Mühendis ve Makina
cilt 62, sayı 703, s. 332-349, 2021
Araştırma Makalesi

Engineer and Machinery
vol. 62, no. 703, p. 332-349, 2021
Research Article

DOI : 10.46399/muhendismakina.848738

Farklı Dış Ortam Sıcaklıklarında Kullanılan Bir Termoelektrik Jeneratör Sisteminin Isı Alıcısının Optimizasyonu

Ali Gürcan[1], Gülay Yakar[*2]

ÖZ

Bu çalışmada, turbo – şarjlı bir traktörde, kompresör ile ara soğutucu (intercooler) arasına termoelektrik jeneratör (TEJ) sistemi yerleştirilmiştir. TEJ sisteminin soğuk tarafındaki ısı alıcıların farklı dış ortam sıcaklıkları için optimum kanat kalınlıkları ve kanat aralıkları Matlab programı kullanılarak bulunmuştur. Nümerik analiz, 7 farklı dış ortam sıcaklığına göre gerçekleştirilmiştir (268, 278, 283, 288, 293, 298 ve 303 K). Matlab programındaki plot kodu kullanılarak, farklı dış ortam sıcaklıkları için ısı alıcıdan gerçekleşen ısı transferinin kanat kalınlıkları ile değişimi elde edilmiştir. Böylece maksimum ısı transferine karşılık gelen optimum kalınlık değerleri bulunmuştur. Ayrıca, kanat sayılarının ve kanatlı yüzeyin toplam ısı transfer alanlarının farklı dış ortam sıcaklıkları ile değişimleri incelenmiştir. Dış ortam sıcaklığındaki artış ile optimum kanat kalınlığı ve kanat aralığı artarken kanat sayısı ve toplam ısı transfer alanın ise azaldığı belirlenmiştir. Sonuç olarak, 268 K sıcaklığına göre 303 K sıcaklığındaki optimum kanat kalınlığının yaklaşık olarak %5.4 ve optimum kanat aralığının %11 arttığı bulunmuştur. Ancak kanat sayısının %10.4 ve toplam ısı transfer alanının yaklaşık olarak %10 azaldığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Termoelektrik jeneratör, turbo – şarj, ısı alıcı, optimizasyon

Optimization of the Heat Sink of a Thermoelectric Generator System Used at Different Outdoor Temperatures

ABSTRACT

In this study, a thermoelectric generator (TEG) system was placed between the compressor and intercooler in a turbocharged tractor. Optimum fin thickness and fin spacing of heat sinks on the cold side of the TEG system for different outdoor temperatures were found using the Matlab program. Numerical analysis was carried out according to 7 different external environment temperatures (268, 278, 283, 288, 293, 298 and 303 K). By using the plot code in the Matlab program, the variations of the heat transfer from the heat sink with the fin thickness for different outdoor temperatures were obtained. Thus, optimum thickness values corresponding to maximum heat transfer were found. In addition, the variations of the number of fins and the total heat transfer areas of the finned surface with different external environment temperatures were investigated. It was determined that the optimum fin thickness and fin spacing increased with the increase in external environment temperature, while the number of fins and total heat transfer area decreased. As a result, it was found that the optimum fin thickness increased approximately 5.4% and the optimum fin spacing increased 11% at 303 K compared to 268 K temperature. However, it was determined that the number of finss decreased by 10.4% and the total heat transfer area decreased by approximately 10%.

Keywords: Thermoelectric generator, turbo – charger, heat sink, optimization

[*] Iletişim Yazarı
Geliş/Received : 28.12.2020
Kabul/Accepted : 02.02.2021
[1] Doktora Öğrencisi, Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Denizli
agurcan12@posta.pau.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2745-1413

[2] Doç. Dr., Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Denizli
gyakar@pau.edu.tr, ORCID: 0000-0002-1865-7815

EXTENDED ABSTRACT

1. Introduction

Today, thermoelectric modules and systems using these modules have become widespread. Their simple construction and low maintenance make them attractive. These thermoelectric modules can be used for heating, cooling and electricity generation. When these modules are used in electricity generation, they are called thermoelectric generators (TEG). The fin optimizations of the heat sinks used in TEG systems are important for the thermal efficiency of TEGs.

2. Objectives

The aim of this study is to make the fin optimization of the heat sinks on the cold side of the TEG system placed between the compressor of the turbocharged system and the intercooler for different outdoor temperatures. This optimization is important for the amount of electrical power generated in TEGs. In other words, the increase in the amount of heat released from the cold surface of the TEG system to the environment significantly affects the thermal efficiency of the system. This increase is provided by the heat sinks of the cold side. For this reason, it is very important to make the fin optimization of the heat sinks. In the literature, there are studies on TEG systems that use the thermal energy of burnt exhaust gases. This study, on the other hand, is a study that generates electricity by using the thermal energy of the air at the compressor outlet, and there are no other studies in this field in the literature. Therefore, the findings obtained in the study are important for the literature.

3. Methods

In this study, in a turbocharged tractor, the optimum fin thickness and fin spacing for the different external environment temperatures of the heat sinks on the cold side of the TEG system placed between the compressor and the intercooler were found using the Matlab program.

In the thermoelectric generator , the number of TGM-199-1.4-2.0 module is 28. The compressor output values of the turbocharging system of the diesel tractor engine were used in this study. The temperature and mass flow values of the air entering the thermoelectric generator system are 135 °C and 0.162 kg/s, respectively. The pressure increase ratio (p_k /p_o) for the compressor is 2.2. In addition, the pipe diameter at the compressor outlet is 63 mm. Numerical analysis was carried out according to 7 different environment temperatures (268, 278, 283, 288, 293, 298 and 303 K). The reason why the TEG system is designed as an octagon is; It is close to the shape of the circle and more thermoelectric modules can be placed on it.

The maximum parameter properties of the commercial module TGM-199-1.4-2.0, consisting of semiconductor material Bi_2 Te_3 are I_{max}=2.65 A,V_{max}=11 V, η_{max}=5.3% ve $\dot{W}_{max}$ =7.3 W. Where I_{max} is the maximum current, V_{max} is the maximum voltage, η_max is the maximum efficiency and $\dot{W}_{max}$ is the maximum power. Also, Effective material properties of TGM-199-1.4-2.0 are α^*=162.8 (μV)/(K,) k^*=0.015W/cmK,ρ^*=1.024*10^{-3} Ωcm. Where α^* is the effective Seebeck coefficient, k^* is the effective thermal conductivity and ρ^* is the effective electrical resistivity. The cross-sectional area and leg length of the thermoelement are A_p=A_n=1.96mm^2, L=2 mm, respectively. The number of thermocouples that consist of p-type and n-type thermoelents is n=199.

The TEG system has two flow areas: First flow area is air with a temperature of 408 K coming from the turbocharger compressor. The second flow area is environment air.

Flat Plate Type Fins (Heat Sink) on the Cold Surface of the Module:
Flat plate type fins (heat sink) were used on the cold surface of the module. In addition, the fin material is aluminum.

4. Results
As the environment temperature increases, the optimum fin thickness increases. So, there is a linear change. This is due to the fact that the temperature difference in which heat transfer takes place decreases as the environment temperature increases. In addition, the optimum fin spacing changes linearly with the environment temperature.

As the environment temperature increases, the number of fins of the heat sink on the cold side decreases. This decrease occurs rapidly up to a temperature of 283 K, while slower for $T_{\infty 2}$>283 K values.

The total heat transfer area of the heat sinks on the cold side of the thermoelectric module decreases as the environmental temperature increases. The decrease in the temperature difference in which the heat transfer occurs with the increase in the environment temperature affects the decrease in the total heat transfer areas of the heat sinks with the increase in the environment temperature.

Discussion and Conclusions
In the study, analyzes were carried out using the Matlab program. Thus, the fin optimization of the heat sink on the cold side of a TEG was made for different outdoor temperatures. Accordingly, it was determined that the optimum fin thickness and fin spacing increased with the increase in outdoor temperature, but the number of fins and the total heat transfer area of the finned surface decreased. It was determined that compared to the temperature of 268 K, the optimum fin thickness at 303 K increased approximately 5.4% and the optimum fin spacing increased 11%. However, it was determined that the number of fins decreased by 10.4% and the total heat transfer area decreased by approximately 10%. In addition, it has been determined that while a linear change occurs between optimum thickness and optimum range with outdoor temperature, the change between the number of fins and total heat transfer area with outdoor temperature is not linear. In addition, it has been determined that as the maximum heat transfer from the heat sinks increases, the thermal efficiency of the TEG system also increases.

1. GİRİŞ

Günümüzde termoelektrik modüller (TEM'ler) ve bu modülleri kullanan sistemler yaygınlaşmıştır. Basit yapıları ve bakım gerektirmemeleri onları çekici kılmaktadır. Bu TEM'ler ısıtma, soğutma ve elektrik üretmek için kullanılabilirler. Bu modüller, elektrik üretiminde kullanıldığında termoelektrik jeneratör (TEJ) olarak adlandırılmaktadırlar. TEJ sistemlerde kullanılan ısı alıcıların kanat optimizasyonları, TEJ'lerin ısıl verimleri için önemli olmaktadır. TEJ'ler ve dolayısıyla da ısı alıcıları birçok farklı çalışma alanında kullanılırlar: Paraskevas ve Koutroulis [1], TEJ elementleri için bir maksimum güç noktası izleme yöntemi önermişlerdir. Deneysel sonuçları, önerilen sistem tarafından üretilen gücün, TEJ kaynağının maksimum güç noktası gücünden ortalama %1.87 saptığını göstermiştir. Ahiska ve Mamur [2], TEM'lerin TEJ olarak kullanılması için TEJ verilerinin toplanmasını sağlayan yeni bir test ölçüm sistemi ve programlanabilir mantık denetleyicisi ile denetleyici kontrol ve veri toplama uygulaması gerçekleştirmişlerdir. Yeni önerilen test ölçüm sistemi ile TEJ'leri inceleyerek maksimum güç ve TEJ verimi değerlerini araştırmışlardır. Shi ve diğ. [3], kompakt TEJ'lerin termal temas ara yüzünü optimize etmek için ısıtma düzlemini iki boyutlu (2D) bir düzlemden 3B alana uzatabilen ve böylelikle tüm TEM'lerin ısı kaynağıyla tamamen temas etmesini sağlayan üç boyutlu termal genişleme yapılarını araştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar, üç boyutlu termal genişleme yapılarına dayanan kompakt TEJ'lerin, termal temas alanı gereksinimini azaltabileceğini ve ısı akışını, üç boyutlu yapı boyunca TEM'e aktarabileceğini göstermiştir. Champier [4], bu çalışmadaki incelemelere, termoelektriğin temel prensipleri ve mevcut ve gelecekteki malzemelerin sunumu ile başlamıştır. Ayrıca, jeneratörlerin tasarımı ve optimizasyonuna değinmiştir. Son olarak da aşırı sıcak, soğuk, nemli veya kuru ortamlarda elektrik üretimi gibi TEJ uygulamalarının kapsamlı sunumunu yapmıştır. Zhao ve diğ. [5], boşa giden baca gazı ısısını kullanan TEJ'lerin özelliklerini araştırmak için bir jeneratör modeli oluşturmuşlardır. Çalışmalarında, baca gazının ara nemlendirilmesiyle oluşturulan yüksek sıcaklıktaki baca gazını tam olarak kullanabilen ve TEJ'lerin daha düşük bir sıcaklıkta güç performansını artıran bir termoelektrik güç jeneratör sistemini sunmuşlardır. Angeline ve diğ. [6], (Bi_2Te_3-PbTe) hibrit TEJ sisteminin performansını, Pongamia yağı giderilmiş küspenin gazlaştırılmasından elde edilen "sentez gazını" (biyokütle atık ısısı) kullanarak çeşitli çalışma koşullarında deneysel olarak araştırmışlardır. Pongamia yağı giderilmiş küspenin gazlaştırılması, biyokütle bazlı karbonlu malzemeyi karbon monoksit ve hidrojene dönüştüren akışkan yataklı bir reaktör kullanılarak 700 °C'de yapılmaktadır ve ortaya çıkan gaz karışımına da sentez gazı denmektedir. Deneysel sonuçları, 200 °C sıcaklık farkı için tekli hibrit TEJ kullanımının, 0.86 ZT değeri ve %2.5 verim ile birlikte 8.94 W maksimum güç çıktısını verdiğini göstermiştir. Liu ve diğ. [7], yeni bir hibrit maksimum güç noktası izleme yöntemi önermiş ve araştırmışlardır. Deneysel sonuçları, bu önerilen hibrit yöntem ile geleneksel P&O (perturb and observe) maksimum güç noktası izleme yöntemi

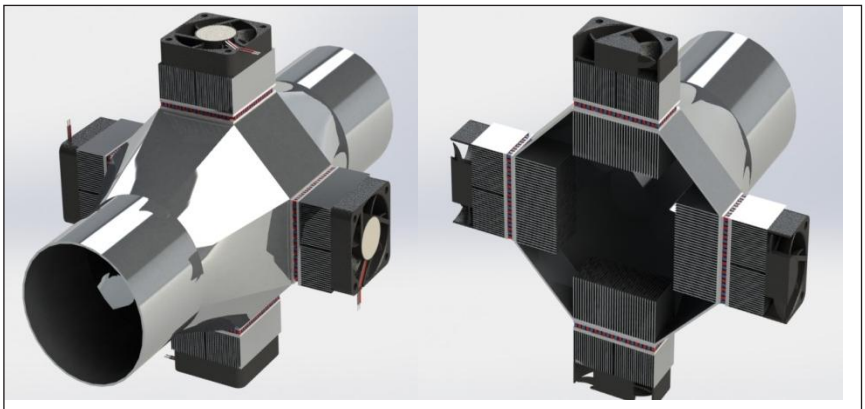
karşılaştırıldığında, önerilen yöntemin, sıcaklık farkları ΔT = 60 °C ve ΔT = 180 °C olduğunda, izleme hızını sırasıyla %42.9 ve % 86.2 oranında iyileştirebileceğini göstermiştir. Twaha ve diğ. [8], ısıyı elektriğe dönüştürmek için TEJ'ler kullanmışlardır. Çalışmalarının amacı, artan iletkenlik yöntemi ile etkinleştirilen maksimum güç noktası takibi vasıtasıyla dc-dc dönüştürücünün performansını analiz etmektir. Sonuçları, artan iletkenlik tabanlı maksimum güç noktası takibi yaklaşımının maksimum güç noktasını izleyebildiğini, ancak P&O tabanlı maksimum güç noktası takibi yönteminden nispeten daha düşük verimliliğe sahip olduğunu göstermiştir. Okbaz ve diğ. [9], farklı panjur açılarında ve Reynolds sayılarında panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. En yüksek ısıl-hidrolik performansa, panjur açısının 20° olduğu durumda ulaşıldığını elde etmişlerdir.

Bu çalışmanın amacı, farklı dış ortam sıcaklıkları için, turbo – şarjlı sistemin kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilen TEJ sisteminin soğuk tarafındaki ısı alıcılara ait kanat optimizasyonunun yapılmasıdır. Bu optimizasyon, TEJ'lerde üretilen elektriksel güç miktarı için önemli olmaktadır. Başka bir ifadeyle, TEJ sisteminin soğuk yüzeyinden çevreye verilen ısı miktarındaki artış sistemin ısıl verimini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu artış ise soğuk tarafın ısı alıcıları ile sağlanmaktadır. Bu nedenle, ısı alıcıların kanat optimizasyonunun yapılması oldukça önemlidir. Ayrıca literatürde, yanmış egzoz gazlarının ısıl enerjisini kullanan TEJ sistemleri ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışma ise kompresör çıkışındaki havanın ısıl enerjisini kullanarak elektrik üretimini gerçekleştiren bir çalışmadır ve literatürde bu alanda yapılan başka araştırmalara rastlanmamıştır. Bu nedenle çalışmada elde edilen bulgular literatür için önemlidir.

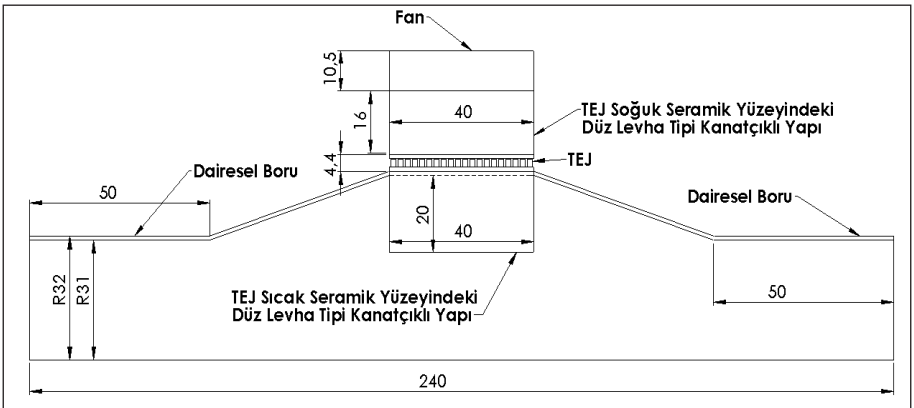
2. TERMOELEKTRİK JENERATÖR SİSTEMİ

Bu çalışmada, ısı alıcıların kanat optimizasyonu Matlab programı kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada kullanılan TEJ'in, SolidWorks programı kullanılarak yapılan CAD modeli Şekil 1'de gösterilmektedir.

Şekil 1'de CAD modeli gösterilen TEJ'deki, TGM-199-1.4-2.0 modülünün sayısı 28'dir. Bu çalışmada, Kaynak 10'daki dizel traktör motorunun turbo-şarj sisteminin kompresör çıkış değerleri kullanılmıştır. TEJ sistemine giren havanın sıcaklık ve kütlesel debi değerleri sırasıyla 135 °C ve 0.162 kg/s'dir. Kompresörün basınç oranı (p_k/p_o) 2.2'dir. Ayrıca, kompresör çıkışındaki boru çapı 63 mm'dir. Nümerik analiz, 7 farklı dış ortam sıcaklığına göre gerçekleştirilmiştir (268, 278, 283, 288, 293, 298 ve 303 K). TEJ sisteminin sekizgen olarak tasarlanmasının nedeni, dairenin şekline yakın olması ve üzerine daha fazla TEM yerleştirilebilmesidir. Bir kenarı 45 mm olan düzgün sekizgen yapıdaki TEJ sisteminin kesit alanı 0.0098m^2'dir.



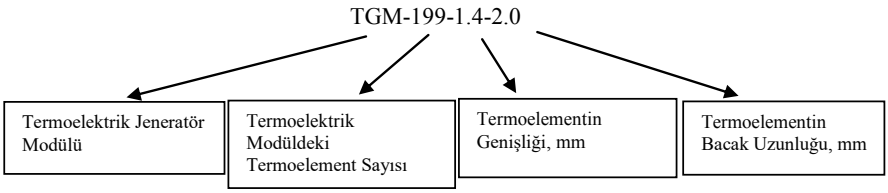
Şekil 1. a) CAD Modelin Montajı, b) CAD Modelin Montaj Kesiti



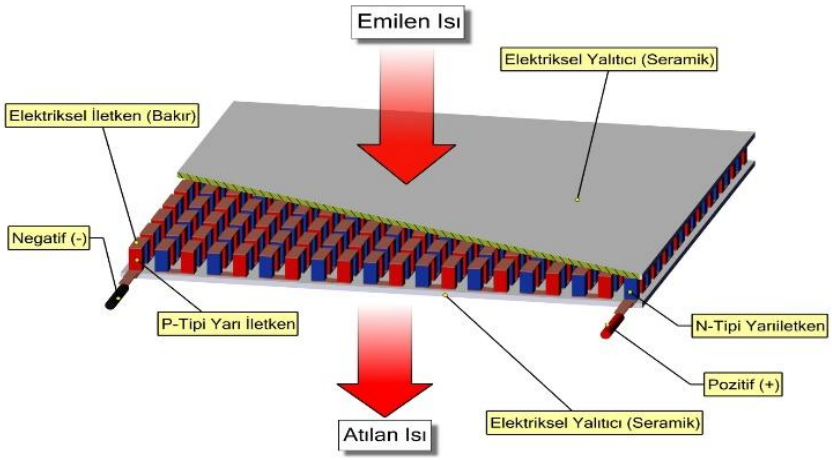
Şekil 2. TEJ'in Şematik Diyagramı

TEJ sisteminin şematik diyagramı Şekil 2'de gösterilmektedir.

Yarı iletken malzeme Bi_2 Te_3'ten oluşan TGM-199-1.4-2.0 ticari modülünün maksimum parametre özellikleri, I_{max}=2.65 A,V_{max}=11 V,η_{max}=%5.3 ve $\dot{W}_{max}$ =7.3 W olarak verilmektedir [11]. Burada, I_{max} – maksimum akım, V_{max} – maksimum voltaj, η_{max} – maksimum verimlilik ve $\dot{W}_{max}$ – maksimum güçtür. Ayrıca, TGM-199-1.4-2.0'nin etkin malzeme özellikleri, α^*=162.8 (μV)/(K,) k^*=0.015W/cmK, ρ^*=1.024*10^{-3} Ωcm olarak verilmektedir [11]. Burada, α^*– etkin Seebeck katsayısı, k^* – etkin ısı iletim katsayısı ve ρ^* – etkin elektriksel öz dirençtir. Termoelementin kesit alanı ve bacak uzunluğu sırasıyla, A_p=A_n=1.96 mm^2, L=2 mm'dir. p-tipi ve n-tipi termoelementlerden oluşan ısıl çift sayısı, n = 199'dur.



Bir TEM'in yapı ve elemanları Şekil 3'te gösterilmektedir.



Şekil 3. Termoelektrik Modülün Yapı ve Elemanları [12].

Her biri p-tipi ve n-tipi yarı iletken elementlerden oluşan bir dizi ısıl çift, bir TEM'i oluşturmaktadır. Ayrıca bu TEM, düşük elektriksel iletkenliğe sahip seramik plakalar arasına, elektriksel olarak seri ve ısıl olarak da paralel olacak şekilde bağlanmaktadır.

TEJ modüllerinin malzeme özellikleri Tablo 1'de gösterilmektedir.

TEJ sisteminin iki akış alanı vardır: İlk akış alanı, turbo – şarj kompresöründen gelen 408 K sıcaklığa sahip havadır. İkinci akış alanı ise dış ortam havasıdır.

Tablo 1. TEJ'de Kullanılan Malzemelerin Özellikleri

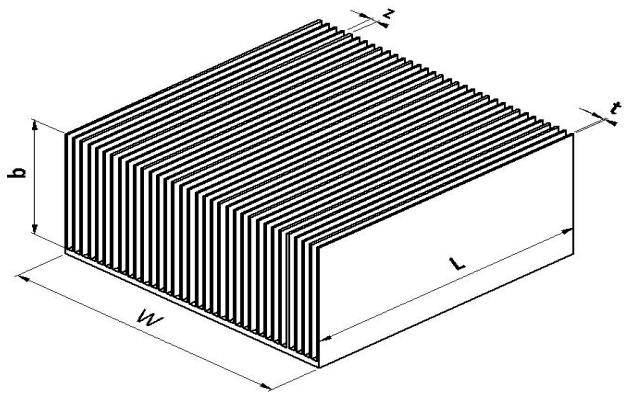
Malzeme Özelliği	d	c_p (J/kgK)	k (W/mK)
Seramik (Alümina)	3720	880	25
Bizmut Telleryum	7700	544	1.5
Alüminyum	2719	871	202.4
Bakır	8978	381	387.6

3. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Modülün Soğuk Yüzeyindeki Düz Levha Tipi Kanatlar (Isı Alıcı)

Şekil 4'te gösterildiği gibi, düz levha tipi kanat boyutları, WxLxb şeklindedir. Burada W - genişlik, L - uzunluk, b – kanat boyu, z - kanat aralığı ve t - kanat kalınlığıdır. Hesaplamalarda, b – kanat boyu sabit alınmıştır. Ayrıca kanat malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır.

Soğuk yüzeydeki düz levha tipi kanatçıklı yapının (ısı alıcı) boyutları; W_2 = 40 mm, L_2 = 40 mm, b_2 = 16 mm olarak alınmıştır.



Şekil 3. Termoelektrik Modülün Yapı ve Elemanları [12].

Düz levha tipi kanatların kanat sayısı [13];

$$n_f = \frac{W}{z_{opt} + t} \tag{1}$$

şeklindedir. Burada, z_{opt} optimum kanat aralığıdır. β değeri ise [13];

$$\beta = b\left(\frac{2h}{k_{al}t}\right) \tag{2}$$

olmaktadır. Burada, h ısı taşınım katsayısı, k_{al} alüminyumun ısı iletim katsayısıdır.

Kanat verimi [13];

$$\eta_f = \frac{tanh\,(\beta)}{\beta} \tag{3}$$

ifadesiyle belirlenmektedir.

Tek kanat için ısı transfer alanı [13]:

$$A_f = 2(L+t)b \tag{4}$$

şeklindedir.

Düz levha tipi kanatlı yüzeye ait toplam ısı transfer alanı [13]:

$$A_t = n_f(A_f + Lz_{opt}) \tag{5}$$

Kanatlı yüzey verimi [13]:

$$\eta_o = 1 - n_f \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f) \tag{6}$$

Düz levha tipi kanatlı yüzeyden gerçekleşen toplam ısı transferi [13]:

$$q_{top} = \eta_\sigma A_t h \theta \tag{7}$$

bağıntısıyla elde edilmektedir. Burada θ sıcaklık farkıdır ($\theta = T_c - T_{\infty 2}$) [13].

TEJ modülünün soğuk yüzey için Reynolds sayısı [13]:

$$Re_2 = \frac{U_2 L_{c2}}{\nu_2} \tag{8}$$

Burada, karakteristik uzunluk $L_{c2}=L_2/2$'dir [13].

TEJ modülünün soğuk yüzey için optimum kanat aralığı [13]:

$$z_{opt2} = L_{c2} 3.24 Re_2^{-\frac{1}{2}} Pr_{hava2}^{-\frac{1}{4}} \tag{9}$$

TEJ modülünün soğuk yüzey için ısı taşınım katsayısı [13]:

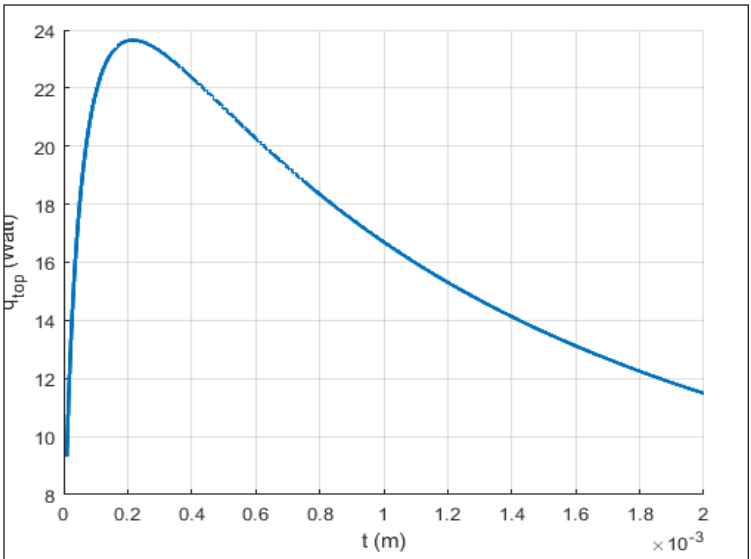
$$h_2 = \frac{k_{hava2}}{L_{c2}} 0.664 Re_2^{\frac{1}{2}} Pr_{hava2}^{\frac{1}{3}} \tag{10}$$

olmaktadır. Burada, khava – havanın ısı iletim katsayısı ve Prhava – havanın Prandtl sayısıdır ve değerleri film sıcaklığına göre belirlenmiştir $\left(T_f = \frac{T_{\infty 2} + T_c}{2}\right)$ [13].

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

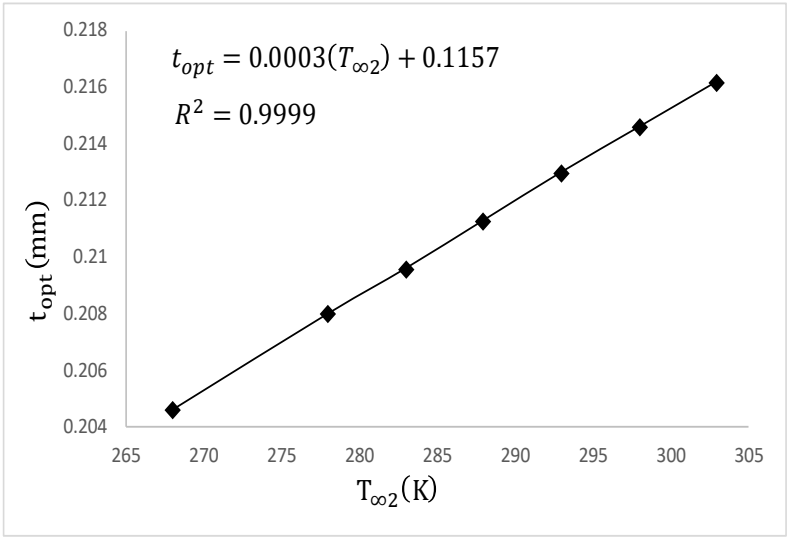
Kaynak 10'da belirtilen çalışmada tasarımı gerçekleştirilen, FAZ-IIIB emisyon standardına cevap veren dizel traktör motorunun turbo – şarj sistemi, bu çalışmada kullanılmaktadır. Farklı boyutlardaki modüllere sahip TEJ ise söz konusu sistemin kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilmektedir.

Denklem (1) ve (7) arasındaki eşitlikler bir fonksiyon olarak yazılıp, modülün soğuk tarafındaki ısı alıcıların optimum kanat kalınlıkları ve kanat aralıkları, farklı dış ortam sıcaklıkları için Matlab programı kullanılarak belirlenmiştir. Kanat kalınlığı, t_2=0,00001,0,0000101,0,0000102 ,…,0,002 mm değerleri Matlab programında for döngüsü içine konularak, plot koduyla Şekil 5 elde edilmiştir.



Şekil 5. Isı Alıcıdan Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Ile Kanat Kalınlığının Değişimi ($T_{\infty 2}$ = 303 K için).

Şekil 5'te de görüldüğü gibi, kanat kalınlığı arttıkça soğuk taraftaki ısı alıcılardan gerçekleşen toplam ısı transferi hızlı bir şekilde artmakta ve maksimum değerine ulaştığı, optimum kanat kalınlığından daha büyük kanat kalınlıklarında ise azalmaya başlamakta ve bu azalma yavaş bir şekilde gerçekleşmektedir. Şekil 5'te görülen değişim, dış ortam sıcaklığının 303 K değerine aittir. Bu değişim, 268 K, 278 K, 283 K, 288 K, 293 K ve 298 K dış ortam sıcaklıkları için de benzer şekilde elde edilerek, bu sıcaklıklara ait optimum kanat kalınlıkları da tespit edilmiştir. 303 K için optimum kanat kalınlığının 0.216 mm, optimum kanat aralığının 0.889 mm ve soğuk taraftaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi değerinin ise 23.65 W olduğu bulunmuştur. Yani 303 K dış ortam sıcaklığında, 0.216 mm kanat kalınlığına kadar toplam ısı transferi hızlı bir şekilde artmış, 0.216 mm'de maksimum değerine ulaşmış ve 0.216 mm değerinden daha büyük değerlerde ise azalmaya başlamış ve bu azalış yavaş bir şekilde gerçekleşmiştir. Kaynak 13'te de farklı çalışmalara ait, ısı alıcılardan gerçekleşen toplam ısı transferi ile kanat kalınlığı arasındaki değişimler gösterilmektedir. Bu değişimler ile Şekil 5'te elde edilen değişimin benzer davranış gösterdiği görülmektedir.



Şekil 6. Dış Ortam Sıcaklığına Göre Optimum Kanat Kalınlığının Değişimi

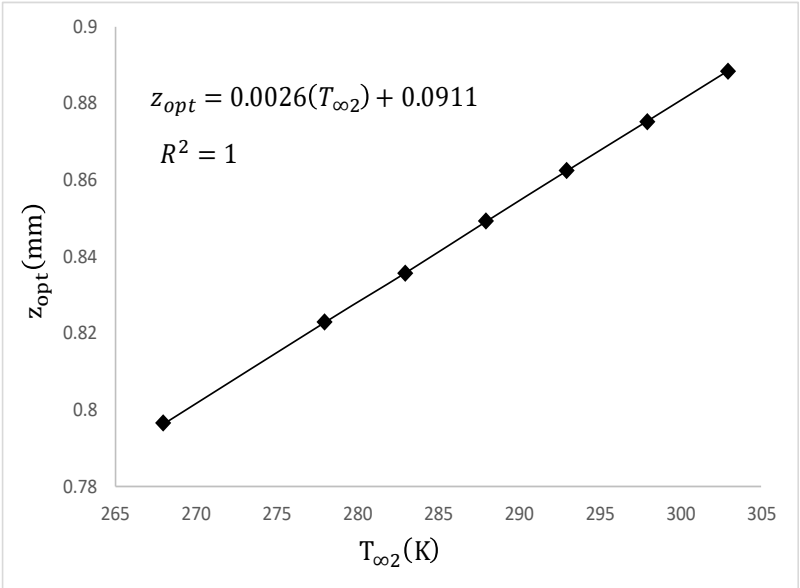
Optimum kanat aralığının dış ortam sıcaklığı ile değişimi Şekil 6'da gösterilmektedir.

Şekil 6'da da görüldüğü gibi, dış ortam sıcaklığı arttıkça optimum kanat kalınlığı da artmaktadır. Bu durum ise dış ortam sıcaklığı arttıkça ısı transferinin gerçekleştiği sıcaklık farkının azalmasından kaynaklanmaktadır. Yani dış ortam sıcaklığı arttıkça TEM'in soğuk yüzey sıcaklığı artmakta ve böylelikle de soğuk taraftaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi azalmaktadır. Bu durumda da maksimum ısı transferine karşılık gelen optimum kanat kalınlığı değeri artmaktadır. Ayrıca t_{opt} ve $T_{\infty 2}$ arasında;t_{opt}=0.0003 ($T_{\infty 2}$)+0.1157 şeklinde lineer bir değişim söz konusudur (Şekil 6).

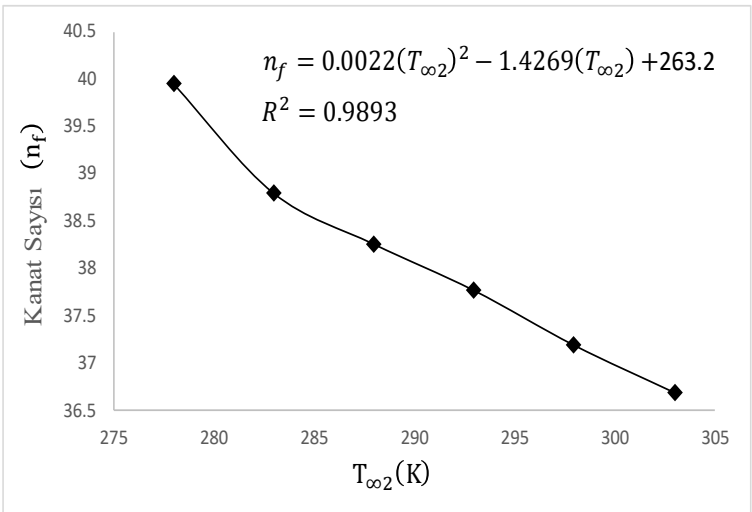
Dış ortam sıcaklığına göre optimum kanat aralığının değişimi Şekil 7'de görülmektedir.

Şekil 7'de de görüldüğü gibi, dış ortam sıcaklığı arttıkça optimum kanat aralığı artmaktadır. Bu artışa da yine dış ortam sıcaklığındaki artışla birlikte TEM'in soğuk yüzey sıcaklığının artması sebep olmaktadır. Çünkü bu durumda, soğuk taraftaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi değeri azalmaktadır. Dolayısıyla bu maksimum toplam ısı transferi değerine karşılık gelen optimum kanat aralığı da artmaktadır. Optimum kanat aralığı dış ortam sıcaklığı ile lineer olarak değişmektedir (Şekil 7). Bu değişim, z_{opt}=0.0026($T_{\infty 2}$)+0.0911 şeklinde gerçekleşmektedir.

Şekil 8'de ise dış ortam sıcaklığının kanat sayısı üzerindeki etkisi gösterilmektedir.



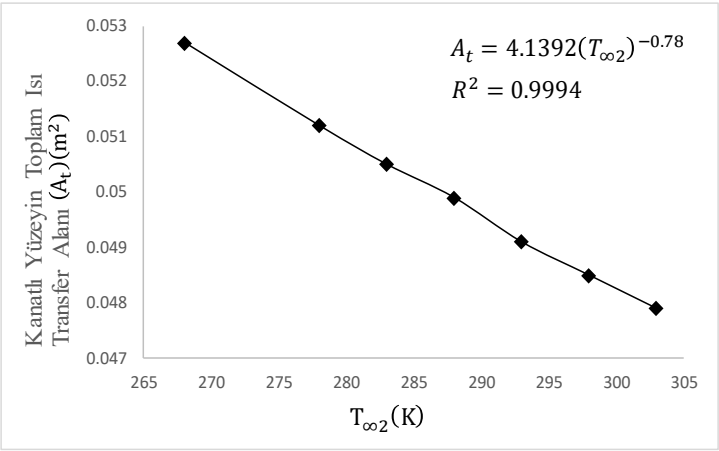
Şekil 7. Optimum Kanat Aralığının Dış Ortam Sıcaklığı Ile Değişimi



Şekil 8. Dış Ortam Sıcaklığının Kanat Sayısına Etkisi

Şekil 8'de gösterildiği gibi, dış ortam sıcaklığı arttıkça soğuk tarafa ait ısı alıcının kanat sayısı azalmaktadır. Bu azalış, 283 K sıcaklığına kadar hızlı bir şekilde gerçekleşirken, $T_{\infty 2}$>283 K değerleri için ise daha yavaş şekilde gerçekleşmektedir. Dış

ortam sıcaklığı arttıkça, termoelektrik modülün soğuk tarafından dış ortama geçen ısı miktarı daha düşük sıcaklık farkında gerçekleşmektedir. Bu durum ise artan dış ortam sıcaklığıyla birlikte kanat sayısında azalışa sebep olmaktadır. Çünkü dış ortam sıcaklığı arttıkça TEM'in soğuk yüzey sıcaklık değerleri artmakta ve dolayısıyla daha düşük sıcaklık farkında ısı geçişi gerçekleşmektedir. Yani dış ortam sıcaklığındaki artışla birlikte TEM'in soğuk tarafındaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi değerleri azalmakta ve dolayısıyla da kanat sayısı azalmaktadır. Ayrıca kanat sayısı ile dış ortam sıcaklığı arasında $n_f=0.0022(T_{\infty 2})^2-1.4269(T_{\infty 2})+263.2$ şeklinde polinomsal bir ilişki vardır (Şekil 8). Şekil 8 ve Şekil 6 karşılaştırıldığında, optimum kanat kalınlığı artarken kanat sayısının azaldığı belirlenmektedir. Bu durum, Kaynak 13'te de kanat sayısının optimum kanat kalınlığı ile değişimi gösterilerek belirtilmiştir.



Şekil 9. Farklı Dış Ortam Sıcaklıkları ile Kanatlı Yüzeyin Toplam Isı Transfer Alanının Değişimi

TEM'in soğuk tarafında kullanılan ısı alıcılara ait toplam ısı transfer alanının dış ortam sıcaklığı ile değişimi Şekil 9'da gösterilmektedir.

TEM'in soğuk tarafındaki ısı alıcıların toplam ısı transfer alanları dış ortam sıcaklığı arttıkça azalmaktadır (Şekil 9). Ancak 283 K sıcaklığa kadar bu azalış hızlı şekilde gerçekleşirken, yaklaşık olarak 283 K $<T_{\infty 2}<$ 288 K aralığında yavaşlamakta ve $T_{\infty 2}>$ 288 K için ise azalmaya devam etmektedir. Ancak 293 K'den sonra bu azalış tekrar yavaş bir şekilde gerçekleşmektedir. Isı transferinin gerçekleştiği sıcaklık farkının dış ortam sıcaklığındaki artış ile azalması, ısı alıcıların toplam ısı transfer alanlarının dış ortam sıcaklığındaki artış ile azalması durumuna yol açmaktadır. Yani dış ortam sıcaklığı arttıkça TEM'in soğuk tarafındaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum top-

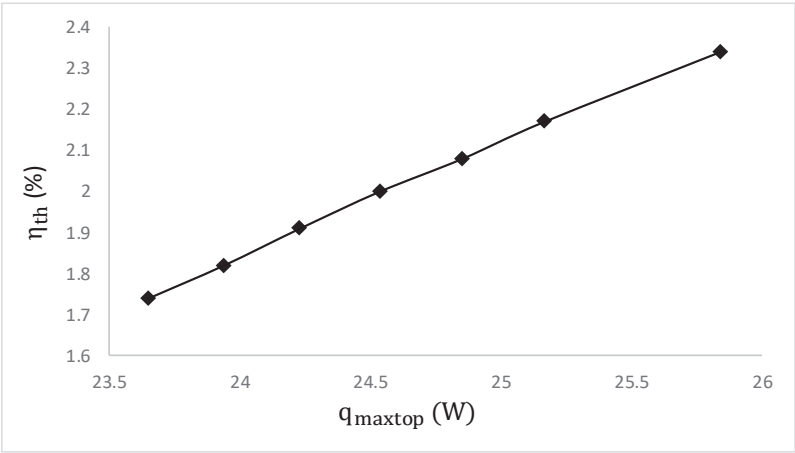
lam ısı transferi azalmakta ve bu da ısı alıcıların toplam ısı transfer alanlarında azalışa sebep olmaktadır. Ayrıca kanatlı yüzeyin toplam ısı transferi alanı ile dış ortam sıcaklığı arasında $A_t=4.1392(T_{\infty 2})^{(-0.78)}$ şeklinde üssel bir ilişki söz konusudur (Şekil 9).

TEJ sisteminin ısıl verimi [11]:

$$\eta_{th} = \frac{\left(1-\frac{T_c}{T_h}\right)\left(\frac{R_L}{R}\right)}{\left(1-\frac{R_L}{R}\right)-\frac{1}{2}\left(1-\frac{T_c}{T_h}\right)+\frac{1}{2Z\bar{T}}\left(1-\frac{R_L}{R}\right)^2\left(1+\frac{T_c}{T_h}\right)} \tag{11}$$

olmaktadır. Burada, $\bar{T} = \frac{T_h+T_c}{2}$ şeklinde ortalama sıcaklık değerini göstermektedir. Isı alıcılardan gerçekleşen maksimum ısı transferi ile TEJ sisteminin ısıl verimi arasındaki ilişki Şekil 10'da gösterilmektedir.

Şekil 10'da da görüldüğü gibi, ısı alıcılardan dış ortama gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi arttıkça TEJ sisteminin ısıl verimi de artmaktadır. Çünkü TEM'in soğuk tarafındaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi değeri arttıkça modülün soğuk yüzey sıcaklığı azalmaktadır. Bu azalış ise TEJ'in ısıl veriminin artışına sebep olmaktadır. Bu durum, Denklem (11)'de de görülmektedir. Sonuç olarak; turbo – şarjlı sistemin kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilen TEJ sisteminin soğuk tarafındaki ısı alıcılara ait kanat optimizasyonunun, farklı dış ortam sıcaklıklarına göre belirlenmesi, TEJ'lerde üretilen elektriksel güç miktarındaki artış için önemli olmaktadır. Başka bir ifadeyle, TEJ sisteminin soğuk yüzeyinden dış ortama verilen ısı miktarındaki artış, TEJ sistemin ısıl verimindeki artışı önemli ölçüde etkilemektedir. Bu artış ise soğuk tarafın ısı alıcıları ile sağlanmaktadır.



Şekil 10. TEJ'in Isıl Veriminin Isı Alıcılardan Gerçekleşen Maksimum Isı Transferi ile Değişimi

5. SONUÇLAR

Çalışmada, Matlab programı kullanılarak çözümlemeler gerçekleştirilmiştir. Böylece bir TEJ'in soğuk tarafındaki ısı alıcısına ait kanat optimizasyonu farklı dış ortam sıcaklıkları için yapılmıştır. Buna göre, dış ortam sıcaklığındaki artış ile optimum kanat kalınlığı ve kanat aralığının arttığı ancak kanat sayısı ve kanatlı yüzeyin toplam ısı transfer alanının azaldığı tespit edilmiştir. 268 K sıcaklığına göre, 303 K sıcaklığındaki optimum kanat kalınlığının yaklaşık olarak %5.4 ve optimum kanat aralığının %11 arttığı belirlenmiştir. Ancak kanat sayısının %10.4 ve toplam ısı transfer alanının yaklaşık olarak %10 azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca optimum kalınlık ve optimum aralık ile dış ortam sıcaklığı arasındaki değişimin lineer, kanat sayısı ile dış ortam sıcaklığı arasındaki değişimin polinomsal ve toplam ısı transfer alanı ile dış ortam sıcaklığı arasındaki değişimin ise üssel olduğu belirlenmiştir. Buna ilave olarak 283 K sıcaklığına kadar kanat sayısındaki azalışın hızlı bir şekilde ve $T_{\infty 2}$>283 K değerleri için ise daha yavaş şekilde gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Toplam ısı transfer alanının dış ortam sıcaklığı ile değişiminde ise, 283 K sıcaklığa kadar hızlı bir şekilde azalış ve yaklaşık olarak 283 K <$T_{\infty 2}$< 288 K aralığında bu azalışta yavaşlama tespit edilmiştir. Ayrıca 293 K'den sonra tekrar yavaşlama görülmüştür. Buna ilave olarak ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi arttıkça TEJ sisteminin ısıl veriminin de arttığı belirlenmiştir.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, bu çalışmayı 2018FEBE035 numaralı proje kapsamında finansal olarak desteklediği için Pamukkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine teşekkürlerini sunmaktadırlar.

SEMBOLLER

A_f Kanatın ısı transfer alanı [m²]

A_t Kanatlı yüzeyin toplam ısı transfer alanı [m²]

A_p P tipi termoelementin kesit alanı [m2]

A_n N tipi termoelementin kesit alanı [m2]

b Kanat boyu [m]

c_p Özgül ısınma ısısı [kJ/kgK]

d Yoğunluk [kg/m³]

h Isı taşınım katsayısı [W/m²K]

I Akım [A]

k Isı iletim katsayısı [W/mK]

k^* Etkin ısıl iletkenlik katsayısı [W/cmK]

L Kanat uzunluğu [m]

L_c Karakteristik uzunluk [m]

n_f Kanat sayısı

n Bir modüldeki p-n çiftlerinin sayısı

P Basınç [Pa]

P_r Prandtl sayısı

q_{top} Kanatlı yüzeylerden toplam ısı transferi [W]

R^2 Determinasyon katsayısı

R Elektrik direnci [Ω]

Re Reynolds sayısı

R_L Dış yük direnci [Ω]

T_h TEJ modülünün sıcak yüzey sıcaklığı [K]

T_c TEJ modülünün soğuk yüzey sıcaklığı [K]

$T_{\infty 1}$ Isının alındığı ortamın sıcaklığı [K]

$T_{\infty 2}$ Isının atıldığı dış ortam sıcaklığı [K]

T_f Film sıcaklığı [K]

t Kanat kalınlığı [m]

U Hız [m/s]

V Voltaj [V]

W Genişlik [m]

$\dot{W}$ Güç [W]

z Kanat aralığı [m]

Yunan sembolleri

ν Kinematik viskozite [m²/s]

η_f Kanat verimi [%]

η_0 Kanatlı yüzey verimi [%]

θ Sıcaklık farkı [K]

ρ* Etkin öz direnç [Ωcm]

α* Etkin Seebeck katsayısı [μV/K]

η_{th} Isıl verim [%]

Alt indisler

c Soğuk taraf

h Sıcak taraf

n N-tipi termoelektrik element

p P-tipi termoelektrik element

∞1 Kompresörden çıkan hava

∞2 Dış ortam havası

Kısaltmalar

TEM Termoelektrik modül

TEJ Termoelektrik jeneratör

TGM Termoelektrik jeneratör modülü

KAYNAKÇA

1. **Paraskevas, A., Koutroulis, E.** 2016. "A simple maximum power point tracker for thermoelectric generators," Energy Conversion and Management, 108, 355-365. DOI: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.11.027

2. **Ahiska, R., Mamur, H.** 2012. "A test system and supervisory control and data acquisition application with programmable logic controller for thermoelectric generators," Energy Conversion and Management, 64, 15-22. DOI: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.010

3. **Shi, Y., Chen, X., Deng, Y., Gao, H., Zhu, Z., Ma, G., Han, Y., Hong, Y.** 2015. "Design and performance of compact thermoelectric generators based on the extended three-dimensional thermal contact interface," Energy Conversion and Management, 106, 110-117. DOI: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.09.031

4. **Champier, D.** 2017. "Thermoelectric generators: A review of applications," Energy Conversion and Management, 140, 167-181. DOI: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.070

5. **Zhao, Y., Wang, S., Ge, M., Li, Y., Liang, Z.** 2017. "Analysis of thermoelectric generation characteristics of flue gas waste heat from natural gas boiler," Energy Conversion and Management, 148, 820-829. DOI: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.029

6. **Angeline, A.A., Jayakumar, J., Asirvatham, L.G., Marshal, J.J., Wongwises, S.** 2017. "Power generation enhancement with hybrid thermoelectric generator using biomass waste heat energy," Experimental Thermal and Fluid Science, 85, 1-12. DOI: https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.02.015

7. **Liu, Y.H., Chiu, Y.H., Huang, J.W., Wang, S.C.** 2016. "A novel maximum power point tracker for thermoelectric generation system," Renewable Energy, 97, 306-318. DOI: https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.05.001

8. **Twaha, S., Zhu, J., Yan, Y., Li, B., Huang, K.** 2017. "Performance analysis of

thermoelectric generator using dc-dc converter with incremental conductance based maximum power point tracking," Energy for Sustainable Development, 37, 86-98. DOI: https://doi.org/10.1016/j.esd.2017.01.003

9. **Okbaz, A., Onbaşıoğlu, H., Olcay, A.B., Pınarbaşı, A.** 2017. "Panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin performansının deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımı ile incelenmesi," Mühendis ve Makina, 58 (687), 41-55.

10. **Potur, R. A.** 2009. "Faz IIIB emisyon standardına cevap veren dizel traktör motorunun tasarımı için gerçek çevrimin matematik modellenmesi ve optimum yanma kanununun belirlenmesi," Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 106-109.

11. **Lee, H.S.** 2017. Thermoelectrics: Design and Materials, ISBN-13: 978-1118848951, Western Michigan University, USA: John Wiley & Sons, Inc.

12. **Gürcan, A.** 2019. "Farklı boyutlarda termoelektrik jeneratör kullanılarak egzoz ısı enerjisinin geri kazanımı," Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.

13. **Lee, H.S.** 2010. Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells, ISBN 978-0-470-49662-6, Western Michigan University, USA: John Wiley & Sons, Inc.