

BİR TERMOELEKTRİK JENERATÖR SİSTEMİNİN ISI ALICISININ ISIL PERFORMANSINA FARKLI DIŞ ORTAM SICAKLIKLARININ ETKİSİ

Ali GÜRCAN¹, Gülay YAKAR^{2*}

¹⁻²Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Denizli, 20160, Türkiye
Geliş Tarihi/Received Date: 26.07.2021 Kabul Tarihi/Accepted Date: 13.10.2021 DOI: 10.54365/adyumbd.974337

ÖZET

Bu çalışmada turboşarjlı bir traktörün turbo şarj kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilmek üzere bir termoelektrik jeneratörlü bir geri kazanım sistemi tasarlanmış, farklı dış ortam sıcaklıkları için geri kazanım sisteminin dış ortama verdiği maksimum ısı miktarı ve kanat yüzey verimleri Matlab programı kullanılarak hesaplanmıştır. Mevcut literatürde otomobillerin termoelektrik jeneratörlerinde egzoz gazlarının ısı enerjisi kullanılırken, bu çalışmada alternatif olarak termoelektrik jeneratörde kompresördeki basınçlı havanın ısı enerjisi kullanılmıştır. Termoelektrik jeneratör sisteminin turboşarjlı traktörün kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilmesi, sistemde elektrik gücü sağlamasının yanı sıra ara soğutucuya giren havanın daha düşük bir sıcaklıkta olmasını sağlamıştır ki bu da turboşarjlı traktörün motor veriminin artması için önemlidir. Dış ortam sıcaklığındaki artışla maksimum ısı transferi ve ısı taşınım katsayısının azaldığı tespit edilmiştir. Buna ilave olarak ısı alıcılarının kanatlı yüzey verimliliğinin dış ortam sıcaklığı ile arttığı belirlenmiştir. 268 K sıcaklığında gerçekleşen maksimum ısı transferinin 303 K sıcaklığına göre yaklaşık olarak %9.3 artış gösterdiği bulunmuştur. Ancak 303 K sıcaklığındaki kanatlı yüzey veriminin ise 268 K sıcaklığına göre yaklaşık olarak %1.3 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Termoelektrik jeneratör, Turboşarj, Isı alıcı, Isıl performans, Matlab

THE EFFECT OF DIFFERENT ENVIRONMENTAL TEMPERATURES ON THE THERMAL PERFORMANCE OF THE HEAT SINK OF A THERMOELECTRIC GENERATOR SYSTEM

ABSTRACT

In this study, the maximum heat transfer and finned surface efficiencies of heat sinks on the cold side of the thermoelectric generator system placed between the compressor and the intercooler in a turbocharged tractor for different outdoor temperatures were determined using the Matlab program. While thermal energy of exhaust gases is used in thermoelectric generators of automobiles in the current literature, alternately in this study, the thermal energy of the compressed air in the compressor was used in the thermoelectric generator. The placement of the thermoelectric generator system between the compressor and the intercooler of the turbocharged tractor provided electrical power in the system, as well as a lower temperature of the air entering the intercooler, which is important for increasing the engine efficiency of the turbocharged tractor. It was determined that the maximum heat transfer and heat convection coefficient decreases with the increase in the external environment temperature. In addition, it has been detected that the finned surface efficiency of the heat sinks increases with the external environment temperature. It was found that the maximum heat transfer at a temperature of 268 K increased approximately 9.3% compared to 303 K. However, it was determined that the finned surface efficiency at 303 K temperature was approximately 1.3% higher than at 268 K temperature.

Keywords: Thermoelectric generator, Turbocharger, Heat sink, Thermal performance, Matlab

*² e-mail: gyakar@pau.edu.tr ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-1865-7815> (Sorumlu Yazar),

¹ e-mail: agurcan@gelisim.edu.tr ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-2745-1413>

1. Giriş

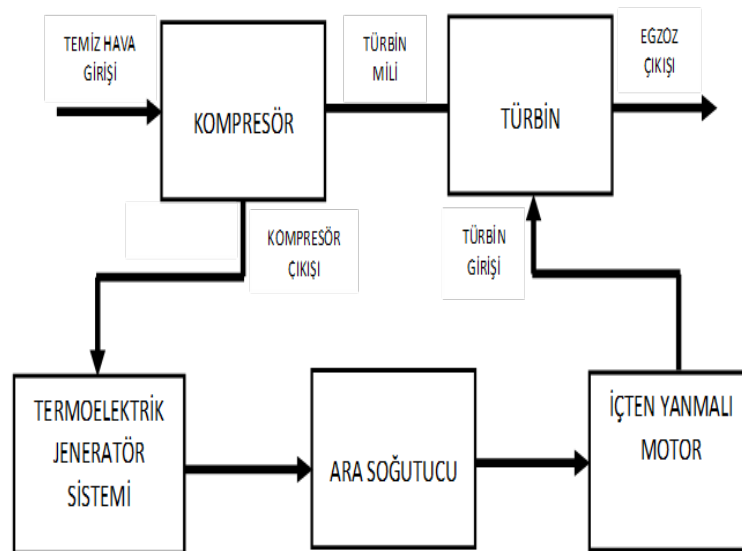
Günümüzde termoelektrik modüller ve bu modülleri kullanan sistemler yaygınlaşmıştır. Basit yapıları ve bakım gerektirmemeleri onları çekici kılmaktadır. Termoelektrik modüller ısıtma, soğutma ve elektrik üretimi için kullanılabilir. Bu modüller elektrik üretiminde kullanıldığında termoelektrik jeneratörler olarak adlandırılır. Termoelektrik jeneratör sistemlerinde kullanılan ısı alıcıların kanat optimizasyonları, termoelektrik jeneratörlerin ısı verimleri için önemli olmaktadır. Termoelektrik jeneratörler ve dolayısıyla da ısı alıcıları birçok farklı çalışma alanında kullanılmaktadır. Bunlardan biri, otomobillerin ve diğer içten yanmalı motorların egzoz gazlarını kullanan termoelektrik jeneratörlerdir: Wang ve ark. [1], çok kademeli termoelektrik jeneratör şeması kullanan LNG-dizel çift yakıtlı gemiler için bir atık enerji geri kazanım sistemi geliştirdiler. Farklı sıcaklık bölgelerinde uygun termoelektrik malzemeler ve uygun çok kademeli seri-paralel şemalar ile maksimum dönüşüm veriminin %18.54'e ulaşabileceğini buldular. He ve ark. [2] dizel motorunun egzoz ısısı geri kazanımı için çok katmanlı termoelektrik jeneratörün performans özelliklerini araştırdılar. Elde ettikleri sonuçlar, motor yükü ile çıkış gücünün arttığını, ancak motor hızındaki değişime karşı duyarsız olduğunu göstermiştir. Ayrıca düz kanatlı ısı değiştiricinin kanat aralığı ve kanat yüksekliğinin etkilerinin kanat kalınlığına göre daha önemli olduğunu tespit etmişlerdir. Luo ve ark. [3] ısı eşanjörünün ısı transferini ve sıcak taraf sıcaklığını arttırmayı amaçlamışlardır. Çalışmaları, termoelektrik jeneratör sistemlerinin sayısal analizleri için yeni anlayışlar sağladı ve bir ısı eşanjörünün egzoz gazı kanalını optimize etmek için yeni bir konsept sundu. Ezzitouni ve ark. [4] termoelektrik jeneratörlü bir dizel motorda enerji dengesini incelediler. Mevcut termoelektrik malzemelerin düşük verimliliğine rağmen termoelektrik jeneratörlerin içten yanmalı motorların verimliliğini artırabileceğini belirlediler. Ravi ve ark. [5] düşük dereceli atık ısı enerjisi elde etmek için içten yanmalı motorlarda egzoz gazlarının enerji geri kazanım kapasitesini incelediler. Bu çalışmanın sonuçları, uzun kanatlı karşı akışlı ısı eşanjörünün, kanatçıkları olmayan geleneksel ısı eşanjörleri ile karşılaştırıldığında, çalışma sıvısı çıkış sıcaklığını, etkinliğini, ısı transfer hızını ve ayrıca genel fren termal verimliliğini arttırdığını göstermiştir. Pacheco ve ark. [6] bir hafif hizmet aracında yeni bir sıcaklık kontrollü termoelektrik jeneratör konseptinin performansını ve gerçekçi sürüş koşulları altında yakıt ekonomisi üzerindeki etkisini araştırdılar. Grubun önceki konseptleriyle karşılaştırıldığında, yerçekimi yardımına ihtiyaç duymadığını ve geleneksel jeneratörlere benzer bir form faktörüne sahip olduğunu buldular. Karana ve Sahoo [7] alüminyum bazlı bir ısı eşanjörü kullanan bir otomobilin termoelektrik atık ısı geri kazanım sisteminin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirdiler. Egzoz yoluyla önemli miktarda enerjinin kaybolduğunu ve sabit motor devri ile daha yüksek yük kullanılmasının atık ısı geri kazanımının kapsamını geliştirdiğini elde ettiler. Ramírez ve ark. [8] termoelektrik jeneratörün farklı kullanım koşulları altında enerji geri kazanımını karakterize etmek için motorun dokuz çalışma noktasını içeren deneysel çalışmayı gerçekleştirdiler. Sheikh ve ark. [9] A, B ve C olmak üzere üç farklı gruptaki dokuz tip ısı eşanjörünü üç boyutlu olarak modellemiş ve araç egzozundan elektrik enerjisi elde etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizini kullanmışlardır. Tüm modellerde basınç düşüşünün izin verilen aralıkta olduğunu ve A grubundaki gaz akış hızının diğer modellerde çalışılanlara neredeyse benzer olduğunu gördüler. Ancak sonuçları, içinde üretilen gücün diğer modellerden en az %7.25 daha yüksek olduğunu gösterdi. Sofyan ve ark. [10] farklı ısı kaynağının kanatçık düzenlemelerini göz önünde bulundurarak termoelektrik egzoz ısı geri kazanım sisteminin performansını araştırdılar. Termoelektrik egzoz gazı geri kazanım sisteminin ürettiği voltaj ve akımın motor devrinin artışına paralel olarak arttığını belirlemişlerdir. Abbasi ve Tabar [11] araçta termoelektrik jeneratör tarafından üretilen enerjinin ölçülmesi ve değerlendirilmesi üzerine çalışmışlardır. Verileri yüksek hızda bir bilgisayara aktaran güvenilir bir sensör ile esnek bir ölçüm sistemi önerdiler. Ayrıca hibrit araçlarda uygun bir termoelektrik jeneratör sistemi tasarlamaya ve enerji yönetimine yardımcı olan ölçülen ve tahmin edilen değerleri belirlediler. Ramírez ve ark. [12] 20 modüllü bir termoelektrik jeneratörün performansını araştırdılar. Deneysel sonuçları, B10, B5 ve Dizel için 57.87 W ile 71.13 W arasında değişken bir güç geri kazanım aralığı gösterdi. Kim ve ark. [13] gerçek araç çalışma koşulları altında

çalışan hibrit elektrikli araç motoruna kompakt termoelektrik jeneratör uygulamasını incelediler. Elzalik ve ark. [14] tam maksimum güç noktasını belirleyerek termoelektrik jeneratör modülünü araştırmak ve karakterize etmek ve termoelektrik jeneratör modülünün dinamik parametrelerini tahmin etmek için yeni bir yöntem önerdiler. Sonuçları, simülasyon, deneysel ve veri sayfası arasında iyi bir uyum olduğunu gösterdi. Najjar ve Sallam [15] motor egzoz sisteminden termoelektrik enerji geri kazanımı için optimum tasarım, ısı transferi ve performans analizini araştırdılar. Bakır ısı eşanjörü ve ticari bizmut-tellürit (Bi_2Te_3) termoelektrik modülleri kullanılarak 553.3 W maksimum net güç çıkışı elde edildiğini belirlediler. Nonthakarn ve ark. [16] dizel motorlar için entegre bir turbo jeneratör ve termoelektrik jeneratör tasarladılar ve optimize ettiler. Amaçları, aracın egzoz gazından elektrik üretmekti. Yüksek motor performansında (3400 d/d) 0.1024 kg/s egzoz kütle debisi ile çalışırken tasarlanan prototipten çıkan maksimum gücün 1262 W olduğunu buldular. Kalteh ve Garnejani [17] bir analitik model kullanarak Thomson ısısının bir termoelektrik jeneratörün gücü ve verimliliği üzerindeki etkisini araştırmış ve farklı koşullarda etkisinin miktarını belirtmişlerdir. Farklı malzemeleri Thomson ısı etkisinin oranı açısından karşılaştırmak için Bi-Te ve Pb-Te alaşımlarını incelediler. 650 K'den yüksek sıcaklık aralıkları için, sonuçları, Thomson ısısının güç ve verim üzerinde olumlu etkisi olduğundan, Pb-Te'nin uygun malzeme olabileceğini göstermiştir. Subramaniam ve ark. [18] bir otomotiv egzoz termoelektrik jeneratörünün çeşitli özelliklerinin değerlendirilmesi için bir test düzeneğinin tasarımını ve geliştirilmesini gerçekleştirdiler. Sıcak taraf ısı eşanjörünün zayıf verimliliği nedeniyle, otomotiv egzoz termoelektrik jeneratörünün genel verimliliğinin sadece %0.4 olduğunu buldular. Al-Nimr ve Alajlouni [19] içten yanmalı motorun yanma gazları ile soğutma sıvısı arasındaki yüksek sıcaklık farkından yararlanarak performansını artırmak için içten yanmalı bir motorun yanma odasının duvarına yerleştirilen bir termoelektrik modülü araştırdılar. Elde ettikleri sonuçlar, önerilen sistem tarafından 600 W elektrik enerjisinin üretildiğini ve verimliliğin dakikada 4000 devirde %2.75 arttığını gösterdi. Eddine ve ark. [20] motorun çalışması sırasında termoelektrik jeneratörün davranışını ve motor akış özelliklerinin termoelektrik jeneratör performansı üzerindeki etkisini incelediler. Nithyanandam ve Mahajan [21] termoelektrik jeneratörleri kullanarak egzoz sistemlerinden yayılan ısıyı verimli bir şekilde toplama ve elektriğe dönüştürme konusunda çalışmışlardır. Ayrıca, termoelektrik jeneratörlerde sıcak tarafın termal direncini azaltmak için metal köpük bazlı ısı eşanjörlerinin performansını incelediler. Sonuçları, termoelektrik jeneratör tarafından üretilen net elektrik gücünün, metal köpüğü olmayan termoelektrik jeneratörden daha az olduğunu gösterdi. Kim ve ark. [22] bir altıgen termoelektrik jeneratörün atık ısı geri kazanım performansını deneysel olarak incelediler. Altıgen termoelektrik jeneratörün çıkış gücünün, motor hızı ve yükündeki artış ile artma eğiliminde olduğunu ve 21.2 ile 98.8 W arasında değiştiğini belirlediler. Temizer ve İlkılıç [23] termoelektrik jeneratör sistemlerine uygun çalışma prensibi için bir prototip geliştirilmişlerdir. Dizel motorun egzoz sistemini yüzeyi ısıtmak için kullanmışlardır. Ayrıca farklı sıcaklıklarda gerekli olan soğutma etkisi için termoelektrik soğutma sistemini kullanmışlardır. Topalcı ve ark. [24] buji ateşlemeli bir motorda atık ısı geri kazanımı için kullanılan termoelektrik jeneratörünün Matlab/Simulink programı ile teorik modelini geliştirmişlerdir. Termoelektrik jeneratör sisteminin Matlab/Simulink modeli ile DC elektrik enerjisi üretiminin, 1500-4000 d/d motor devri aralığı için 6.36-50.96 W aralığında değiştiğini tespit etmişlerdir. Kunt ve Güneş [25] içten yanmalı bir dizel motorun egzoz atık ısısını doğrudan elektrik gücüne dönüştürmek için bir termoelektrik geri kazanım sistemi tasarlamış ve yüksüz durumda farklı motor hızlarında performans ölçmüşlerdir. Modüler yapıdaki termoelektrik jeneratörlerin, termoelektrik sistemin verimi düşük olmasına rağmen atık ısı geri kazanımı açısından Rankine çevrim sistemine göre daha önemli bir alternatif olduğunu görmüşlerdir. Kim ve ark. [26] bir termoelektrik jeneratörün atık ısı geri kazanım performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel sonuçlarından, motor yükü ve hızının bir fonksiyonu olarak termoelektrik jeneratörünün güç çıkışını gösteren bir kontur haritası elde etmişlerdir. Muralidhar ve ark. [27] öngörülen bir sürüş döngüsü boyunca hibrit elektrikli araçlarda termoelektrik elektrik jeneratörleri kullanmanın faydalarını değerlendirdiler. Spesifik olarak, bir hibrit elektrikli otobüsü ilk olarak gerçekçi bir kentsel sürüş döngüsü üzerinden modellediler.

Bu çalışmanın amacı, turboşarjlı sistemin kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilen termoelektrik jeneratör sisteminin soğuk tarafındaki ısı alıcılarının dış ortama verdikleri maksimum ısı transferinin ve kanatlı yüzey verimlerinin farklı dış ortam sıcaklıklarına göre değişimlerinin incelenmesidir. Termoelektrik jeneratör sisteminin soğuk yüzeyinden çevreye verilen ısı miktarındaki artış termoelektrik jeneratör sistemin ısı verimini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu artış ise soğuk tarafın ısı alıcıları ile sağlanmaktadır. Çalışmada, termoelektrik jeneratör sistemi, turboşarjlı traktörün kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilmiştir. Böylece termoelektrik jeneratör sistemi sayesinde hem elektriksel güç elde edilmekte hem de hava daha düşük sıcaklıkta ara soğutucuya girmektedir. Bu durum, turboşarjlı traktörün motor verimliliğine olumlu katkı sağlayacaktır. Mevcut literatür taramasına göre; içten yanmalı motorlarda, yanmış egzoz gazlarının ısı enerjisini kullanan Termoelektrik jeneratör sistemleri ile ilgili çok sayıda çalışmanın gerçekleştirildiği görülmüştür. Ancak turboşarjlı sistemlerin kompresöründen çıkan havanın ısı enerjisini kullanan bir termoelektrik jeneratör ile ilgili herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu doğrultuda, bu çalışmanın ilgili literatüre bu konuda katkı sağlaması beklenmektedir.

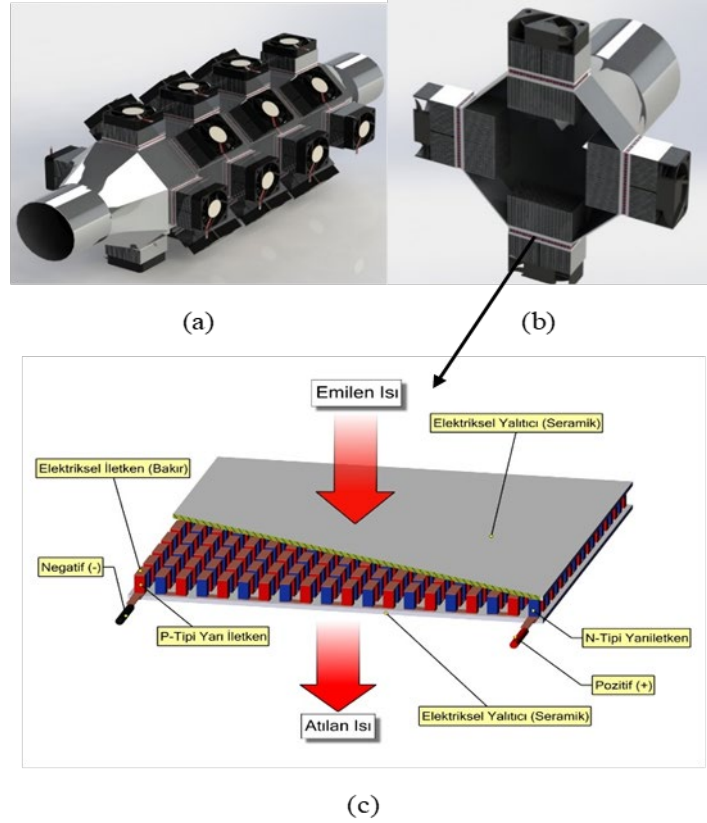
2. Materyal ve Metot

Turboşarjlı sistemlerde, turboşarj sisteminin kompresöründen çıkan hava, daha yüksek motor verimi için ara soğutucuda soğutulduktan sonra motora gönderilir. Bu çalışmada, turboşarjlı bir traktörün kompresörü ile ara soğutucusu arasına Şekil 1’de gösterildiği gibi bir termoelektrik jeneratör sistemi yerleştirilmiştir. Böylece kompresörden çıkan havanın ısı enerjisinden elektriksel güç üretilmiştir. Bu nedenle kompresörden çıkan hava ara soğutucuya daha soğuk bir şekilde girer. Bu durum ara soğutucu etkinliğini ve motor verimini olumlu yönde etkileyecektir. Ayrıca termoelektrik jeneratör sisteminde üretilen elektriksel güç, bu traktörün elektrik gücü gerektiren diğer cihazları tarafından da kullanılabilir. Örnek olarak, bu traktörde kullanılan termoelektrik soğutuculu bir traktör buzdolabının elektriksel güç ihtiyacı, bu tür termoelektrik jeneratör sisteminin güç çıkışı ile rahatlıkla karşılanabilmektedir.



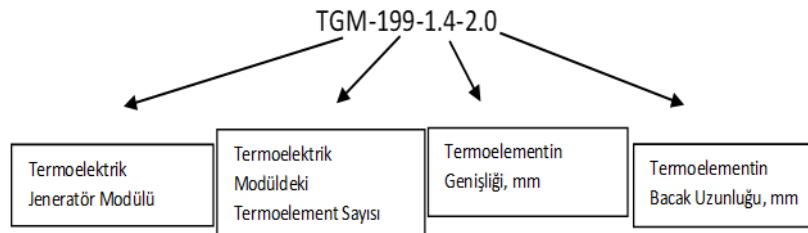
Şekil 1. Basınçlı havanın ısı enerjisini kullanan termoelektrik jeneratör sisteminin blok diyagramı

Çalışmada kullanılan termoelektrik jeneratör sisteminin Şekil 2’de gösterilen CAD modellemesinde SolidWorks programından yararlanılmıştır.



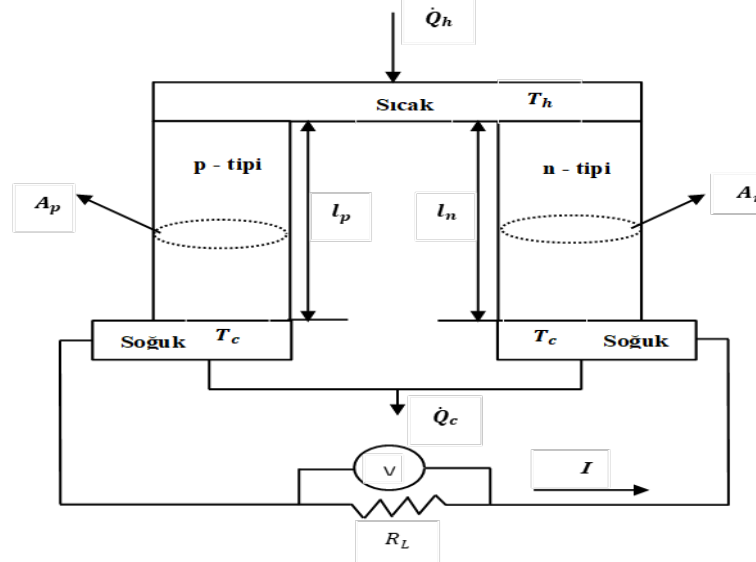
Şekil 2. Turboşarjlı traktörde kullanılan termoelektrik jeneratör sisteminin CAD modeli (a) Montaj görünümü (b) Kesit görünümü (c) Termoelektrik jeneratör modülünün üç boyutlu modeli [28]

Şekil 2’de CAD modeli gösterilen termoelektrik jeneratör sisteminde ticari termoelektrik jeneratör modüllerinin (TGM-199-1.4-2.0) sayısı 28’dir. Termoelektrik modüllerin ısıtılan tarafları kompresörden gelen sıcak havaya maruz bırakılmıştır. Soğuk tarafları dış havaya maruz kalmıştır. Termoelektrik jeneratör modüllerinin soğuk ve sıcak tarafları arasındaki bu sıcaklık farkı, termoelektrik jeneratör modüllerinde elektrik akımı üretmektedir.

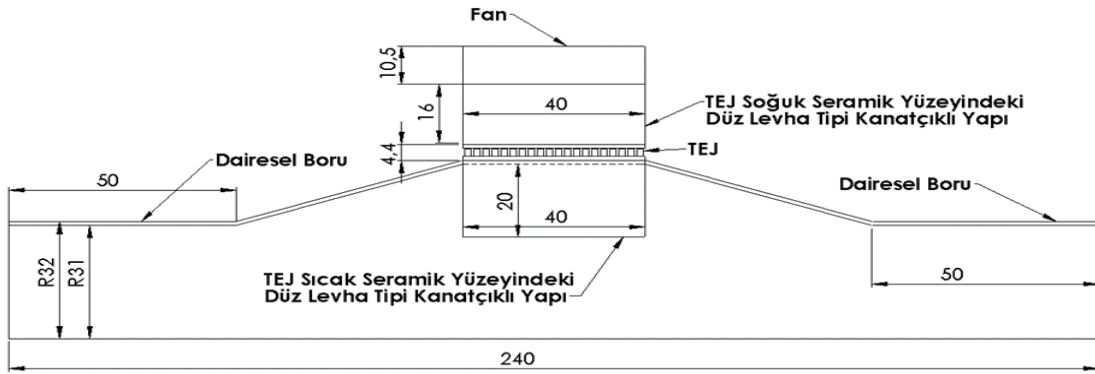


Çalışmada kullanılan turboşarjlı traktörün efektif gücü 107 BG ve devir sayısı ise 2500 d/d değerindedir [29]. Ayrıca termoelektrik jeneratör sistemine giren havanın sıcaklığı ve kütleli debisi sırasıyla 408 K ve 0.162 kg/s’dir [29]. Kompresör için basınç artış oranı (p_k / p_o) 2.2 [29]’dir. Kompresörün çıkışındaki borunun çapı 63 mm’dir [29]. Yaz ve kış sıcaklık koşullarının bu çalışmanın sonuçlarına etkisini belirlemek için yedi farklı dış ortam sıcaklığına (268, 278, 283, 288, 293, 298 ve 303 K) göre sayısal analizler yapılmıştır. Termoelektrik jeneratör sisteminin sekizgen tasarımının nedeni, dairesel şekle benzemesinin yanı sıra üzerine daha fazla termoelektrik jeneratör modülünün yerleştirilmesidir. Bir kenar uzunluğu 45 mm olan düz sekizgen termoelektrik jeneratör sisteminin kesit alanı 0.0098 m²’dir.

Her biri p tipi ve n tipi yarı iletken elemanlardan oluşan bir dizi termokupl, bir termoelektrik modül oluşturur (Şekil 2c). Ayrıca bu birkaç termokupl, yüksek ısıl iletkenliğe sahip ancak düşük elektrik iletkenliğine sahip seramik plakalar arasında sandviç yaparak elektriksel olarak seri ve ısıl olarak paralel bağlanır. Termoelementin kesit alanı ve bacak uzunluğu sırasıyla $A_p = A_n = 1.96 \text{ mm}^2$, $l = 2 \text{ mm}$ 'dir. p-tipi ve n-tipi termoelemanlardan oluşan termokupl sayısı 199'dur. Şekil 3, devreli tek bir termokupl gösterimini sağlamaktadır. Ayrıca Şekil 4, termoelektrik jeneratör sisteminin şematik diyagramını göstermektedir.

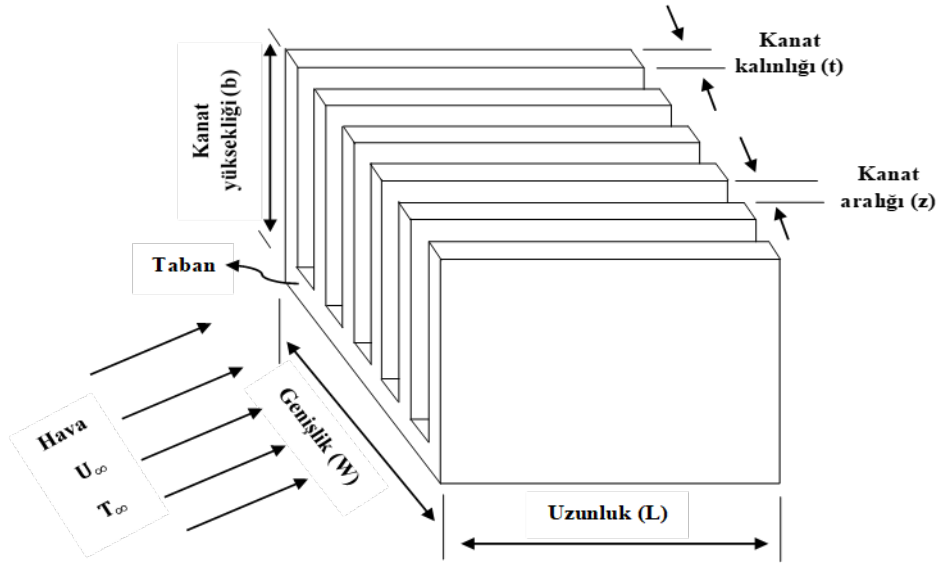


Şekil 3. Devreli bir termokupl



Şekil 4. Termoelektrik jeneratör sisteminin şematik diyagramı (TEJ: Termoelektrik Jeneratör) [28]

Kanatlar gibi genişletilmiş yüzeyler kullanarak havadaki termal enerjiyi etkili bir şekilde emmek veya dağıtmak önemlidir. Bu nedenle, termoelektrik jeneratör modüllerinde düz plaka tipi kanatlı yapılar (ısı alıcılar) yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 5, bu çalışmanın termoelektrik jeneratör modüllerinde kullanılan düz plaka tipi kanatlı yapıyı göstermektedir.



Şekil 5. Düz plaka tipi kanatlı yapı (ısı alıcı)

Çizelge 1, termoelektrik jeneratör modüllerinin malzeme özelliklerini göstermektedir.

Çizelge 1. Termoelektrik jeneratör modüllerinde kullanılan malzemelerin özellikleri.

| Malzemelerin özellikleri | d (kg/m ³) | c_p (J/kgK) | k (W/mK) |
|--------------------------|--------------------------|---------------|------------|
| Seramik (Alümina) | 3720 | 880 | 25 |
| Bizmut tellür | 7700 | 544 | 1.5 |
| Alüminyum | 2719 | 871 | 202.4 |
| Bakır | 8978 | 381 | 387.6 |

Termoelektrik jeneratör sisteminin iki akış alanı vardı: İlk akış alanı kompresörden gelen 408 K sıcaklığındaki havadır. İkinci akış alanı dış ortam havasıdır.

3. Termoelektrik Jeneratör Sisteminin Matematiksel Modellemesi

Kanat kalınlığı arttıkça ısı transferi de artacaktır. Ancak bu düz plaka kanat yapısının hacmi sabittir (Şekil 5). Bu nedenle optimum kanat kalınlığının ne olacağı önemlidir [30]: Boyutları bilinen bir kanatçıklı yapının optimum kalınlık ve optimum kanat aralığını bulmak için kanat kalınlığı cinsinden fonksiyon oluşturulup Matlab programında kodlamalar yapılarak optimum kanat kalınlığı bulunmaktadır. Bunun içinde maksimum ısıl enerji için olan kanat kalınlığı, optimum kanat kalınlığı olmaktadır.

Alüminyumdan yapılmış düz plaka tipi kanatlar için kanat sayısı ifadesi şu şekilde yazılabilir:

$$n_f = \frac{W}{z_{opt} + t} \quad (1)$$

burada, w kanat genişliği, z_{opt} optimum kanat aralığı, t kanat kalınlığıdır.

Tek bir kanatçık verimi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\eta_f = \frac{\tanh(\beta)}{\beta} \quad (2)$$

burada,

$$\beta = b \left(\frac{2h}{k_{al}t} \right) \quad (3)$$

burada, b kanat yüksekliği, h ısı taşınım katsayısı, k_{al} alüminyumun ısı iletim katsayısıdır. Burada, b kanat yüksekliği sabit alınmıştır.

Tek bir kanadın alanı şu şekilde yazılır:

$$A_f = 2(L + t)b \quad (4)$$

Toplam kanatlı yüzey alanı şu şekilde ifade edilir:

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

Toplam kanatlı yüzey verimi şu şekilde yazılabilir:

$$\eta = 1 - n_f \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (6)$$

Toplam ısı transfer hızı şu şekilde ifade edilir:

$$q_{top} = \eta A_t h (T_{Taban} - T_{\infty}) \quad (7)$$

Zorlanmış taşınım için optimize edilmiş düz plaka kanatçık tasarımı yapıldı. Bu nedenle optimum kanat aralığı (z_{opt}) aşağıdaki gibi tanımlanır [30]:

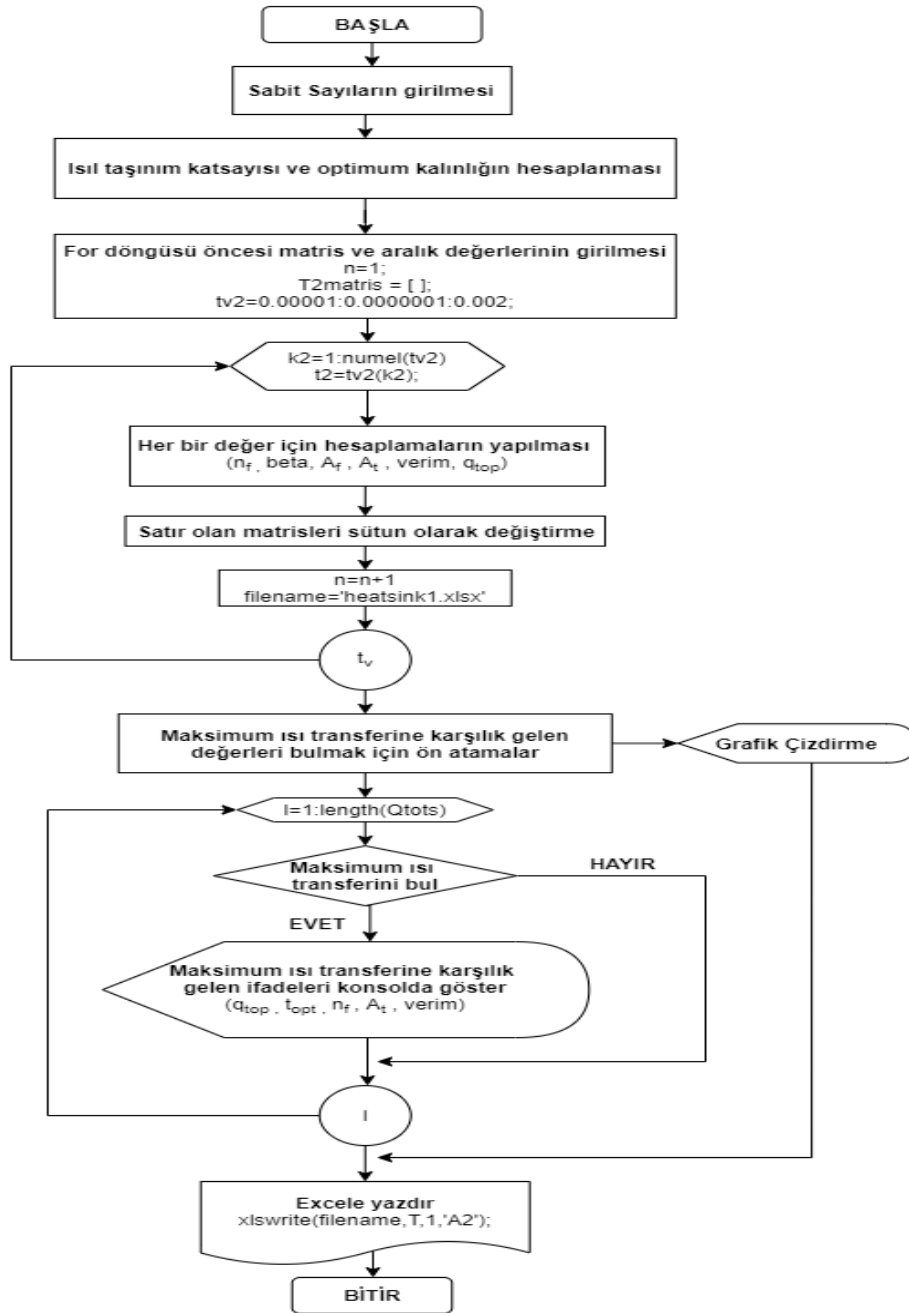
$$z_{opt} = L_c 3.24 Re^{-1/2} Pr^{-1/4} \quad (8)$$

Reynolds sayısı, $Re = \frac{U_{\infty} L_c}{\nu}$ şeklinde tanımlanır.

Isı taşınım katsayısı şu şekilde ifade edilir:

$$h = \frac{k_{air}}{L_c} 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (9)$$

(1)'den (9)'a kadar olan denklemler kullanılarak, düz plaka tipi kanatlı yapının her bir kanat kalınlık değeri için tüm performans değerleri MATLAB^R yazılımı ile hesaplanmış ve maksimum ısı transfer hızını sağlayan optimum kanat kalınlığı tespit edilmiştir. Böylece termoelektrik jeneratör sisteminin sıcak ve soğuk yüzeylerinde düz plaka tipi kanatlı yapının optimum boyutları belirlenmiştir. Bu duruma ait akış şeması, soğuk taraftaki kanatlı yapı için Şekil 6'da gösterilmektedir.



Şekil 6. Soğuk taraf ısı alıcıların optimum değerleri için Matlab Algoritma akış şeması

Termoelektrik jeneratör modülünde kararlı hal ısı transferi öngörülmüştür. Ayrıca termoelektrik jeneratör modülündeki elektriksel ve termal temas direncinin önemsiz olduğu, termoelektrik jeneratör modülünün mükemmel şekilde yalıtılmış olduğu, termoelemanların yüzeylerindeki radyasyon ve konveksiyonun ihmal edilebilir olduğu ve p ve n tipi termoelemanların benzer olduğu varsayılmıştır. Termoelektrik jeneratör modüllerinin tüm termoelektrik özellikleri sabittir. Başka bir deyişle, sıcaklıkla özellik değişimi ihmal edilmiştir [31].

Bu çalışmadaki denklem setleri, termoelektrik jeneratör modüllerinin hem sıcak hem de soğuk taraflarındaki enerji transferini içermektedir. Alt simgeler 1 ve 2, sırasıyla sıcak ve soğuk miktarları temsil eder. Teorik analizler aşağıdaki denklemlere dayalı olarak yapılmıştır:

T_h sıcaklığındaki sıcak yüzeyde emilen ısı şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{Q}_h = n \left[\alpha T_h I - \frac{1}{2} I^2 R + K(T_h - T_c) \right] \quad (10)$$

$$\dot{Q}_h = \eta_1 h_1 A_{t1} (T_{\infty 1} - T_h) \quad (11)$$

burada,

$$\alpha = |\alpha_p| + |\alpha_n| \quad (12)$$

$$R = \frac{\rho_p l_p}{A_p} + \frac{\rho_n l_n}{A_n} \quad (13)$$

$$K = \frac{k_p A_p}{l_p} + \frac{k_n A_n}{l_n} \quad (14)$$

R , iç elektrik direncidir ve K , ısıl iletkenliktir. p-tipi ve n-tipi termokupllar benzer olduğundan, $R = \rho l/A$ ve $K = kA/l$ 'dir, burada $\rho = \rho_p + \rho_n$ ve $k = k_p + k_n$. Ayrıca α , p- ve n-tipi yarı iletken elemanların Seebeck katsayısıdır, k , p- ve n-tipi yarı iletken elemanların ısı iletim katsayısıdır, ρ , p- ve n-tipi yarı iletken elemanların elektriksel öz direncidir, l , p- ve n-tipi yarı iletken elemanların bacak uzunluğu ve A ise p- ve n-tipi yarı iletken elemanların kesit alanıdır [31].

Soğuk yüzeyde açığa çıkan ısı transfer hızı şu şekilde verilir:

$$\dot{Q}_c = n \left[\alpha T_c I + \frac{1}{2} I^2 R + K(T_h - T_c) \right] \quad (15)$$

$$\dot{Q}_c = \eta_2 h_2 A_{t2} (T_c - T_{\infty 2}) \quad (16)$$

Termoelektrik jeneratör modülü için elektrik akımı şu şekilde elde edilir:

$$I = \frac{\alpha(T_h - T_c)}{R_L + R} \quad (17)$$

Toplam voltaj şu şekilde ifade edilebilir:

$$V = n I R_L = n [\alpha(T_h - T_c) - I R] = \frac{n \alpha (T_h - T_c)}{\frac{R_L}{R} + 1} \left(\frac{R_L}{R} \right) \quad (18)$$

Toplam güç çıkışı, dış yük direnci ile şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{W} = n I^2 R_L = I V \quad (19)$$

Toplam güç çıkışı, iç özellikler açısından şu şekilde tanımlanabilir:

$$\dot{W} = n[\alpha I(T_h - T_c) - I^2 R] = \frac{n\alpha^2(T_h - T_c)^2}{R} \frac{\frac{R_L}{R}}{\left(1 + \frac{R_L}{R}\right)^2} \quad (20)$$

Isıl verim şu şekilde ifade edilir:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_h} \quad (21)$$

Denklem (21) Denklemler (10) ve (20) kullanılarak yeniden düzenlendiğinde aşağıdaki ifade elde edilir [31]:

$$\eta_{th} = \frac{\left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right)\left(\frac{R_L}{R}\right)}{\left(1 - \frac{R_L}{R}\right) - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right) + \frac{1}{2Z\bar{T}}\left(1 - \frac{R_L}{R}\right)^2\left(1 + \frac{T_c}{T_h}\right)} \quad (22)$$

burada, $\bar{T} = \frac{T_h + T_c}{2}$ ve $Z = \frac{\alpha^2}{\rho k}$ [31].

Denklem (10) ile (22) arasındaki bu ideal denklemler kullanılarak termoelektrik jeneratör modülünün performansının simüle edilmesi arzu edilir. Bunun için modülün termoelektrik malzeme özelliklerini (α , σ ve k) bilmek gerekir. Ticari termoelektrik jeneratör modülü üreticileri ürün kataloglarında maksimum parametre değerlerini (I_{max} , V_{max} , \dot{W}_{max} ve η_{mp}) belirtirler. Ancak termoelektrik malzeme özelliklerini (α , σ ve k) vermezler. İdeal denklemler, elektriksel ve termal temas direnci, Thomson etkisi ve ısı kayıpları gibi çeşitli kayıpları içermez. Bu kayıpların ideal denklemlerde hesaba katılması problemin çözülmesini zorlaştırmaktadır. Bu nedenle ideal denklemler ve malzeme özellikleri kullanılarak hesaplanan performans eğrileri ile ticari modüllerin ölçülmesiyle elde edilen performans eğrileri arasında sapmalar bulunmaktadır. Bu nedenle Lee [31], bir sistem tasarımında bu kayıpları içeren etkin malzeme özelliklerini geliştirmiştir. Bu etkin malzeme özellikleri ikiye bölünmelidir çünkü her özellik p-tipi ve n-tipi termoelementler içerir.

Etkin elektriksel öz direnç aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\rho^* = \frac{4(A/l)\dot{W}_{max}}{n(I_{max})^2} \quad (23)$$

Etkin Seebeck katsayısı şu şekilde yazılabilir:

$$\alpha^* = \frac{4\dot{W}_{max}}{nI_{max}(T_h - T_c)} \quad (24)$$

Etkin performans katsayısı şu şekilde ifade edilir:

$$Z^* = \frac{1}{\bar{T}} \left[\left(\frac{1 + \frac{\eta_{max} T_c}{T_h}}{1 - \frac{\eta_{max}}{\eta_c}} \right)^2 - 1 \right] \quad (25)$$

burada, $\eta_c = (1 - T_c/T_h)$ Carnot çevrimi verimidir [31].

Etkin ısı iletkenlik şu şekilde tanımlanır:

$$k^* = \frac{(\alpha^*)^2}{\rho^* Z^*} \quad (26)$$

Termoelektrik cihazların önemli parametrelerini temsil etmek için yeni boyutsuz gruplar tanımlanmıştır. Özellikle, yeni bir optimal tasarıma yol açan boyutsuz parametrelerin paydalarında bir akışkanın konveksiyon iletkenliğini kullanmak önemlidir. Bu, optimum termokupl sayısını veya optimum ısı iletkenliği belirlememizi sağlar [31]:

Boyutsuz ısı iletkenlik aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$N_k = \frac{n(Ak/l)}{\eta_2 h_2 A_{t2}} \quad (27)$$

Boyutsuz konveksiyon şu şekilde yazılabilir:

$$N_h = \frac{\eta_1 h_1 A_{t1}}{\eta_2 h_2 A_{t2}} \quad (28)$$

Boyutsuz elektrik direnci şu şekilde ifade edilir:

$$R_r = \frac{R_L}{R} \quad (29)$$

Boyutsuz sıcaklıklar şu şekilde tanımlanır:

$$T_h^* = \frac{T_h}{T_{\infty 2}} \quad (30)$$

$$T_c^* = \frac{T_c}{T_{\infty 2}} \quad (31)$$

$$T_{\infty}^* = \frac{T_{\infty 1}}{T_{\infty 2}} \quad (32)$$

İki boyutsuz ısı transferi hızı ve boyutsuz güç çıkışı şu şekilde tanımlanır:

$$Q_h^* = \frac{\dot{Q}_h}{\eta_2 h_2 A_{t2} T_{\infty 2}} \quad (33)$$

$$Q_c^* = \frac{\dot{Q}_c}{\eta_2 h_2 A_{t2} T_{\infty 2}} \quad (34)$$

$$W^* = \frac{\dot{W}}{\eta_2 h_2 A_{t2} T_{\infty 2}} \quad (35)$$

Denklem (27) ile (32) arasında ifade edilen boyutsuz parametreler kullanılarak, Denklem (10) ile (17) arasındaki ifadeler aşağıdaki gibi iki formüle indirgenir:

$$\frac{N_h(T_{\infty}^* - T_h^*)}{N_k} = \frac{Z T_{\infty 2} (T_h^* - T_c^*) T_h^*}{R_r + 1} - \frac{Z T_{\infty 2} (T_h^* - T_c^*)^2}{2(R_r + 1)^2} + (T_h^* - T_c^*) \quad (36)$$

$$\frac{T_c^*-1}{N_k} = \frac{ZT_{\infty 2}(T_h^*-T_c^*)T_c^*}{R_r+1} + \frac{ZT_{\infty 2}(T_h^*-T_c^*)^2}{2(R_r+1)^2} + (T_h^* - T_c^*) \quad (37)$$

burada Z , performans katsayısıdır ($Z = \alpha^2/\rho k$). Denklem (33) ve (34) T_h^* ve T_c^* için çözülebilir. Boyutsuz sıcaklıklar beş bağımsız boyutsuz parametrenin bir fonksiyonudur [Denklemler (38) ve (39)]:

$$T_h^* = f(N_k, N_h, R_r, T_{\infty}^*, ZT_{\infty 2}) \quad (38)$$

$$T_c^* = f(N_k, N_h, R_r, T_{\infty}^*, ZT_{\infty 2}) \quad (39)$$

T_{∞}^* girdidir ve $ZT_{\infty 2}$ girdiyle birlikte malzeme özelliğidir ve her ikisi de başlangıçta sağlanır. Bu nedenle optimizasyon sadece ilk üç parametre (N_k, N_h ve R_r) ile gerçekleştirilebilir. İki boyutsuz sıcaklık (T_h^* ve T_c^*) çözüldüğünde, termoelektrik jeneratör modülünün hem sıcak hem de soğuk bağlantılarındaki boyutsuz ısı transfer hızları aşağıdaki şekilde elde edilebilir:

$$Q_h^* = N_h(T_{\infty}^* - T_h^*) \quad (40)$$

$$Q_c^* = T_c^* - 1 \quad (41)$$

Daha sonra boyutsuz güç çıkışı şu şekilde yazılabilir:

$$W^* = Q_h^* - Q_c^* \quad (42)$$

Buna göre, ısı verim şu şekilde ifade edilir:

$$\eta_{th} = \frac{W^*}{Q_h^*} \quad (43)$$

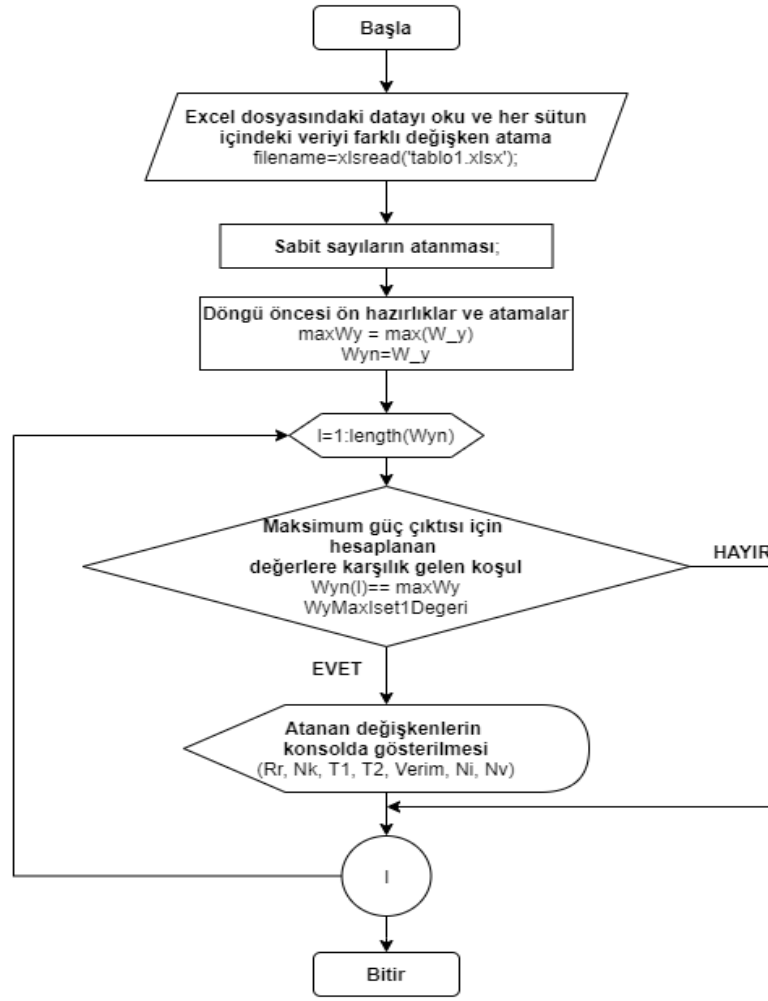
Boyutsuz akım aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$N_I = \frac{ZT_{\infty 2}(T_h^*-T_c^*)}{R_r+1} \quad (44)$$

Ayrıca boyutsuz voltaj şu şekilde ifade edilir:

$$N_V = \frac{W^*}{N_I N_k} \quad (45)$$

Hesaplanan değerler, Denklem (36) ve (37)'ye yerleştirildiğinde 4 bilinmeyenli 2 denklem oluşur. Bu denklemlerden, T_h^* ve T_c^* değerlerini bulabilmek için R_r ve N_k değerlerinin bilinmesi gerekir. Bu nedenle bu değerler MATLAB^R yazılımında artımlı değerler olarak girilmiştir. En uygun tasarım için maksimum güç çıkışına göre bulunan değerlerden en uygun değerler elde edilmiştir. Böylece T_h^*, T_c^* ve R_r değerleri elde edildi. Dolayısıyla Denklem (30) kullanılarak T_h ve Denklem (31) kullanılarak da T_c değerleri elde edilebildi. Maksimum güç çıkışına göre bulunan değerlere ait akış şeması Şekil 7'de ve en uygun tasarım için optimizasyon değerlerinin çözümüne ait akış şeması ise Şekil 8'de gösterilmektedir.



Şekil 7. Maksimum güç çıkışına göre bulunan değerler için Matlab akış şeması

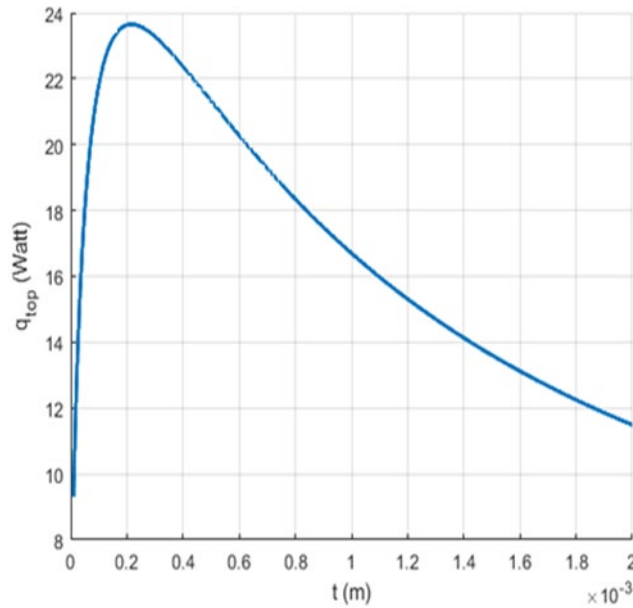
Şekil 7 ve 8’de gösterilen akış şemaslarına göre Matlab programında gerçekleştirilen analizler ile elde edilen boyutsuz değerler, yedi farklı dış ortam sıcaklığı için Çizelge 2’de gösterilmektedir.

Çizelge 2. TGM-199-1.4-2.0 modülünün optimum boyutsuz değerleri.

| $T_{\infty 2}(K)$ | N_h | T_{∞}^* | R_r | N_k | W^* | T_1^* | T_2^* | η_{th} | N_I | N_V |
|-------------------|--------|----------------|-------|-------|---------|---------|---------|-------------|--------|--------|
| 268 | 1.2489 | 1.523 | 1.261 | 0.439 | 0.00344 | 1.405 | 1.143 | 0.0234 | 0.0536 | 0.1462 |
| 278 | 1.2828 | 1.468 | 1.264 | 0.443 | 0.00288 | 1.364 | 1.129 | 0.0217 | 0.0498 | 0.1306 |
| 283 | 1.2992 | 1.442 | 1.266 | 0.445 | 0.00263 | 1.345 | 1.123 | 0.0208 | 0.0478 | 0.1235 |
| 288 | 1.3156 | 1.417 | 1.268 | 0.447 | 0.00239 | 1.326 | 1.117 | 0.0199 | 0.0458 | 0.1168 |
| 293 | 1.3337 | 1.393 | 1.269 | 0.449 | 0.00216 | 1.308 | 1.111 | 0.0191 | 0.0439 | 0.1096 |
| 298 | 1.3490 | 1.369 | 1.271 | 0.451 | 0.00195 | 1.290 | 1.105 | 0.0182 | 0.0419 | 0.1032 |
| 303 | 1.3640 | 1.347 | 1.273 | 0.452 | 0.00176 | 1.273 | 1.099 | 0.0174 | 0.04 | 0.0973 |

4. Sayısal Analizin Doğrulanması

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, $t_2 = 0,00001, 0,0000101, 0,0000102, \dots, 0,002$ mm değerleri Matlab programında for döngüsü içine konularak, plot koduyla Şekil 9 elde edilmiştir. Bu durumun akış şeması ise Şekil 6'da gösterilmektedir.



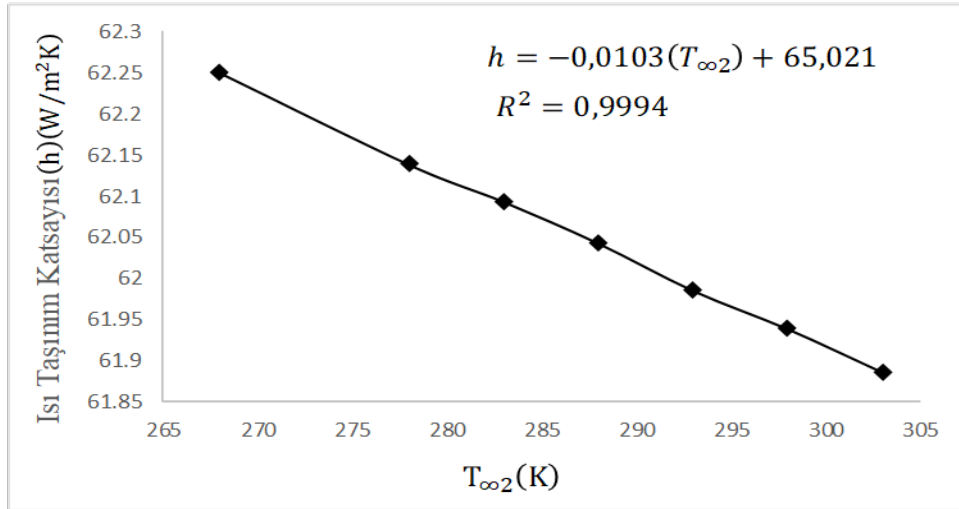
Şekil 9. Isı alıcıdan gerçekleşen toplam ısı transferi ile kanat kalınlığının değişimi ($T_{\infty 2} = 303$ K için)

Şekil 9'da da 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 8'de 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 30'da da farklı çalışmalara ait, ısı alıcılardan gerçekleşen toplam ısı transferi ile kanat kalınlığı arasındaki değişimler gösterilmektedir. Bu değişimler ile Şekil 9'da elde edilen değişimin benzer davranış gösterdiği görülmektedir.

5. Bulgular ve Tartışma

Çalışmada, turboşarjlı traktörün kompresörü ile ara soğutucusu arasına elektrik enerjisi üretecek ve ara soğutucuya giren havayı daha düşük sıcaklığa soğutacak şekilde termoelektrik jeneratör sistemi yerleştirilmiştir. Bu, turboşarjlı traktörün motor verimliliğini artırmak için önemlidir. Yaz ve kış sıcaklık koşullarının çalışma sonuçlarına etkisini belirlemek için yedi farklı dış ortam sıcaklığı (268, 278, 283, 288, 293, 298 ve 303 K) için sayısal analizler yapılmıştır.

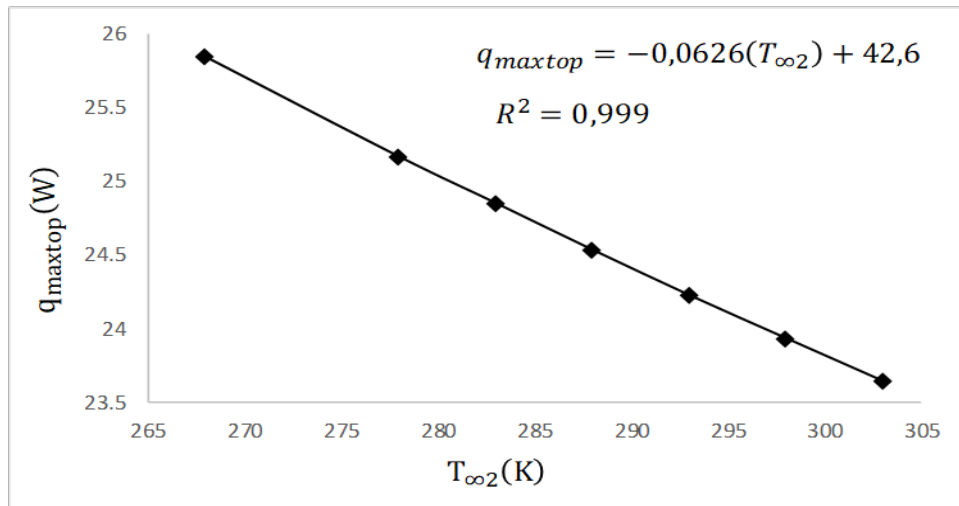
Şekil 10’da ısı taşınım katsayısının dış ortam sıcaklığına göre değişimi gösterilmektedir.



Şekil 10. Dış ortam sıcaklığına göre ısı taşınım katsayısının değişimi

Şekil 10’da da görüldüğü gibi, dış ortam sıcaklığı artarken ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. Ayrıca, ısı taşınım katsayısı ile dış ortam sıcaklığı arasında lineer bir durum söz konusudur ve bu durum $h = -0.0103(T_{\infty 2}) + 65.021$ şeklinde gerçekleşmektedir (Şekil 10).

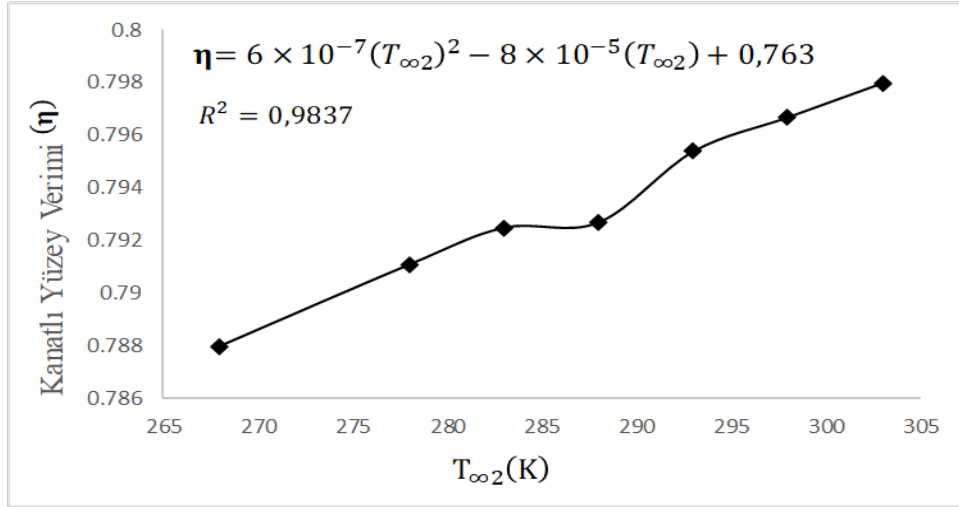
Termoelektrik jeneratör modülünün soğuk tarafındaki ısı alıcıdan dış ortama verilen maksimum ısı ile dış ortam sıcaklığı arasındaki değişim Şekil 11’de gösterilmektedir.



Şekil 11. Kanatlı yüzeylerden transfer edilen maksimum ısı miktarının dış ortam sıcaklığı ile değişimi

Termoelektrik jeneratör modülünün soğuk tarafındaki kanatlı yüzeyden (ısı alıcı) dış ortama transfer edilen maksimum ısı ile dış ortam sıcaklığı arasında da lineer bir ilişki bulunmaktadır ve bu ilişki $q_{maxtop} = -0.0626(T_{\infty 2}) + 42.6$ şeklinde gerçekleşmektedir (Şekil 11). Bu lineer birliktelikte, dış ortam sıcaklığı artarken transfer edilen maksimum ısı azalmaktadır. Bu durum ise, dış ortam sıcaklığının artmasıyla birlikte, ısı transferinin gerçekleşmesini sağlayan, modülün soğuk yüzey sıcaklığı ve dış ortam sıcaklığı arasındaki farkın azalmasından kaynaklanmaktadır.

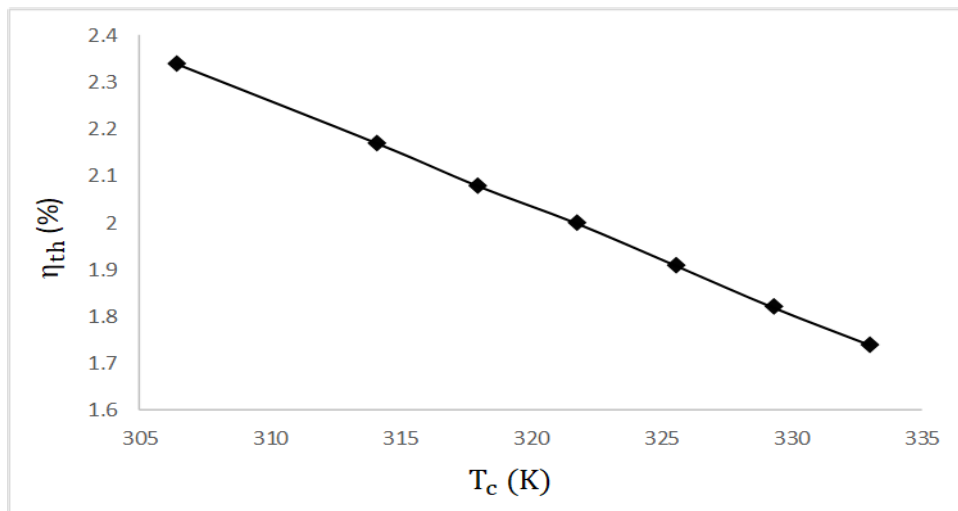
Kanatlı yüzey veriminin farklı dış ortam sıcaklıklarındaki değişimi Şekil 12’de görülmektedir.



Şekil 12. Kanatlı yüzey veriminin dış ortam sıcaklığı ile değişimi

Dış ortam sıcaklığındaki artış ile kanatlı yüzey veriminin de arttığı Şekil 12’de gösterilmektedir. Bu durum, dış ortam sıcaklığı arttıkça, soğuk taraftaki ısı alıcılardan dış ortama gerçekleşen maksimum ısı transferinin azalmasından kaynaklanmaktadır. Çünkü dış ortam sıcaklığı arttıkça termoelektrik modülün soğuk yüzey sıcaklığı artmaktadır. Ancak dış ortam sıcaklığıyla birlikte kanatlı yüzey verimindeki bu artış, yaklaşık olarak 283 K sıcaklığına kadar gerçekleşmekte ve $283 K < T_{\infty 2} < 288 K$ 283 K aralığında ise azalma eğilimi göstermektedir. Buna ilave olarak $T_{\infty 2} > 288 K$ durumunda da, dış ortam sıcaklığı arttıkça kanatlı yüzey verimi tekrar artmaktadır (Şekil 12). Ayrıca kanatlı yüzey verimi ile dış ortam sıcaklığı arasında $\eta = 6 \times 10^{-7}(T_{\infty 2})^2 - 8 \times 10^{-5}(T_{\infty 2}) + 0.763$ şeklinde polinomsal bir ilişki bulunmaktadır (Şekil 12).

Termoelektrik jeneratör modülün soğuk yüzey sıcaklığı ile termoelektrik jeneratör sisteminin ısıl verimi arasındaki ilişki Şekil 13’te gösterilmektedir.



Şekil 13. Termoelektrik jeneratör modülünün soğuk yüzey sıcaklığı ile termoelektrik jeneratör sisteminin ısıl veriminin değişimi

Şekil 13'te de görüldüğü gibi, termoelektrik jeneratör modülünün soğuk yüzey sıcaklığı azaldıkça termoelektrik jeneratör sisteminin ısı verimi artmaktadır. Yani ısı alıcılardan dış ortama gerçekleşen ısı transferi arttıkça termoelektrik jeneratör sisteminin ısı verimi artmaktadır. Sonuç olarak; turboşarjlı sistemin kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilen termoelektrik jeneratör sisteminin soğuk tarafındaki ısı alıcıların kanat optimizasyonunun, farklı dış ortam sıcaklıklarına göre belirlenmesi, termoelektrik jeneratörlerde üretilen elektriksel güç miktarındaki artış için önemli olmaktadır. Başka bir ifadeyle, termoelektrik jeneratör sisteminin soğuk yüzeyinden dış ortama verilen ısı miktarındaki artış, termoelektrik jeneratör sisteminin ısı verimindeki artışı önemli ölçüde etkilemektedir. Bu artış ise soğuk tarafın ısı alıcıları ile sağlanmaktadır. Yani dış ortama verilen ısı miktarındaki artış, Termoelektrik modülün soğuk yüzey sıcaklığını etkilemektedir. Termoelektrik jeneratörün ısı verimi de bu modülün soğuk yüzey sıcaklığına bağlıdır ve bu durum Denklem (22)'de de görülmektedir.

6. Sonuçlar

Çalışmada, bir termoelektrik jeneratörün soğuk tarafındaki kanatlı yüzeyden dış ortama verilen maksimum ısı miktarının farklı dış ortam sıcaklıklarına göre değişimi Matlab programı kullanılarak belirlenmiştir. Buna göre, dış ortam sıcaklığındaki artış ile ısı taşınım katsayısının ve transfer edilen maksimum ısının azaldığı ve her iki durumda da değişimin lineer gerçekleştiği belirlenmiştir. 268 K sıcaklığında gerçekleşen maksimum ısı transferinin 303 K sıcaklığına göre yaklaşık olarak %9.3 artış gösterdiği bulunmuştur. Ayrıca, kanatlı yüzey veriminin de dış ortam sıcaklığı ile değişimi incelenmiş ve sıcaklık arttıkça kanatlı yüzey veriminin arttığı tespit edilmiştir. Ancak, bu artışın yaklaşık olarak 283 K sıcaklığına kadar gerçekleştiği, $283 K < T_{\infty 2} < 288 K$ aralığında ise azalma eğilimi gösterdiği ve $T_{\infty 2} > 288 K$ için ise tekrar arttığı belirlenmiştir. 303 K sıcaklığındaki kanatlı yüzey veriminin 268 K sıcaklığına göre yaklaşık olarak %1.3 daha yüksek olduğu bulunmuştur. Ayrıca termoelektrik jeneratör modülünün soğuk yüzey sıcaklığı azaldıkça termoelektrik jeneratör sisteminin ısı veriminin arttığı belirlenmiştir.

Teşekkür

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

Çıkar Çatışması Beyanı

Makale yazarları aralarında herhangi bir çıkar çatışması bulunmadığını beyan etmektedirler.

Semboller

| | |
|-------|---|
| A | p- ve n-tipi malzemenin kesit alanı (m^2) |
| A_t | Toplam kanatlı yüzey alanı (m^2) |
| A_f | Tek kanatçık alanı (m^2) |
| b | Kanat yüksekliği (m) |
| c_p | Özgül ısı kapasitesi (J/kgK) |
| d | Yoğunluk (kg/m^3) |
| h | Isı taşınım katsayısı (W/m^2K) |
| I | Elektrik akımı (A) |

| | |
|-----------------|--|
| I_{max} | Maksimum elektrik akımı (A) |
| k | p- ve n-tipi malzemenin ısı iletim katsayısı (W/mK) |
| K | Isıl iletkenlik (W/K) |
| k_{al} | Kanat malzemesinin (alüminyum) ısı iletim katsayısı (W/mK) |
| k_{air} | Havanın ısı iletim katsayısı (W/mK) |
| k^* | Etkin ısıl iletkenlik (W/mK) |
| l | p- ve n-tipi termoelektrik elemanın bacak uzunluğu (m) |
| L | Isı alıcının uzunluğu (m) |
| L_c | Akışın karakteristik uzunluğu (m) |
| n | Termoelektrik jeneratör modülünün termokupl sayısı (p ve n sayısı) |
| n_f | Kanat sayısı |
| N_k | Boyutsuz ısıl iletkenlik |
| N_h | Boyutsuz konveksiyon |
| N_I | Boyutsuz akım |
| N_V | Boyutsuz voltaj |
| P | Basınç (Pa) |
| Pr | Prandtl sayısı |
| \dot{Q}_c | Termoelektrik jeneratör modülünden ısı akışı (W) |
| Q_c^* | Soğuk tarafta boyutsuz ısı transfer hızı |
| \dot{Q}_h | Termoelektrik jeneratör modülüne ısı akışı (W) |
| Q_h^* | Sıcak tarafta boyutsuz ısı transfer hızı |
| q_{top} | Isı alıcının toplam ısı transfer hızı (W) |
| R | İç elektrik direnci (Ω) |
| Re | Reynolds sayısı |
| R_L | Dış yük direnci (Ω) |
| R_r | Boyutsuz elektrik direnci |
| t | Kanat kalınlığı (m) |
| T_c | Termoelektrik jeneratör modülünün soğuk yüzey sıcaklığı (K) |
| T_c^* | Soğuk tarafta boyutsuz sıcaklık |
| T_h | Termoelektrik jeneratör modülünün sıcak yüzey sıcaklığı (K) |
| T_h^* | Sıcak tarafta boyutsuz sıcaklık |
| $T_{\infty 1}$ | Sıcak ortam sıcaklığı (K) |
| $T_{\infty 2}$ | Dış ortam sıcaklığı (K) |
| T_{∞}^* | Boyutsuz sıcaklık |
| \bar{T} | Ortalama sıcaklık (K) |
| T_{Taban} | Isı alıcının taban sıcaklığı (K) |
| U_{∞} | Hava akış hızı (m/s) |
| V | Voltaj (V) |
| w | Isı alıcının genişliği (m) |
| \dot{W} | Elektriksel güç çıkışı (W) |
| W^* | Boyutsuz güç çıkışı |
| \dot{W}_{max} | Maksimum güç çıkışı (W) |
| Z | Performans katsayısı (1/K) |
| z | Kanat aralığı (m) |
| z_{opt} | Optimum kanat aralığı (m) |
| Z^* | Etkin performans katsayısı (1/K) |

Yunan sembolleri

| | |
|------------|-------------------------------|
| α | Seebeck katsayısı (V/K) |
| α^* | Etkin Seebeck katsayısı (V/K) |

| | |
|--------------|---|
| ρ | Elektriksel özdirenç (Ωm) |
| ρ^* | Etkin elektriksel özdirenç (Ωm) |
| η | Toplam kanatlı yüzey verimi (%) |
| η_f | Kanat verimi (%) |
| η_{th} | Isıl verim (%) |
| η_{mp} | Maksimum güç verimi (%) |
| η_c | Carnot çevrimi verimi (%) |
| η_{max} | Maksimum ısıl verim (%) |
| ν | Kinematik viskozite (m^2/s) |

Alt indisler

| | |
|---|-----------------------------|
| c | Soğuk taraf |
| h | Sıcak taraf |
| 1 | Sıcak taraf |
| 2 | Soğuk taraf |
| n | N-tipi termoelektrik eleman |
| p | P-tipi termoelektrik eleman |

Kaynaklar

- [1] Wang Z, Han F, Ji Y, Li W. Redundant energy combination and recovery scheme for dual fuel carriers based on thermoelectric harvesting with a large temperature range. *International Journal of Energy Research* 2020; 1-17. DOI: 10.1002 / er.6324
- [2] He M, Wang E, Zhang Y, Zhang W, Zhang F, Zhao C. Performance analysis of a multilayer thermoelectric generator for exhaust heat recovery of a heavy-duty diesel engine. *Applied Energy* 2020; 274: 115298. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115298
- [3] Luo D, Wang R, Yu W, Ahou, W. A numerical study on the performance of a converging thermoelectric generator system used for waste heat recovery. *Applied Energy* 2020; 270: 115181. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115181
- [4] Ezzitouni S, Fernández-Yáñez P, Sánchez L, Armas, O. Global energy balance in a diesel engine with a thermoelectric generator. *Applied Energy* 2020; 269: 115139. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115139
- [5] Ravi R, Pachamuthu S, Kasinathan P. Computational and experimental investigation on effective utilization of waste heat from diesel engine exhaust using a fin protracted heat exchanger. *Energy* 2020; 200: 117489. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117489
- [6] Pacheco N, Brito FP, Vieira R, Martins J, Barbosa H, Goncalves LM. Compact automotive thermoelectric generator with embedded heat pipes for thermal control. *Energy* 2020; 197: 117154. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117154
- [7] Karana DR, Sahoo RR. An experimental study on the thermal behavior of aluminum thermoelectric system integrated with engine exhaust. *Experimental Heat Transfer* 2020; 1730525. DOI: 10.1080/08916152.2020.1730525
- [8] Ramírez R, Gutiérrez AS, Eras JJC, Hernández B, Forero JD. Data supporting the evaluation of the energy recovery potential of thermoelectric generators in diesel engines. *Data in Brief* 2020; 28: 105075. DOI: 10.1016/j.dib.2019.105075
- [9] Sheikh R, Gholampour S, Fallahsohi H, Goodarzi M, Taheri MM, Bagheri M. Improving the efficiency of an exhaust thermoelectric generator based on changes in the baffle distribution of the heat exchanger. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 2020. DOI: 10.1007/s10973-019-09253-x

- [10] Sofyan SE, Jalaluddin MK, Bahri S. The performance of thermoelectric exhaust heat recovery system considering different heat source's fin arrangements. *Earth and Environmental Science* 2020; 463: 012022. DOI: 10.1088/1755-1315/463/1/012022
- [11] Abbasi V, Tabar VS. Measurement and evaluation of produced energy by thermoelectric generator in vehicle. *Measurement* 2020; 107035. DOI: 10.1016/j.measurement.2019.107035
- [12] Ramírez R, Gutiérrez AS, Eras JJC, Valencia K, Hernández B, Forero JD. Evaluation of the energy recovery potential of thermoelectric generators in diesel engines. *Journal of Cleaner Production* 2019; 241: 118412. DOI: 10.1016/j.jclepro.2019.118412
- [13] Kim TY, Kwak J, Kim B. Application of compact thermoelectric generator to hybrid electric vehicle engine operating under real vehicle operating conditions. *Energy Conversion and Management* 2019; 201: 112150. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.112150
- [14] Elzalik M, Rezk H, Mostafa R, Thomas J, Shehata EG. An experimental investigation on electrical performance and characterization of thermoelectric generator. *International Journal of Energy Research* 2019; 1-16. DOI: 10.1002/er.4873
- [15] Najjar YSH, Sallam A. Optimum design, heat transfer and performance analysis for thermoelectric energy recovery from the engine exhaust system. *Journal of Electronic Materials* 2019. DOI: 10.1007/s11664-019-07416-y
- [16] Nonthakarn P, Ekpanyapong M, Nontakaew U, Bohez E. Design and optimization of an integrated turbo - generator and thermoelectric generator for vehicle exhaust electrical energy recovery. *Energies* 2019; 12: 3134. DOI: 10.3390/en12163134
- [17] Kalteh M, Garnejani HA. Investigating the influence of Thomson effect on the performance of a thermoelectric generator in a waste heat recovery system. *International Journal of Green Energy* 2019. DOI: 10.1080/15435075.2019.1642896
- [18] Subramaniam H, Duraisamy S, Raghavan G, Govindan S. Design and development of a test rig for the performance evaluation of automotive exhaust thermoelectric generator. *AIP Advances* 2019. DOI: 10.1063/1.5093587
- [19] Al-Nimr MA, Alajlouni AA. Internal combustion engine waste heat recovery by a thermoelectric generator inserted at combustion chamber walls. *International Journal of Energy Research* 2018; 1-13. DOI: 10.1002/er.4241
- [20] Eddine AN, Chalet D, Faure X, Aixala L, Chessé P. Effect of engine exhaust gas pulsations on the performance of a thermoelectric generator for wasted heat recovery: An experimental and analytical investigation. *Energy* 2018; 162: 715-727. DOI: 10.1016/j.energy.2018.08.065
- [21] Nithyanandam K, Mahajan RL. Evaluation of metal foam based thermoelectric generators for automobile waste heat recovery. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2018; 122: 877-883. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.02.029
- [22] Kim TY, Kwak J, Kim B. Energy harvesting performance of hexagonal shaped thermoelectric generator for passenger vehicle applications: An experimental approach. *Energy Conversion and Management* 2018; 160: 14-21. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.01.032
- [23] Temizer İ, İlkılıç C. The performance and analysis of the thermoelectric generator system used in diesel engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2016; 63: 141-151. DOI: 10.1016/j.rser.2016.04.068
- [24] Topalcı Ü, Gürbüz H, Akçay H, Demirtürk S. Buji ateşlemeli bir motorda egzoz atık ısı geri kazanımı için termoelektrik jeneratör modelinin geliştirilmesi. *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi* 2020; 8: 582-596. DOI: 10.21923/jesd.703886
- [25] Kunt MA, Güneş H. Comparing the recovery performance of different thermoelectric generator modules in an exhaust system of a diesel engine both experimentally and theoretically. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering* 2020; 234: 183-190. DOI: 10.1177/0954407019837786
- [26] Kim TY, Negash AA, Cho G. Waste heat recovery of a diesel engine using a thermoelectric generator equipped with customized thermoelectric modules. *Energy Conversion and Management* 2016; 124: 280-286. DOI: 10.1016/j.enconman.2016.07.013

- [27] Muralidhar N, Himabindu H, Ravikrishna RV. Modeling of a hybrid electric heavy duty vehicle to assess energy recovery using a Thermoelectric Generator. *Energy* 2018; DOI: 10.1016/j.energy.2018.02.023
- [28] Gürcan A. Farklı boyutlarda termoelektrik jeneratör kullanılarak egzoz ısı enerjisinin geri kazanımı. Yüksek Lisans Tezi. Denizli: Pamukkale Üniversitesi; 2019.
- [29] Potur RA. Faz IIIB emisyon standardına cevap veren dizel traktör motorunun tasarımı için gerçek çevrimin matematik modellenmesi ve optimum yanma kanununun belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi; 2009.
- [30] Lee HS. *Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*. Wiley, Hoboken; 2010.
- [31] Lee HS. *Thermoelectrics: Design and Materials*. Wiley, Chichester; 2017.