



ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN ATIK ISI KAYNAKLI BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI

Ertuğrul CİHAN*

*Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü, 80000 Osmaniye
ertugrul.cihan@oku.edu.tr

(Geliş Tarihi: 08.05.2012 Kabul Tarihi: 29.03.2013)

Özet: Çeşitli atık ısı kaynaklarından elektrik enerjisi elde edebilmek için, sistem çevriminde geleneksel akışkan olarak su yerine hidrokarbon bileşenli organik akışkanların kullanıldığı Rankine çevrimi, aynı zamanda “Organik Rankine Çevrimi” olarak adlandırılmaktadır. Bu çalışmada, atık ısı kaynaklı çalışan Organik Rankine çevrimi ile klasik buhar sıkıştırma soğutma çevriminin birleştirildiği bir sistem modellenmiş olup, bu sistem termodinamik açıdan incelenmiştir. Modellenen sistemde, aynı anda hem güç üreten hem de soğutma işini yapan akışkan olarak, kuru tip akışkan özelliklerinden dolayı organik akışkanlardan R600, R600a ve R601 seçilmiştir. Seçilen bu üç organik akışkan için, sistemin güç çevrimi, soğutma çevrimi ve toplam çevrim verimleri ayrı ayrı hesaplanmış olup, sistem performansını etkileyen parametreler teorik olarak araştırılmıştır. Ayrıca, bu akışkanların organik Rankine çevriminde tüm dünyada yaygın olarak kullanılan R245fa akışkanı ile karşılaştırılması da yapılmıştır. Sistem termodinamik açıdan incelendiğinde modellenen sistem için en uygun akışkanın R601 olduğu görülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Organik Rankine Çevrimi, Organik akışkan, Atık ısı, Soğutma çevrimi

COOLING PERFORMANCE INVESTIGATION OF A SYSTEM WITH AN ORGANIC RANKINE CYCLE USING WASTE HEAT SOURCES

Abstract: In order to obtain electrical energy from various heat sources, cycle of the hydrocarbon component organic fluids instead of water as the fluid used in conventional Rankine cycle, as well as "Organic Rankine Cycle" is called. In this study, the Organic Rankine cycle working from waste heat source is combined with the conventional vapor-compression refrigeration cycle is modeled by a system, the system thermodynamically examined. The modeled system, power generating and cooling fluid which does the work, the organic fluids R600, R600a and R601 were selected which are dry refrigerants. These three selected organic fluid, the system power cycles, the cooling cycle and the total cycle efficiencies are calculated separately, the theoretical parameters affecting system performance was investigated. In addition, these fluids with the organic Rankine cycle of fluid is widely used R245fa are compared. Thermodynamic analysis of the modeled system is the most appropriate fluid is R601.

Keywords: Organic Rankine cycle, Organic fluids, Waste heat, Cooling cycle

SEMBOLLER

COP_e	Soğutma çevrimi performans katsayısı [-]	Q_e	Evaporatörden transfer edilen ısı miktarı [kW]
COP_g	Güç çevrimi performans katsayısı [-]	Q_k	Kondenserden transfer edilen ısı miktarı [kW]
COP_s	Sistemin soğutma performans katsayısı [-]	q_b	Kazana verilen özgül ısı miktarı [kJ/kg]
h_1	Kompresör çıkışındaki entalpi [kJ/kg]	q_e	Evaporatörden çekilen özgül ısı miktarı [kJ/kg]
h_2	Kompresör girişindeki entalpi [kJ/kg]	q_k	Kondenserden atılan özgül ısı miktarı [kJ/kg]
h_3	Kondenser çıkışındaki entalpi [kJ/kg]	SP	Türbin boyut faktörü (m)
h_4	Evaporatör çıkışındaki entalpi [kJ/kg]	T_e	Evaporatör sıcaklığı (°C)
h_5	Pompa çıkışındaki entalpi [kJ/kg]	T_b	Kazan sıcaklığı (°C)
h_6	Kazan çıkışındaki entalpi [kJ/kg]	T_k	Kondenser sıcaklığı (°C)
h_7	Türbin çıkışındaki entalpi [kJ/kg]	\dot{V}_{7s}	Türbin çıkışındaki hacimsel debi [m ³ /s]
h_8	Kondenser girişindeki entalpi [kJ/kg]	W_p	Pompaya verilen net güç miktarı [kW]
\dot{m}_1	Soğutma çevrimi akışkan kütle debisi [kg/s]	$W_{t,net}$	Türbinde üretilen net güç miktarı [kW]
\dot{m}_2	Güç çevrimi akışkan kütle debisi [kg/s]	$W_{t,izen}$	Türbin izentropik güç miktarı [kW]
Q_b	Kazana verilen ısı miktarı [kW]	$W_{k,net}$	Kompresöre verilen net güç miktarı [kW]
		$W_{k,izen}$	Kompresör izentropik güç miktarı [kW]
		ΔH_s	Türbindeki entalpi farkı ($=h_6 - h_{7s}$)
		$\eta_{t,mek}$	Türbin mekanik verimi [-]
		$\eta_{t,izen}$	Türbin izentropik verimi [-]

$\eta_{k,mek}$ Kompresör mekanik verimi [-]
 $\eta_{t,izen}$ Türbin izentropik verimi [-]
 η_s Tüm sistem verimi [-]

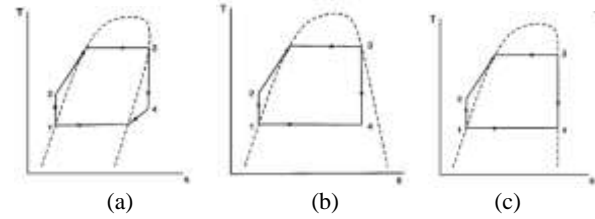
GİRİŞ

Bilindiği gibi, Clausius Rankine çevrimi ısı enerjisini işe çeviren termodinamik bir döngüdür ve bu çevrimde iş yapan akışkan olarak da uzun yıllardır su kullanılmaktadır. Rankine çevriminde geleneksel akışkan olan su, orta ve büyük güç santrallerinde elektrik enerjisi üretmek için tercih edilmektedir. İş yapan akışkan olarak su güvenli, çevreci ve yüksek ısı transferi özelliklerinden dolayı tercih edilmesine rağmen bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Bu dezavantajlarından bazıları yüksek derecede korozif olması ve donma sıcaklığının yüksek olmasıdır. (Verschoor vd, 1995, Tchanche vd, 2011) iş yapan akışkan olarak su ve organik akışkanları fiziksel, kimyasal özelliklerini araştırmış, avantaj ve dezavantajlarını ortaya koymuştur. Son yıllarda Rankine çevriminde su yerine, sudan daha yüksek moleküler kütlesi olan hidrokarbon bileşenli akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Bu akışkanların kullanılması ile bu sistemler Organik Rankine Çevrimi adını almış ve çoğunlukla biyokütle, egzost gazı, güneş enerjisi, jeotermal vb. uygulamalarda oldukça yaygın enerji üretim prosesleri arasına girmiştir (Gang vd, 2010, Roy vd, 2010, Gozdur vd, 2007).

Son zamanlarda iklim değişikliği nedeniyle ortaya çıkan çevresel endişeler ve artan petrol fiyatları, atık ısı veya ısı geri kazanımıyla organik Rankine çevriminin elektrik üretiminde temiz ve güvenilir en iyi yol olduğunu göstermektedir.

Rankine çevriminde kullanılan akışkanın doymuş buhar eğrisinin eğimi ($\xi=dT/ds$) olarak tanımlandığında $\xi<0$ olan akışkanların ıslak tip, $\xi\approx 0$ olan akışkanların izentropik tip ve $\xi>0$ olan akışkanların ise kuru tip olarak sınıflandırıldığı görülmektedir (Chen vd, 2011).

Akışkanın tipi, türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesini doğrudan etkilemektedir. Şekil 1’de T-s diyagramı üzerinde doymuş buhar eğrilerinin eğimlerine göre akışkanların sınıflandırılması görülmektedir. Buna göre (a) kuru tip akışkanlar (R600, R601 vb), (b) ıslak tip akışkanlar (R717, R718 vb), (c) izentropik akışkanlar (R123, R142b vb) örnek verilebilir.



Şekil 1. Rankine çevriminde çeşitli tipteki akışkanların T-s diyagramları, (a) kuru tip akışkanlar, (b) ıslak tip akışkanlar (c) izentropik tip akışkanlar

Rankine çevriminde kullanılan bazı akışkanların termodinamik özellikleri Tablo 1’de verilmiştir. Yapılan birçok araştırma, organik Rankine çevrim sistemlerinde kullanılan hidrokarbon bileşenli organik akışkanlardan, moleküler ağırlığı yüksek, kritik sıcaklık ve basıncı düşük, aynı zamanda kuru-izentropik tip olanlarının daha uygun olduğunu göstermiştir (Bertrand vd, 2009, Drescher vd, 2007, Rayegan vd, 2011, He vd, 2012).

Organik Rankine çevrim sisteminde farklı akışkanlar (R11, R12, R134a ve R113) ile ilk teorik çalışmalar (Hung, 1997, Hung, vd, 2001) tarafından yapılmıştır.

Çalışmada akışkanların doymuş buhar eğrilerinin şekil ve eğimlerinin sistem performansına doğrudan etki ettiğini bulmuşlardır. Benzer bir çalışmada, (Yamamoto, 2001) Rankine çevriminde iş yapan akışkan olarak su yerine R123 akışkanı kullanılması durumunda daha yüksek performans değerlerinin elde edilebileceğini göstermiştir. Rankine çevriminde organik akışkanların kritik sıcaklığının performansa olan etkisi (Lui, vd,

Tablo1. Bazı iş yapan akışkanların termodinamik özellikleri

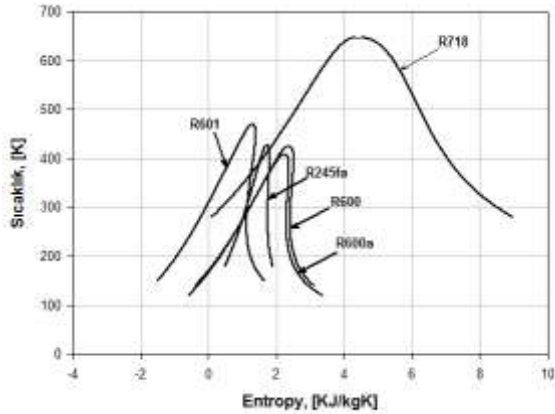
Organik akışkan	$\xi=dT/ds$	Akışkan Tipi	Molekül Ağırlığı (g/mol)	Kritik Sıcaklık (K)	Kritik Basıncı (Mpa)
R717	-10.48	Islak	17.03	405.4	11.3
R718	-17.78	Islak	18.00	647.1	22.0
R22	-1.33	Islak	86.47	369.3	4.99
R32	-4.33	Islak	52.02	351.2	5.78
R600a	1.03	Kuru	58.12	407.8	3.63
R142b	0.00	İzentropik	100.5	410.2	4.06
R600	1.03	Kuru	58.12	425.1	3.8
R245fa	0.19	İzentropik	134.05	427.2	3.64
R123	0.26	İzentropik	152.93	456.8	3.66
R601	1.51	Kuru	72.15	469.7	3.37
R21	-0.78	İzentropik	102.92	451.4	5.18
R141b	0.00	İzentropik	116.95	477.5	4.21
R290	-0.79	İzentropik	44.1	369.8	4.25
R218	0.45	İzentropik	188.02	345.0	2.64

2004) tarafından araştırılmıştır. (Teng vd, 2007) organik kuru tip akışkanları sınıflandırmıştır.

Türbin tasarımında iş yapan akışkanın molekül çapının türbin kanatları üzerine etkisi (Zang vd, 2009) tarafından detaylı olarak incelenmiş ve türbinde genişleme prosesinin kuru bölgede olmasının türbin kanatlarına zarar verme riskini tamamen ortadan kaldırdığını göstermiştir. İzentropik akışkanlardan olan R245fa son zamanlarda kullanılan yaygınlığı açısından ön plana çıkmış olup, bu akışkan için bir çok teorik ve deneysel çalışma bulunmaktadır (Wang vd, 2010, Wang vd, 2011).

Bu çalışmada, düşük sıcaklığa sahip (<150 °C) atık ısı kaynaklı çalışan Organik Rankine Çevrimi ile klasik buhar sıkıştırma soğutma çevriminin birleştirildiği bir sistem modellenmiştir. Bu konuda benzer çalışma (Aphornratana vd, 2010) tarafından R22 ve R134a ıslak tip akışkanlar kullanarak teorik analizler yapmışlardır. Diğer bir benzer çalışma da ise (Wang vd, 2011) R245fa izentropik tip akışkan ile sistem performansını etkileyen parametreleri araştırmıştır. Yukarıda bahsi geçen benzer iki çalışmada ıslak ve izentropik tip akışkanlar kullanılmasına rağmen, bu çalışmada farklı olarak kuru tip akışkan sınıfında olan R600, R600a ve R601 seçilmiştir.

Bugün iş yapan akışkan olarak yaygın ticari kullanımda olan R245fa ile karşılaştırması da yapılmıştır. Seçilen bu akışkanların kritik sıcaklıkları 200 °C'nin altında olup, Şekil 2'de geleneksel iş yapan akışkan R718 (su) ile T-s diyagramında karşılaştırılması gösterilmiştir. Bu grafiğin oluşturulmasında NIST tarafından verilen REFPROP veri tabanı kullanılmıştır (NIST 2007).



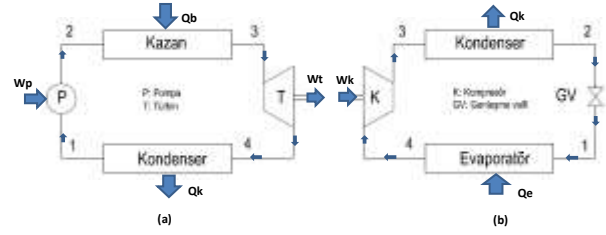
Şekil 2. T-s diyagramında organik akışkanlar ve R718 (su) ile karşılaştırılması

MATERYAL VE METOT

Modelin oluşturulması:

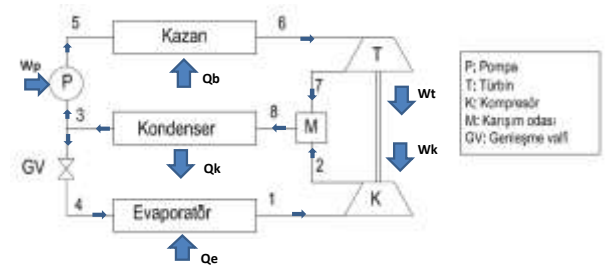
Çeşitli ısı kaynaklarından (Biyokütle, jeotermal, egzost gazları vb) elektrik enerjisi üretmek için kullanılan organik Rankine çevrimi şematik diyagramı Şekil 3a'da gösterilmiştir. Sistemde kullanılan organik akışkan, bir pompa yardımı ile basıncı yükseltilerek kazanda buharlaştırılmakta, yüksek sıcaklık ve basınçta buhar halindeki akışkan türbinde genişletilerek iş elde

edilmektedir. Şekil 3b'de ise, klasik buhar sıkıştırma soğutma çevriminin şematik diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3. Şematik diyagram, (a) organik Rankine çevrimi, (b) buhar sıkıştırma soğutma çevrimi

Bu çalışmada, organik Rankine çevrimi ile klasik buhar sıkıştırma soğutma çevriminin birleştirildiği bir sistem modellenmiştir. Modellenen organik Rankine çevrimi ile çalışan soğutma sisteminin şematik diyagramı Şekil 4'te gösterilmiştir.

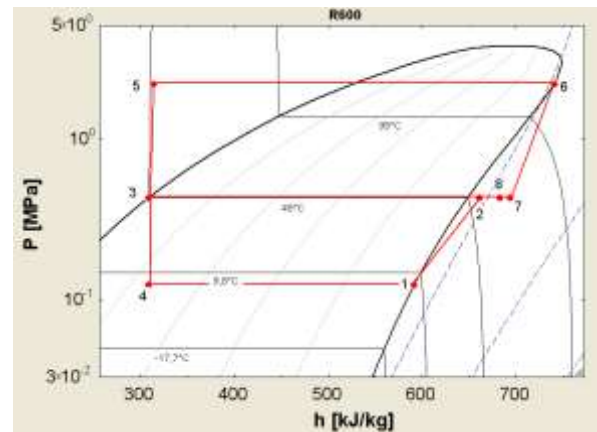


Şekil 4. Organik Rankine çevrimi ile çalışan soğutma sisteminin şematik diyagramı

Sistemdeki prosesler,

- 1-2 Kompresörde akışkanın sıkıştırılarak basıncın artırılması
- 3-4 Genleşme valfinde akışkanın basıncının düşürülmesi
- 3-5 Pompa ile akışkanın basıncının artırılması
- 5-6 Kazanda akışkanın ısıtılarak buharlaştırılması
- 6-7 Türbinde akışkanın genişletilerek iş elde edilmesi
- 8-3 Kondenserden ısının çevreye atılması
- 1-4 Evaporatörde ortamdan ısı çekilmesi
- 2-7-8 Türbin ve kompresör çıkışındaki akışkanın adyabatik olarak karışarak karışım odasını terk etmesi şeklindedir.

Modellenen bu soğutma sistemindeki çevrim noktaları P-h diyagramı üzerinde Şekil 5'te gösterilmiştir.



Şekil 5. Soğutma-Güç çevrimi P-h diyagramı

Sistem performansının hesaplanması:

Şekil 5'te görüldüğü gibi sistem, güç ve soğutma çevrimi olarak iki çevrimin birleşmesinden oluşmaktadır. Bu çevrimlerin güç-soğutma performans katsayıları ayrı ayrı hesaplanacaktır.

Sistemdeki güç çevriminin performans katsayısı COP_g , eşitlik (1) ile hesaplanabilir.

$$COP_g = \frac{W_{t,net}}{(Q_b + W_p)} \quad (1)$$

Eşitlik (1)'de Q_b , kazanda akışkana verilen ısı miktarı olup, aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$Q_b = \dot{m}_2 (h_6 - h_5) \quad (2)$$

Burada, \dot{m}_2 güç çevrim sisteminde dolaşan kütle debisidir. Türbinden elde edilen net iş miktarı $W_{t,net}$, eşitlik (3) ifadesi ile hesaplanmaktadır.

$$W_{t,net} = \eta_{t,mek} \eta_{t,izen} W_{t,izen} \quad (3)$$

Burada, $\eta_{t,mek}$ ve $\eta_{t,izen}$ ifadeleri sırasıyla türbin mekanik ve izentropik verimleridir. Akışkan basıncını yükseltmek için kullanılan pompanın çektiği güç miktarı ise,

$$W_p = \dot{m}_2 (h_5 - h_3) \quad (4)$$

şeklinde bulunabilir.

Sistemdeki soğutma çevriminin performans katsayısı COP_e , eşitlik (5) ile hesaplanabilir.

$$COP_e = \frac{Q_e}{W_{k,net}} \quad (5)$$

Evaporatörde ortamdan çekilen ısı miktarı Q_e ve kondenserden atılan Q_k ısı miktarları,

$$Q_e = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) \quad (6)$$

$$Q_k = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) (h_8 - h_3) \quad (7)$$

şeklinde bulunabilir.

Kazan, evaporatör ve kondenserde transfer edilen özgül ısı miktarları ise sırasıyla; $q_b=Q_b/m_1$, $q_e=Q_e/m_1$ ve $q_k=Q_k/m_1$ şeklinde tarif edilmiştir. Burada, \dot{m}_1 soğutma çevriminde sistemde dolaşan kütle debisidir.

Kompresörün harcadığı net iş miktarı eşitlik (8) ile hesaplanabilir.

$$W_{k,net} = \frac{W_{k,izen}}{\eta_{k,mek} \eta_{k,izen}} \quad (8)$$

Burada, $\eta_{k,mek}$ ve $\eta_{k,izen}$ ifadeleri sırasıyla kompresör mekanik ve izentropik verimleridir.

Türbinden elde edilen net iş, kompresöre verilen net işe eşit olacağından ($W_{k,net} = W_{t,net}$) türbin ve kompresör arasında izentropik güç olarak (9) ifadesi elde edilir.

$$W_{k,izen} = \eta_s W_{t,izen} \quad (9)$$

Burada, türbin ve kompresörden oluşan sistemin verimi $\eta_s = \eta_{t,mek} \eta_{t,izen} \eta_{k,mek} \eta_{k,izen}$ şeklinde tarif edilmektedir.

Tüm sistemin soğutma performans katsayısı COP_s ise, eşitlik (10) ile hesaplanabilir.

$$COP_s = \frac{Q_e}{(Q_b + W_p)} \quad (10)$$

Organik Rankine çevriminde türbinlerin tasarımında kullanılan, türbin boyut faktörü SP [m] tanımlanmış olup, Eşitlik (11) ile tarif edilmektedir (Macchi vd, 1981, Stijepovic vd, 2012). Türbin boyut faktörü SP çevrimde kullanılan akışkan tipi ve özelliklerine bağlı olarak değişmekte olup, bu değer azaldıkça türbin boyutları küçülmekte ve maliyeti düşmektedir. Dolayısıyla ideal akışkan seçiminde, sistem performansının yanında sistemde en yüksek maliyetlerden birini oluşturan türbin için türbin boyut faktörünün de dikkate alınması gereklidir. Bu çalışmada seçilen akışkanlar için türbin boyut faktörü değerleri de hesaplanmıştır.

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{7s}}}{\sqrt[4]{(\Delta H_s)}} \quad (11)$$

Burada, \dot{V}_{7s} [m^3/s] akışkanın türbin çıkışındaki hacimsel debisi, ΔH_s [kJ/kg] ise türbinde ideal durumda entalpi düşüşü olarak tanımlanmaktadır.

Yukarıdaki tüm eşitlikler kullanılarak güç çevrimi, soğutma çevrimi ve tüm sistemin soğutma performans katsayılarını hesaplamak mümkün olmaktadır. Hesaplamalar, termodinamik problemlerin çözümünde kullanılan EES paket programı yardımı ile yapılmıştır (Klein, 2009).

ARAŞTIRMA SONUÇLARI

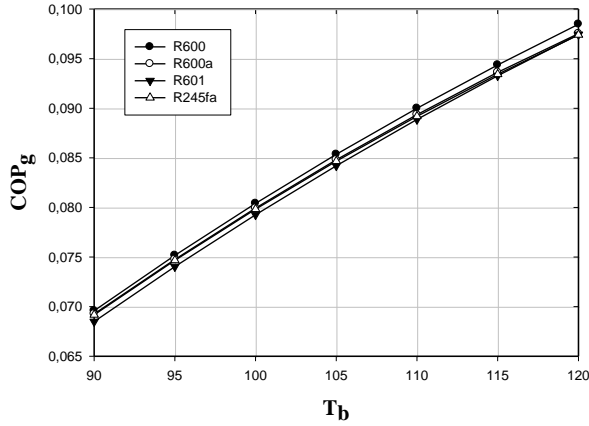
Şekil 4'te şematik diyagramı verilen soğutma sisteminin performans hesaplarının yapılabilmesi için sistemde kullanılan ekipmanların (Türbin, kompresör, pompa) mekanik ve izentropik verimleri literatüre uygun olarak Tablo 2.'de verilen değerler alınmıştır (Qui vd, 2011, Quoilin vd, 2010, Kang, 2012).

Tablo 2. Sistemdeki ekipmanların izentropik ve mekanik verimleri

$\eta_{t,mek}$	$\eta_{t,izen}$	$\eta_{k,mek}$	$\eta_{k,izen}$	η_p
0,85	0,75	0,8	0,7	0,8

EES paket programı yardımı ile çevrim noktalarındaki tüm entalpi değerleri bulunarak, kazana verilen ısı ve evaporatörde ortamdan çekilen ısı miktarları hesaplanmıştır. Hesaplarda, değişken olarak kazan

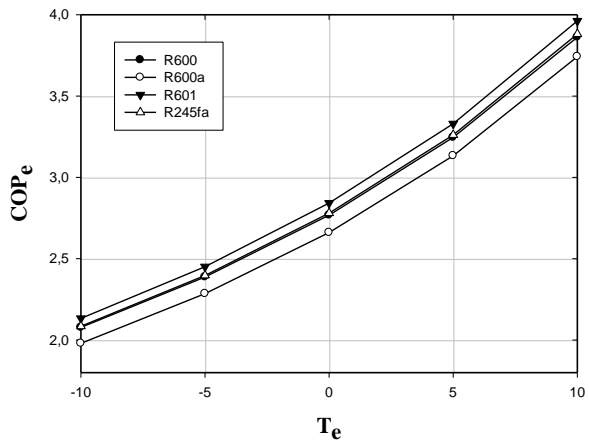
sıcaklığı (T_b), evaporatör sıcaklığı (T_e) ve kondenser sıcaklığı (T_k) temel alınmıştır. Şekil 6'da Eşitlik (1) kullanılarak, seçilen dört farklı akışkanın güç çevrimi performans katsayısının kazan sıcaklığı ile değişimi görülmektedir. Burada kondenser ve evaporatör sıcaklıkları sabit tutulmuştur ($T_k=45$ °C, $T_e=5$ °C). Şekilden görüleceği gibi kazan sıcaklığı arttıkça güç çevrimi performans katsayısı artmakta ve en yüksek verim akışkanlar arası çok fark olmamakla birlikte R600 akışkanında elde edilmektedir.



Şekil 6. Güç çevrimi performans katsayısının kazan sıcaklığı ile değişimi ($T_k=45$ °C, $T_e=5$ °C)

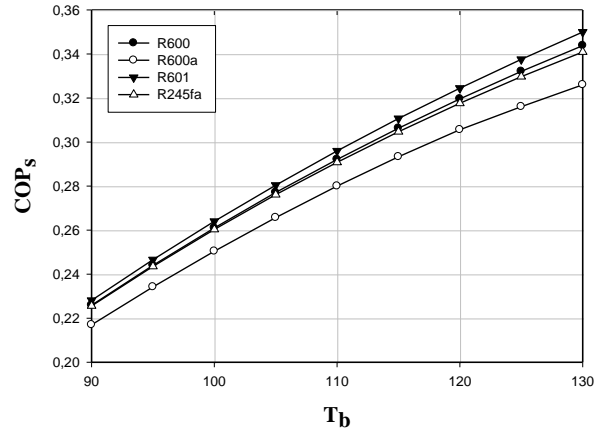
Kazan sıcaklığı ve kondenser sıcaklığı sabit tutularak ($T_b=100$ °C, $T_k=45$ °C), aynı şartlarda soğutma çevrimi performans katsayısının evaporatör sıcaklığı ile değişimi Eşitlik (5) yardımı ile hesaplanarak Şekil 7'de verilmiştir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça soğutma performans katsayısı da artmakta ve en yüksek verim R601 akışkanında elde edilmektedir. Soğutma çevriminde en kötü performans seçilen akışkanlardan R600a'da olduğu görülmektedir.

Modellenen sistem güç çevrimi ve soğutma çevriminin birleştirilmesi ile oluşturulduğundan esas olarak kazana verilen ısı miktarı ile elde edilen soğutma kapasitesi önem taşımaktadır.

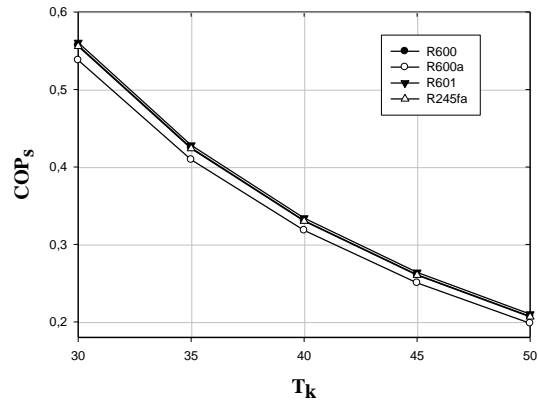


Şekil 7. Soğutma çevrimi performans katsayısının evaporatör sıcaklığı ile değişimi ($T_k=45$ °C, $T_b=100$ °C)

Bu nedenle tarif edilen tüm sistem soğutma performans katsayısının kazan sıcaklığı, kondenser sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığı ile değişimleri incelenmiştir. Eşitlik (10) kullanılarak Şekil 8'de tüm sistem soğutma performans katsayısının kazan sıcaklığı ile değişimi görülmektedir.



Şekil 8. Tüm sistem soğutma performans katsayısının kazan sıcaklığı ile değişimi ($T_k=45$ °C, $T_e=5$ °C)



Şekil 9. Tüm sistem soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığı ile değişimi ($T_b=100$ °C, $T_e=5$ °C)

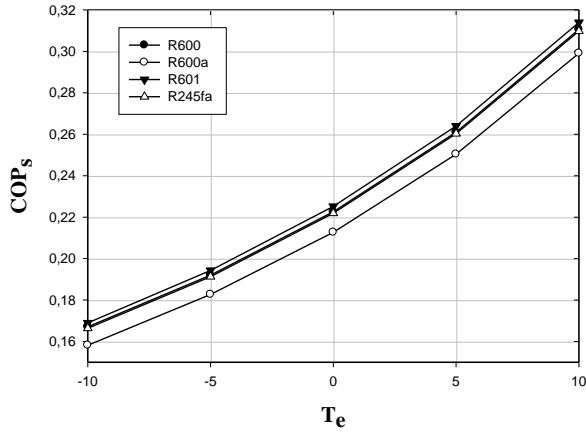
Tüm sistem soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığı ile değişimi Şekil 9'da, evaporatör sıcaklığı ile değişimi ise Şekil 10'da verilmiştir. R600a akışkanı hariç diğer akışkanlar arasında sistem soğutma performansı açısından çok büyük bir fark görülmemektedir. Kondenser sıcaklığının düşürülmesi veya evaporatör sıcaklığının artması doğal olarak sistem soğutma performansına pozitif katkı sağlamaktadır. Seçilen tüm akışkanlara bakıldığında R601 akışkanının en iyi verimi sağladığı görülmektedir.

Evaporatör ve kondenser sıcaklığı sabit tutularak ($T_e=5$ °C, $T_k=45$ °C) kazana verilen özgül ısı miktarının (q_b) kazan sıcaklığı ile değişimi Şekil 11'de verilmiştir. Kazan sıcaklığı arttıkça kazana verilen özgül ısı miktarı azalmakta ve en düşük ısı miktarı R245fa akışkanında en yüksek ise R601 akışkanında olduğu görülmektedir.

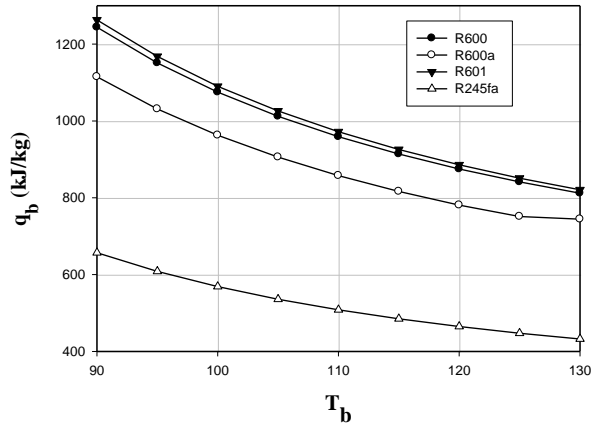
Evaporatörden çekilen yüksek ısı miktarı R601 akışkanı sağlarken en düşük ise R245fa akışkanında olduğu görülmektedir. Şekil 13'te ise kondensere atılan özgül ısı miktarının (q_k), kazan ve evaporatör sıcaklığı sabit

iken ($T_b=100^\circ\text{C}$, $T_e=5^\circ\text{C}$) kondenser sıcaklığı ile değişimi verilmiştir.

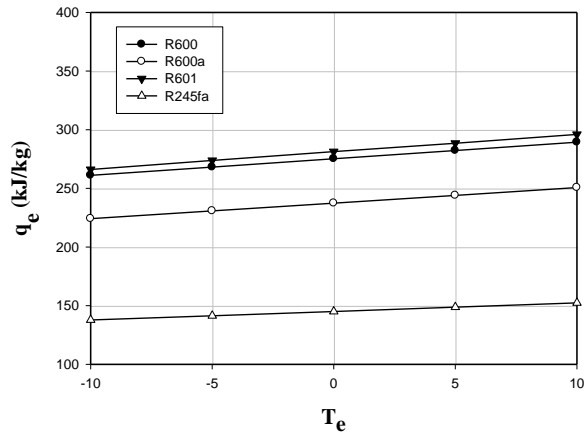
Şekilden görüleceği gibi kondenserdan atılan en yüksek ısı miktarının R601 akışkanında, en düşük ısı miktarının ise R245fa akışkanında olduğu anlaşılmaktadır.



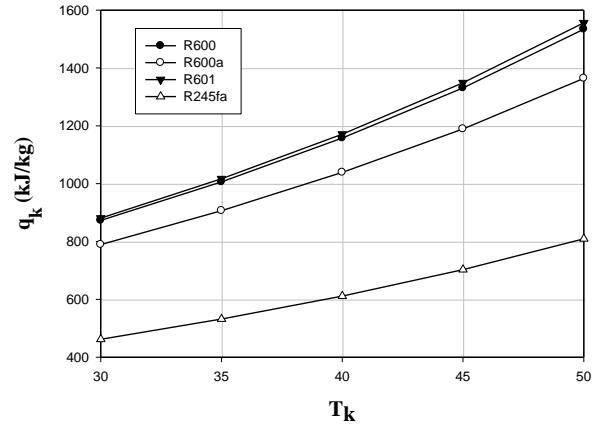
Şekil 10. Tüm Sistem soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığı ile değişimi ($T_b=100^\circ\text{C}$, $T_k=45^\circ\text{C}$)



Şekil 11. Kazana verilen özgül ısı miktarının kazan sıcaklığı ile değişimi ($T_k=45^\circ\text{C}$, $T_e=5^\circ\text{C}$)



Şekil 12. Evaporatörden çekilen özgül ısı miktarının evaporatör sıcaklığı ile değişimi ($T_b=100^\circ\text{C}$, $T_k=45^\circ\text{C}$)

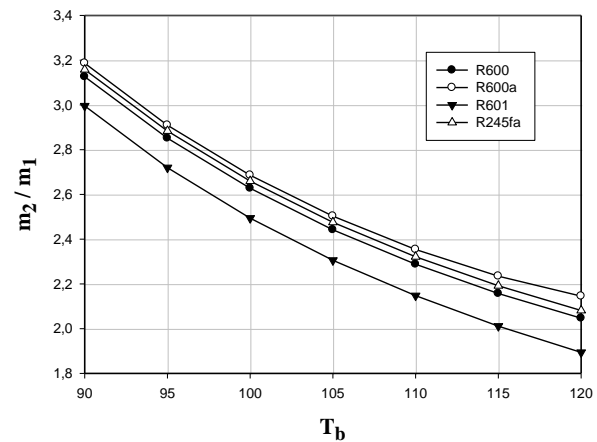


Şekil 13. Kondenserdan atılan özgül ısı miktarının kondenser sıcaklığı ile değişimi ($T_b=100^\circ\text{C}$, $T_e=5^\circ\text{C}$)

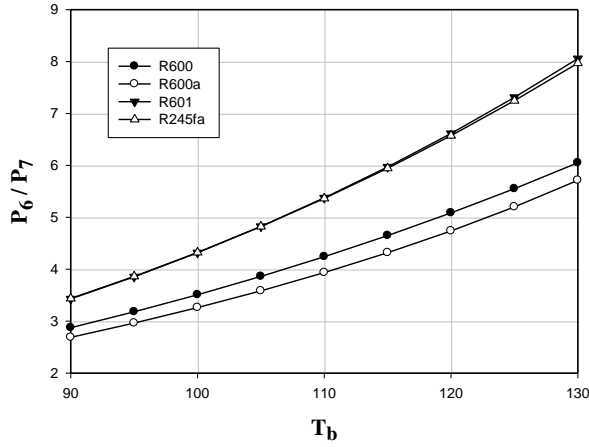
Modellenen sistemde, soğutma çevriminde dolaşan akışkan kütle debisi m_1 ve güç çevriminde iş yapan akışkan kütle debisi m_2 olarak tanımlandığından, kütle debi oranlarının (m_2/m_1) kazan sıcaklığı ile değişimi Şekil 14'te verilmiştir. Şekilden görüleceği gibi, güç çevriminde dolaşan akışkan debi miktarı en düşük olan R601 akışkanı, en yüksek debi miktarı ise R600a akışkanında olduğu ortaya çıkmaktadır.

Genel olarak, soğutma çevriminde dolaşan akışkan debisinin düşük sıcaklıklarda yaklaşık 3 katı, yüksek sıcaklıklarda ise yaklaşık 2 katı daha fazla akışkan debisinin güç çevriminde dolaşması gerekli olduğu görülmektedir.

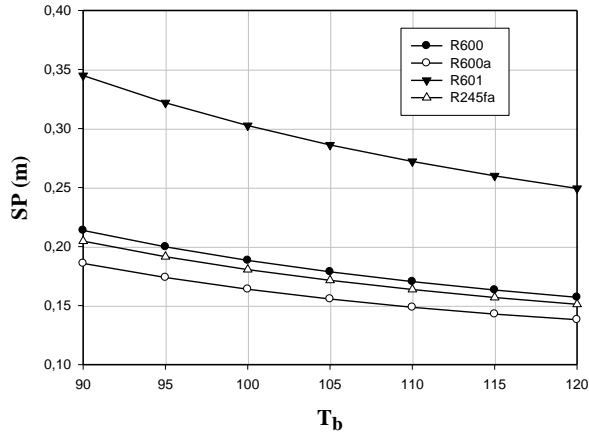
Türbin tasarım parametrelerinden biri olan türbin giriş-çıkış basınç oranının (P_6/P_7) düşük olması istenmektedir (Tchanche vd, 2011). Bu çalışmada seçilen akışkanlara göre türbin girişi-çıkış basınç oranının kazan sıcaklığı ile değişimi Şekil 15'de verilmiştir. Basınç oranı en düşük akışkan R600a olmakta, en yüksek ise R601 ve R245fa akışkanı olduğu görülmektedir.



Şekil 14. Güç-Soğutma çevrimi kütle debisi oranının (m_2/m_1) kazan sıcaklığı ile değişimi ($T_e=5^\circ\text{C}$, $T_k=45^\circ\text{C}$)



Şekil 15. Türbin giriş-çıkış basınç oranının (P_6/P_7) kazan sıcaklığı ile değişimi ($T_e=5^\circ\text{C}$, $T_k=45^\circ\text{C}$)



Şekil 16. Türbin boyut faktörü değerinin (SP) kazan sıcaklığı ile değişimi ($T_e=5^\circ\text{C}$, $T_k=45^\circ\text{C}$)

Yukarıda bahsedildiği gibi, türbin tasarım parametrelerinden bir diğeri olan türbin boyut faktörü değeri SP, kullanılan akışkan tipine göre değişkenlik göstermektedir. SP değeri azaldıkça türbin boyutları küçülmekte, ağırlığı ve maliyeti düşmektedir. Seçilen akışkanlara göre Eşitlik (11) kullanılarak SP değerinin kazan sıcaklığı ile değişimi Şekil 16'da verilmiştir. Buna göre türbin boyut faktörü en düşük değeri R600a akışkanında, en yüksek değeri ise R601 akışkanında olduğu görülmektedir.

TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu çalışmada, düşük sıcaklığa sahip ($<150^\circ\text{C}$) atık ısı kaynaklı çalışan Organik Rankine çevrimi ile klasik buhar sıkıştırma soğutma çevriminin birleştirildiği bir sistem modellenmiş olup, bu sistem termodinamik açıdan incelenmiştir. Modellenen sistemde, aynı anda hem güç üreten hem de soğutma işini yapan akışkan olarak, organik akışkanlardan R600, R600a ve R601 seçilmiştir. Doğada saf olarak bulunan hidrokarbon soğutucu akışkan sınıfındaki bu kuru tip akışkanlar zehirsiz, ozonu tüketmeyen, küresel ısınma potansiyeli olmayan, üretimi kolay ve maliyeti düşük olması nedeniyle tercih edilmektedir. Ayrıca, bu çalışmada

seçilen akışkanların organik Rankine çevriminde tüm dünyada yaygın olarak kullanılan R245fa ile karşılaştırılması da yapılmıştır. Hesaplarda, değişken olarak kazan sıcaklığı (T_b), evaporatör sıcaklığı (T_e) ve kondenser sıcaklığı (T_k) temel alınmıştır. Türbin tasarım parametrelerinden, türbin giriş-çıkış basınç oranı ve türbin boyut faktörü değerinin seçilen akışkanlara göre değişimi de araştırılmıştır. Sistem tasarım parametreleri incelendiğinde istenen tüm şartları (küçük boyut, düşük ağırlık ve yüksek verim) yerine getiren ideal bir akışkan günümüzde henüz bulunamamıştır. Sistemi oluşturan her bir parçanın (kazan, kondenser, evaporatör, kompresör, türbin) boyut, ağırlık ve maliyet göz önüne alındığında sistem veriminin tek parametreye bağlı olmadığı açıktır. Aynı çalışma şartlarında ve aynı soğutma kapasitesinde soğutma veriminin yanında, kazan ve kondenser ısı kapasitelerinin düşük olması yani küçük boyutlarda seçilmesi toplam maliyeti düşürecektir. Günümüzde ORC sistemlerinde yaygın olarak kullanılan R245fa akışkanını kazan, kondenser ve evaporatör ısı kapasiteleri dikkate alındığında bu sistemlere maliyet avantajı getirdiği bu çalışmada da açık olarak görülmektedir. Ancak, bu sistemlerde en yüksek maliyeti oluşturan türbinin boyut ve ağırlık açısından incelendiğinde ise R245fa akışkanını bu avantajını kaybetmektedir. Bu çalışmada seçilen kuru tip organik akışkanlardan biri olan R600a genel olarak soğutma veriminin yüksek ve türbin boyut faktörü değerlerinin ise R245fa akışkanına göre küçük olması nedeniyle önemli miktarda maliyet kazancı getireceği anlaşılmaktadır.

Buna göre,

- Sistemin güç çevrimi performans değerleri (COP_g) kazan sıcaklığına bağlı olarak artmakta ancak seçilen akışkan tipine göre çok farklı olmadığı ve değerlerin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Dolayısıyla güç çevrimi açısından kazan tasarımında herhangi bir akışkan ön plana çıkmamaktadır.
- Sistemin soğutma çevrimi performans değerleri (COP_e) evaporatör sıcaklığına bağlı olarak artmakta ve en iyi performans değerinin R601 en kötü performans değerinin ise R600a akışkanında olduğu anlaşılmaktadır.
- Tüm sistemin soğutma performans değerleri (COP_s) kazan, evaporatör ve kondenser sıcaklıkları ile incelendiğinde, en yüksek performans değerlerinin R601 akışkanında olduğu görülmüştür.
- Kazana verilen özgül ısı (q_b), evaporatörden çekilen özgül ısı (q_e) ve kondensere atılan özgül ısı (q_k) miktarlarına bakıldığında en düşük değerler R245fa akışkanında elde edilmektedir. Bu nedenle, sistemde kullanılan parçalardan kazan, evaporatör ve kondensere küçük boyut, düşük ağırlık ve maliyet avantajı sağlayarak R245fa akışkanını ön plana çıkarmaktadır.
- Güç-Soğutma çevrimi kütle debisi oranının (m_2/m_1) kazan sıcaklığı ile değişimi incelendiğinde, en yüksek kütle debi oranı R600a, en düşük ise R601 akışkanında elde edilmiştir. Düşük kütle çevrim oranı (m_2/m_1) sistemde kullanılan pompa, türbin ve kompresörün boyutlarının da küçülmesi anlamına

gelmektedir. Ayrıca sistemde birim soğutma-güç için kullanılan soğutucu akışkan miktarını da düşüreceklerdir.

- f) Türbin tasarım parametrelerinden, türbin giriş-çıkış basınç oranı (P_6/P_7) ve türbin boyut faktörü değeri (SP) dikkate alındığında en düşük değerlerin R600a en yüksek değerlerin de R601 akışkanında olduğu görülmüştür.

Sonuç olarak, modellenen sistem termodinamik açıdan incelendiğinde, tüm sistemin soğutma performansı açısından bakıldığında en uygun akışkan R601 dir. Ancak, türbin giriş-çıkış basınç oranları ve türbin boyut faktörü dikkate alındığında türbin için en küçük boyut, ağırlık ve maliyetten dolayı R600a akışkanı ön plana çıkmaktadır.

KAYNAKLAR

Aphornratana A., Sriveerakul T., Analysis of a combined Rankine-vapour-compression refrigeration cycle, *Energy Conversion and Management*, 51,2557-2564,2010.

Bertrand F.T., George P., Gregory L., Antonios F., Fluid selection for a low-temperature solar Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, 29, 2468-2476, 2009.

Chen H., Goswami D.Y., Stefanakos E.K., A review of thermodynamic cycles and working fluids for conversion of low-grade heat, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 3059-3067, 2010.

Drescher U., Brüggemann D., Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Applied Thermal Engineering*, 27, 223-228, 2007.

He C., Liu C., Gao H., Xie H., Li Y., Wu S., Xu J., The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle, *Energy*, 38, 136-143,2012.

Hung T., C., Shai T. Y., Wang, S. K., A review of organic rankine cycles (ORCs) fo the recovery of low-grade waste heat, *Energy*, 22, 661-667, 1997.

Hung T., C., Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids, *Energy Conversion and Management*, 42, 539-553, 2001.

Gang P., Jing L., Jie J., Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle, *Applied Thermal Engineering*, 30, 998-1004, 2010.

Gozdur A. B., Nowak W., Maximising the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant, *Applied Thermal Engineering*, 27, 2074-2078, 2007.

Kang S.H., Design and experimental study of ORC and radial turbine using R245fa working fluid, *Energy*, 41,514-524,2012.

Klein, S, A., Engineering Equation Solver, Version 8.629, F-Chart Software, 2009.

Lui B., Chien K., Wang, C., Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, *Energy*, 29, 1207-1217, 2004.

Macci E., Perdichizzi A., Efficiency prediction of axial-flow turbines operating with non conventional fluids, ASME, *Journal of Engineering for Power*, 103, 718-724,1981.

National Institute of Standards and Technology (NIST), Standard Reference Database 23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP 7.0, 2007.

Qui G., Lui H., Riffat S., Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle, *Applied thermal engineering*, 31, 3301-3307, 2011.

Quoilin S., Lemat V., Lebrun J., Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander, *Applied energy*, 87, 1260-1268, 2010.

Rayegan R., Tao X., A procedure to select working fluids for solar Rankine Cycles (ORCs), *Renewable Energy*, 36, 659-670, 2011.

Roy J.P., Mishra M.K., Misra A., Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle, *Energy*, 35, 5049-5062, 2010.

Stijepovic M., Linke P., Papadopoulos A., Grujic A., On the role of working fluid propeties in Organic Rankine Cycle performance, *Applied Thermal Enginering*, 36, 406-413, 2012.

Tchanche B., Lambrinos G., Frangoudakis A., Papadakis G., Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles-A review of various applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 3693-3979, 2011.

Teng H., Regner G., Cowland C., Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle part II, working fluids for WHR-ORC, In, SAE paper, 01-543,2007.

Verschoor MJE, Brouwer EP, Description of the SMR cycle which combines fluid elements of steam and organic Rankine cycles, *Energy*, 20,295-203, 1995.

Yamamoto T., Furuhashi T., Arai, N., Mori, K., Design and testing of the Organic Rankine Cycle, *Energy*, 26, 239-251, 2001.

Zhang X., Zeng K., He MG., New technology of thermodynamic cycle of waste heat recovery of vehicle gasoline engine, In, Proceeding of Asia-Pasific Power and Energy engineering confarence, 2009.

Wang H., Peterson R., Herron T., Design study of configuration an system COP for a combined ORC

(organic Rankine cycle) and VCC (vapour compression cycle), *Energy*, 36, 4809-4820,2011.

Wang X., D., Zhao L., Wang J.L., Experimental investigation on the low-temperature solar Rankine cycle system using R245fa, *Energy Conversion and Management*, 52, 946-952, 2011.

Wang X., D., Zhao L., Wang J.L., Zhang W.Z., Zhao X.Z., Wu W., Performance evaluation of a low – temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa, *Solar Energy*, 353-364, 2010.



Ertuğrul Cihan, 1966 yılında doğdu ve 1987 yılında Çukurova Üniversitesi Müh. Fakültesi Makine mühendisliği bölümünden mezun oldu. Aynı bölümde 1991 ve 1995 yıllarında sırasıyla yüksek lisans ve doktora derecelerini aldı. Bu yıllar arası Makine Müh. Bölümünde Araştırma Görevlisi ve Öğretim Görevlisi olarak çalıştı. 1996-2010 yılları arası otobüs, midibüs ve kamyon imalatı yapan özel bir şirkette Ar-Ge şefi olarak görev yaptı. 2010 yılında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde Yardımcı Doçent olarak göreve başladı.