

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**ORTA KAPASİTELİ DİZEL MOTORLARINDA ATIK ISIDAN
RANKİNE ÇEVİRİMİ İLE ENERJİ GERİ KAZANIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet Sinan KARTAL

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

EKİM 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**ORTA KAPASİTELİ DİZEL MOTORLARINDA ATIK ISIDAN
RANKİNE ÇEVİRİMİ İLE ENERJİ GERİ KAZANIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet Sinan KARTAL

301111037

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE

EKİM 2018

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301111037 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ahmet Sinan KARTAL, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ORTA KAPASİTELİ DİZEL MOTORLARINDA ATIK ISIDAN RANKİNE ÇEVİRİMİ İLE ENERJİ GERİ KAZANIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **05 Ekim 2018**
Savunma Tarihi :

Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışması boyunca bilgi ve tecrübeleriyle rehber olup çalışmamı yönlendiren çok değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE'ye en içten teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu süreçte manevi destekleriyle beni yalnız bırakmayan ve varlıklarıyla beni motive eden aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Ekim 2018

Ahmet Sinan KARTAL
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
SEMBOLLER.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı.....	2
1.2 Literatür Araştırması	6
2. RANKİNE ÇEVİRİMİ.....	10
2.1 Pompa	12
2.2 Buharlaştırıcı	13
2.3 Çevrim Akışkanı	14
2.4 Genişletici/ Türbin.....	15
2.5 Yoğuşturucu.....	16
3. ATIK ISI KAZANIM SİSTEMLERİNİN GT-SUITE YAZILIMI İLE 1- BOYUTLU MODELLENMESİ	18
3.1 GT-Suite Yazılımında Modelin Hazırlanması	22
3.2 Sadece EGD'nin Isı Kaynağı Olarak Kullanıldığı Atık Isı Geri Kazanım Sistemi	30
3.3 Sadece Egzoz Gazlarının Isı Kaynağı Olarak Kullanıldığı Atık Isı Geri Kazanım Sistemi	35
3.4 Egzoz ve EGD Gazlarının Birlikte Isı Kaynağı Olarak Kullanıldığı Atık Isı Geri Kazanım Sistemi	41
3.5 Benzetim Çıktıları ve Analizi	47
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	50
KAYNAKLAR.....	53
ÖZGEÇMİŞ	55

KISALTMALAR

AR-GE	: Araştırma ve geliştirme
Bi₂Te₃	: Bizmut telürür
CO₂	: Karbondioksit
DOK	: Dizel oksidasyon katalizörü
DPF	: Dizel parçacık filtresi
EGD	: Egzoz gaz devir daimi
ETC	: European Transient Cycle
GT	: Gama Technologies
HC	: Hidrokarbon
IEO	: Uluslararası Enerji Görünüşü
KIP	: Küresel ısınma potansiyeli
Mg₂Si	: Magnezyum silisit
NO_x	: Azot oksitleri
ORC	: Organik Rankine çevrimi
OTP	: Ozon tüketme potansiyelleri
SKİ	: Seçimli katalitik indirgeme
WHTC	: World Harmonic Transient Cycle
Zn₄Sb₃	: Çinko antimonit

SEMBOLLER

h	: entalpi
q	: ısı
s	: entropi
T	: sıcaklık
w	: güç
ρ	: yoğunluk
η	: verim

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1: Farklı sistem yapılandırmalarının değerlendirilmesi. [8].....	8
Çizelge 2.1: Endüstride ve araştırma çalışmalarında Rankine çevrimi uygulamalarında çevrim akışkanları. [12].....	15
Çizelge 3.1: Motor çalışma senaryoları devir ve güç değerleri.	20
Çizelge 3.2: Motor çalışma senaryoları EGD ve egzoz gaz sıcaklıkları.	20
Çizelge 3.3: Motor çalışma senaryoları EGD ve egzoz gaz debileri.	21
Çizelge 3.4: Sadece EGD gazları kullanılarak oluşturulan çevrimin çalışma noktalarındaki basınç, sıcaklık, entalpi, debi, güç ve verim değerleri.	34
Çizelge 3.5: EGD gazları ile kurulan sistemden elde edilen net güçler.	35
Çizelge 3.6: Sadece egzoz gazları kullanılarak oluşturulan çevrimin çalışma noktalarındaki basınç, sıcaklık, entalpi, debi, güç ve verim değerleri.	39
Çizelge 3.7: Egzoz gazları ile kurulan sistemden elde edilen net güç miktarları.	41
Çizelge 3.8: Egzoz gazları kullanılarak oluşturulan çevrimin çalıştırma noktalarındaki basınç, sıcaklık, entalpi, debi, güç ve verim değerleri.	45
Çizelge 3.9: Egzoz ve EGD gazları ile kurulan sistemden elde edilen net güç miktarları.	46
Çizelge 3.10: Sistem alternatiflerinde kazanılan net güç miktarları.	47
Çizelge 3.11: Sistem alternatiflerinde güç kazanım oranları.	47
Çizelge 3.12: Motorun baz senaryolardaki yakıt tüketimleri.	48
Çizelge 3.13: Sistem alternatiflerinin motor çalışma senaryolarındaki yakıt tüketimine etkileri.	48
Çizelge 3.14: Motor çalışma senaryolarının ağırlıklı ortalamaları.	49

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Dizel motorunda yakıtın yanması ile açığa çıkan enerjinin dağılımı. [4] ...	3
Şekil 1.2: EGD sistemi.	4
Şekil 1.3: Turbo şarj sistemi.	5
Şekil 1.4: Çift çevrimli Rankine çevrimi sistem modeli.	7
Şekil 2.1: İdeal Rankine çevrim şeması ve T-s grafiği. [11].	10
Şekil 2.2: Rankine çevrimi basınç - entalpi grafiği. [12].....	11
Şekil 2.3: Bazı organik akışkanlara ve suya ait sıcaklık entropi diyagramları. [13]..	14
Şekil 2.4: Volvo atık ısı kazanım sistemleri için taban ve yan panellere bütünleşik yoğuşturucu çalışması. [4].....	17
Şekil 3.1: GT-Suite radyatör model örneği. [15]	18
Şekil 3.2: Motor devri ve tork değerine bağlı EGD valf pozisyonu, valf açılma oranı renk değişimine göre sırasıyla artmaktadır mor-yeşil-sarı-kırmızı.	21
Şekil 3.3: GT-Suite “flow” kütüphanesi.	23
Şekil 3.4: GT-Suite “cooling” alt kütüphanesi.....	24
Şekil 3.5: GT-Suite “HxSlave” ögesi girdileri.	25
Şekil 3.6: GT-Suite buharlaştırıcıya giren egzoz gaz verilerinin tanımlanması.	26
Şekil 3.7: GT-Suite buharlaştırıcı geometrisinin tanımlanması.	26
Şekil 3.8: GT-Suite “HxMaster” ve “HxSlave” ögesi ile kurulan buharlaştırıcı modeli.	27
Şekil 3.9: GT-Suite “HxMaster” “HxSlave” ögesi ile kurulan yoğuşturucu modeli.	28
Şekil 3.10: GT-Suite pompa haritası.	29
Şekil 3.11: GT-Suite türbin haritası.	29
Şekil 3.12: GT-Suite model parametreleri belirleme.	30
Şekil 3.13: GT-Suite sadece EGD’nin ısı kaynağı olarak kullanıldığı atık ısı geri kazanım sistemi modeli.	31
Şekil 3.14: Senaryo 4 için basınç - entalpi grafiği.	32
Şekil 3.15: Senaryo 4 için sıcaklık - entropi grafiği.....	33
Şekil 3.16: GT-Suite sadece egzoz gazlarının ısı kaynağı olarak kullanıldığı atık ısı geri kazanım sistemi modeli.	36
Şekil 3.17: Egzoz gazları ile kurulan çevrimde senaryo 4 için basınç - entalpi grafiği.	37
Şekil 3.18: Egzoz gazları ile kurulan çevrimde senaryo 4 için sıcaklık - entropi grafiği.	38
Şekil 3.19: GT-Suite egzoz ve EGD gazlarının birlikte ısı kaynağı olarak kullanıldığı atık ısı geri kazanım sistemi modeli.	42
Şekil 3.20: Senaryo 4 için basınç entalpi grafiği.....	43
Şekil 3.21: Egzoz ve EGD gazlarının birlikte kullanılması ile oluşturulan çevrimde senaryo 4 için sıcaklık entropi grafiği.	44
Şekil 3.22: Sistem alternatiflerinin ortalama yakıt tüketimi azalma oranları	49

ORTA KAPASİTELİ DİZEL MOTORLARINDA ATIK ISIDAN RANKİNE ÇEVİRİMİ İLE ENERJİ GERİ KAZANIMI

ÖZET

Sürdürülebilir bir çevre ve dünya için son yıllarda içten yanmalı motorlarda gerçekleştirilen çalışmaların büyük bir kısmı verim artışı ve zararlı gaz salımlarının azaltılması üzerine yapılmıştır. Bu kapsamda yapılan çalışmalarda yanma enerjisinin büyük bir kısmını oluşturan atık ısıdan enerji geri kazanımı önemli konulardan biridir. Motordaki yanma sonrası oluşan egzoz gazlarındaki atık ısıyı turbo şarj ile, termoelemanlar ile, absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile veya Rankine çevrimi ile faydalı işe dönüştürmeyi amaçlayan çalışmalar mevcuttur. Atık ısı geri kazanım sistemlerinden Rankine çevrimi ile enerji geri kazanımının, özellikle gaz salımlarını azaltan yeni salım sistemleri ile atık ısı oranı artan dizel motorlarda gelecek yıllarda ticari uygulamalarda önemli yer tutacağı öngörülmektedir.

Bu çalışmanın ana konusu ticari araçlarda yaygın olarak kullanılan 3,5l hacminde 200 hp gücünde bir dizel motorun egzoz ve EGD (Egzoz Gazları Devir daimi) gazlarından Rankine çevrimi ile enerji geri kazanım potansiyelinin 1-boyutlu analiz yöntemi ile incelenmesidir. Çalışmanın temel amacı Rankine çevrimi ile egzoz gazlarından atık ısı geri kazanım teknolojisinin dizel motorlarında sağlayabileceği güç artışı ve yakıt tüketimindeki azalmayı belirlemektedir.

Çalışmada atık ısı kazanım sistemi olmayan, temel motordan alınan motor çalışma koşullarına bağlı egzoz ve EGD gaz sıcaklık ve debi verileri 1-boyutlu benzetime girdi olarak kullanılmıştır. Benzetim için otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılan, hazır bir paket yazılım olan GT-Suite kullanılmıştır. Birincil olarak sadece egzoz gazlarının, ikincil olarak sadece EGD gazlarının ve üçüncül olarak EGD ve egzoz gazlarının birlikte Rankine çevriminin ısı kaynağı olarak kullanıldığı üç farklı benzetim modeli alternatifi oluşturulmuştur. Yoğuşturucu tarafında ise motor soğutma suyunun çevrim akışkanı olduğu ayrı bir soğutma devresi kullanılacağı öngörülmüştür.

Motor için dokuz adet çalışma noktası belirlenmiş, benzetim modeli alternatiflerinin belirlenen motor çalışma noktaları için analizleri yapılmıştır, çıktılar karşılaştırılarak motorun güç geri kazanımı ve yakıt tüketimine etkileri incelenmiştir. Belirlenen motor çalışma noktalarının ortalama çalışma yüzdelerinde ortalama yakıt tüketimindeki azalma hesaplanmıştır. Motorun atık ısısından en fazla yararlanılan durum, egzoz ve EGD gazlarının birlikte ısı kaynağı olarak kullanıldığı sistemde olacağı öngörülmüştür. Bu sistemde güç geri kazanımı belirlenen motor çalışma senaryolarının dokuzuncusunda 2,05 kW'a kadar ulaşmış ve ortalama yakıt tüketiminde ise %2,25 oranında azalma olacağı hesaplanmıştır. Benzetim çıktılarına göre ticarileşme potansiyeli olan, gelecekte seri üretimde kullanılması öngörülen sistem önerileri sunulmuştur.

WASTE HEAT RECOVERY WITH RANKINE CYCLE FROM MEDIUM DUTY DIESEL ENGINES

SUMMARY

Issues on the energy are some of the most compelling subjects in the world today. With human's ever increasing need for energy, production must be increased or consumption must be reduced to avoid an unsustainable long-term energy balance.

Modern research and development studies relating to internal combustion engines and vehicle design are largely driven by the persistent need to reduce the global consumption of fossil fuels and the resulting emissions of the greenhouse gas carbon dioxide.

The majority of the energy in the fuel burned by the internal combustion engines used in modern vehicles is lost in the form of waste heat and does not contribute to the propulsion of the vehicle. Three different technologies have been proposed for recovering some of this lost heat and thereby increasing the overall efficiency of combustion engines: the turbocompound, thermoelectric converters, and heat engines based on the Rankine cycle. Turbocompound systems are used in diesel engines for decades and started to be used in gasoline engines in the latest years as well. Thermoelectric converters which generates electricity from temperature difference of exhaust gas and cold sink, were not used a place in automotive industry due to its high application cost and low efficiency. On the other hand, heat engines based on Rankine cycle started to be feasible in medium and heavy duty diesel applications due to increasing waste heat of Euro 6 aftertreatment systems in the latest years. Since, EGR (Exhaust Gas Recirculation), DPF (Diesel Particulate Filter) and SCR (Selective Catalytic Reduction) aftertreatment systems were being used all together with heavy duty Euro 6 diesel engines.

In this thesis, a waste heat recovery system for a medium duty diesel engine is evaluated for utilizing multiple heat sources found in a conventional 3,5 l 200 hp diesel engine. In this type of engine more than 50% of heat energy goes futile. The majority of the heat energy is lost through engine exhaust and cooling devices such as EGR (Exhaust Gas Recirculation) and engine cooling. The potential of recoverable heat recuperation from these devices were studied using thermodynamic analysis. A well-known way of recuperating this heat energy is by employing a Rankine cycle circuit with these devices as heat sources (single loop or dual loop), and thus this thesis is focused on using a Rankine cycle for the heat recovery system.

A simulation model of a Rankine cycle-based heat recovery system is created by using the 1-dimentional flow simulation program GT-Suite, which is widely used in engine-systems development. Measurement data of exhaust and EGR gas temperature and mass flow rate from 3,5 l 200 hp diesel engine which is widely used in medium duty commercial vehicles is used as model input instead of a total engine model which simplify the model complexity and reduce processing time.

The model of the Rankine cycle consists of a feed pump, which pumps working fluid that comes from a receiver to its evaporation pressure. The heat exchanger is divided into two sections: a master and a slave section. While the slave section represents the heat exchanger in the EGR route, the master part is implemented in the Rankine cycle loop. The expansion device is based on an efficiency-map, which is created using a detailed model of an expander. The condenser (which is also divided into a master and a slave side) condenses the working fluid that has passed through the expander, using water as a coolant.

To determine working fluid of Rankine cycle, not only the thermodynamic properties of fluids but also factors such as global warming effects, flammability, toxicity, price, availability in the market are important. When, environmental factors such as Global Warming Potential (GWP) and Ozone Depletion Potentials (ODP) are also taken into account in fluid selection, using non-flammable R245fa is considered as best alternative for this mobile waste heat recovery system.

As system alternatives three layout is determined according to diversified according to heat sources which are only EGR gas use as evaporator, only exhaust gas use as evaporator, finally EGR and exhaust gas combined use as evaporator. As heat sink cooling water cycle which circulates inside of radiator beside from engine coolant is used in condenser for each system alternatives. Energy recovery from these three system alternatives is simulated according to 9 different engine working scenario. Engine scenarios illustrate low, mid and high torque produce of three engine running rpm.

Heat exchanger for exhaust gas is located at the outlet of aftertreatment systems not to effect toxic substances conversion reactions in exhaust gas. Because toxic substances conversion reactions such as NO_x to N_2 and O_2 , only occurs at high gas temperature inside exhaust catalyst cells.

For only EGR gas use as evaporator and only exhaust gas use as evaporator layout nine operation points are specified. First five operation points indicated refrigerant cycle operation points, following two operation points indicated EGR or exhaust gas inlet and outlet points to evaporator. Final two operation points indicated cooling water inlet and outlet to condenser. For EGR and exhaust gas combined use as evaporator layout thirteen operation points are specified in similar notation. Simulation results such as, temperature, pressure, enthalpy, mass flow rate at each operation points are showed at tables for different working scenarios for each layout.

New power gain from Rankine cycle is calculated from simulation for each nine engine working scenario. The new power gain which is calculated by the difference between output shaft power of the turbine and the input shaft power of the pump, considered to be fed to crankshaft of the engine with a gearbox. In this case, diesel engine supposed to work at a slightly lower power working point which has less fuel consumption. The effect of net power gain to fuel consumption is calculated according to engine's current fuel consumption map.

Simulation results show that the system which uses only EGR gas as boiler is active and produce power in only three of nine operation points. Because EGR is not active in all operation points, especially at high power scenarios. On the other hand even if exhaust gas temperature is lower than that of EGR gas, waste heat recovery system using exhaust gas as evaporator is active and produce power in all nine operation points. In case of combine usage of exhaust and EGR gas, the largest amount of net power gain is calculated due to high energy input to the system.

In the highest heat recovery system alternative which is EGR, and exhaust gas combine usage, it is possible to recover up to 2,05 kW power at scenario 9 and this may be used as an additional torque in crankshaft. On the other hand, engine scenario using rates are estimated to calculate average fuel consumption. When the fuel consumption decrease at each scenario is averaged according to estimated realization rates, up to 2,25% of average fuel consumption decrease is possible with such an energy recovery system.

The energy recovery rates are lower in single heat source system alternatives compared to exhaust and EGR combined usage case.

It is important to note that, the Rankine cycle's thermal efficiency was between 5-8%, corresponding to 2-5% increase of the engine's power output. On the other hand, Rankine cycle's thermal efficiency is around 10% and engine's power output increase is up to 10% for mobile waste heat recovery applications. Therefore, performance of designed waste heat recovery system is slightly less than the studies in literature. It is considered that cycle efficiency and power output results can be increased with more optimised model and system components.

The studies on waste heat recovery with Rankine cycle have been increasing in latest years and some commercial products to be used are available on the market, more will be on the market in near future. Also, engine and vehicle manufacturers carrying out research and development projects about this issue and especially heavy commercial vehicle manufacturers started to integrate such an energy recovery system in the near future.

In this study, it is aimed to show energy recovery and efficiency increase potential of a medium duty diesel engine with 1-dimensional flow simulation program GT-Suite. This approach yielded a computationally inexpensive system model that allowed simulations to be performed much faster than 3-dimensional computational fluid dynamics simulations while maintaining high numerical robustness. The turbine and pump in the model were map-based, with the maps being functions of the steam conditions and the expander compression ratio. This map based pump and turbine modelling approach allowed to obtain results that are close to actual working conditions.

Finally, there are still potential to improve simulation results with dynamometer tests. The simulations are done in this study show that internal combustion engines still have efficiency improvement potential.

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında artan nüfusa karşılık sınırlı enerji kaynaklarının sürdürülebilirliği en önemli konulardan biridir. Nüfus artışının yanı sıra, yaşam standartlarının yükselmesi ile kişi başına düşen enerji tüketimi de artmaktadır. Sürdürülebilir bir enerji dengesinin çözümüne yönelik yapılması gereken en kritik adımlardan biri mevcut enerji kaynaklarının verimli kullanımından geçmektedir.

2010 Dünya Enerji Konseyi araştırmalarına göre yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı ve enerji verimliliği, aksiyon alınması gereken en önemli iki konu olarak Dünya enerji gündemine sokulmuştur [1].

Dünya enerji kullanımının en büyük kalemlerinden biri de ulaşım sektörüdür ve bu sektörün enerji tüketimi gitgide artmaktadır. IEO2016 referanslarına göre 2012’de 112 katrilyon joule olan ulaşım sektörünün yıllık enerji tüketiminin yıllık %1,4 artması ile 2040’da 164 katrilyon joule olması öngörülmektedir [2].

Dünya genelinde ulaşım sektöründe enerji kaynağı olarak petrol ve sıvı yakıt kullanımı egemenliğini sürdürmektedir, buna rağmen enerji kullanımındaki payları 2012’de %96 iken, 2040’da payının azalarak %88’e düşmesi öngörülmektedir. IEO2016 referans senaryosuna göre biyodizel kullanımı ile beraber dizel yakıt kullanımının 14 katrilyon joule artması öngörülmektedir [2].

Dünya enerji kullanımında egemenliğini sürdüren sıvı yakıtlı içten yanmalı motorlarda yapılacak olan verimlilik artışının toplam enerji kullanımına önemli etkileri olacaktır. İçten yanmalı motorlarda enerji verimliliğinin yetersizliği sorununun çözümüne katkıda bulunacak çözümlerden birinin de atık ısı geri kazanım sistemleri ile olabileceği öngörülmektedir. Bu sistemler ile içten yanmalı motorlarda atık ısı kaynaklarından güç elde edilerek yakıt tüketiminde azalma ve bununla beraber önemli payı taşıtlar kaynaklı olan CO₂ sera gazı salımında azalma sağlanmaktadır.

Avrupa Birliği ülkelerinde binek araçların CO₂ salımlarını ve yakıt tüketimlerini azaltmak için 2012 yılından itibaren 130 g/km CO₂ salım limiti düzenlemesi getirilmiştir ve bu değerin 2020 yılından itibaren de 95 g/km’ye çekilmesi

planlanmaktadır. Amerika Birleşik Devletler’inde de benzer şekilde 2016 yılından itibaren satılan araçların 0.08 l/km azami yakıt tüketimini sağlamaları düzenlemesi getirilmiştir. Bu gereklilikleri yerine getiremeyen araçlara ceza veya ek vergi yükümlülükleri getirilmektedir. Japonya ve Güney Kore’de de benzer uygulamalar vardır [3].

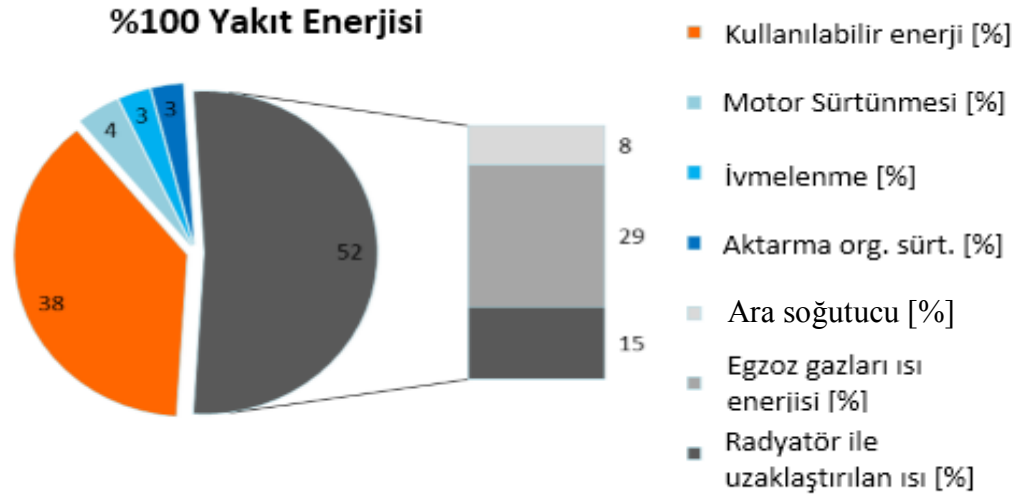
Bu durum araç üreticilerini daha verimli, düşük yakıt tüketimine ve CO₂ salımına sahip motorlu taşıtların üretimine itmektedir. Bunun yanında düşük yakıt ve vergi maliyetlerine, düşük işletme giderlerine sahip araçlar kullanıcılar tarafından tercih edilmekte bu durum ise üreticiler arasında rekabeti doğurmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Konvansiyonel bir içten yanmalı dizel motorlu bir araçta yakıtın yanması ile elde edilen ısının ortalama %38’i faydalı güç olarak tekerlere aktarılır. Toplam yakıt enerjisinin yaklaşık %15’lik kısmı radyatör yardımı ile havaya verilir ve yaklaşık %29’u da egzoz gazları ile atmosfere atılır. Bu şekilde çalışan bir motorun ısı verimi;

$$\eta_{\text{ısı}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{giren}}} \quad (1.1)$$

denklemini ile hesaplanır. Isıl verim motor hacmine ve yakıt cinsine göre değişebilmektedir. Yüksek hacimli motorların ısı verimleri daha yüksek olma eğilimindedir. Dizel motorun yanma enerjisinin dağılımı Şekil 1.1’de gösterilmiştir.

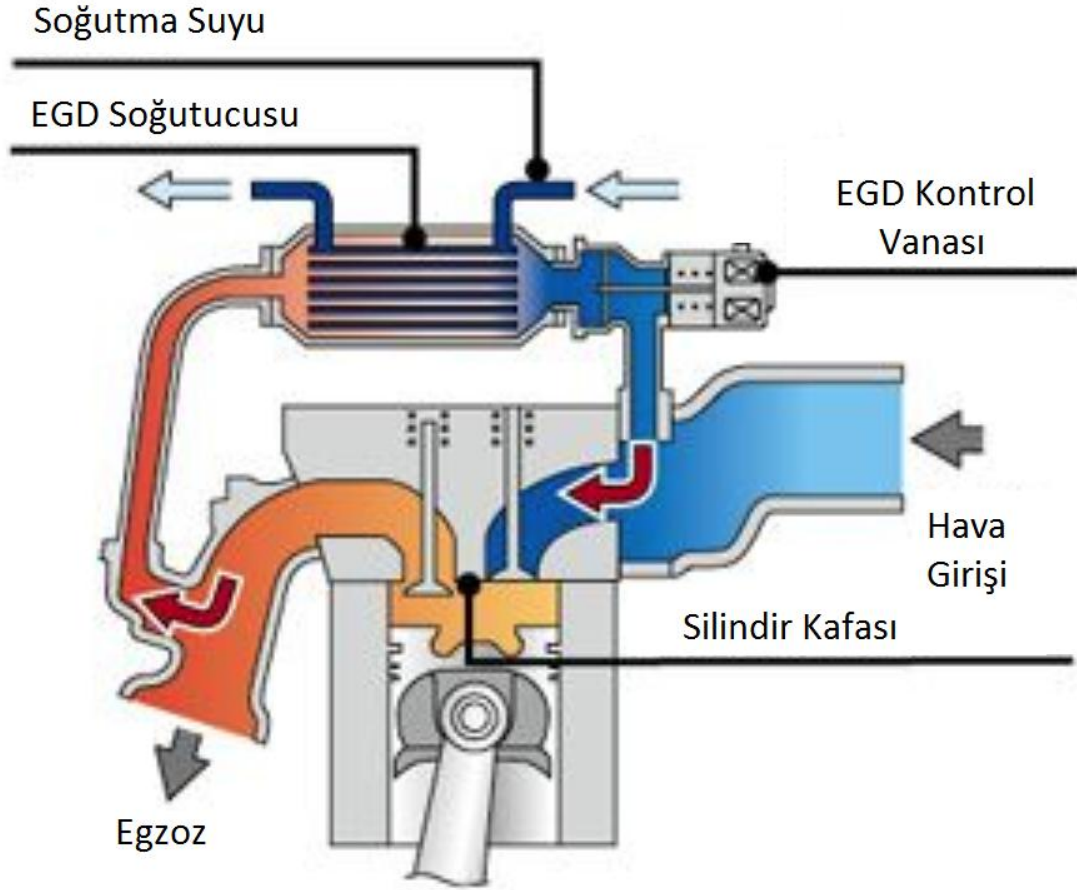


Şekil 1.1: Dizel motorunda yakıtın yanması ile açığa çıkan enerjinin dağılımı. [4]

Araçtaki enerji dağılımı verilen motorun mekanik güçler toplamı %38 kullanılabilir enerji, %3 ivmelenme ve %3 aktarma organları sürtünmeleri de hesaba katıldığında sadece motorun ısıl verimi yaklaşık %44 olarak alınabilir.

Motor ve araç üreticileri geçtiğimiz yıllarda motor ve salım kontrol sistemlerinin de gelişmesi ile silindir içerisindeki yanma verimini önemli şekilde iyileştirdiler. Diğer taraftan mevcut rekabet koşulları ve yasal düzenlemeler üreticileri alternatif yakıtlar veya benzin-elektrikli hibrit gibi verimliliği daha da arttıracak çözümler bulmaya itmektedir. Yine de tüm bu çözümlerde hala içten yanmalı motorlardan radyatör ve egzoz gazları ile atık ısı uzaklaştırılmakta, kullanılmadan çevreye aktarılmaktadır.

Motorlardaki atık ısı potansiyelini yükselten etkilerden biri de mevcut egzoz salım teknolojileridir. Motordan çıkan yüksek sıcaklıklı egzoz gazları motor soğutma suyu yardımı ile soğutulurak silindir içine verilmektedir, bu sistem Egzoz Gaz Devir daimi (EGD) olarak adlandırılmaktadır. Konvansiyonel bir EGD Şekil 1.2’de gösterilmiştir.



Şekil 1.2: EGD sistemi.

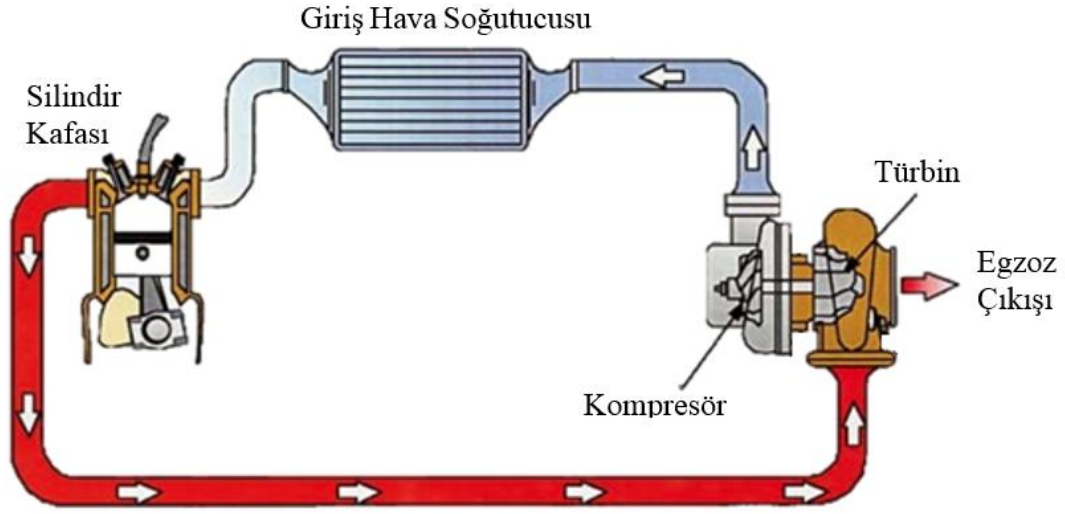
EGD'nin amacı yanma reaksiyonları sırasında silindir içerisinde soğuk egzoz gazlarının bulunmasını sağlayarak ortalama yanma sıcaklığını düşürmektir. Yanma sırasında NO_x oluşum miktarı yanma sıcaklıkları ile doğru orantılıdır ve bu sistem NO_x salımlarının azaltılmasına katkıda bulunmaktadır ve EGD sistemi Euro 6 salım seviyeli tüm dizel araçlarda kullanılmaktadır.

EGD sistemi gibi yüksek sıcaklıklı bir ısı kaynağının soğutularak atık ısıya dönüştürüldüğü yeni salım seviyeli dizel motorlarda, araç üreticileri çalışmalarını atık ısıdan enerji geri kazanım çözümlerine yöneltmektedir.

Atık ısı geri kazanımı sistemleri ısı kaynağı olarak egzoz gazlarını ve EGD sistemini kullanmaktadır. Bu ısı kaynaklarını kullanarak yapılan uygulamalar, turbo şarj üniteleri, termoelektrik jeneratörler ve Rankine çevrimi ile güç geri kazanım sistemleri olarak sıralanabilir.

Turbo şarj sisteminde aynı şafta bağlı bir türbin ve bir kompresör bulunur. Sıcak egzoz gazları türbinden geçirilerek enerjisini türbin kanatlarına aktarılır. Buradan elde edilen güç ile giriş havası kompresörde sıkıştırılır ve silindir içersine soğutularak verilir. Bu

sistem ile motor yüksek basınçla çalıştırılarak görece düşük hacimli motorlardan yüksek güç üretimi sağlanır. Turbo şarj sistemi şeması Şekil1.3’de gösterilmiştir.



Şekil 1.3: Turbo şarj sistemi.

Termoelektrik jeneratörler enerji geri kazanımı için egzoz ve EGD sistemine yerleştirilirler ve elde edilen elektrik aracın elektrik tüketiminin karşılanmasında veya bir elektrik motoru yardımı ile krank şaftına güç beslemesinde kullanılabilir.

Diğer uygulama olan Rankine çevriminde ise egzoz ve EGR sistemine yerleştirilen ısı değiştiriciler yardımı ile bir çevrim akışkanı buharlaştırılır, yüksek sıcaklıklı ve basınçlı buhar bir türbine gönderilerek türbinden güç üretimi sağlanır. Türbinden çıkan çevrim akışkanı bir yoğuşturucuda doymuş sıvı haline soğutulduktan sonra tekrar basınçlandırılarak çevrim tamamlanır. Elde edilen güç yine bir jeneratör vasıtasıyla elektriğe dönüştürülüp aracın elektrik tüketiminde kullanılabilir veya bir dişli kutusu yardımı ile krank şaftına beslenebilir.

Bu tezde içten yanmalı dizel motorlarda Rankine çevrimi ile enerji geri kazanım potansiyeli incelenecektir. Rankine çevriminin endüstride birçok uygulaması olmasına rağmen hareketli bir ısı kaynağında bu çevrimin kullanılması görece yeni uygulamadır ve sistem tasarımında zorlukları vardır. Ağırlık, sistemi araç paketine sığdırma, çevrim akışkanının çevre ile uyumlu olması ve güvenliğin sağlanması gibi hususlar gibi araç tasarımı yaklaşımı ile değerlendirilmesi gereken konulardır.

1.2 Literatür Araştırması

Araç ve motor üreticileri verimliliği arttırmak ve zararlı gaz salımlarını düşürmek amacı ile egzoz gazlarındaki atık ısıyı geri kazanılması için çalışmalar yapmaktadır. Geçtiğimiz yıllarda egzozdaki atık ısıyı geri kazanılması için termoelektrik elemanlar ile atık ısıdan elektrik üretmek için çalışmalar yapmışlardır. Üretilen elektrik enerjisi ile aracın elektrik ihtiyacının karşılanması ve bu enerjinin faydalı iş olarak tekerleklerle verilmesi konusunda çalışmalar bulunmaktadır.

Literatürde yer alan bir çalışmada 11 l hacimli 285 kW gücüne sahip dizel motorlu bir ağır ticari araçta egzoz gazları ısı kaynağı olarak kullanılarak yüksek sıcaklık için Mg_2Si/Zn_4Sb_3 ve düşük sıcaklık için Bi_2Te_3 termoelemanları kullanılarak enerji üretim miktarının hesaplanması için analitik model ve sonlu eleman analizi yapılmıştır. Çalışmanın çıktısı olarak 1200W'a kadar güç kazanımı sağlanmıştır [5].

Diğer bir çalışmada Bi_2Te_3 termoelemanları ile 3,7 l hacimli 37 kW'lık bir motordan 43,2 W'lık elektrik üretilerek aküye beslenmiş ve alternatörün kullanımının azaltılması sayesinde yakıt tüketimi iyileştirilmiştir [6].

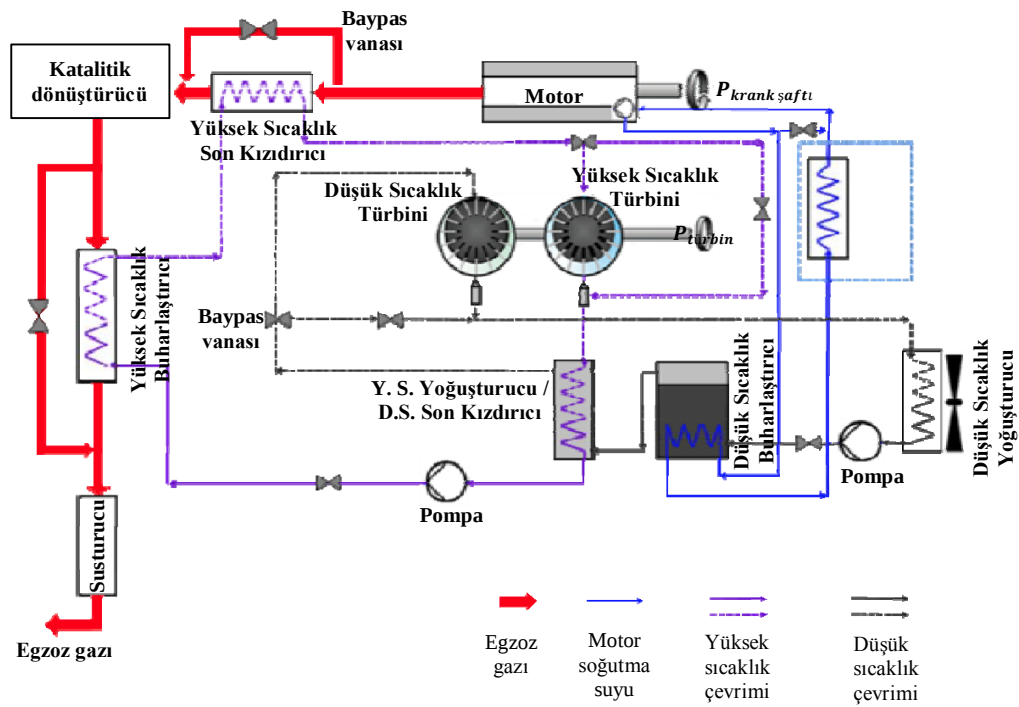
Diğer taraftan termoelemanların verimleri düşük olması ve yatırım maliyetlerinin yüksek olması sebebi ile bu sistemler ticari uygulamalarda önemli yer edinmemiştir.

Motorun atık ısısının faydalandığı diğer bir sistem ise absorpsiyonlu soğutma sistemleridir. Bir çalışmada 1,4 l hacmindeki benzinli motorlu bir binek aracın egzoz ısısı kullanılarak 3,2 kW ile 29,6 kW arasında soğutma kapasiteli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmıştır. Soğutucu olarak su, soğurucu olarak da lityum-bromür kullanılmıştır [7].

Özellikle yüksek silindir hacimli dizel motorlarda geçtiğimiz yıllarda Avrupa'da devreye giren Euro 6 egzoz salım düzenlemesi ile birlikte motorlarda EGD sistemi kullanılmaya başlamıştır. Bu sistem yanma odası gaz sıcaklıklarının düşürülmesi için kullanılmaktadır ve yanma odasından çıkan yüksek sıcaklıklı gazların bir kısmının soğutularak tekrar silindir giriş havasına karıştırılmasını sağlamaktadır. Bu şekilde yanma odası sıcaklığı düşürülerek yanma sırasında oluşan NO_x zararlı gazlarının azaltılması sağlanmaktadır. Diğer taraftan EGD ile giriş havasına karıştırılan yanmış gazlar motor soğutma suyu ile soğutulmakta ve burada oluşan ısı radyatör yardımı ile araçtan uzaklaştırılmaktadır. Bu da yüksek sıcaklıklı egzoz gazlarının soğutularak enerjisinin atık ısıya dönüştürülmesi sağlanmaktadır.

Araç ve motor üreticileri son yıllarda yüksek sıcaklıktaki EGD ve egzoz gazlarındaki ısının geri kazanılması için Organik Rankine çevrimine odaklanmıştır. EGD ve egzoz üzerine yerleştirilen ısı değiştiriciler yardımı ile bir akışkan ısıtılır ve bu sıcak akışkan türbinden geçirilerek iş elde edilir. Türbinden çıkan çevrim akışkanı bir yoğusturucuda motor soğutma suyu ile yoğusturulur. Türbinden elde edilen faydalı iş bir dişli kutusu yardımı ile motor çıkışına verilir.

3,3 l hacimli benzinli bir motorda yüksek ve düşük sıcaklıklı iki çevrim ile atık ısı geri kazanım sistemi tasarlanmıştır. Atık ısı kaynağı olarak motordan çıkan egzoz gazları, düşük sıcaklık ısı kaynağı olarak da motor soğutma suyu kullanılmıştır. [3].



Şekil 1.4: Çift çevrimli Rankine çevrimi sistem modeli.

Daha önceki bir çalışmada dizel motorlu bir ağır ticari araç için atık ısı kazanım potansiyeli incelenmiştir. Araç üzerindeki potansiyel ısı kaynağı olarak egzoz, EGD ve ara soğutucunun teker teker, seri ve paralel kullanılmaları durumunda elde edilecek ekstra güç ve ısıl verimler incelenmiştir. Çevrim akışkanı olarak %20 metanol katkılı su kullanılmıştır. Potansiyel ısıl kaynakların ayrı ayrı ve beraber kullanılmaları durumundaki güç kazanımları ve verimler Çizelge 1.1’de verilmiştir.

Çizelge 1.1: Farklı sistem yapılandırmalarının değerlendirilmesi. [8]

Kaynak	$\dot{Q}_{giren}$	$\dot{Q}_{çıkan}$	$\dot{Q}_{kull.}$	$P_{türbin}$	$\frac{P_{türbin}}{\dot{Q}_{kull.}}$
	kW	kW	kW	kW	%
EGD	96	44	52,5	11,7	22,3
Egzoz	108	78,3	29,7	2,7	9,2
EGD, Egzoz	96	40,6	55,6	10,8	13,8
	108	85,8	22,2		
EGR, Egzoz, Ara soğutucu	96,2	36,9	59,3	11,8	11,7
	108	87,7	20,3		
	90,6	69,8	20,8		
EGR, Egzoz, Ara soğutucu (iki çevrimli)	96,2	42,7	53,6	16,3	15,6
	108	79,3	28,7		
	90,6	68,4	22,3		
			104,5		

12,8 l silindir hacimli bir ağır vasıta dizel motoru ile 2,0 l silindir hacimli bir benzinli motor için egzoz ve EGD ısı kaynağı olarak Rankine sistemi tasarlanmış ve atık ısı kazanım potansiyelleri incelenmiştir. Ayrıca genişletici cihazının - türbin veya pistonlu genişletici - seçiminin de bu sistemlerde kritik olduğu ve sistem parametrelerine göre türbin veya pistonlu genişleticinin kullanılması gerektiği belirtilmiştir. Türbin veya pistonlu genişleticilerin karşılaştırılmasında basınç, sıcaklık, ısı kaynaklarının debilerinin önemli etken olduğu belirtilmiş ve bu değerler boyutsuzlaştırılarak hesaba katılmıştır.

Bu çalışmanın amacı yüksek boyutlu dizel motor ile görece düşük hacimli benzinli motorun ısı kaynağı karakteristiklerine göre en uygun genişleticinin belirlenmesidir (türbin veya pistonlu motor). Ayrıca farklı çevrim akışkanlarının da etkileri değerlendirilmiştir.

Bunların yanında literatürdeki Rankine çevrimli atık ısı kazanım sistemlerinde kullanılan genişleticiler sıralanmış ve karakteristikleri incelenmiştir. Atık ısı geri kazanım sistemleri için pistonlu genişleticiler Daimler, Behr ve Ricardo tarafından geliştirilmişlerdir. Bu üreticilerin piston tipi genişletici ve vida tipi genişleticiler ile kurdukları atık ısı kazanım sistemleri ile %3 ile %7 arasında yakıt ekonomisi sağlamaktadırlar. Honda eksenel eğik plakalı genişletici ile belli durumlara %10 a kadar yakıt tasarrufu sağlamaktadır.

Türbin tipi genişleticiler hacim kısıtlı uygulamalarda daha çok avantaj sağlamaktadır. Diğer taraftan belirli çalışma şartları dışında verimsiz çalışmaktadırlar ve nem durumunda kanatları zarar görmektedir. BMW aracın elektrik ihtiyacını karşıladığı türbinli uygulamada %3 ila %5 arasında net güç çıktısı almıştır. Cummins ve AVL de türbin tipi genişleticiler ile ilgili çalışmalar yapmışlardır. Motorlara uygulanan atık ısı geri kazanım sistemleri ile yakıt sarfiyatında AVL %5, Cummins %6,2 oranında azalma elde etmişlerdir. [9]

Diğer bir makalede 6 silindirli 10,5 l silindir hacimli tek ve çift turbo şarjlı versiyonları olan bir dizel motorun egzoz ve EGD ısı kaynakları birlikte kullanılarak Rankine çevrimi ile atık ısı kazanım potansiyeli iki versiyon için de ayrı ayrı incelenmiştir. Araç için bir görev profili belirlenmiş ve bu görev profilinde farklı viteslerde farklı manevralarda aracın toplam yakıt tüketimi iyileşmesi hesaplanmıştır. Aracın toplam yakıt tüketiminde tek turbo şarjlı motor için %2,7, çift turbo şarjlı motor için de %2,9 iyileşme görülmüştür. [10]

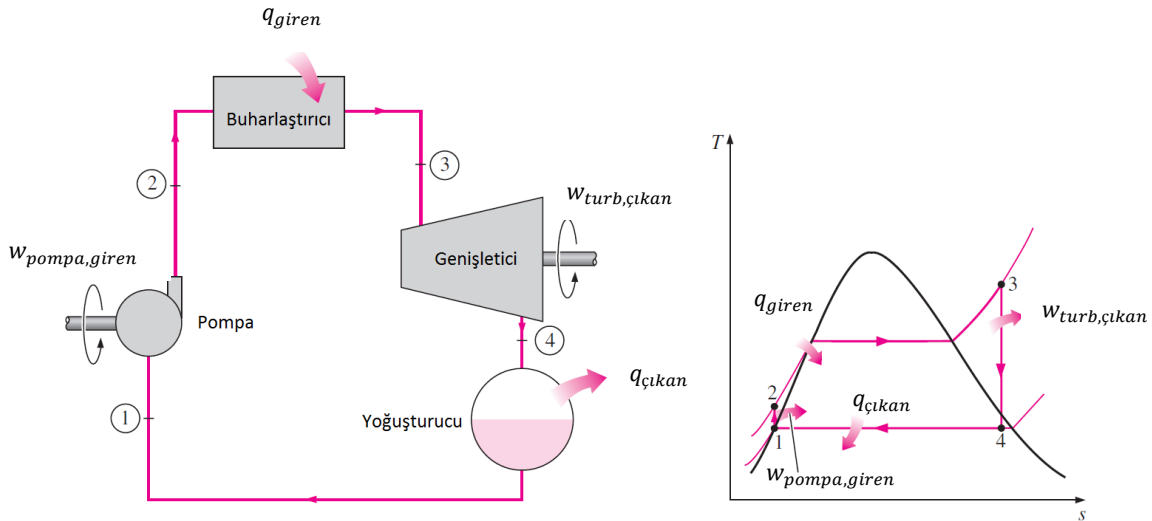
Bu çalışmaların sonucu olarak Rankine çevrimi temelli atık ısı geri kazanım sistemlerinin özellikle yüksek hacimli dizel motorlarda ticari şekilde uygulanabilir olduğu öngörülmektedir. Ayrıca sektördeki yan sanayici firmalar da Rankine çevrimli atık ısı kazanım sistemleri için de paket çözümler sunmaya başlamışlardır. Önümüzdeki yıllarda bu sistemin özellikle ağır ticari araçlarda daha çok yer edineceği öngörülmektedir.

2. RANKİNE ÇEVİRİMİ

Rankine çevrimi termal enerjiyi mekanik enerjiye çeviren termodinamik bir çevrimdir ve temelde 5 ana elemana sahiptir;

- Pompa
- Buharlaştırıcı
- Çevrim Akışkanı
- Genişletici
- Yoğuşturucu

Örnek çevrim şeması Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1: İdeal Rankine çevrim şeması ve T-s grafiği. [11].

Basınç - entalpi diyagramı da Şekil 2.2’deki gibidir.

Bu çevrim için enerji denklemi,

$$(q_{giren} - q_{çıkan}) + (w_{türbin} - w_{pompa}) = 0 \quad (2.1)$$

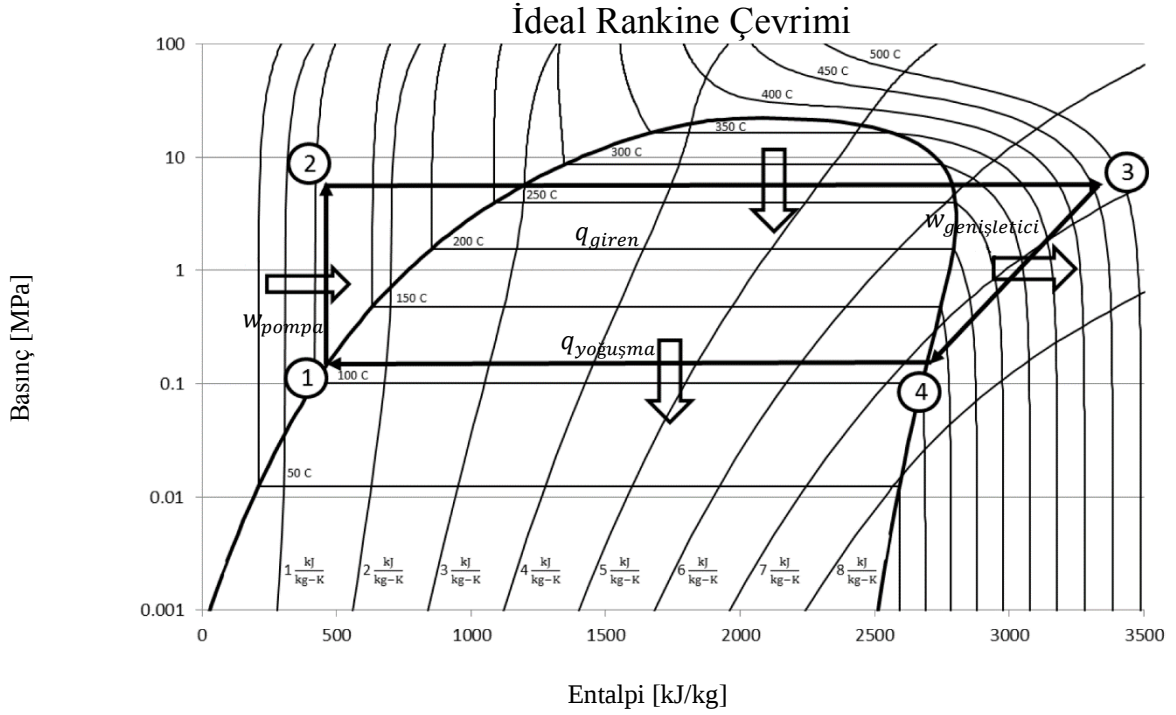
net güç;

$$w_{net} = w_{türbin} - w_{pompa} \quad (2.2)$$

çevrimin ısı verimi,

$$\eta_{\text{çevrim, ısı}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{buharlaştırıcı}}} \quad (2.3)$$

olarak verilmiştir.



Şekil 2.2: Rankine çevrimi basınç - entalpi grafiği. [12]

Rankine çevriminin endüstride, özellikle enerji üretiminde birçok uygulaması mevcuttur. Akışkan pompaya doymuş sıvı halinde noktada girer (1 hali) ve sabit entropi ile buharlaştırıcının çalışma basıncına sıkıştırılır. Sıvının sıcaklığı sıkıştırma sırasında artar (2 hali). Sıkıştırılmış sıvı halindeki akışkan buharlaştırıcıya girer ve sabit basınç altında kızgın buhar halinde çıkar (3 hali). Buharlaştırıcı, sıcak gazlar veya uygulamaya göre farklı ısı kaynaklarının enerjisinin çevrim akışkanına aktararak kızgın buhar elde edildiği bir ısı değiştiricidir, buhar jeneratörü olarak da adlandırılır. Kızgın buhar 3 halinde türbine girer, türbinde akışkanın enerjisi türbin kanatları yardımı ile mekanik güce çevrilir ve bir mile aktarılır. Türbin içerisinde akışkanın basıncı ve sıcaklığı düşer. 4 halinde türbinden çıktığında akışkanın kuruluk derecesi 1'e yakın doymuş sıvı buhar karışımı halindedir. Buradan sonra akışkan yoğuşturucuya yönlendirilir ve sabit basınç altında yoğuşturulur. Yoğuşturucu, düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağı yardımı ile sıvı buhar karışımının ısının uzaklaştırıldığı

bir ısı değiştiricidir. Akışkan yoğuşturucudan doymuş sıvı olarak çıkar ve pompaya girer, bu şekilde çevrim tamamlanmış olur. [11]

Rankine evrimi endüstride ve enerji üretiminde yaygın olarak kullanılmaktadır, yüksek sıcaklık ve basınç altında çalışır ve genellikle çevrim akışkanı olarak su kullanılır. Isı kaynağı sıcaklığı görece düşükse buharlaşma sıcaklıkları düşük olan organik çevrim akışkanları tercih edilir. Bu Rankine evrimleri kullanılan organik çevrim akışkanları sebebi ile organik Rankine evrimi olarak adlandırılırlar.

Organik Rankine evrimi ise daha çok yenilenebilir enerji kaynakları ile yapılan uygulamalarda kullanılır, bunlara örnek olarak güneş enerji santralleri, jeotermal enerji santralleri, biokütle ve atık ısıdan enerji elde etme uygulamaları gösterilebilir.

Rankine çevriminde kullanılan çevrim akışkanı olarak kullanılan sudan farklı olarak, düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen, organik bileşikler çevrim akışkanı olarak kullanılmaktadır. Bu sebeple görece düşük sıcaklıklı ısı kaynağına sahip uygulamalarda tercih edilmektedir. Diğer taraftan organik Rankine çevrimlerin ısı verimleri yüksek sıcaklıklı çevrimlere göre düşüktür ve %10 - %15 aralığındadır.

2.1 Pompa

Pompa evrim akışkanının yoğuşturucu sonrası basınlandırılmasında kullanılır, araç üzerinde bu tip uygulamada dişli pompa kullanılacaktır. Pompada harcanan iş türbinden kazanılacak içten çıkartılarak net iş hesaplanır. İdeal hal değişiminde pompa işi,

$$w_{pompa} = \vartheta(P_{pompa,\ıkış} - P_{pompa,giriş}) \quad (2.4)$$

veya,

$$w_{pompa} = h_{pompa,\ıkış} - h_{pompa,giriş} \quad (2.5)$$

denklemleri ile hesaplanır.

Pompa verimi;

$$\eta_{pompa} = \frac{w_{pompa,ideal}}{w_{pompa}} \quad (2.6)$$

denklemini ile hesaplanır.

2.2 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı da Rankine çevriminin kritik bir parçasıdır. Motordan çıkan yanmış gazlar yanma odası sonrasında ikiye ayrılırlar. Yanma odasından çıkan egzoz gazlarının bir bölümü soğutularak yanma odasının içerisine verilir. Bu işlemi yapan sisteme EGD denir. Bu uygulama NO_x salımlarının azaltılması için gereklidir ve Euro 6 salım normlarını sağlayan neredeyse tüm ağır kapasiteli dizel motorlarında kullanılır. EGD gazları görece yüksek sıcaklıklı olup motorun çalışma koşullarına bağlı olarak 300 °C ile 550 °C arasında değişmektedir.

Yanmış egzoz gazlarının diğer bölümü turbo şarja gider. Burada gazların enerjisinin bir kısmı mekanik enerjiye dönüştürülür ve bu enerji motorun giriş havasının sıkıştırılmasında kullanılır. Turbo şarjdan çıkan egzoz gazları salım sistemine yönlendirilir. Burada yanma sonrası oluşan NO_x, HC, gibi zararlı gazların kimyasal olarak zararsız CO₂ ve N₂'ye dönüştürme işlemi uygulanır. Bu tepkimelerin gerçekleşmesi için yüksek sıcaklık gerekmektedir. 200°C altında gaz dönüşüm tepkimeleri yavaşlamakta ve uygulama açısından problem oluşturmaktadır. Zararlı gaz dönüşümleri tamamlanmış egzoz gazları da ikinci potansiyel atık ısı kaynağıdır.

Bu sebeplerle atık ısı kazanım uygulamaları için iki potansiyel ısı kaynağı olarak;

- Egzoz
- EGD

ayrı ayrı veya birlikte kullanılabilir. Bu gazlardaki atık ısının çevrim akışkanına aktarılması için boru kabuk tipli ısı değiştiriciler kullanılır.

Buharlaştırıcıda egzoz gazlarından giren ısı;

$$q_{\text{buharlaştırıcı, egzoz}} = C_p * (T_{\text{buharlaştırıcı, çıkış}} - T_{\text{buharlaştırıcı, giriş}}) \quad (2.7)$$

Çevrim akışkanı tarafındaki ısı geçişi;

$$q_{\text{buharlaştırıcı, çevrim akışkanı}} = h_{\text{akışkan, buharlaştırıcı, çıkış}} - h_{\text{akışkan, buharlaştırıcı, giriş}}$$

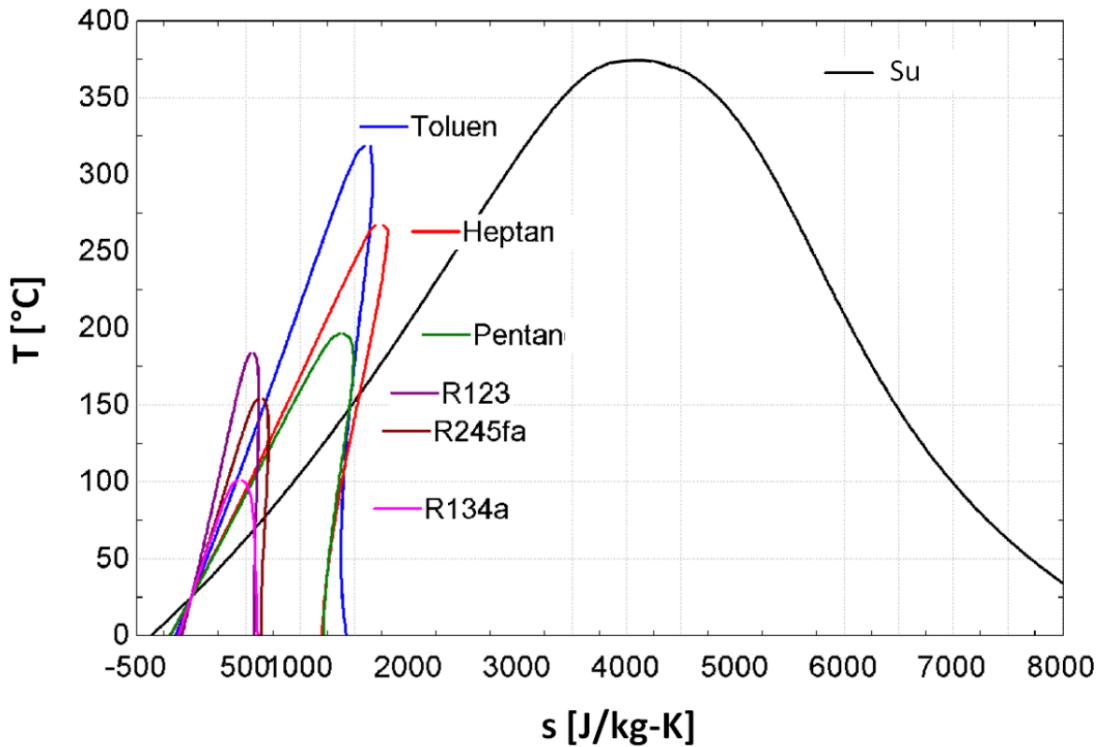
Buharlaştırıcıya egzoz gazları tarafından birim zamanda verilen ısı ile akışkana birim zamanda aktarılan ısı eşit kabul edilir.

$$\dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı, egzoz}} = \dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı, çevrim akışkanı}} \quad (2.8)$$

2.3 Çevrim Akışkanı

Çevrim akışkanı olarak birçok alternatif mevcuttur. Çevrim akışkanının seçilmesinde akışkanların termodinamik özelliklerine nazaran küresel ısınma etkileri, tutuşabilirlik, zehirlilik (toksisite), fiyat, pazarda bulunabilirlik gibi etmenler önem kazanmaktadır. Saf alkoller ve bazı soğutucu akışkanlar yüksek derecede yanıcıdır ve bazıları ise yandıkları zaman zehirli gazlar salarlar. Ayrıca Küresel Isınma Potansiyeli (KIP) ve Ozon Tüketme Potansiyelleri (OTP) gibi çevresel faktörler de akışkan seçiminde hesaba katılmaktadır. Yürütmeye girmesi planlanan küresel ısınma düzenlemelerine göre KIP değeri 150'nin altında olan akışkanlar mobil atık ısı kazanım sistemleri için uygulanabilir. OTP değeri 0 olmayan tüm akışkanlar 2030'da yasaklanacaktır.

Bu faktörler dikkate alındığında Rankine çevriminde alternatif akışkanlar farklı ısı kaynakları kullanılması değerlendirilmiştir. Isıl kararlılığı düşük olan soğutucu akışkanlar çevrim üst sıcaklığını limitlemektedir, bu durum da EGD'nin ısı kaynağı olarak kullanıldığı durumda sistem verimini etkilemektedir. Tümü ile düşünüldüğünde en iyi sonuçlar yanıcı olmayan R245fa kullanılarak elde edilmiştir. R245fa ve diğer organik akışkanların sıcaklık – entropi grafiği Şekil 2.3'de gösterilmiştir.



Şekil 2.3: Bazı organik akışkanlara ve suya ait sıcaklık entropi diyagramları. [13]

R245fa'nın birçok benzer çalışmada uygulamaları mevcuttur. Çizelge 2.1'de farklı Rankine çevrimi ile atık ısı kazanım çalışmalarında kullanılan akışkanlar görülmektedir.

Çizelge 2.1: Endüstride ve araştırma çalışmalarında Rankine çevrimi uygulamalarında çevrim akışkanları. [12]

Çalışma / Şirket	Çevrim Akışkanı	Güç Çıktısı
Ormat	Izo bütan	11,3 MW
Turboden	Solkatherm®	1-7 MW
Cryostar	R245fa, R134a	500 kW – 12 MW
Pratt and Whitney	R245fa	280 kW
General Electric	R245fa	125 kW
Freepower, UK	n-Hekzan	6*, 60*,85*,120 kW
Tri-O-Gen	Toluen	60 – 165 kW
Nelson, Cummins	R245fa	60 kW
Teng, AVL	Etanol	11,6 kW*
Electratherm	R245fa	65 kW
Ener-g-rotors	Tescilli ürün	40-60 kW
Infinity Turbine	Çeşitli	10-30 kW
BMW	Su	10 kW*
Honda	Su	2,5kW*
Oomori and Ogino, Toyota	R123	400 W*

*Prototiptir veya ticari uygulaması mevcut değildir

2.4 Genişletici/ Türbin

Genişletici Rankine çevrim sistemlerinin önemli bir parçasıdır ve ısı değiştiriciden sonraya yerleştirilir ve akışkandaki ısının mil gücüne dönüştürülmesini sağlar. Genişletici atık ısı kazanım sistemlerinin performansında önemli bir rol oynar ve bu sebeple dikkatlice seçilmelidir. Atık ısı kazanım sistemlerinde genel olarak kullanılan iki tip genişletici vardır; bunlar pistonlu genişleticiler ve türbinlerdir.

Özellikle mobil atık ısı kazanım sistemlerinde genişletici seçiminde, boyut ve kazanılan enerjinin nasıl kullanılacağı genişletici tipinin belirlenmesinde önemli rol oynar. Türbin tipi genişleticiler genellikle küçük hacimli ve hafiftir, diğer taraftan aracın motor ve aktarma organlarına göre yüksek devirde çalışırlar ve üretilen gücün motor şaftına iletilebilmesi için yüksek oranlı bir dişli kutusu kullanılması gerekmektedir. Bu da üretilen enerjinin iletiminde kayıp doğurur, eğer genişletici bir elektrik jeneratörüne veya alternatöre bağlanıp elektrik enerjisi üretiminde kullanılırsa bu kayıpların üstesinden gelinmiş olur.

Diğer taraftan piston tipi genişleticiler araç paketinde daha büyük yer kaplamasının ve daha ağır olmasının yanında çevrim hızları motor ve aktarma oranları devirlerine yakındır. Bu durum iletim kayıplarını azalır, ayrıca türbin tipi genişleticilere göre daha dayanıklıdır ve toz, su gibi çevresel etkenlerden daha az etkilenirler.

Genişletici gücü,

$$w_{genişletici} = h_{genişletici,giriş} - h_{genişletici,çıkış} \quad (2.9)$$

Genişletici verimi;

$$\eta_{genişletici} = \frac{w_{genişletici}}{h_{genişletici,giriş} - h_{genişletici,çıkış,izantropik}} \quad (2.10)$$

2.5 Yoğuşturucu

Yoğuşturucu, Rankine çevriminde sabit basınç altında genişleticiden çıkan buhar fazındaki çevrim akışkanının sıvı fazına dönüştürüldüğü bir ısı değiştiricidir. Bu işlem ortama çevrim akışkanından ısı vererek yapar. Çevrimde türbin giriş sıcaklığı ile yoğuşma sıcaklığı farkı ne kadar yüksek olursa çevrimin Carnot verimi de bu oranda artacaktır. Bu sebeple yoğuşma sıcaklığı düşük tutulması çevrim verimini arttıracaktır.

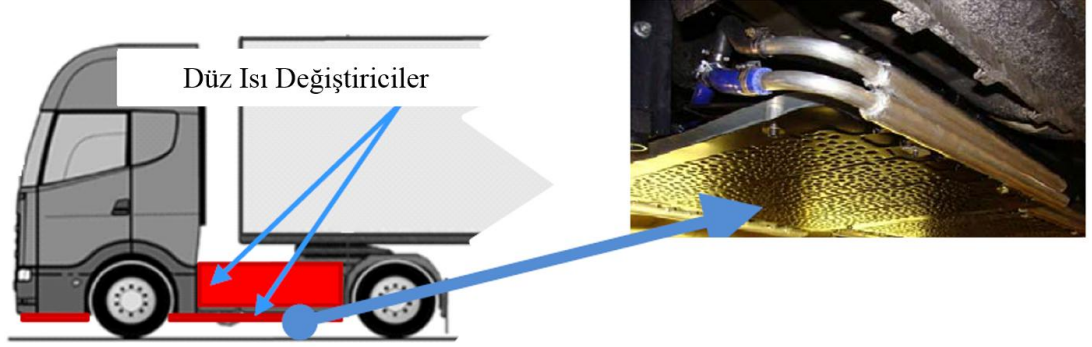
Taşıt atık ısı kazanım sistemlerinde yoğuşturucuda çevrim akışkanının ısısının uzaklaştırılması için araç üzerinde hali hazırda bulunan motor soğutma suyu kullanılabilir. Soğutucu akışkanın ısısı motor soğutma suyuna aktarılır ve radyatör yardımı ile motor soğutma suyu ısısı havaya verilir.

Motor soğutma suyu sıcaklığı sürekli halde 90°C civarındadır. Motor soğutma suyunun görece yüksek sıcaklığı sebebi ile yoğuşma sıcaklığının yüksek olması çevrimin verimini olumsuz yönde etkileyecektir. Verim artışı için yüksek sıcaklıklı ve düşük sıcaklıklı olarak iki kademeli olarak çevrim iki kademeli tasarlanabilir ve bu uygulamalar ile ilgili çalışmalar mevcuttur.

İki kademeli sistemde yüksek sıcaklıklı çevrimin yoğuşturucusunda ısı motor soğutma suyu ile uzaklaştırılır. Düşük sıcaklıklı tarafta ise aracın aerodinamik özelliğinden faydalanan hava soğutmalı ısı değiştiricilerin kullanıldığı örnekler mevcuttur.

Volvo kamyonları için yapılan atık ısı kazanım sistemi çalışmasında aracın hava sürtünme direncini en az etkileyecek şekilde aracın alt tarafına ve yan panellerine ısı

değiştiriciler eklenmiştir. Bu şekilde atmosfer havası ile yoğuşturucudan ısı uzaklaştırılmış ve bu şekilde dūřuk yoğuşma sıcaklığı elde edilmiştir. Uygulamanın şeması ve fotoğrafı şekil 2.4’de gōsterilmiřtir.

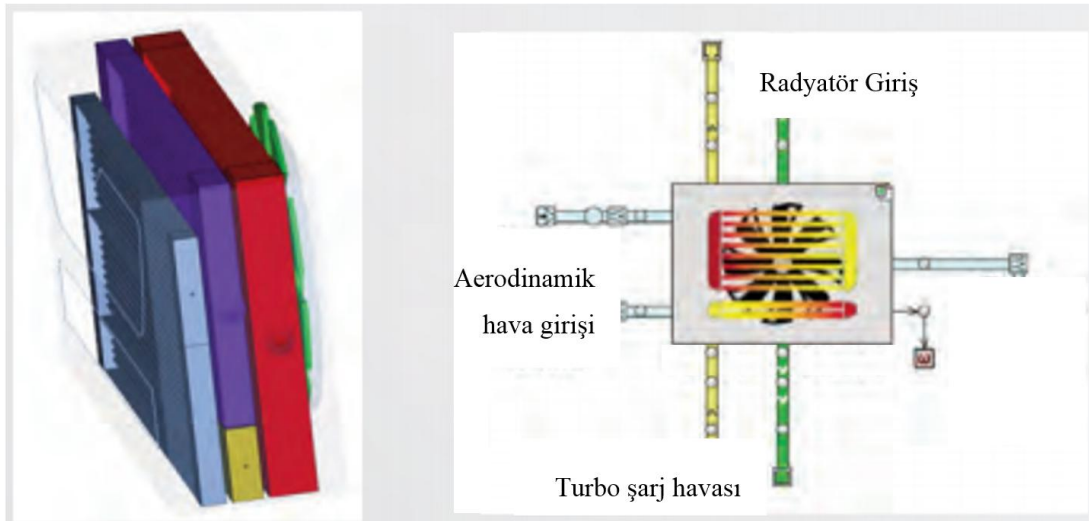


şekil 2.4: Volvo atık ısı kazanım sistemleri için taban ve yan panellere bütünleşik yoğuşturucu alışması. [4]

3. ATIK ISI KAZANIM SİSTEMLERİNİN GT-SUITE YAZILIMI İLE 1-BOYUTLU MODELLENMESİ

Rankine çevrimi ile bir dizel motordaki atık ısıdan enerji geri kazanım sisteminin modellenmesi için Gamma Technologies firmasının 1-boyutlu benzetim yazılımı GT-Suite kullanılmıştır. GT-Suite kullanıcıya akış, termal, mekanik, elektriksel, manyetik, kimyasal ve kontrol gibi olguların benzetimi için kütüphaneler sunmaktadır. Bu kütüphaneler ile bir mühendislik problemi için bir sistem benzetim kurulabilir. Örneğin taşıt, motor, aktarma organları, şanzıman, hidrolik, yağlama, sürtünme, termal yönetim, soğutma ve egzoz sistemi modellemeleri yapılabilir [14].

Bu yazılım ile üç boyutlu tasarımı yapılan bir parçanın fiziksel özellikleri 1-boyutlu benzetim parametrelerine indirgenerek modellenenebilir. Örneğin motor soğutmasında kullanılan bir radyatörün modellenmesi için, ısı değiştiricinin üretildiği malzeme, ısı değiştirici geometrisi, giren akışkanların fiziksel özellikleri tanımlandığında bu ısı değiştiricideki oluşacak ısı transferi gerçek zamanlı olarak hesaplanabilir ve bu benzetim çıktıları tüm sistem modellemesinde girdi olarak kullanılabilir. GT-Suite ile hazırlanan bir radyatör modeli Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1: GT-Suite radyatör model örneği. [15]

Ayrıca yapılan 1-boyutlu benzetim sonuçları üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi veya test sonuçları ile karşılaştırılarak ölçümleme matrisleri

oluşturulabilir ve model doğrulanabilir. Bu bilgiler ışığında, analiz edilen dizel motor atık ısı geri kazanım sistemi için GT-Suite yazılımının kullanılması farklı motor senaryolarında ve sistem alternatiflerinde hızlı çözüm alınabilmesi açısından önemli avantajlar sağlamaktadır. Özellikle ön tasarım aşamasında birçok avantaj sağlamaktadır.

Bu tez çalışmasında, atık ısı geri kazanım sistemi 3,5 l silindir hacimli 200 hp gücünde 470 Nm maksimum torka sahip, Euro 6 salım standartlarını sağlayan bir dizel motor için tasarlanacaktır. Bu tip motorların orta sınıf ticari araçlarda kullanımı oldukça yaygındır.

1-boyutlu model bu gibi yeni teknoloji sistemlerin AR-GE faaliyetlerinde, sistem kritik parçalarının belirlenmesi ve mimarinin oluşturulmasında önemli faydalar sağlamaktadır. Model, belirlenen tasarım çözümünün uygulanabilirliğini, performansını ve fizibilitesini değerlendirmek için kurulmuştur. Bu sebeple de modelin gerçek değerler ile irtibatlandırılabilceği bir dinamometre veya araç test verileri mevcut değildir.

Modelin hazırlanmasında kullanılan veriler, mevcutta kullanılan motor benzetim ve test verilerine göre hazırlanmış performans tablolarına dayanmaktadır. Bu tablolara göre motor devri, buna bağlı motor gücü, yakıt tüketimi, egzoz ve EGD gaz sıcaklıkları, egzoz ve EGD gaz basınçları, egzoz ve EGD gaz debisi, motor soğutma suyu sıcaklığı ve debisi gibi parametreler modele girdi olarak girdilenmiştir. Bu veriler motorun veya aracın görev profiline, çalışma şartlarına göre değişmektedir. Modelin ve atık ısı kazanım sisteminin birçok açıdan değerlendirilmesi için farklı yük ve hızlardaki motor verilerine göre sistem performansı değerlendirilecektir.

Aracın sabit hızla gitmesi, yokuş tırmanması gibi potansiyel sürüş senaryoları için farklı motor devirleri ve yüklerindeki motor çalışma şartları benzetime girdi olarak dahil edilecektir. Aynı zamanda benzetime girdi olarak belirlenen motor çalışma şartları belirlenirken, Rankine çevrimi için kritik olan egzoz ve EGD gaz sıcaklıkları ve debisinin potansiyel durumlarının da değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Buna göre benzetim girdisi için Çizelge 3.1'deki motor çalışma şartları belirlenmiştir.

Çizelge 3.1: Motor çalışma senaryoları devir ve güç değerleri.

Senaryo	Motor Devri [rpm]	Motor Gücü [hp]
1	1500	37,5
2	1500	81,0
3	1500	100,0
4	2000	34,4
5	2000	78,6
6	2000	107,6
7	3000	40,9
8	3000	79,8
9	3000	125,4

Analizi yapılan motor çalışma noktaları belirlenirken farklı devirlerdeki düşük orta ve yüksek güç noktalarındaki karakteristiklerinin analiz edilmesi düşünülmüştür. Farklı devirlerde yakın güçteki motor çalışma noktaları seçilerek benzer güç noktalarında motor devrine bağlı enerji geri kazanım performansının analiz edilmesi amaçlanmaktadır. Her noktada motor verileri bulunmadığı için farklı devirlerdeki olabildiğince yakın güçteki noktaları seçilmiştir.

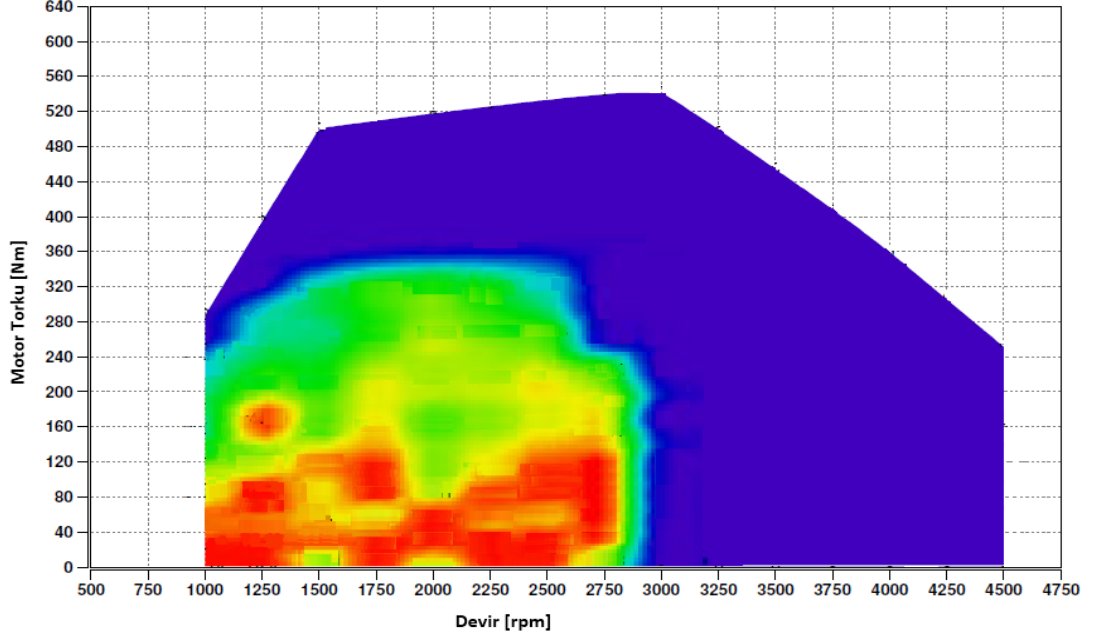
Çizelge 3.2’de senaryolara göre EGD ve egzoz gaz sıcaklıkları görülmektedir. Güç yoğunluğu yüksek olan sürüş senaryolarında egzoz ve EGD gaz sıcaklıkları yüksek olma eğilimindedir, bu da atık ısı ve güç geri kazanım potansiyelinin yüksek olmasını beraberinde getirir.

Çizelge 3.2: Motor çalışma senaryoları EGD ve egzoz gaz sıcaklıkları.

Senaryo	EGD Sıcaklığı [°C]	Egzoz Sıcaklığı (Turbo Çıkış) [°C]
1	408	309,7
2	364	355,0
3	412	413,2
4	381	261,8
5	460	356,6
6	354	328,8
7	265	229,4
8	329	330,9
9	390	390,2

Ayrıca EGD sıcaklıkları, egzoz sıcaklıklarına göre görece yüksektir, bu sebeple EGD ısı kaynağı ile tasarlanacak çevrim verimliliğinin daha yüksek olması öngörülmektedir. Diğer taraftan debisi egzoz gazlarına göre daha düşüktür. Bu da EGD ısı kaynağının toplam enerji miktarının egzoz gazına göre düşük olmasını getirir. Ayrıca EGD debisi motorun çalışma gücü ve egzoz salım karakteristiğine bağlıdır ve

EGD bir valf yardımı ile kontrol edilir. Örneğin motorun yüksek güç elde ettiği noktalarda motordan yüksek sıcaklıklı ve debili egzoz gazları çıkmasına rağmen, motor performansı önemli olduğu için EGD valfi kapatılıp buradan akış kesilebilir. Bu sebeple EGD gazları debisi egzoz gazlarına göre daha değişkendir. Motora ait rpm ve motor torkuna bağlı EGD valf konumu grafiği Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.2: Motor devri ve tork değerine bağlı EGD valf pozisyonu, valf açılma oranı renk değişimine göre sırasıyla artmaktadır mor-yeşil-sarı-kırmızı.

Çizelge 3.3’de çalışma senaryolarındaki EGD ve egzoz debileri gösterilmiştir.

Çizelge 3.3: Motor çalışma senaryoları EGD ve egzoz gaz debileri.

Senaryo	EGD debisi [kg/h]	Egzoz debisi [kg/h]
1	83,11	142,1
2	0,00	322,0
3	0,00	346,5
4	174,37	169,9
5	99,06	311,9
6	0,00	462,5
7	0,00	514,2
8	0,00	564,3
9	0,00	661,7

Verilen egzoz ve EGD gaz sıcaklık ve debilerinin bu karakteristik değişimleri sebebi ile farklı atık ısı kaynaklarına dayalı enerji geri kazanım alternatifleri doğmaktadır. Bu çalışma kapsamında ısı kaynağı olarak;

- Sadece EGD

- Sadece egzoz
- EGD ve egzoz birlikte

kullanımları incelenecek ve performansları karşılaştırılacaktır.

Yoğuşturucudan ısıнын uzaklaştırılması planlanan soğuk ortam radyatörden dolaşacak olan soğutma suyudur. Radyatörde soğutulan antifriz temelli soğutma suyu motor soğutma suyundan ayrı bir çevrim olarak kurulacaktır. Bu ikincil soğutma çevriminin yoğuşturucu girişine 26 °C sabit sıcaklıkta antifriz sağlayacağı kabul edilmiştir.

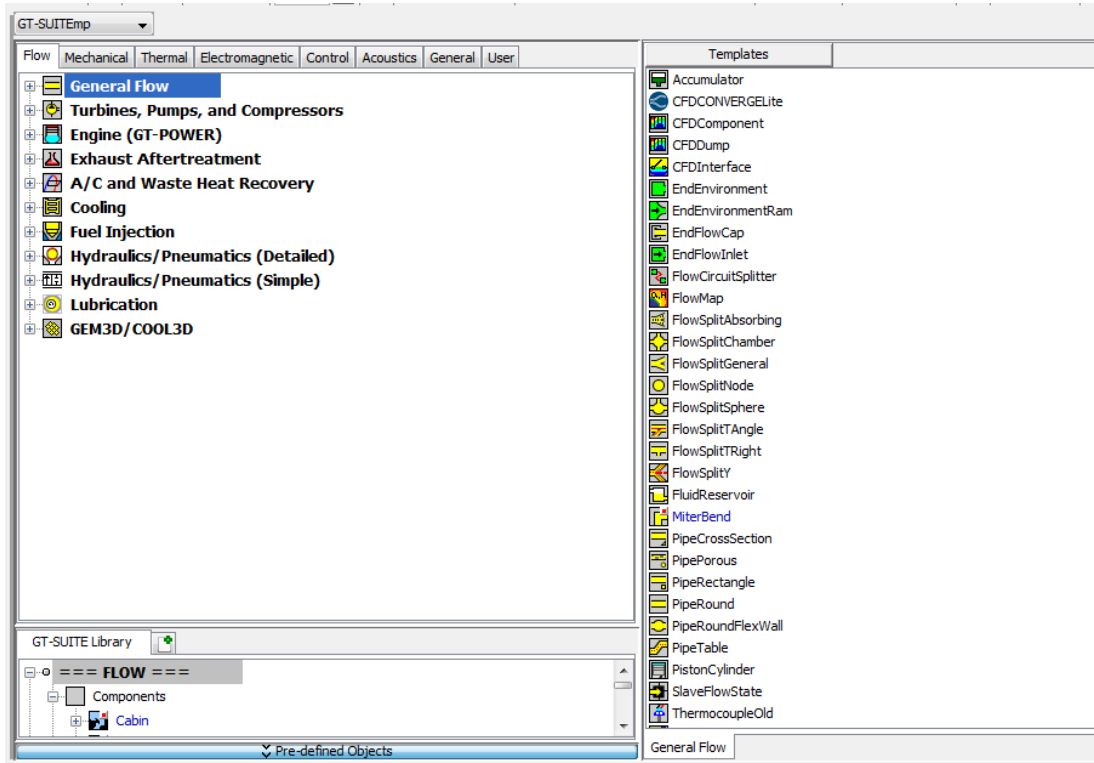
Sistem basınçlandırılması için bir dişli pompa kullanılacaktır.

Genişletici olarak turbo makina tipli bir türbin kullanılarak sistem modellenecektir. Turbo makina tipli türbinler araçta az yer kaplarlar ve yüksek verimli olması sebebi ile uygulama için tercih edilmiştir.

Çevrim akışkanı R245fa olarak seçilmiştir.

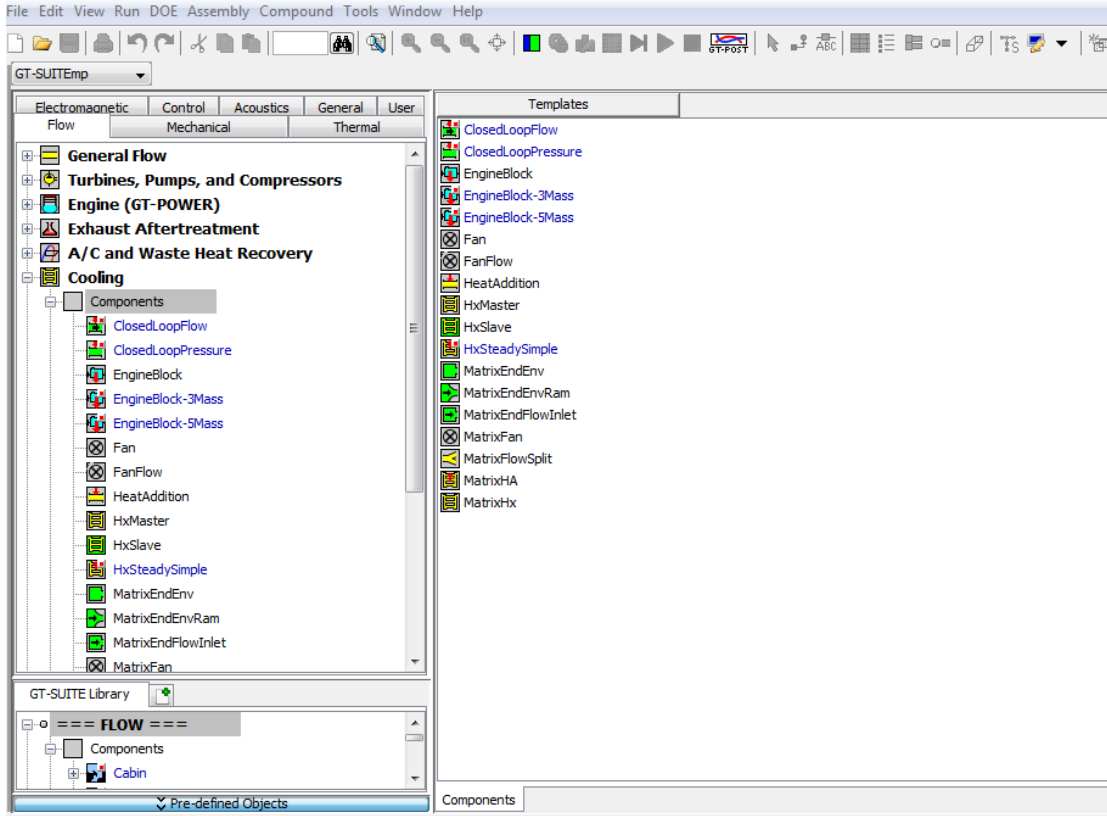
3.1 GT-Suite Yazılımında Modelin Hazırlanması

GT-Suite standart kütüphanesinde “flow” sekmesinin altında yer alan seçeneklerden atık ısı geri kazanım sistemi için gerekli alt sistemler program ara yüzünden seçilebilir. Akış sekmesindeki alt sistemler Şekil 3.3’te gösterilmiştir.



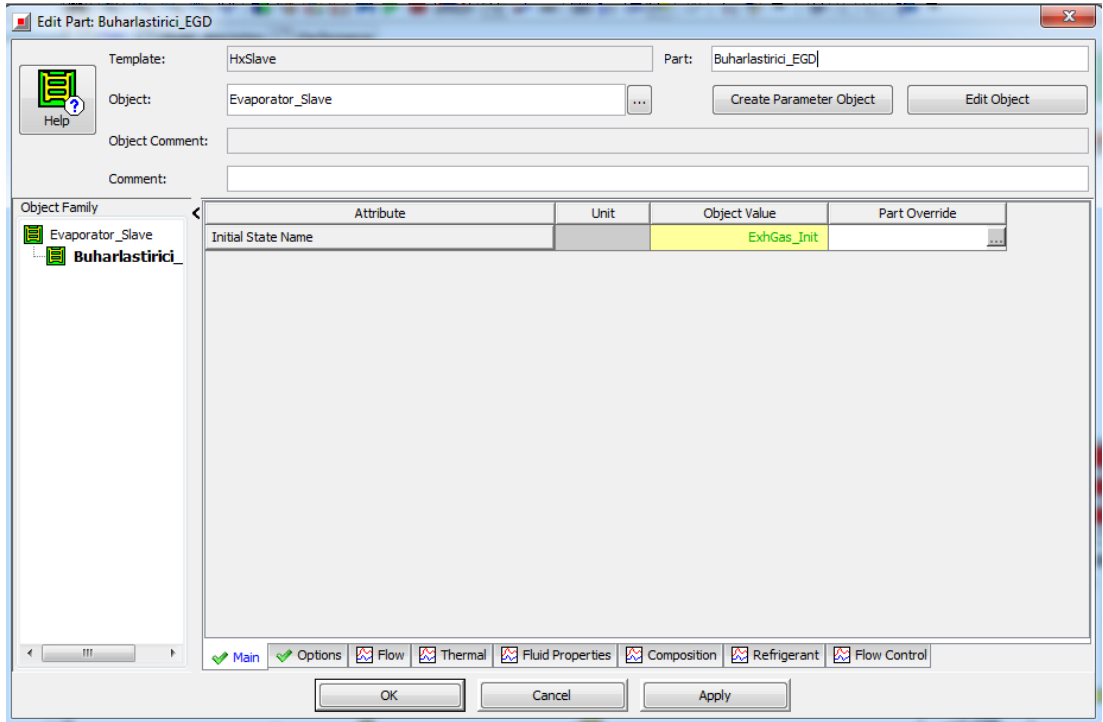
Şekil 3.3: GT-Suite “flow” kütüphanesi.

Egzoz veya EGD tarafından akışkana ısı transferi için kullanılacak olan ısı değıştirici Şekil 3.4’te gösterilen “Cooling” ürün seçeneğinin altında, “Components” alt seçeneğinin altında “Hx Master” ve “Hx Slave” öğeleri kullanılarak modellenebilir.



Şekil 3.4: GT-Suite “cooling” alt kütüphanesi.

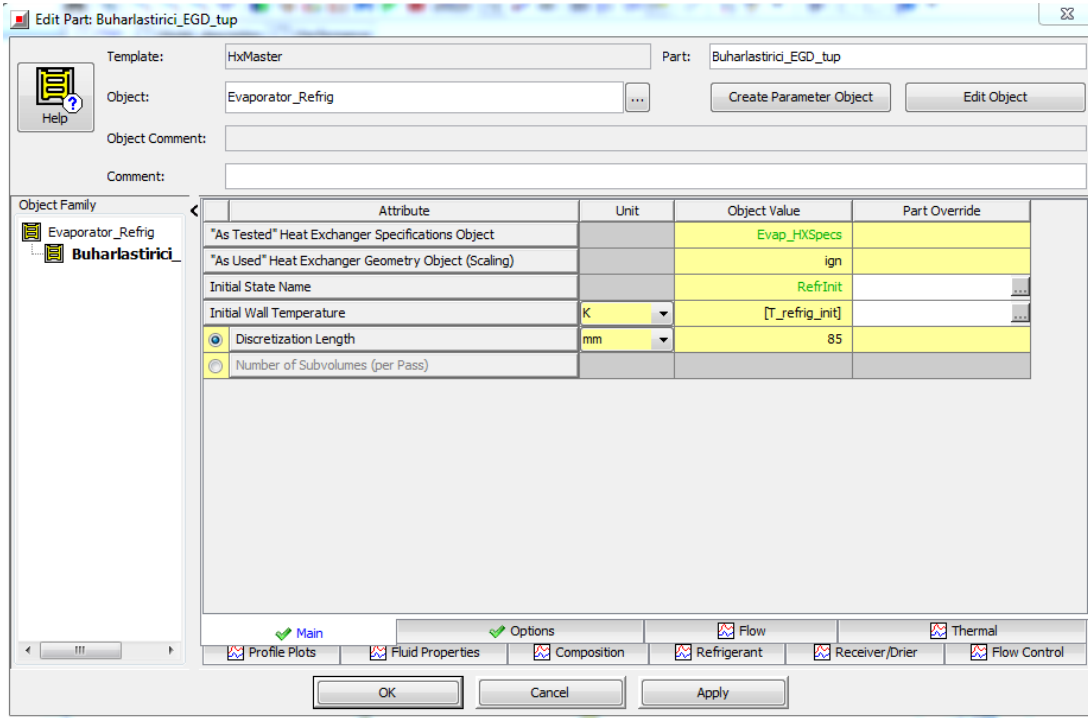
Burada egzoz gazlarının geçiş tarafı “HxMaster”, çevrim akışkanının geçtiği taraf ise “Hx Slave” ögesi ile modellenir. Ürün seçeneğinden “Hx Master” ve “Hx Slave” ögesi sürükleyip bırak yöntemi ile modelleme penceresine taşındığında modelin parametre girme ekranı açılmaktadır. Şekil 3.5’te gösterilen “Hx Slave” ögesine ait pencereden sisteme ait parametreler tanımlanabilir. Ayrıca bu pencereden akışkanın ve ısı değiştiricinin benzetimdeki başlangıç koşulları tanımlanır.



Şekil 3.5: GT-Suite “HxSlave” ögesi girdileri.

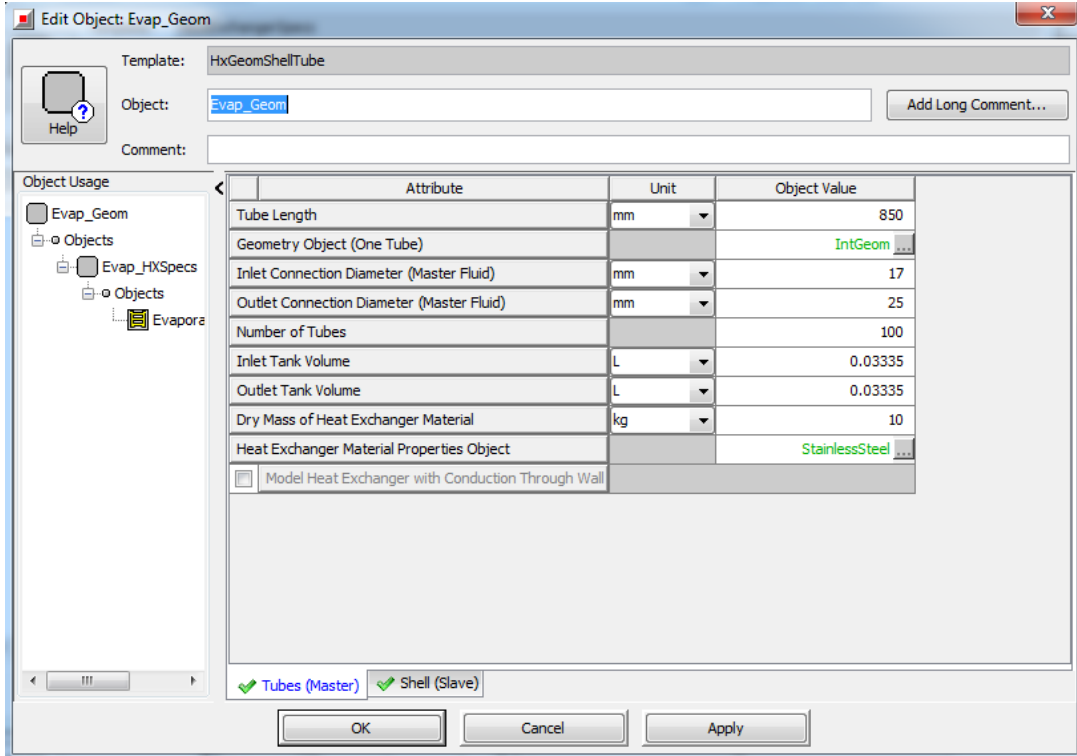
Ayrıca akış sekmesinin altındaki genel akış ağacından sistem için kullanılacak borular seçilir. Aynı şekilde boru giriş çıkışlar, boruların iç çapı, et kalınlığı ve malzemesi gibi mekanik özellikleri tanımlanarak sistem oluşturulur.

“EGD_gaz_giris” ögesinden motorun egzoz gaz sıcaklığı ve debisi tanımlanır. Ayrıca giriş sıcaklığı ve debileri için doğrudan değerleri tanımlamak yerine Şekil 3.6’da gösterildiği gibi köşeli parantez içerisinde “mdot_evap_exhg_in” gibi parametrik olarak tanımlanması farklı koşullarda veya iteratif model çözülmesi gereken uygulamalarda önemli avantajlar sağlamaktadır.



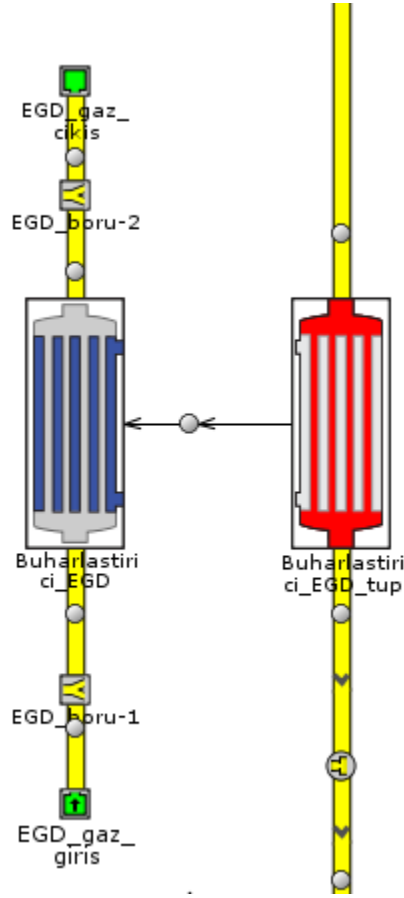
Şekil 3.6: GT-Suite buharlaştırıcıya giren egzoz gaz verilerinin tanımlanması.

Şekil 3.7’de gösterilen “HxMaster” ögesinin altında da ısı değiştiricinin tipi boru çapları, uzunlukları, malzemesi, içerisinden geçecek akışkanın cinsi gibi özellikler tanımlanır. Burada farklı birçok parametrenin girilmesi programa uygulama için esneklik kazandırmaktadır.



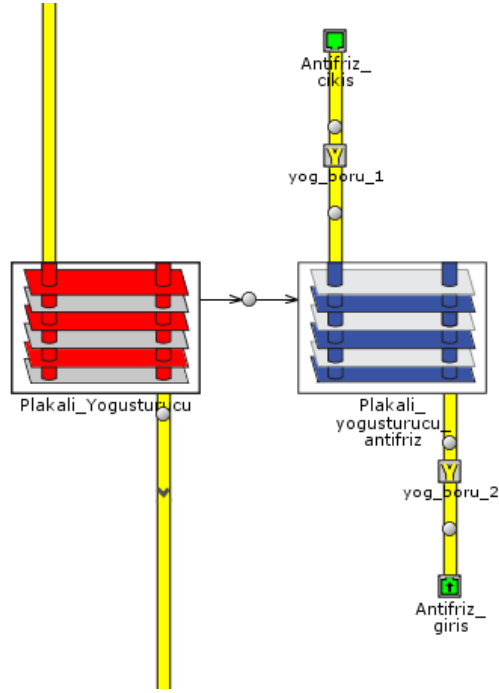
Şekil 3.7: GT-Suite buharlaştırıcı geometrisinin tanımlanması.

Tüm bilgiler girildikten sonra oluşan buharlaştırıcı modeli Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8: GT-Suite “HxMaster” ve “HxSlave” ögesi ile kurulan buharlaştırıcı modeli.

Aynı şekilde yoğuşturucu tarafı için de “HxMaster” ve “HxSlave” öğeleri tanımlanır. Burada yoğuşma için kullanılacak ortam parametreleri girilir. Yoğuşturucuda motor soğutma suyu modellenmesi için %50’lik antifriz su karışımı soğutma sıvısı olarak seçilmiştir. Buharlaştırıcı modeli Şekil 3.9’da gösterilmiştir.



Şekil 3.9: GT-Suite “HxMaster” “HxSlave” ögesi ile kurulan yoğuşturucu modeli.

Çevrimde akışkan dolaşımı için pompa kullanılmaktadır. Pompa ögesi “Flow” sekmesinin altında “A/C and Waste Heat Recovery” ürün seçeneğinin altından seçilerek kullanılmıştır. Pompaya ait harita tanımlanarak pompa kullanılabilir. Programda tanımlanan belirli pompa haritaları mevcuttur. Uygun pompa haritası program kütüphanesinden seçilerek kullanılmıştır. Pompa haritası örneği Şekil 3.10’da gösterilmiştir.

Edit Object: PumpMap

Template: PumpMap

Object: Pompa_haritasi

Comment:

Object Usage

PumpMap

Objects

Pump

Attri...	Speed	Volumetric Flow Rate	Pressure Rise	Temperature	Total (Isentropic) Efficiency
Unit	RPM	m ³ /s	bar	K	fraction
1	1000	8.25E-6	29	ign	0.48623
2	1000	9.35E-6	25	ign	0.51
3	1000	9.76E-6	23	ign	0.53
4	1000	1.12E-5	15	ign	0.54
5	1000	1.15E-5	13	ign	0.55
6	1000	1.24E-5	7	ign	0.58
7	1500	1.2E-5	29	ign	0.52539
8	1500	1.36E-5	25	ign	0.57
9	1500	1.41E-5	23	ign	0.61
10	1500	1.63E-5	15	ign	0.63
11	1500	1.67E-5	13	ign	0.64
12	1500	1.79E-5	7	ign	0.68
13	2000	1.73E-5	29	ign	0.56459
14	2000	1.97E-5	25	ign	0.59
15	2000	2.05E-5	23	ign	0.61
16	2000	2.36E-5	15	ign	0.65
17	2000	2.42E-5	13	ign	0.68

✓ Data ✓ Data: Options ✓ Map: Advanced Options

OK Cancel Apply

Şekil 3.10: GT-Suite pompa haritası.

Türbin de pompa ile benzer şekilde “flow” sekmesinin altında “A/C and Waste Heat Recovery” ürün sekmesinin altından seçilerek kullanılmıştır. Türbin de program kütüphanesindeki bir harita ile tanımlanmıştır. Türbin haritası örneği Şekil 3.11’de gösterilmiştir.

Edit Object: Turbin_haritasi

Template: TurbineMapGridRaw

Object: Turbin_haritasi

Comment:

Object Usage

Turbin_haritasi

Objects

Expander

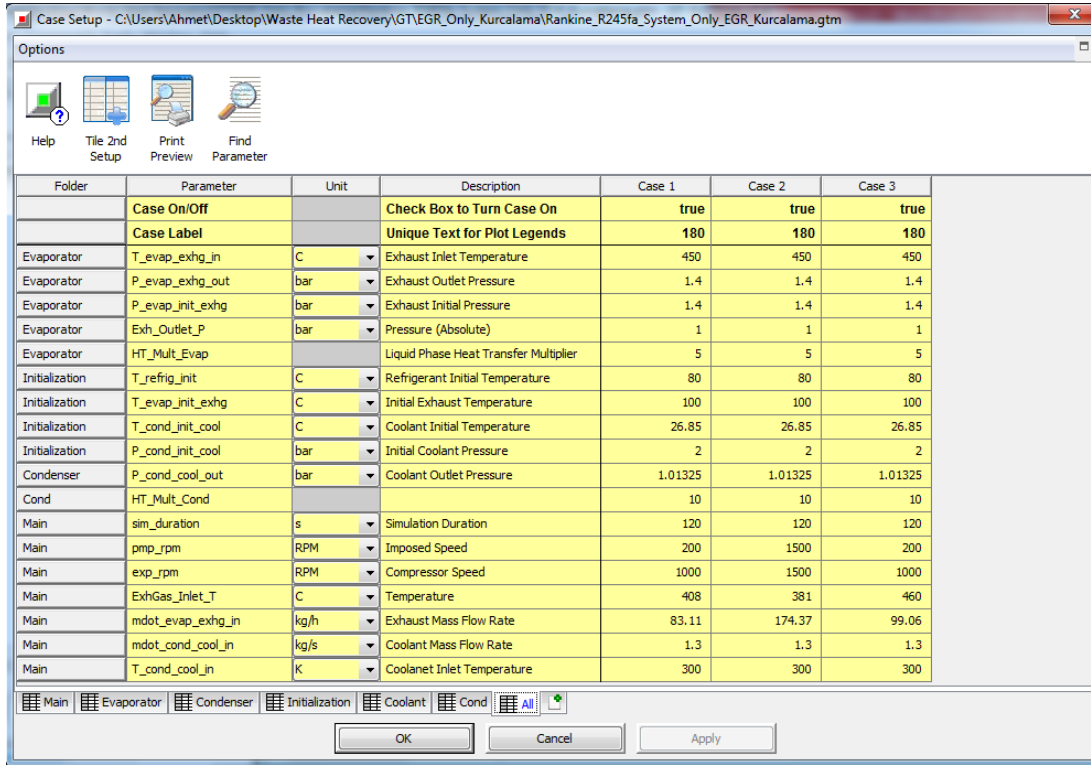
Attri...	Turbine Speed	Mass Flow Rate	Volumetric Efficiency	Suction Pressure	Suction Temperature	Discharge Pressure	Discharge Temperature	Discharge Quality	Efficiency	Total Shaft Power Output
Unit	RPM	kg/s	fraction	bar	C	bar	C	fraction	fraction	kW
1	1000	ign	0.92	20	150	10	127.6	ign	ign	1.39
2	1000		0.94	20	150	7	122.13			2.12
3	1000		0.95	20	150	5	117.85			2.48
4	1000		0.95	20	150	2.5	109.47			3.41
5	2000		0.73	20	150	10	127.7			2.71
6	2000		0.75	20	150	7	121.62			3.89
7	2000		0.75	20	150	5	116.61			4.67
8	2000		0.76	20	150	2.5	112.13			5.31
9	3000		0.63	20	150	10	129.4			3.58
10	3000		0.64	20	150	7	123.02			4.74
11	3000		0.65	20	150	5	117.77			5.85
12	3000		0.65	20	150	2.5	116.52			5.61
13	4000		0.55	20	150	10	132.43			3.05
14	4000		0.56	20	150	7	125.67			4.55
15	4000		0.56	20	150	5	121.11			5.75
16	4000		0.56	20	150	2.5	121.11			4.84
17										
18										

✓ Main ✓ Input/Output (Advanced) ✓ Data

OK Cancel Apply

Şekil 3.11: GT-Suite türbin haritası.

Alt sistemlerin tanımlanması sırasında parametre olarak tanımlanan değişkenler Şekil 3.12’de gösterilen “Case Setup” bölümünde görülmektedir. Burada bu parametre için farklı senaryolarda ayrı ayrı değerler girilebilmektedir. Bu uygulama için motorun farklı yol koşullarında çalışması sırasında buharlaştırıcıya giren gazın sıcaklığı ve debisi değişmektedir. Bunlar “Case 1”, “Case 2” ve “Case 3” olarak ayrı ayrı tanımlanmaktadır.



The screenshot shows the 'Case Setup' window in GT-Suite. The window title is 'Case Setup - C:\Users\Ahmet\Desktop\Waste Heat Recovery\GT\EGR_Only_Kurcalama\Rankine_R245fa_System_Only_EGR_Kurcalama.gtm'. The window has a menu bar with 'Help', 'File', 'Setup', 'Print', 'Preview', and 'Find'. Below the menu bar is a toolbar with icons for 'Help', 'File', 'Setup', 'Print', 'Preview', and 'Find'. The main area is a table with columns: 'Folder', 'Parameter', 'Unit', 'Description', 'Case 1', 'Case 2', and 'Case 3'. The table contains parameters for three cases: Case 1, Case 2, and Case 3. The parameters are grouped by folder: Main, Evaporator, Condenser, Initialization, Coolant, and Cond.

Folder	Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3
	Case On/Off		Check Box to Turn Case On	true	true	true
	Case Label		Unique Text for Plot Legends	180	180	180
Evaporator	T_evap_exhg_in	C	Exhaust Inlet Temperature	450	450	450
Evaporator	P_evap_exhg_out	bar	Exhaust Outlet Pressure	1.4	1.4	1.4
Evaporator	P_evap_init_exhg	bar	Exhaust Initial Pressure	1.4	1.4	1.4
Evaporator	Exh_Outlet_P	bar	Pressure (Absolute)	1	1	1
Evaporator	HT_Mult_Evap		Liquid Phase Heat Transfer Multiplier	5	5	5
Initialization	T_refrig_init	C	Refrigerant Initial Temperature	80	80	80
Initialization	T_evap_init_exhg	C	Initial Exhaust Temperature	100	100	100
Initialization	T_cond_init_cool	C	Coolant Initial Temperature	26.85	26.85	26.85
Initialization	P_cond_init_cool	bar	Initial Coolant Pressure	2	2	2
Condenser	P_cond_cool_out	bar	Coolant Outlet Pressure	1.01325	1.01325	1.01325
Cond	HT_Mult_Cond			10	10	10
Main	sim_duration	s	Simulation Duration	120	120	120
Main	pmp_rpm	RPM	Imposed Speed	200	1500	200
Main	exp_rpm	RPM	Compressor Speed	1000	1500	1000
Main	ExhGas_Inlet_T	C	Temperature	408	381	460
Main	mdot_evap_exhg_in	kg/h	Exhaust Mass Flow Rate	83.11	174.37	99.06
Main	mdot_cond_cool_in	kg/s	Coolant Mass Flow Rate	1.3	1.3	1.3
Main	T_cond_cool_in	K	Coolant Inlet Temperature	300	300	300

Şekil 3.12: GT-Suite model parametreleri belirleme.

Çözücü tipi olarak açık Runge-Kutta yöntemi tercih edilmiştir. Parametrelerin zamana bağlı değişiminin düşük olduğu akış tabanlı sistemlerin çözümü için GT-Suite yardım dosyalarında da bu yöntem önerilmektedir.

3.2 Sadece EGD’nin Isı Kaynağı Olarak Kullanıldığı Atık Isı Geri Kazanım Sistemi

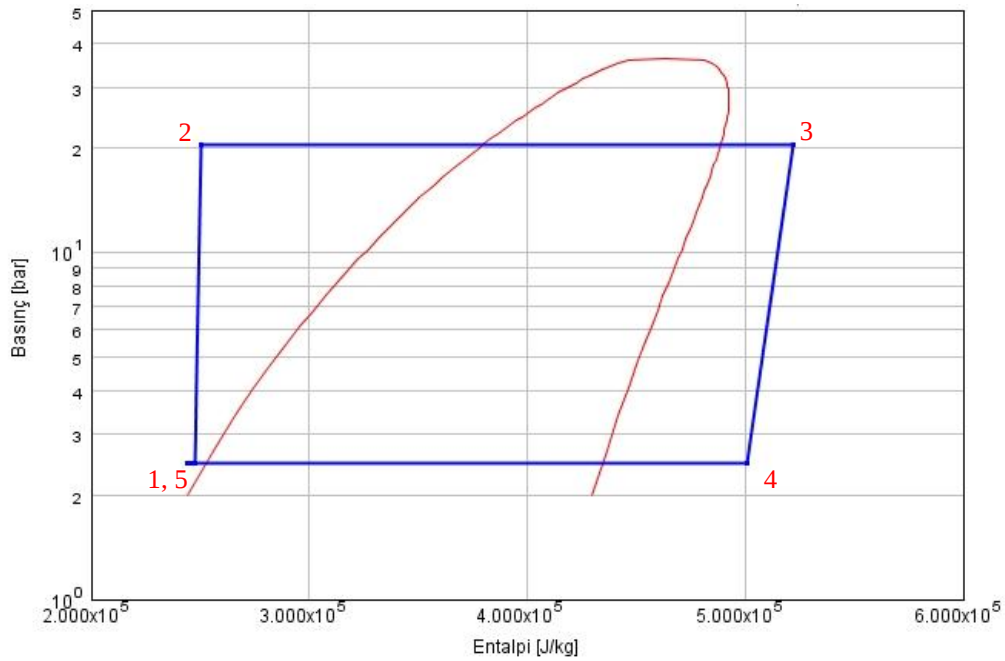
EGD gazlarının buharlaştırıcıda ısı kaynağı olarak kullanılarak çevrim akışkanının buharlaştırıldığı ve güç elde edildiği çevrimin model şeması Şekil 3.13’te görülmektedir.

Yoğuşturucu için iki ayrı alternatif bulunmaktadır. Birincisi aracın üzerinde hali hazırda bulunmakta olan, radyatör ile soğutulması sağlanan motor soğutma suyudur. Bu durumda yoğuşturucu tarafı için 90°C civarında soğutucu sıcaklığı sağlamaktadır.

İkinci bir alternatif ise çevrim için aracın mevcut soğutma hattından bağımsız ikinci bir soğutma hattı oluşturmaktır. İkinci çevrim Rankine çevrimine özel kullanılabilir. Bu şekilde yoğuşturucu sıcaklığı motor soğutma ihtiyacından bağımsızlaştırılır ve yoğuşturucu sıcaklığı daha aşağı çekilebilir. Çevrim verimini arttırmak amacıyla bu sistem için ayrı bir soğutma hattı kullanılacağı öngörülmüştür ve yoğuşturucu sıcaklığı 26°C olarak kabul edilmiştir.

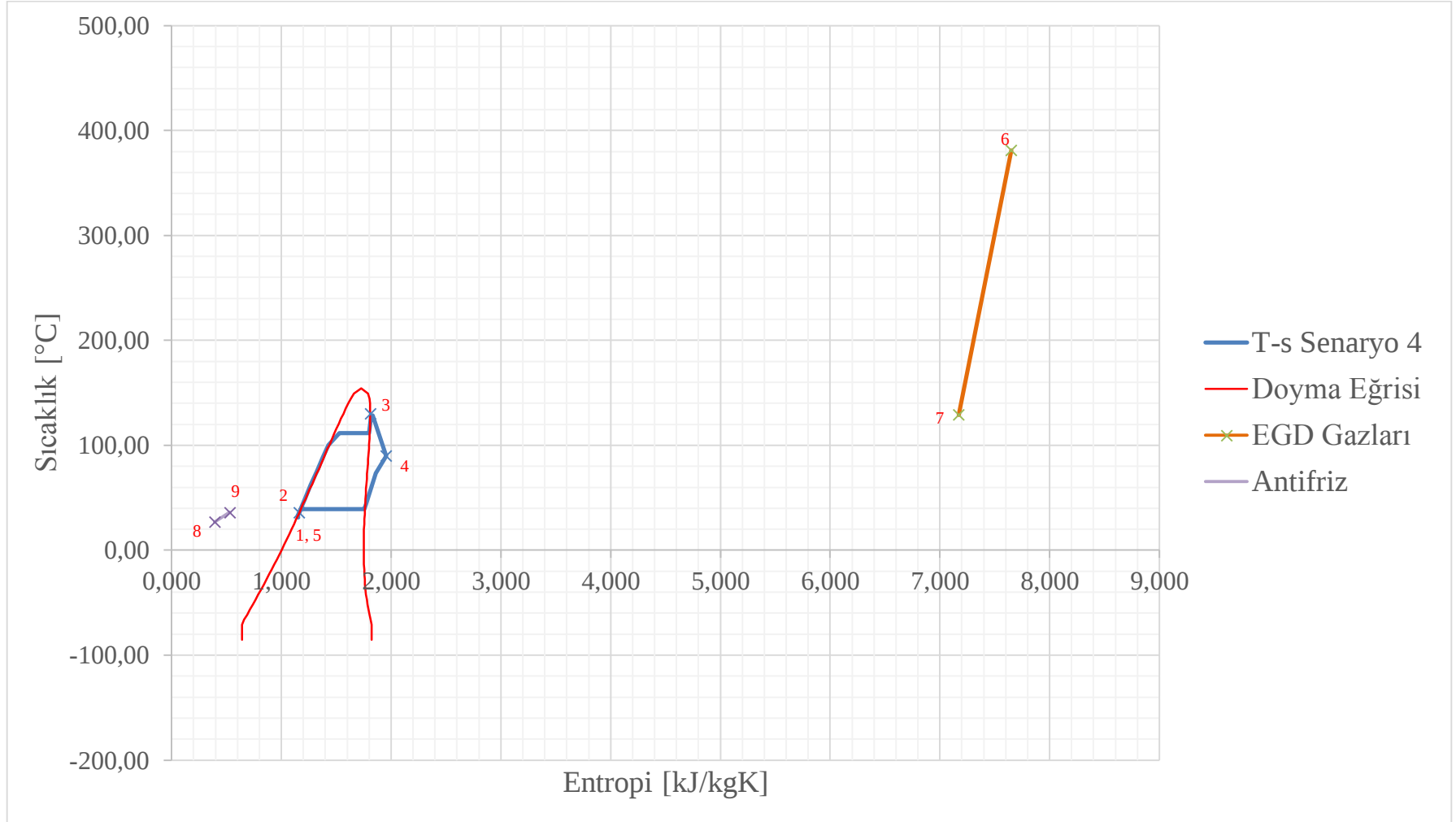
EGD her zaman aktif olarak çalışmamaktadır ve bu sebeple sadece Senaryo 1, 4 ve 5'te EGD üzerinden gaz akışı vardır. Sadece bu senaryolar için hesaplama yapılmıştır.

Senaryo 4 için Şekil 3.14'te basınç - entalpi grafiği, Şekil 3.15'de ise sıcaklık - entropi grafiği verilmiştir.



Şekil 3.14: Senaryo 4 için basınç - entalpi grafiği.

Sadece EGD kullanılarak kurulan çevrimin tüm senaryolardaki sürekli halde tüm çevrim noktalarındaki sıcaklık, basınç, kütleli debi, entalpi değerleri, türbin ve pompa güçleri ve verimleri, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki aktarılan ısı miktarları Çizelge 3.4'de gösterilmiştir.



Şekil 3.15: Senaryo 4 için sıcaklık - entropi grafiği.

Çizelge 3.4: Sadece EGD gazları kullanılarak oluşturulan çevrimin çalışma noktalarındaki basınç, sıcaklık, entalpi, debi, güç ve verim değerleri.

Çalışma Noktası	Özellik	Birim	EGD Senaryo 1	EGD Senaryo 4	EGD Senaryo 5
1	Basınç	[kPa]	219	247	229
	Sıcaklık	[°C]	34	36	35
	Entalpi	[kJ/kg]	244,8	247,4	246,0
	Kütlesel debi	[kg/dak]	2,29	3,35	2,50
2	Basınç	[kPa]	1632	2053	2020
	Sıcaklık	[°C]	36	38	37
	Entalpi	[kJ/kg]	248,1	250,7	249,9
3	Basınç	[kPa]	1627	2048	2016
	Sıcaklık	[°C]	118	147	155
	Entalpi	[kJ/kg]	491,8	522,5	532,4
4	Basınç	[kPa]	219	247	229
	Sıcaklık	[°C]	78	107	114
	Entalpi	[kJ/kg]	472,4	501,2	508,6
5	Basınç	[kPa]	219	247	229
	Sıcaklık	[°C]	31	33	32
	Entalpi	[kJ/kg]	241,3	244,0	242,1
6	Basınç	[kPa]	140	140	140
	Sıcaklık	[°C]	408	381	460
	Entalpi	[kJ/kg]	919,2	950,2	859,1
	Kütlesel debi	[kg/dak]	1,385	2,906	1,651
7	Basınç	[kPa]	137	137	137
	Sıcaklık	[°C]	122	129	136
	Entalpi	[kJ/kg]	1239	1231,3	1223,82
8	Basınç	[kPa]	106	106	106
	Sıcaklık	[°C]	28,87	30,22	29,44
	Kütlesel debi	[kg/dak]	78	78	78
9	Basınç	[kPa]	101,3	101,3	101,3
	Sıcaklık	[°C]	27	27	27
Pompa	Dönüş Hızı	[rpm]	700	880	780
	Güç	[kW]	0,04	0,08	0,06
	Verim	[%]	37,1	47,6	39,9
Türbin	Dönüş Hızı	[rpm]	1000	1500	1000
	Güç	[kW]	0,74	1,18	0,98
	Verim	[%]	52,8	48,9	51,8
Buharlaştırıcı	Aktarılan ısı miktarı	[kW]	8,56	14,45	11,01
Yoğusturucu	Aktarılan ısı miktarı	[kW]	8,27	13,86	10,55
Çevrim	Isıl Verim	[%]	8,12	7,61	8,35
	Net Güç Çıktısı	[kW]	0,69	1,10	0,92

Çalışma senaryolarına göre bu çevrimden elde edilen net güç miktarı Çizelge 3.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.5: EGD gazları ile kurulan sistemden elde edilen net güçler.

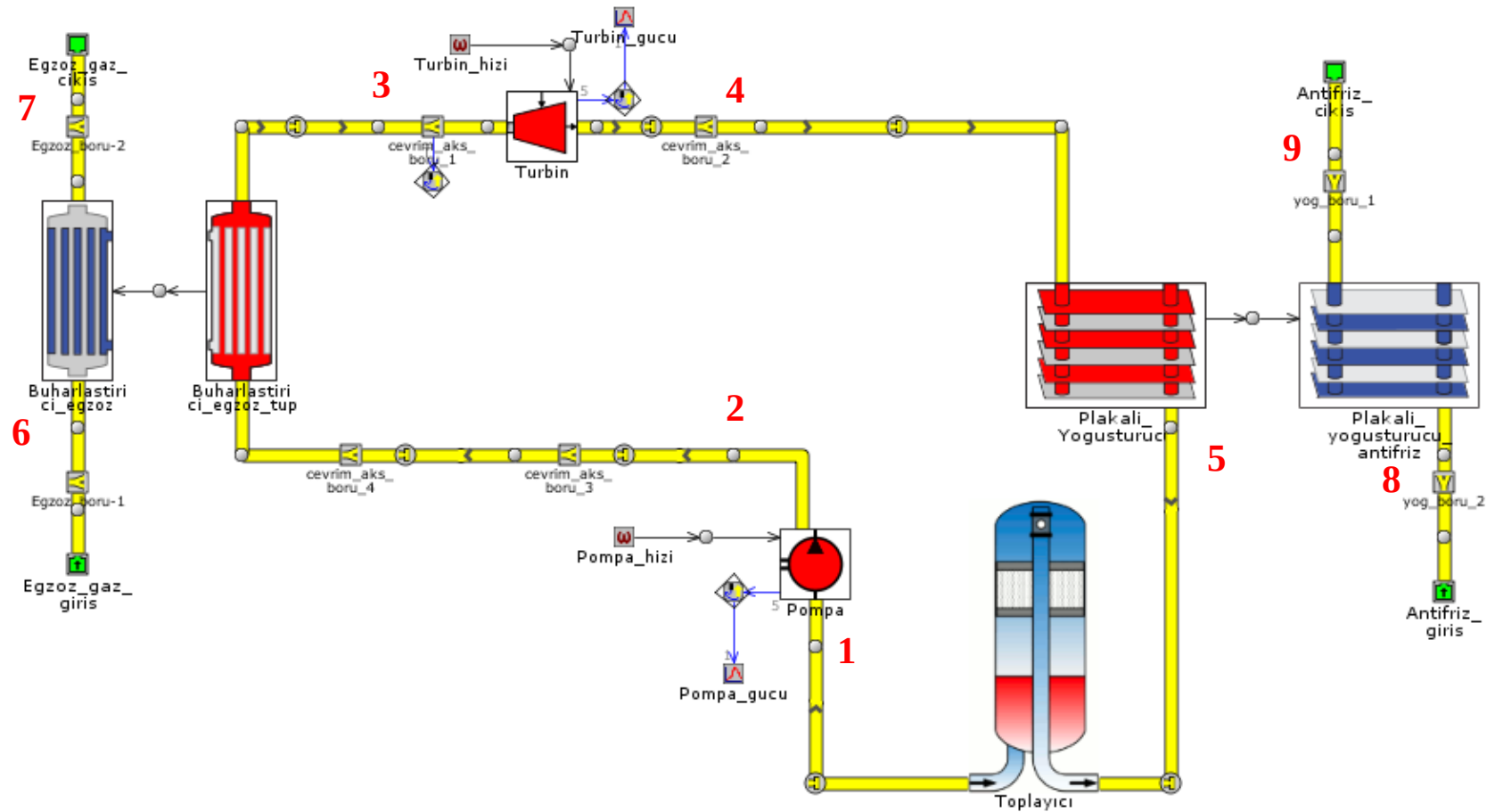
Senaryo	Net güç [kW]
1	0,69
4	1,10
5	0,92

3.3 Sadece Egzoz Gazlarının Isı Kaynağı Olarak Kullanıldığı Atık Isı Geri Kazanım Sistemi

Egzoz gazlarının ısı kaynağı olarak kullanıldığı atık ısı kazanım sistemi yapı olarak EGD kaynaklı olan sistem ile çok benzerdir. Egzoz sisteminde ısı değiştiriciler salım için kullanılan katalizör ve DPF'lerin sonrasına yerleştirilmiştir. Bunun en önemli sebebi katalizörlerdeki egzoz gazları dönüşüm reaksiyonları soğukta gerçekleşmemektedir. NO_x HC gibi zehirli salım gazlarının dönüştürülmesi ve dizel parçacıkların tutulması çevre uyum mevzuatlarının sağlanması için zorunludur.

Egzoz gazları debisi EGD gaz debisine göre daha yüksektir ve süreklidir. Bu sebeple buharlaştırıcı tarafındaki ısı değiştirici geometrisi EGD'nin kullanıldığı atık ısı geri kazanım sistemine göre daha büyüktür, diğer taraftan gaz sıcaklıkları daha düşüktür.

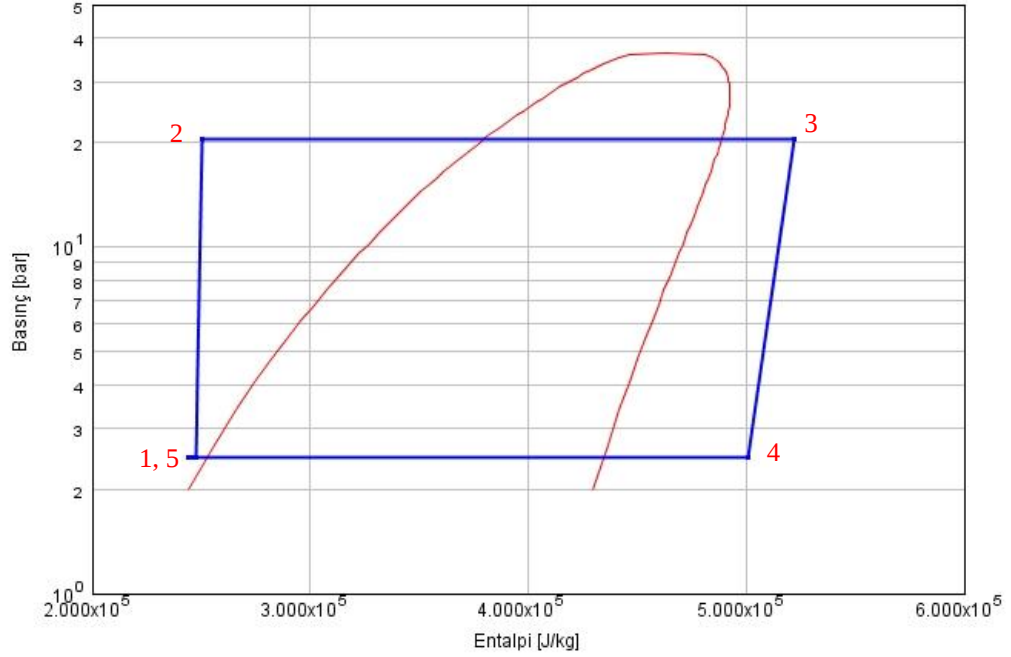
EGD gazlarının buharlaştırıcıda ısı kaynağı olarak kullanılarak çevrim akışkanının buharlaştırıldığı ve güç elde edildiği çevrimin model şeması Şekil 3.16'da görülmektedir.



Şekil 3.16: GT-Suite sadece egzoz gazlarının ısı kaynağı olarak kullanıldığı atık ısı geri kazanım sistemi modeli.

EGD kullanılarak oluşturulan çevrimden farklı olarak, egzoz gazlarının ısıdan faydalanılarak oluşturulan çevrim tüm sürüş senaryolarında aktif olarak çalışabilmektedir. Tüm sürüş senaryoları için hesaplama yapılmıştır.

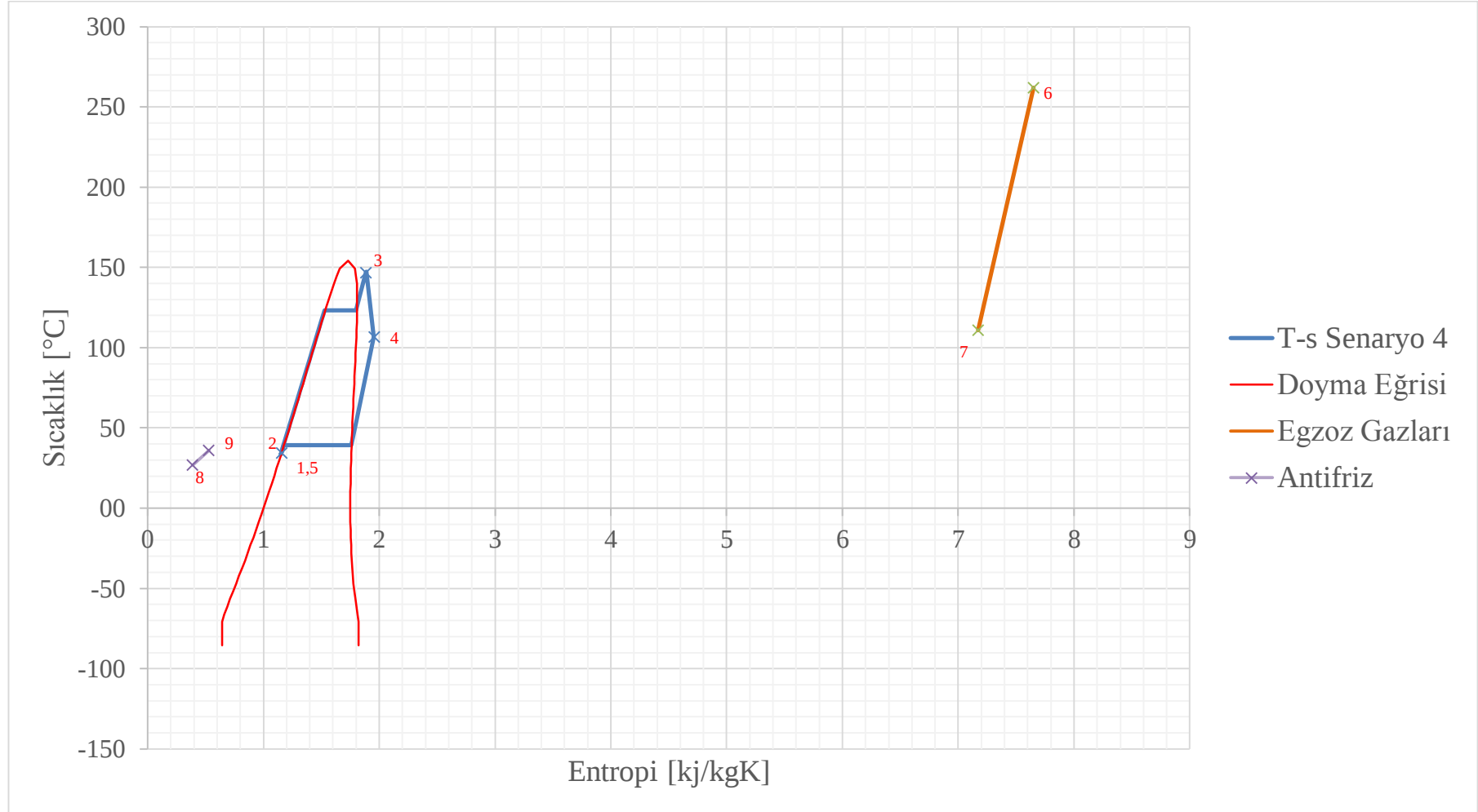
Senaryo 4 için Şekil 3.17’de basınç - entalpi grafiği verilmiştir.



Şekil 3.17: Egzoz gazları ile kurulan çevrimde senaryo 4 için basınç - entalpi grafiği.

Şekil 3.18’de ise sıcaklık - entropi grafiği verilmiştir.

Sadece egzoz gazları kullanılarak kurulan çevrimin tüm senaryolardaki rejim durumunda tüm çevrim noktalarındaki sıcaklık, basınç, kütleli debi, entalpi değerleri, türbin ve pompa güçleri ve verimleri, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki aktarılan ısı miktarları Çizelge 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.18: Egzoz gazları ile kurulan çevrimde senaryo 4 için sıcaklık - entropi grafiği.

Çizelge 3.6: Sadece egzoz gazları kullanılarak oluşturulan çevrimin çalışma noktalarındaki basınç, sıcaklık, entalpi, debi, güç ve verim değerleri.

Çalışma Noktası	Özellik	Birim	Egzoz Senaryo 1	Egzoz Senaryo 2	Egzoz Senaryo 3	Egzoz Senaryo 4	Egzoz Senaryo 5	Egzoz Senaryo 6	Egzoz Senaryo 7	Egzoz Senaryo 8	Egzoz Senaryo 9
1	Basınç	[kPa]	221	289	332	217	286	321	256	333	423
	Sıcaklık	[°C]	34	38	41	34	38	41	37	49	46
	Entalpi	[kJ/kg]	245,1	250,9	255,1	245,1	250,7	253,9	248,3	265,3	261,8
	Kütleli debi	[kg/dak]	2,17	5,17	7,06	2,32	5,02	6,51	3,61	8,41	8,89
2	Basınç	[kPa]	1713	2224	2569	1610	2190	2586	1922	3010	3556
	Sıcaklık	[°C]	37	40	43	36	40	42	39	51	49
	Entalpi	[kJ/kg]	248,7	253,7	258,0	248,5	253,5	256,9	251,4	268,7	265,8
3	Basınç	[kPa]	1713	2224	2569	1610	2190	2586	1922	3010	3556
	Sıcaklık	[°C]	149	148	148	129	149	150	165	152	203
	Entalpi	[kJ/kg]	529,0	520,4	513,2	505,5	523,0	516,6	547,1	509,4	577,3
4	Basınç	[kPa]	221	289	333	217	286	321	256	333	424
	Sıcaklık	[°C]	112	109	104	90	111	106	130	99	161
	Entalpi	[kJ/kg]	506,3	502,5	496,9	484,7	504,9	499,2	525,1	492,2	555,1
5	Basınç	[kPa]	221	289	332	217	286	321	256	333	423
	Sıcaklık	[°C]	31	37	41	31	37	40	33	49	46
	Entalpi	[kJ/kg]	240,6	249,0	254,1	241,1	248,7	252,6	243,2	265,4	261,3
6	Basınç	[kPa]	140	140	140	140	140	140	140	140	140
	Sıcaklık	[°C]	310	355	413	262	357	329	230	331	390
	Entalpi	[kJ/kg]	1031,140	979,825	913,226	1084,800	978,010	1009,470	1120,700	1007,030	939,411
	Kütleli debi	[kg/dak]	2,368	5,367	5,775	2,832	5,198	7,708	8,570	9,405	11,028

Çizelge 3.6 (Devam): Sadece egzoz gazları kullanılarak oluşturulan çevrimin çalışma noktalarındaki basınç, sıcaklık, entalpi, debi, güç ve verim değerleri.

Çalışma Noktası	Özellik	Birim	Egzoz Senaryo 1	Egzoz Senaryo 2	Egzoz Senaryo 3	Egzoz Senaryo 4	Egzoz Senaryo 5	Egzoz Senaryo 6	Egzoz Senaryo 7	Egzoz Senaryo 8	Egzoz Senaryo 9
7	Basınç	[kPa]	136	136	136	136	136	136	136	136	136
	Sıcaklık	[°C]	119	129	138	111	130	133	126	137	167
	Entalpi	[kJ/kg]	1241,94	1230,56	1221,7	1250,3	1230,31	1227,04	1234,42	1221,74	1189,11
8	Basınç	[kPa]	106	106	106	106	106	106	106	106	106
	Sıcaklık	[°C]	29,06	32,01	33,59	28,92	31,90	33,19	30,61	34,35	37,07
	Kütleli debi	[kg/s]	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
9	Basınç	[kPa]	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3	1,013
	Sıcaklık	[°C]	27	27	27	27	27	27	27	27	27
Pompa	Dönüş Hızı	[rpm]	700	1300	1800	700	1250	1700	900	2200	3500
	Güç	[kW]	0,04	0,13	0,20	0,04	0,12	0,19	0,08	0,29	0,36
	Verim	[%]	36,5	58,5	61,3	37,3	57,7	61,1	49,0	61,1	62,6
Türbin	Dönüş Hızı	[rpm]	1000	2500	2800	1000	2500	2500	2000	2500	3500
	Güç	[kW]	0,77	1,53	1,91	0,72	1,50	1,88	1,23	2,41	2,41
	Verim	[%]	52,3	42,6	40,3	52,8	42,7	41,6	48,3	41,1	32,3
Buharlaştırıcı	Aktarılan ısı miktarı	[kW]	9,20	22,68	29,85	8,67	22,17	28,06	16,75	33,71	46,31
Yoğuşturucu	Aktarılan ısı miktarı	[kW]	8,73	21,60	28,45	8,13	21,13	26,70	15,53	31,77	44,64
Çevrim	Isıl Verim	[%]	7,90	6,18	5,72	7,79	6,21	6,03	6,90	6,28	4,42
	Net Güç Çıktısı	[kW]	0,73	1,40	1,71	0,67	1,38	1,69	1,16	2,12	2,05

Çalışma senaryolarına göre bu çevrimden elde edilen net güç miktarı Çizelge 3.7’de gösterilmiştir.

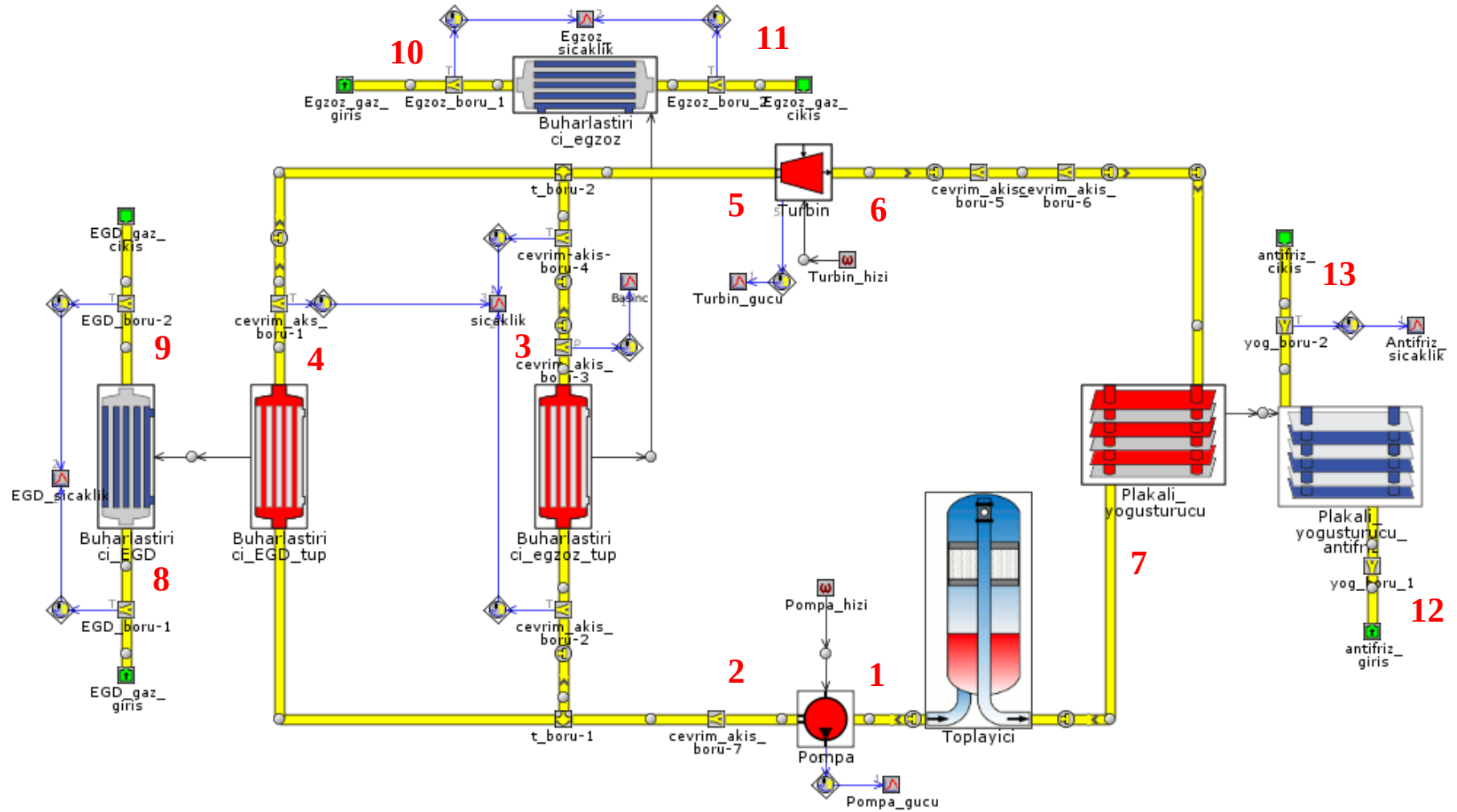
Çizelge 3.7: Egzoz gazları ile kurulan sistemden elde edilen net güç miktarları.

Senaryo	Net güç [kW]
1	0,73
2	1,40
3	1,71
4	0,67
5	1,38
6	1,69
7	1,16
8	2,12
9	2,05

3.4 Egzoz ve EGD Gazlarının Birlikte Isı Kaynağı Olarak Kullanıldığı Atık Isı Geri Kazanım Sistemi

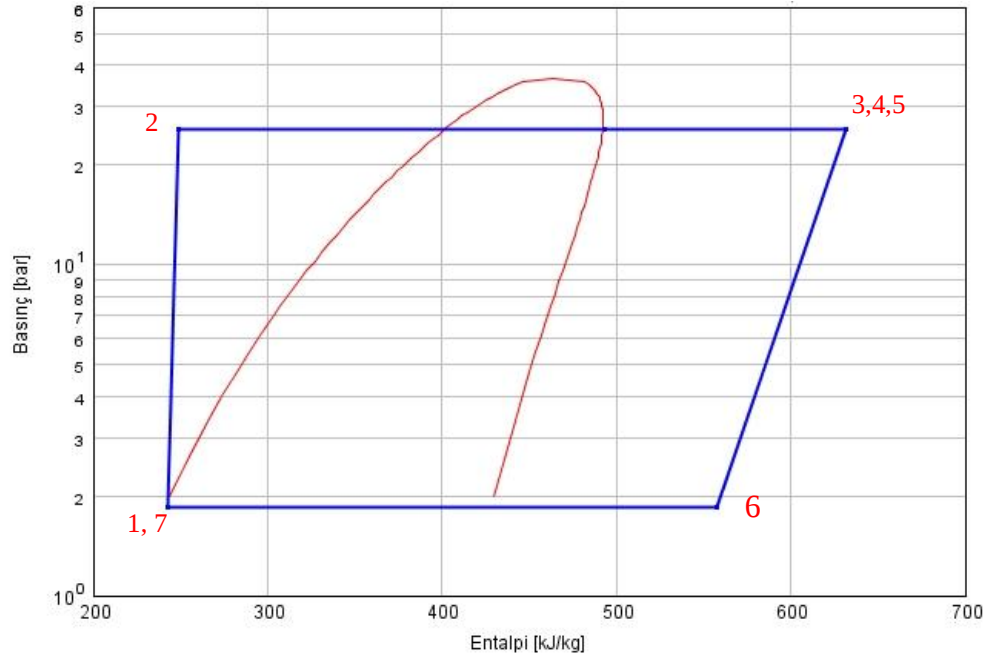
EGD gazları yüksek sıcaklıklı, düşük debilidir ve süreksizdir; diğer taraftan egzoz gazları görece düşük sıcaklıklı ve yüksek debilidir. Atık ısı kazanım uygulamalarında maksimum geri kazanım için bu iki ısı kaynağının birlikte kullanılması önemli avantajlar sağlamakta ve güç kazanımını arttırmaktadır.

EGD ve egzoz gazlarının çevrimde paralel iki buharlaştırıcı olarak kullanıldığı model Şekil 3.19’da gösterilmiştir.



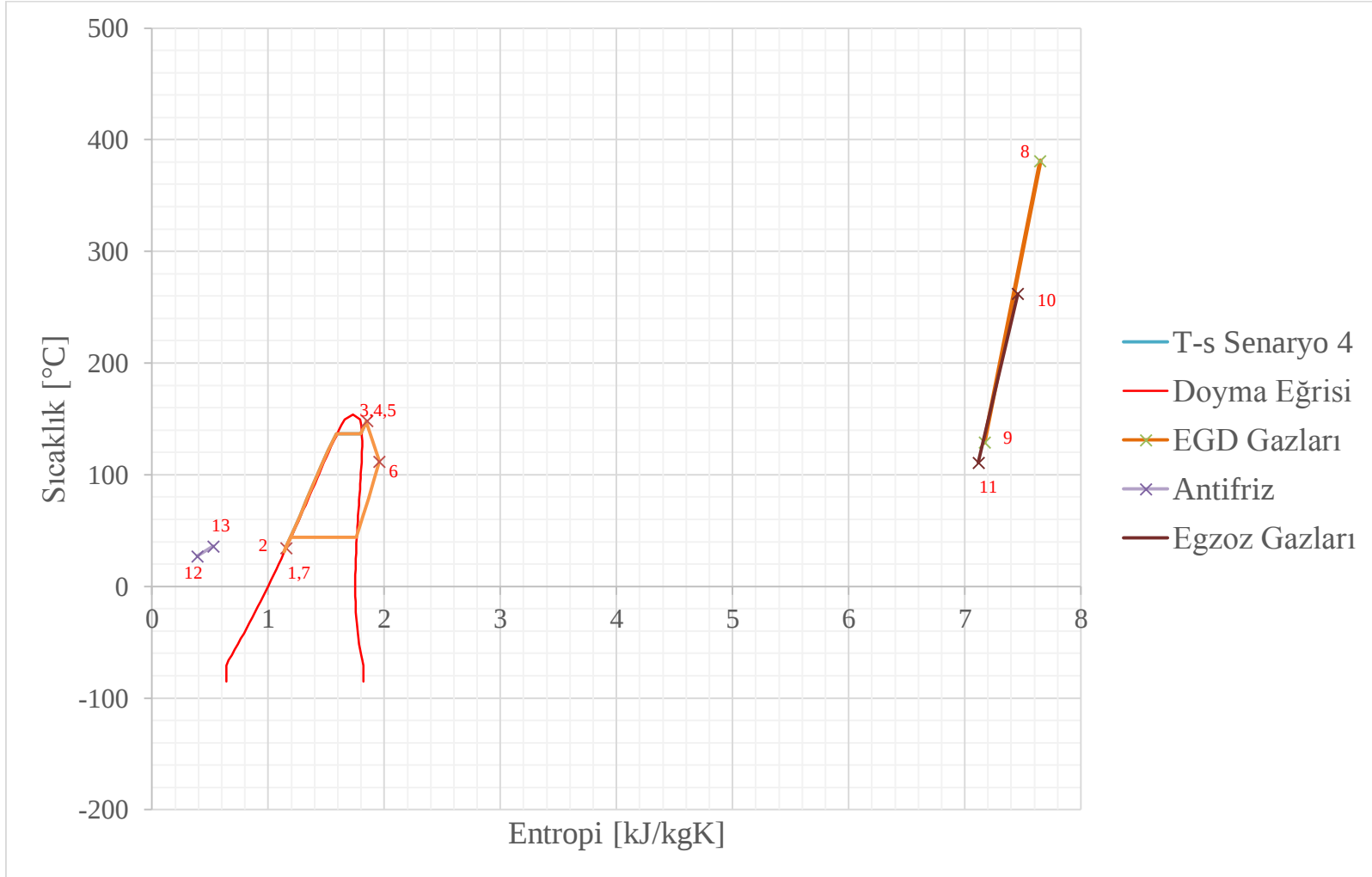
Şekil 3.19: GT-Suite egzoz ve EGD gazlarının birlikte ısı kaynağı olarak kullanıldığı atık ısı geri kazanım sistemi modeli.

Senaryo 4 için Şekil 3.20’de ise basınç - entalpi grafiği verilmiştir.



Şekil 3.20: Senaryo 4 için basınç entalpi grafiği.

Senaryo 4 için Şekil 3.21’de ise sıcaklık - entropi grafiği verilmiştir.



Şekil 3.21: Egzoz ve EGD gazlarının birlikte kullanılması ile oluşturulan çevrimde senaryo 4 için sıcaklık entropi grafiği.

Egzoz ve EGD gazları beraber kullanılarak kurulan çevrimin senaryo 1, 4 ve 5'teki rejim durumunda tüm çevrim noktalarındaki sıcaklık, basınç, kütleli debi, entalpi değerleri, türbin ve pompa güçleri ve verimleri, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki aktarılan ısı miktarları Çizelge 3.8'de gösterilmiştir. Diğer senaryolarda EGD akışı olmadığı için sadece egzoz kullanılarak oluşturulan çevrim ile aynı değerleri vereceği kabul edilmiştir.

Çizelge 3.8: Egzoz gazları kullanılarak oluşturulan çevrimin çalışma noktalarındaki basınç, sıcaklık, entalpi, debi, güç ve verim değerleri.

Çalışma Noktası	Özellik	Birim	Senaryo 1	Senaryo 4	Senaryo 5
1	Basınç	[kPa]	189	185	185
	Sıcaklık	[°C]	26	31	31
	Entalpi	[kJ/kg]	234	242	241
	Kütleli debi	[kg/dak]	4,47	5,67	7,51
2	Basınç	[kPa]	970	2560	2130
	Sıcaklık	[°C]	39	34	32
	Entalpi	[kJ/kg]	251	245	243
3	Basınç	[kPa]	970	2560	2130
	Sıcaklık	[°C]	149	148	148
	Entalpi	[kJ/kg]	529,0	520,4	513,2
	Kütleli debi	[kg/dak]	2,17	2,32	5,02
4	Basınç	[kPa]	970	2560	2130
	Sıcaklık	[°C]	118	147	155
	Entalpi	[kJ/kg]	491,8	522,5	532,4
	Kütleli debi	[kg/dak]	2,29	3,35	2,50
5	Basınç	[kPa]	970	2560	2130
	Sıcaklık	[°C]	133,1	147,4	150,3
	Entalpi	[kJ/kg]	505,9	520,3	521
6	Basınç	[kPa]	189	185	185
	Sıcaklık	[°C]	91	112	109
	Entalpi	[kJ/kg]	484,7	506,3	502,5
7	Basınç	[kPa]	189	185	185
	Sıcaklık	[°C]	26	31	31
	Entalpi	[kJ/kg]	233	242	245
8	Basınç	[kPa]	140	140	140
	Sıcaklık	[°C]	408	408	408
	Kütleli debi	[kJ/kg]	1,386	2,904	1,65
9	Basınç	[kPa]	140	140	140
	Sıcaklık	[°C]	208	129	117

Çizelge 3.8 (Devam): EGD gazları kullanılarak oluşturulan çevrimin çalışma noktalarındaki basınç, sıcaklık, entalpi, debi, güç ve verim değerleri.

Çalışma Noktası	Özellik	Birim	Senaryo 1	Senaryo 4	Senaryo 5
10	Basınç	[kPa]	140	140	140
	Sıcaklık	[°C]	310	262	357
	Kütleli debi	[kJ/kg]	39,5	47,2	86,6
11	Basınç	[kPa]	140	140	140
	Sıcaklık	[°C]	119	111	130
12	Basınç	[kPa]	1,4	1,39	1,39
	Sıcaklık	[°C]	27	27	27
	Kütleli debi	[kg/dak]	1,3	1,3	1,3
13	Basınç	[kPa]	101	101	101
	Sıcaklık	[°C]	32,1	33,59	34,1
Pompa	Dönüş Hızı	[rpm]	1800	2600	2600
	Güç	[kW]	0,044	0,0876	0,154
	Verim	[%]	69,9	67,6	68,9
Türbin	Dönüş Hızı	[rpm]	2700	3000	3000
	Güç	[kW]	1,2	1,3	0,98
	Verim	[%]	31,1	37,3	36,1
Buharlaştırıcı EGD	Aktarılan ısı miktarı	[kW]	12,4	14,1	9,84
Buharlaştırıcı Egzoz	Aktarılan ısı miktarı	[kW]	8	6,68	6,95
Yoğurturucu	Aktarılan ısı miktarı	[kW]	19,24	17,10	14,00
Çevrim	Isıl Verim	[%]	5,67	5,83	4,92
	Net Güç Çıktısı	[kW]	1,16	1,21	0,83

Çalışma senaryolarına göre bu çevrimden elde edilen net güç miktarı Çizelge 3.9’da gösterilmiştir.

Çizelge 3.9: Egzoz ve EGD gazları ile kurulan sistemden elde edilen net güç miktarları.

Senaryo	Net güç [kW]
1	1,16
2	1,40
3	1,71
4	1,21
5	1,38
6	1,69
7	1,16
8	2,12
9	2,05

3.5 Benzetim Çıktıları ve Analizi

Kurulan atık ısı geri kazanım çevrim alternatiflerindeki atık ısı geri kazanımı ile elde edilen güçler Çizelge 3.10’da görülmektedir.

Çizelge 3.10: Sistem alternatiflerinde kazanılan net güç miktarları.

Senaryo	Motor gücü [kW]	EGD ile geri kazanım [kW]	Egzoz ile geri kazanım [kW]	EGD ve egzoz ile geri kazanım [kW]
1	27,9	0,69	0,73	1,16
2	60,3	0	1,40	1,40
3	74,5	0	1,71	1,71
4	25,6	1,10	0,67	1,21
5	58,6	0,92	1,38	1,38
6	80,2	0	1,69	1,69
7	30,5	0	1,16	1,16
8	59,5	0	2,12	2,12
9	93,4	0	2,05	2,05

Bu tip bir sistem ile senaryo 9’da 2,05 kW’a kadar güç artışı sağlanabilmektedir. Belirlenen senaryodaki çalışma gücüne göre elde edilen yüzdesel kazanım Çizelge 3.11’de görülmektedir.

Çizelge 3.11: Sistem alternatiflerinde güç kazanım oranları.

Senaryo	EGR ile güç kazanımı [%]	Egzoz ile güç kazanımı [%]	EGR ve egzoz ile güç kazanımı [%]
1	2,47	2,62	4,16
2	0	2,32	2,32
3	0	2,30	2,30
4	4,30	2,62	4,73
5	1,60	2,35	2,35
6	0	2,11	2,11
7	0	3,80	3,80
8	0	3,56	3,56
9	0	2,19	2,19

Atık ısı geri kazanım çalışmalarının ana amacı motorun ortalama yakıt tüketiminde azalma sağlamaktır. Motorun atık ısı kazanım sistemi olmadan her bir senaryo için yakıt tüketimi ölçümleri test verisi olarak mevcuttur, bu değerler Çizelge 3.12’de görülmektedir.

Çizelge 3.12: Motorun baz senaryolardaki yakıt tüketimleri.

Senaryo	Motor devri [rpm]	Motorun çalışma noktası gücü [kW]	Yakıt tüketimi [kg/h]
1	1500	27,9	6,36
2	1500	60,3	12,13
3	1500	74,5	15,13
4	2000	25,6	4,64
5	2000	58,6	12,16
6	2000	80,2	16,18
7	3000	30,5	8,94
8	3000	59,5	14,09
9	3000	93,4	20,72

Atık ısı geri kazanım sistemi ile yakıt tüketimi iyileşmesi yaklaşımında motorun benzer yol koşullarında atık ısıdan gelen ek güç ile birlikte daha düşük güç noktasında çalışacağı öngörülmüştür. Bu şekilde motorun alt noktadaki yakıt tüketimi ara değer hesabı ile bulunmuştur. Bu yaklaşımda motorun çalışma noktası değişmesi sebebi ile değişecek egzoz gaz sıcaklıkları ve gaz debisi ihmal edilmiştir. Sistem alternatiflerinin yeni çalışma noktalarındaki yakıt tüketimi miktarları Çizelge 3.13’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.13: Sistem alternatiflerinin motor çalışma senaryolarındaki yakıt tüketimine etkileri.

Senaryo	EGD atık ısı kazanım sistemi		Egzoz atık ısı kazanım sistemi		Egzoz ve EGD birlikte kullanılan atık ısı kazanım sistemi	
	Motorun yeni güç noktası [kW]	Yeni yakıt tüketimi [kg/h]	Motorun yeni güç noktası [kW]	Yeni yakıt tüketimi [kg/h]	Motorun yeni güç noktası [kW]	Yeni yakıt tüketimi [kg/h]
1	27,21	6,24	27,17	6,23	26,74	6,15
2	60,3	12,13	58,9	11,88	58,9	11,88
3	74,5	15,13	72,79	14,83	72,79	14,83
4	24,5	4,44	24,93	4,52	24,39	4,42
5	57,68	12,00	57,22	11,91	57,22	11,91
6	80,2	16,18	78,51	15,88	78,51	15,88
7	30,5	8,94	29,34	8,73	29,34	8,73
8	59,5	14,09	57,38	13,71	57,38	13,71
9	93,4	20,72	91,35	20,35	91,35	20,35

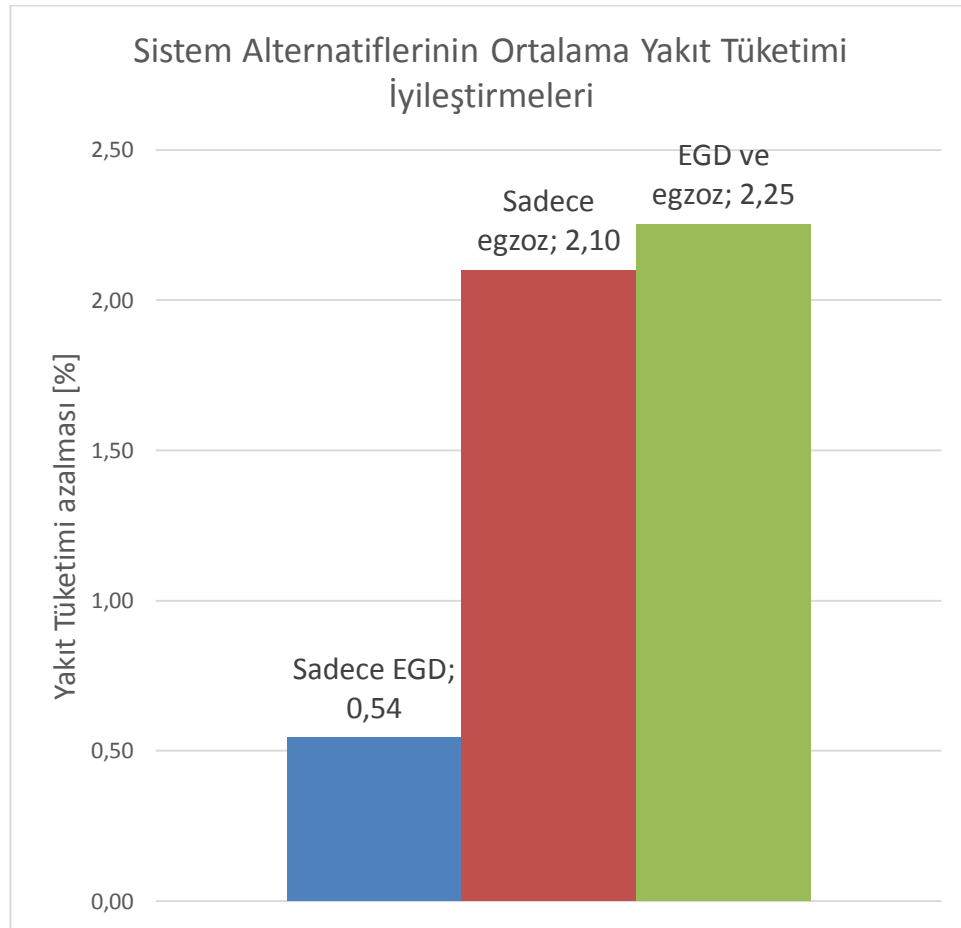
Ortalama yakıt tüketim hesaplamaları için üreticiler araçların WHTC (World Harmonic Transient Cycle) veya ETC (European Transient Cycle) gibi uluslararası

kuruluşlar tarafından tanımlanan sürüş senaryolarındaki ortalama yakıt tüketimlerini baz almaktadır. Bu sürüş senaryolarında aracın hangi hızda, hangi yük altında ne kadar sürüş yapacağı tanımlanmıştır. Bu tez kapsamında araç odağında değerlendirilme yapılmadığı için araç sürüş manevraları motor çalışma noktalarına indirgenmemiştir. Bunun yerine benzer yaklaşım ile aracın manevralarında motorun bu noktalardaki öngörülen kullanım oranları Çizelge 3.14’de verilmiştir.

Çizelge 3.14: Motor çalışma senaryolarının ağırlıklı ortalamaları.

Senaryo	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Kullanım oranı [%]	10	16	9	12	20	10	8	12	8

Bu kullanım oranlarına göre azalacak ortalama yakıt tüketimi Şekil 3.22’de verilmiştir.



Şekil 3.22: Sistem alternatiflerinin ortalama yakıt tüketimi azalma oranları

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Sürdürülebilir enerji kaynakları ve çevre için, mevcut doğal kaynakların verimli kullanılması kapsamında önemli pay da ulaşımaya düşmektedir. Bunun için de daha verimli ve çevre dostu taşıtların üretilmesinde katkı sağlayacak çözümlerden biri de atık ısıdan enerji geri kazanım sistemleridir.

İçten yanmalı motordaki yanma reaksiyonu ile güç üretiminin bir gereği olarak önemli miktarda ısı atmosfere atılmaktadır ve bu atık ısı doğru sistemler ile işlendiğinde ilave bir güç potansiyeli taşımaktadır. Ayrıca son yıllarda gelen egzoz salım düzenlemeleri ile beraber motorlara uygulanan EGD gibi ek sistemler de motordaki atık ısı miktarını arttırmışlardır.

Bu çalışma kapsamında orta kapasiteli bir dizel motorun atık ısı geri kazanım potansiyeli incelenmiştir. Atık ısı kaynağı olarak egzoz gazları kullanılmıştır. Isının geri kazanım noktaları ise birincil olarak yanma odasından çıkıp soğutulup tekrar yanma odasına sokulan EGD sistemi ve ikincil olarak ise yanma odasından çıkarak turbo şarj ve salım sistemlerinden geçerek çıkan egzoz gazları olarak belirlenmiştir. EGD gazları görece düşük ve süresiz debili, yüksek sıcaklıklı; diğer taraftan egzoz gazları ise sürekli, görece yüksek debili ve görece düşük sıcaklıklıdır.

Enerji geri kazanım sistemi olarak egzoz gazlarının atık ısısından faydalanan bir Rankine çevrimi tasarlanmıştır. Rankine sistem alternatifleri olarak sadece EGD gazlarını, sadece egzoz gazlarını, egzoz ve EGD gazlarını birlikte kullanan atık ısı geri kazanım sistem alternatifleri incelenmiştir. Yoğuşturucudan ısı atılan ortam olarak araç üzerinde hâlihazırda mevcut soğutma sistemi olan motor soğutma suyu kullanılmıştır. Bu çevrim 1-boyutlu bir benzetim yazılımı GT-Suite ile modellenmiş ve sürüş senaryolarına göre motorun farklı çalışma devirlerinde ve farklı yüklerde enerji geri kazanım potansiyeli incelenmiştir.

Benzetim sonucunda sadece EGD ile yapılan atık ısı geri kazanım sisteminde bazı noktalarda 1,1 kW'a kadar güç geri kazanım ve %4'e kadar yakıt tüketiminde azalma; sadece egzoz gazları ile yapılan atık ısı geri kazanım sisteminde en fazla egzoz gaz

debisi ve sıcaklığı görülen senaryo 9'da 2,05 kW'a kadar güç geri kazanım ve %2,7'e kadar yakıt tüketiminde azalma; iki atık ısı kaynağının birlikte kullanılması durumunda ise senaryo 9'da 2,05 kW'a kadar güç kazanım ve %2,7'e kadar yakıt tüketiminde azalma gözlemlenmiştir.

Sürüş senaryolarının ağırlıklı ortalamaları alındığında ise sadece EGD ile yapılan atık ısı geri kazanım sisteminde ortalama %0,54, sadece egzoz gazları ile yapılan atık ısı geri kazanım sisteminde ortalama %2,10, iki atık ısı kaynağının birlikte kullanılması durumunda ise ortalama %2,25 oranında iyileşme görülmüştür.

Diğer taraftan özellikle EGD sistemi motorun tüm sürüş noktalarında aktif değildir ve süreklilik açısından ikili sistem tüm sürüş senaryoları değerlendirildiğinde daha avantajlı bulunmuştur.

Belirtilmesi gereken önemli bir konu da, benzetim sonuçlarında Rankine çevriminin ısı veriminin %5 ile %8, motorun güç artışının da %2 ile %5 aralığında olduğu görülmektedir. Öte yandan, literatürdeki çalışmalarda taşıt tipi atık ısı geri kazanım uygulamaları için Rankine çevriminin ısı verimi yaklaşık %10'a ve motorun güç çıkışı da %10'a kadar çıkabilmektedir. Bu nedenle, tasarlanan atık ısı geri kazanım sisteminin performansı, literatürdeki çalışmalardan biraz daha azdır. Daha uygun altparçalar ile kurulan model ve sistem bileşenleri ile çevrim veriminin ve güç çıkışının artırılabilmesi düşünülmektedir. Ayrıca ağır kapasiteli dizel motorlara göre silindir hacminin daha küçük ve motor gücünün de daha az olması sebebi ile, tasarlanan hafif kapasiteli dizel motor atık ısı geri kazanım sisteminin literatürdeki ağır kapasiteli uygulamalara göre çevrim veriminin ve güç geri kazanım oranlarının daha az olduğu düşünülmektedir.

Bundan sonra yapılacak çalışmalarda tasarlanacak sistemin WHTC ve ETC gibi araç sürüş profillerinden motor çalışma noktalarına indirgenmiş çalışma senaryolarına göre tasarlanması ve analiz edilmesi durumunda daha kapsamlı ve detaylı sonuç elde edileceği düşünülmektedir. Özellikle motorun en çok kullanıldığı 1700 – 2200 rpm aralığının daha detaylı ve daha çok noktada incelenmesi, gerçek kullanım şartlarına daha yakın bir yaklaşım verecektir.

Bu çalışmanın sadece orta ve ağır kapasiteli dizel yakıtlı motorlar için örnek teşkil edeceği düşünülmektedir. Benzinli motorların egzoz sistemleri dizel motorlar ile çok

farklıdır örneğin EGD sistemi mevcut değildir ve egzoz gaz sıcaklık karakteristikleri dizel motorlar ile aynı değildir.

Bu tez kapsamında yapılan analiz çalışmaları göstermiştir ki, orta kapasiteli dizel motorlarda hala iyileştirme ve verim artırma potansiyeli mevcuttur.

Atık ısı kazanım sistemleri de bu kapsamda önemli iyileştirmeler sunabilmektedir. Bu teknolojinin otomotiv sektöründe ve özellikle orta ve ağır ticari araçların ticari uygulamalarında daha çok yer edineceği öngörülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Council, W.E.**, *WEC Issues Surveys 2011 - The Global Energy Agenda*. 2011.
- [2] **Conti, J., Holtberg, P., Diefenderfer, J., LaRose, A., Turnure, J.T., Westfall, L.**, *International Energy Outlook 2016 With Projections to 2040*. Transportation sector energy consumption. 2016: USDOE Energy Information Administration (EIA), Washington, DC (United States). Office of Energy Analysis.
- [3] **Bae, S., Heo, H., Lee, H., Lee, D.**, *Performance characteristics of a Rankine steam cycle and boiler for engine waste heat recovery*. 2011, SAE Technical Paper.
- [4] **Guillaume, L., Legros, A., Quoilin, S., Declaye1, S., Lemort, V. , Grelet, V.**, *Sizing models and performance analysis of waste heat recovery organic Rankine cycles for heavy duty trucks*, 2013, Thermodynamics Laboratory, University of Liège, Volvo Group Trucks Technology
- [5] **Espinosa, N., Lazard, M., Aixala, L., Scherrer, H.**, *Modeling a thermoelectric generator applied to diesel automotive heat recovery*. Journal of Electronic materials, 2010. 39(9): p. 1446-1455.
- [6] **Haidar, J.G. and J.I. Ghojel**. *Waste heat recovery from the exhaust of low-power diesel engine using thermoelectric generators*. in *Thermoelectrics, 2001. Proceedings ICT 2001. XX International Conference on*. 2001. IEEE.
- [7] **Özdenal, A.**, *Motor Egzoz Gazını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile Taşıt Kabini Soğutulmasının Teorik İncelenmesi*. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2006.
- [8] **Arunachalam, P.N., Shen, M., Tuner, M., Tunestal, P.**, *Waste heat recovery from multiple heat sources in a hd truck diesel engine using a rankine cycle-a theoretical evaluation*. 2012, SAE Technical Paper.
- [9] **Latz, G., S. Andersson, and K. Munch**, *Selecting an expansion machine for vehicle waste-heat recovery systems based on the Rankine cycle*. 2013, SAE Technical Paper.
- [10] **Yamaguchi, T., Aoyagi, Y., Uchida, N., Fukunaga, A., Kobayashi, M., Adachi, T. and Hashimoto, M.**, "Fundamental Study of Waste Heat Recovery in the High Boosted 6-cylinder Heavy Duty Diesel Engine," *SAE Int. J. Mater. Manf.* 8(2):209-226, 2015
- [11] **Cengel, Y.A. and M.A. Boles**, *Chapter 9, in Thermodynamics: an engineering approach*. 2005. p. 8862.
- [12] **Cirincione, N.**, *Design, construction and commissioning of an Organic Rankine Cycle waste heat recovery system with a Tesla-hybrid turbine expander*. 2011, Colorado State University.

- [13] **Quoilin, S.**, Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications, 2011, *Doctoral Thesis*, Faculty of Applied Science, University of Liege.
- [14] Url-1 <<https://www.gtisoft.com/>>, alındığı tarih 30.03.2018
- [15] Url-2 <<https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2015/01/VehicleCooling.pdf>>, alındığı tarih 30.03.2018

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Ahmet Sinan KARTAL

Doğum Tarihi ve Yeri : 23.12.1988 İstanbul

E-posta : asinank@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2018, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2011-2014 yılları arasında Ford Otosan Ürün Geliştirme departmanında egzoz sistemleri üzerine çalıştı.
- 2014-2015 yılları arasında Halber Mekatronik girişiminde egzoz emisyon sensörleri üzerine çalıştı.
- 2015 yılından itibaren Tümosan Motor ve Traktör A.Ş. AR-GE departmanında aktarma organları geliştirme üzerine çalışıyor.