekilde, C₃H₈ kullanıldığında ekserji verimi %41,49'dan %40,53'e düşerken, toplam tersinmezlik ise 431,8 kW'tan 435,1 kW'a yükselmektedir.



Şekil 12. Farklı Yakıtlar için Gaz Türbini Çevrimi Termal Veriminin Yanma Odasındaki Basınç Kaybına Bağlı Değişimi



Şekil 13. Farklı Yakıtlar için Gaz Türbini Çevrimi Ekserji Verimi ve Toplam Tersinmezliğin Yanma Odasındaki Basınç Kaybına Bağlı Değişimi

SONUÇ

Bu çalışmada, iki kademeli kompresör ve tek kademeli türbinden oluşan bir gaz türbini çevriminin termodinamik performansı, farklı yakıtlar için yanma odası parametrelerine bağlı olarak incelenmiştir. Yakıt olarak CH_4 ve C_3H_8 seçilmiş; yanma odası parametreleri olarak ise hava fazlalık katsayısı, yanma verimi ve yanma odasındaki basınç kaybı ele alınmıştır. Bu parametrelere bağlı olarak çevrimin enerji ve ekserji performansları değerlendirilmiş ve farklı yakıtlar için sonuçlar karşılaştırılmıştır. Elde edilen bulgular, yanma koşullarının ve yakıt özelliklerinin gaz türbini çevrimlerinin performansı üzerinde doğrudan belirleyici olduğunu göstermiştir. Bu kapsamda, analizlerden elde edilen önemli sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Hava fazlalık katsayısındaki artış, yanma ürünlerinin seyrelmesine bağlı olarak alev sıcaklığını düşürmüştü ve bunun sonucunda türbin giriş sıcaklığı azalarak türbin giriş-çıkış sıcaklık farkı daralmıştır. Bu durum, türbinden elde edilen iş miktarını azaltarak çevrimin hem enerji hem de ekserji performansında düşüşe yol açmıştır.
- Hava fazlalık katsayısının 3'ten 5'e yükselmesiyle, CH_4 yakıtı için sistemin termal verimi %46,12'den %34,86'ya, ekserji verimi ise %41,99'dan %31,74'e düşmüştür. Benzer şekilde, C_3H_8 kullanıldığında ise termal verim %45,61'den %34,84'e, ekserji verimi %41,02'den %31,33'e gerilemiştir.
- Yanma veriminin artması, yakıtın kimyasal enerjisinin daha etkin bir şekilde ısı enerjisine dönüştürülmesini sağlamış ve türbin giriş sıcaklığında artışa neden olmuştur. Bu durum, türbinden elde edilen iş miktarını yükselterek çevrimin enerji ve ekserji performansını iyileştirmiştir.
- Yanma veriminin %95'ten %99'a yükselmesiyle, CH_4 yakıtı için sistemin termal verimi %46,12'den %46,67'ye, ekserji verimi ise %41,99'dan %44,27'ye artmıştır. Benzer şekilde, C_3H_8 kullanıldığında termal verim %45,61'den %46,14'e, ekserji verimi ise %41,02'den %43,25'e yükselmiştir.
- Yanma odasındaki basınç kaybının artması, türbin giriş basıncını azaltarak türbin genleşme oranının düşmesine ve dolayısıyla türbinden elde edilen iş miktarının azalmasına neden olmuştur. Bu durum, çevrimin enerji ve ekserji performansını olumsuz yönde etkilemiştir.
- Basınç kaybının %2'den %8'e yükselmesiyle, CH_4 yakıtı için sistemin termal verimi %46,64'ten %45,57'ye, ekserji verimi ise %42,46'dan %41,49'a gerilemiştir. C_3H_8 kullanıldığında ise termal verim %46,13'ten %45,07'ye, ekserji verimi %41,49'dan %40,53'e düşmüştür.
- Yakıt türü, yanma ürünlerinin kimyasal bileşimi ve alt ısı değerleri nedeniyle çevrimin performansını etkilemiştir. Aynı koşullarda CH_4 yakıtı, C_3H_8 'e kıyasla daha yüksek türbin giriş sıcaklığı ve verim değerleri sağlamıştır.
- Hava fazlalık katsayısı ve basınç kaybındaki artış, türbin işinde azalmaya neden olarak geri iş oranını yükseltmiş; buna karşılık, yanma veriminin artması türbin işini artırarak geri iş oranını düşürmüştür.

Bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar bütüncül olarak değerlendirildiğinde, gaz türbini çevrimlerinin performansının tek bir parametreye bağlı olmadığı; fazla hava katsayısı, yanma verimi ve yanma odasındaki basınç kaybı gibi yanma odası parametrelerinin birlikte ele alınmasının kritik öneme sahip olduğu görülmektedir. İncelenen parametre aralıkları için, düşük fazla hava katsayısı, yüksek yanma verimi ve düşük basınç kaybı koşullarının çevrim performansı açısından daha avantajlı olduğu belirlenmiştir. Bu bulgular, farklı yakıt türleri için gaz türbini tasarımı ve işletme parametrelerinin belirlenmesinde, performans kayıplarının sınırlandırılması ve çevrim veriminin artırılması açısından mühendislik uygulamalarına yol gösterici niteliktedir. Gelecek çalışmalarda, farklı yakıt türleri için çevrimin enerji ve ekserji performansının emisyon parametreleriyle birlikte değerlendirildiği çok amaçlı optimizasyon çalışmalarının yapılması, sistemin daha kapsamlı biçimde incelenmesine katkı sağlayacaktır.

SEMBOLLER VE KISALTMALAR

Semboller

C_p	sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kg K)
e	özgül ekserji (kJ/kg)
e^{ch}	standart kimyasal ekserji (kJ/kmol)
\dot{E}	ekserji (kW)
h	özgül entalpi (kJ/kg)
\dot{I}	ekserji yıkımı (kW)
k	özgül ısı oranı

LHV	alt ısı değeri (kJ/kg)
\dot{m}	kütleli debi (kg/s)
M_A	mol ağırlığı (kg/kmol)
P	basınç (kPa)
\dot{Q}	ısı (kW)
r_{gi}	geri iş oranı (-)
r_p	basınç oranı (-)
s	özgül entropi (kJ/kg K)
T	sıcaklık (°C)
\dot{W}	iş (kW)
ε	etkenlik (-)
η	verim (%)
λ	fazla hava katsayısı (-)

Kısaltmalar

AB	alçak basınç
arasoğ	ara soğutucu
fiz	fiziksel
GT	gaz türbini
kim	kimyasal
komp	kompresör
maks	maksimum
rej	rejeneratör
turb	türbin
yan	yanma
YB	yüksek basınç
yo	yanma odası

Yapay Zeka Katkı Beyanı

Bu makale tamamen herhangi bir yapay zeka aracının yardımı olmadan yazılmış, düzenlenmiş, analiz edilmiş ve hazırlanmıştır. Metin, veri analizi ve şekiller dahil tüm içeriğin yalnızca yazar tarafından oluşturulduğunu beyan ederim.

KAYNAKLAR

- Ahmadi, P., & Dincer, I. (2011). Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15), 2529-2540. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.018>
- Alnaimi, F. B. I., Singh, M. S. J., Al-Bazi, A., Al-Muhsen, N. F., Mohammed, T. S., & Al-Hadeethi, R. H. (2021). Parametric investigation of combustion process optimization for Gas Turbines at SJ Putrajaya. *Energy Reports*, 7, 5722-5732. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.08.202>
- Bademlioglu, A. H., Canbolat, A. S., & Kaynakli, O. (2025). Sustainable liquid hydrogen production: Comprehensive modeling and thermodynamic analysis of a geothermal-powered multifunctional system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 76, 104279. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2025.104279>
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. J. (1995). Thermal design and optimization. John Wiley & Sons.
- Chen, F., Zhang, W., Cai, J., Wang, X., Guo, J., & Li, W. (2024). Design and optimization of a multi-level wasted heat recovery system for a natural gas-based gas turbine cycle; comprehensive exergy and economic analyses. *Applied Thermal Engineering*, 236, 121662. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121662>
- Chen, Y., Wang, M., Liso, V., Samsatli, S., Samsatli, N. J., Jing, R., Chen, J., Li, N., & Zhao, Y. (2019). Parametric analysis and optimization for exergoeconomic performance of a combined system based on solid oxide fuel cell-gas

- turbine and supercritical carbon dioxide Brayton cycle. *Energy Conversion and Management*, 186, 66-81. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.036>
- Chmielewski, M., Niszczota, P., & Gieras, M. (2020). Combustion efficiency of fuel-water emulsion in a small gas turbine. *Energy*, 211, 118961. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118961>
- Eke, M. N., Ozor, P. A., Aigbodion, V. S., & Mbohwa, C. (2021). Second law approach in the reduction of gas emission from gas turbine plant. *Fuel Communications*, 9, 100030. <https://doi.org/10.1016/j.jfueco.2021.100030>
- Goodarzi, M., Kiasat, M., & Khalilidehkordi, E. (2014). Performance analysis of a modified regenerative Brayton and inverse Brayton cycle. *Energy*, 72, 35-43. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.072>
- Harutyunyan, A., Badyda, K., & Szablowski, Ł. (2025). Energy and exergy analysis of complex gas turbines systems powered by a mixture of hydrogen and methane. *International Journal of Hydrogen Energy*, 144, 713-725. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2025.02.378>
- Hatem, F. A., Alhumairi, M. K. A., Al-Obaidi, M. A., Mohammad, A. T., & Darwish, A. S. K. (2025). Upgrading Gas Turbine Efficiency for Sustainable Power Generation: An Energy and Exergy Analyses. *Results in Engineering*, 105489. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.105489>
- Khaljani, M., Saray, R. K., & Bahlouli, K. (2015). Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 97, 154-165. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.02.067>
- Kok, J. B. W., & Haselhoff, E. A. (2023). Thermodynamic analysis of the thermal and exergetic performance of a mixed gas-steam aero derivative gas turbine engine for power generation. *Heliyon*, 9(8). <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e18927>
- Miao, X., Zhang, H., Zhao, S., Zhang, Q., & Xia, Y. (2024). An innovative S-CO₂ recompression Brayton system and its thermodynamic, exergoeconomic and multi-objective analyses for a nuclear spacecraft. *Case Studies in Thermal Engineering*, 53, 103805. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103805>
- Mossbeck, S., & Margraves, C. (2024, March). Examination of Combustion Processes Using a Rankine Cyler. In 2024 ASEE Southeastern Section Conference.
- Nader, W. S. B., Mansour, C. J., & Nemer, M. G. (2018). Optimization of a Brayton external combustion gas-turbine system for extended range electric vehicles. *Energy*, 150, 745-758. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.008>
- Naeim, K. A., Hegazi, A. A., Awad, M. M., & El-Emam, S. H. (2022). Thermodynamic analysis of gas turbine performance using the enthalpy-entropy approach. *Case Studies in Thermal Engineering*, 34, 102036. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102036>
- Olivenza-León, D., Medina, A., & Hernández, A. C. (2015). Thermodynamic modeling of a hybrid solar gas-turbine power plant. *Energy Conversion and Management*, 93, 435-447. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.01.02>
- Ozen, D. N., Guleryuz, E. H., & Acilar, A. M. (2024). Advanced exergo-economic analysis of an advanced adiabatic compressed air energy storage system with the modified productive structure analysis method and multi-objective optimization study. *Journal of Energy Storage*, 81, 110380. <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.110380>
- Peng, W., Gonzalez-Ayala, J., Guo, J., Chen, J., & Hernández, A. C. (2020). An alkali metal thermoelectric converter hybridized with a Brayton heat engine: Parametric design strategies and energetic optimization. *Journal of Cleaner Production*, 260, 120953. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.120953>
- Selwynraj, A. I., Iniyan, S., Polonsky, G., Suganthi, L., & Kribus, A. (2015). Exergy analysis and annual exergetic performance evaluation of solar hybrid STIG (steam injected gas turbine) cycle for Indian conditions. *Energy*, 80, 414-427. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.12.001>
- Shukla, A. K., & Singh, O. (2017). Thermodynamic investigation of parameters affecting the execution of steam injected cooled gas turbine based combined cycle power plant with vapor absorption inlet air cooling. *Applied Thermal Engineering*, 122, 380-388. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.034>
- Skabelund, B. B., Jenkins, C. D., Stechel, E. B., & Milcarek, R. J. (2023). Thermodynamic and emission analysis of a hydrogen/methane fueled gas turbine. *Energy Conversion and Management: X*, 19, 100394. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2023.100394>

- Wang, Y., Tao, C., Peng, Y., Liang, S., & Sun, R. (2025). Thermodynamic and emission analysis of CH₄/H₂/NH₃ ternary fuel applied in gas turbine system under oxygen-rich atmosphere. *Thermal Science and Engineering Progress*, 103649. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2025.103649>
- Wang, Z., Han, W., Zhang, N., Liu, M., & Jin, H. (2017). Proposal and assessment of a new CCHP system integrating gas turbine and heat-driven cooling/power cogeneration. *Energy Conversion and Management*, 144, 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.043>
- Wu, C., Xu, X., Li, Q., Li, J., Wang, S., & Liu, C. (2020). Proposal and assessment of a combined cooling and power system based on the regenerative supercritical carbon dioxide Brayton cycle integrated with an absorption refrigeration cycle for engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 207, 112527. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112527>
- Xing, C., Liu, L., Qiu, P., Zhang, L., Yu, X., Chen, X., Zhao, Y., Peng, J., & Shen, W. (2022). Research on combustion performance of a micro-mixing combustor for methane-fueled gas turbine. *Journal of the Energy Institute*, 103, 72-83. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2022.05.014>
- Yamankaradeniz, N., Bademlioglu, A. H., & Kaynakli, O. (2018). Performance assessments of organic Rankine cycle with internal heat exchanger based on exergetic approach. *Journal of Energy Resources Technology*, 140(10), 102001. <https://doi.org/10.1115/1.4040108>
- Zhang, B., Chen, Y., Wang, Z., & Shakibi, H. (2020). Thermodynamic, environmental, and optimization of a new power generation system driven by a gas turbine cycle. *Energy Reports*, 6, 2531-2548. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2020.09.003>