

EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ SOĞUTMA ÇEVİRİMİNDE SIVI-BUHAR AYIRICI VERİMLİLİĞİNİN R134A, R1234YF VE R1234ZE(E) SOĞUTKANLARI İÇİN FARKLI ÇALIŞMA KOŞULLARINDA TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

Theoretical Investigation of the Vapor-Liquid Separator Efficiency in the Ejector Expansion Refrigeration Cycle for R134A, R1234yf, and R1234ze(E) under Various Operating Conditions

Ayşe Uğurcan ATMACA
Aytunç EREK
Orhan EKREN

ÖZET

Ejektör genleştiricili soğutma sistemlerinin performans analizleri için kurulan termodinamik modeller sistemdeki tersinmezlikleri ejektör kısım verimlilikleri ve soğutma sistemindeki bileşenlerin verimlilikleri üstünden ele alırlar. Sistem kayıpları ve tersinmezlikler termodinamik modellere sabit değerler olarak tanımlanır. Böylece sistem performans iyileştirmesinin gerçekçi çalışma koşullarına daha uygun olarak elde edilmesi amaçlanır. Literatürdeki termodinamik modeller çoğunlukla ejektör kısım verimliliklerine odaklanmaktadır. Ancak ejektör genleştiricili sistemler için kritik bir bileşen olan sıvı-buhar ayırıcısının sıvı ve buhar ayırma prosesleri için verimlilikleri de hem çevrimin toplam performansı hem de ejektörün performansı üzerinde etkilidir. Bu sebeple termodinamik modeller kurulurken sıvı ve buhar ayırma proseslerinin verimlilik terimleri de modele birer girdi olarak eklenmelidir. Bu çalışma kapsamında kurulan detaylı termodinamik modeller ejektör kısım verimlilikleri ve kompresör verimine ek olarak sıvı-buhar ayırıcısı için de ayrı ayrı verimlilik değerlerini içermektedir. Ejektör genleştiricili bir soğutma çevrimindeki sıvı-buhar ayırıcısı verimliliğinin analizlerini içeren çalışmalar literatürde hem azdır hem de verilen sonuçlar kısıtlıdır. Ayrıca sonuçlar en iyi performans iyileştirmesinin sağlandığı optimum ikincil lüle basıncında sunulmalıdır. Ejektörün sıvı-buhar ayırıcı verimsizlik etkilerinin tasarım dışı çalışma koşulları anlamına gelen optimum ikincil lüle basıncı dışındaki basınçlarda değerlendirilmesi, çevrimde ejektörün etkinliğini yitirdiği aralığın belirlenmesinde yanıtıcı olabilmektedir. Bu çalışmada temel olarak sıvı-buhar ayırıcısının hangi verimsizlik değerlerinden sonra ejektörün performans iyileştirmesini etkisiz bıraktığı farklı çalışma koşullarında optimum ikincil lüle basıncı varsayımına göre ortaya konacaktır. Başka bir deyişle optimum ikincil lüle basıncında ele alınan R1234yf, R1234ze(E) ve R134a soğutkanları için farklı çalışma koşullarına göre ejektörün etkinliğini yitirdiği sıvı-buhar ayırıcı verimsizlik sınırları araştırılacaktır. Tüm ejektör kısım verimliliklerine ek olarak sıvı-buhar ayırıcı verimliliklerini de içeren termodinamik model MATLAB® ortamında kurulacaktır ve soğutkanların termodinamik özellikleri REFPROP v9.1 programı kullanılarak belirlenecektir.

Anahtar Kelimeler: Ejektör genleştiricili soğutma çevrimi, Sıvı-buhar ayırıcı verimliliği, Termodinamik modelleme, Hidrofloroolefin (HFO) grubu soğutkanlar.

ABSTRACT

Thermodynamic models to be established for the performance analyses of the ejector expansion refrigeration cycles evaluate the irreversibilities through medium of the efficiency values of the ejector sections and refrigeration cycle components. System losses and irreversibilities are introduced into the thermodynamic models as constant values. Therefore, the cycle performance improvement is aimed to be calculated in a more realistic way. Thermodynamic models in the literature focus generally on the ejector section efficiencies. However, the vapor and liquid separation efficiency of the liquid-vapor

separator which is a critical component for the ejector expansion refrigeration cycle affects both the overall cycle and ejector performance. Because of this reason, vapor and liquid separation efficiency as well is required to be added to the model inputs while constructing the thermodynamic models. The comprehensive thermodynamic model established within this research includes vapor and liquid separation efficiencies one by one in addition to the efficiency of the compressor and ejector sections. Investigations concerned with the efficiency analyses of the liquid-vapor separator in the ejector expansion refrigeration cycles are both few in number and limited in terms of the presented results. Moreover, results are better to be presented at the optimum suction nozzle pressure yielding the best performance improvement. Evaluating the effects of the liquid-vapor separator efficiency at the suction nozzle pressures other than the optimum value which means out of the design conditions may be misleading while defining the conditions at which the ejector become useless. The inefficiency values of the liquid-vapor separator making the ejector useless would be evaluated at various operating conditions and optimum suction nozzle pressures. In other words, the liquid-vapor separator inefficiency limits at which the ejector losses its functionality would be investigated for the refrigerants, namely R1234yf, R1234ze(E), and R134a, at various operation conditions. The thermodynamic model including liquid-vapor separator inefficiency in addition to all ejector section efficiencies is constructed in MATLAB[®] and the thermodynamic properties of the refrigerants are determined via REFPROP V9.1 program.

Key Words: Ejector expansion refrigeration cycle, Vapor-liquid separator efficiency, Thermodynamic modelling, Hydrofluoroolefin (HFO) group refrigerants.

1. GİRİŞ

Kimyasal endüstriden nükleer enerji teknolojisine birçok alanda kullanılan ejektörler soğutma alanında da oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Harici ısı kaynaklı ejektörlü soğutma çevrimleri ve ejektör genleştiricili soğutma çevrimleri en yaygın soğutma uygulamaları arasındadır [1]. Maliyetinin ucuz olması, hareketli parçalarının olmaması, yapılarının basit olması, bakım maliyetlerinin düşük olması, çok fazlı akışta zarar görmeden çalışabilmesi gibi özellikleri ejektörleri yalnızca soğutma için değil birçok uygulamada avantajlı kılmaktadır [2,3]. Bu çalışmada ejektör genleştiricili soğutma çevrimi üzerinde durulacaktır. Kısımla kayıplarını düşürmek amacıyla genleşme vanası yerine ejektör kullanılarak sistem performansında artış yaratılması literatürde birçok çalışmada karşımıza çıkmaktadır [1-4]. Birçok sayısal ve deneysel çalışmaların biraraya getirildiği kapsamlı derleme çalışmalar ejektörün soğutma konusunda geldiği noktaları özetlemektedir [1, 5-8].

Ejektör genleştiricili soğutma çevrimi klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ejektör ve sıvı-buhar ayırıcı eklenmesi ile elde edilir. Ejektör genleştiricili soğutma çevriminin irdelenmesi için termodinamik modeller yaygın olarak kullanılmaktadır ve termodinamik analizler ile birçok akışkanın ejektör genleştiricili soğutma çevriminde performans değerlendirmesi yapılmıştır [3,4,9-14]. Termodinamik modellerde ejektör kısım verimlilikleri sabit değerler olarak yaygın bir şekilde hesaplara eklenmektedir, ancak çok az çalışma çevrimdeki bir diğer sistem elemanı olan sıvı-buhar ayırıcının sıvı ve buhar ayırma proses verimliliklerini dikkate almaktadır.

Sıvı-buhar ayırıcının verimliliklerinin toplam çevrim performansına etkisini termodinamik modeller ile inceleyen çalışmalara nadir de olsa rastlanmaktadır [15,16]. Bahsedilen literatür çalışmalarında ejektör genleştiricili çevrimin performans katsayısının (COP_{EERC}) klasik çevrim performans katsayısına (COP_{VCRC}) oranı olan performans iyileştirme katsayısı sadece kondenser sıcaklığına bağlı olarak R134a ve R1234yf soğutkanları için incelenmiştir. Ayrıca 45 °C sabit kondenser sıcaklığı için sıvı ve buhar ayırma proseslerinin verimlilikleri ayrı ayrı parametrik olarak incelenmiş ve karşılaştırmaya her iki ayırma prosesinin de aynı verimlilik değerine sahip olduğu durum da eklenmiştir. Kornhauser'in (1990) [3] sabit basınçta karışimli ejektör teorisine göre model denklemlerini oluşturdukları sözkonusu termodinamik analizlerde karışım bölümü verimliliğine yer verilmemiştir ve değerler optimum ikincil lüle basıncında sunulmamıştır. İkincil lüle basıncı olarak ve dolayısıyla sabit basınçta karışım teorisine göre karışım bölümü basıncı olarak evaporatör sıcaklığının 5 K altına denk gelen sıcaklıktaki doyma basıncına göre belirlenmiş ikincil lüle basıncı hesaplamalarda kullanılmıştır [15].

Termodinamik analizlere ek olarak sıvı-buhar ayırıcı verimliliğine odaklanan deneysel çalışmalar da bulunmaktadır [17,18]. Elbel vd. [17] yaptıkları deneylerle ejektör genleştiricili transkritik CO₂ çevriminde sıvı-buhar ayırıcı verimliliğinin performansı eklediğini ortaya koymuşlardır. Nakagawa vd. (2011) [18] ejektör genleştiricili transkritik CO₂ çevrimine bir ısı değıştiricisi eklemişlerdir ve bu ısı değıştiricisinin, buhar ayırıcısı tarafından kompresöre giden akışkan içerisindeki önemli bir miktarda sıvıyı engelleyebildiğini belirtmişlerdir.

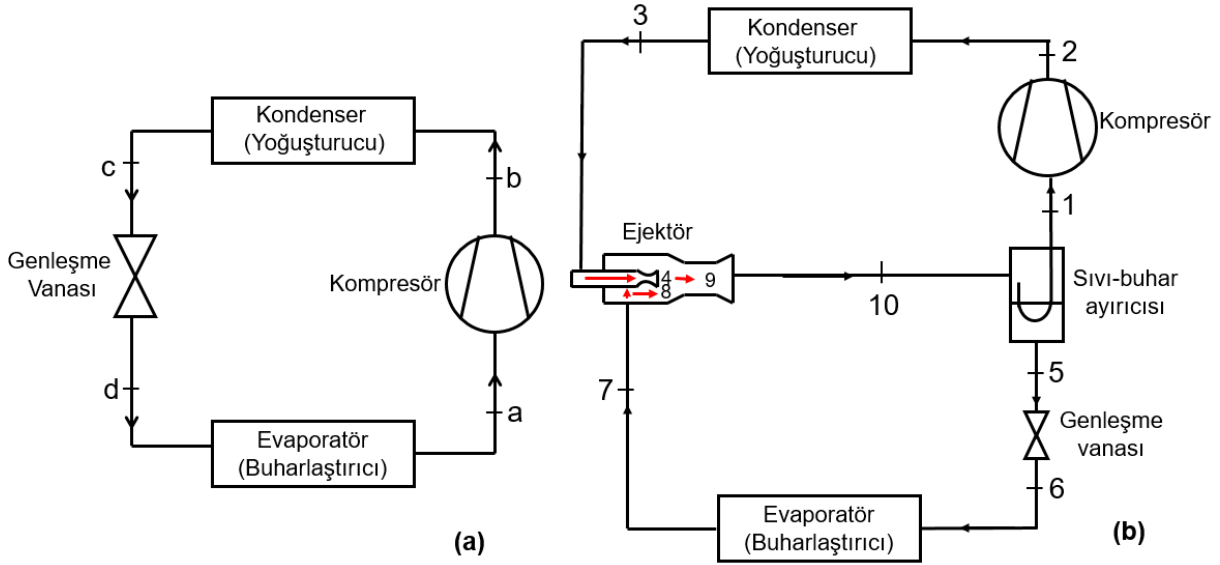
Atmaca vd. (2019) [12] yaptıkları kapsamlı termodinamik analizler sonucunda karışım bölümünün verimliliğinin termodinamik modellere eklenmesinin gerekliliğini vurgulamışlardır. Ayrıca Atmaca vd. (2019) [19] sıvı-buhar ayırıcı verimliliği ve karışım bölümünün verimliliklerinin termodinamik modele eklendikleri ve eklenmedikleri durumlarda oluşacak performans iyileştirme katsayıları eğrilerini farklı çalışma koşulları altında incelemişlerdir. Aynı zamanda 5 °C evaporatör ve 40 °C kondenser sıcaklıkları için sıvı-buhar ayırıcı verimliliklerini etkinliğini kıyaslamışlardır. Tüm değerleri optimum ikincil lüle basıncında ortaya koymuşlardır. Bu çalışmada ise farklı çalışma koşullarında sıvı ve buhar ayırma proseslerinin verimlilikleri R1234yf, R1234ze(E) ve R134a için incelenecektir. Aynı çalışma koşullarında belirli bir verimlilik değerine kadar sıvı ayırma prosesinin verimliliği buhar ayırma prosesine göre daha etkilidir; ancak belirli bir verimlilik değerinden sonra aynı etkiyi yaparlar. Bahsedilen kritik verimsizlik değerinin çalışma koşullarından nasıl etkilendiği ve soğutkanlara göre nasıl farklılık gösterdiği incelenecektir. İki verimsizlik beraber etkiğinde ya da ayrı ayrı etkidiklerinde ejektörü işlevsiz kılan sınır verimsizlik değerlerinin de üstünde durulacaktır. Çalışmada kullanılacak olan hidrofloroolefin (HFO) grubu soğutkanlardan R1234yf ve R1234ze(E) hem düşük küresel ısınma potansiyel değerleri sayesinde çevresel yönetmeliklerle [20,21] uyumludurlar hem de klasik çevrimde yüksek kısılma kayıplarına sahip oldukları için ejektör genleştiricili bir sistemde performans iyileştirmesine elverişlidirler. F-gaz yönetmeliği ile kullanım dışı bırakılma sürecini yaşayan R134a da analizlere karşılaştırma amaçlı olarak eklenmiştir.

Ejektör genleştiricili soğutma çevriminin termodinamik modeli MATLAB® ortamında kurulmuştur. Matematik model denklemleri, kütle, enerji ve momentum korunumu herbir ejektör kısmı ve soğutma sistemi elemanının giriş ve çıkış bölümlerine uygulanarak elde edilmiştir. Ejektördeki birincil ve ikincil akışkanların karışım modeli için Kornhauser (1990) [3] tarafından iki fazlı ejektörde ilk defa denklemleri oluşturulan sabit basınçta karışım varsayımı kullanılmıştır. Ejektörün karışım bölümü ve çevrimdeki sıvı-buhar ayırıcı için de verimlilik parametreleri termodinamik modele eklenmiştir. Akışkanların termodinamik özellikleri REFPROP v9.1 programı ile hesaplanmıştır [22].

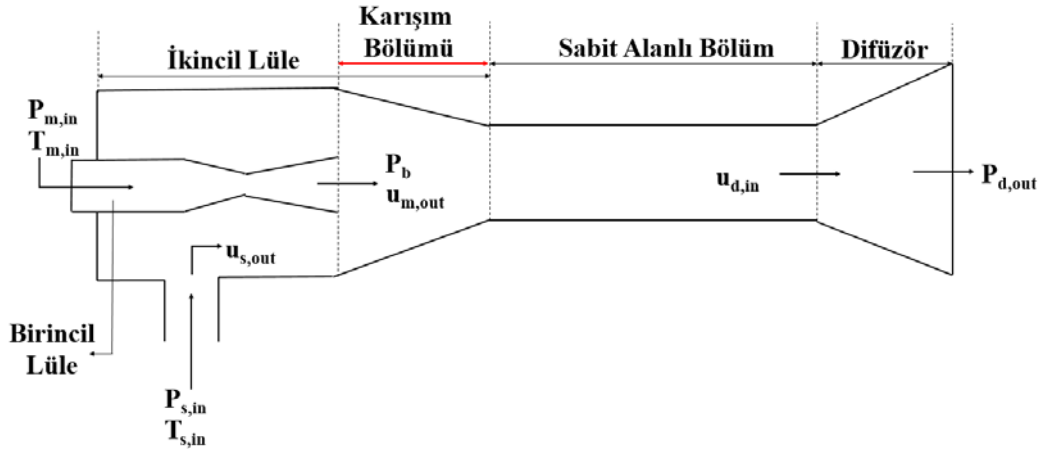
2. EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Ejektör genleştiricili soğutma çevrimi buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine Şekil 2 (a) ve (b) de gösterildiği üzere ejektör ve sıvı-buhar ayırıcı eklenmesi ile elde edilmiştir. Çevrime ejektör eklenerek kısılma kayıplarının düşürülmesi amaçlanmaktadır. Şekil 3'te ise sabit basınçta karışım varsayımına dayandırılan ejektör gösterilmektedir. Sabit basınçta karışım varsayımı, karışım prosesi boyunca basıncın sabit kalması esasına dayanır. Birincil akışkan kondenserden gelen sıkıştırılmış sıvı veya doymuş sıvı fazındaki yüksek basınçlı akışkandır. İkincil akışkan ise doymuş buhar veya kızgın buhar fazındaki düşük basınçta sahip evaporatörden gelen akışkandır.

Yüksek basınçtaki kondenserden gelen birincil akışkan birincil lüleden geçerken hızı artmakta ve basıncı düşmektedir. Birincil lüle çıkışında yaratılan düşük basınç bölgesi ile evaporatörden gelen akışkan ikincil lüleye çekilmektedir. Akışkanlar arasındaki momentum transferi sonucu ejektör çıkışında evaporatör basıncından daha yüksek basınçtaki toplam akış elde edilmiş olur. Böylece kompresöre daha yüksek basınçtaki bir soğutkan gönderilerek kompresör işi düşürülmüş olur ve evaporatördeki soğutma kapasitesi arttırılmış olur.



Şekil 1. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (a) ve ejektör genleştiricili soğutma çevrimi (b) şematik gösterimi.



Şekil 2. Sabit basınçta karışım teorisine göre çalışan ejektörün şematik gösterimi.

3. EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK MODELİ

Ejektörün termodinamik model denklemleri oluşturulurken sıvı-buhar ayırıcısının sıvı ve buhar ayırma prosesleri için ayrı ayrı verimlilik ifadeleri modele eklenmiştir. Ayrıca ejektörün karışım bölümü için Eames vd. (1995) [23] tarafından önerilen verimlilik bağıntısı kullanılmıştır.

3.1. Sıvı-Buhar Ayırıcı Verimliliği

Şekil 3 (a) ve (b)'de %100 verimli bir ayırıcıda ve verimsizliği (η_{vap} ve η_{liq}) bulunan bir ayırıcıda birincil ve ikincil akışkan kütleli debilerinin karşılaştırmasını göstermektedir. Sıvı ve buhar ayırma proseslerinin verimliliklerindeki düşüş Şekil 3 (b)'de gösterildiği üzere buharın ayrıldığı çıkışa gitmesi gereken buharın bir kısmının sıvı çıkışına gitmesi, aynı şekilde sıvı ayırma çıkışına gitmesi gereken sıvı soğutkanın bir kısmının buhar çıkışına gitmesi sebebiyle oluşur. Buhar ve sıvı ayırma proseslerinin verimlilik ifadeleri aşağıdaki şekilde açıklanmıştır [15,16].

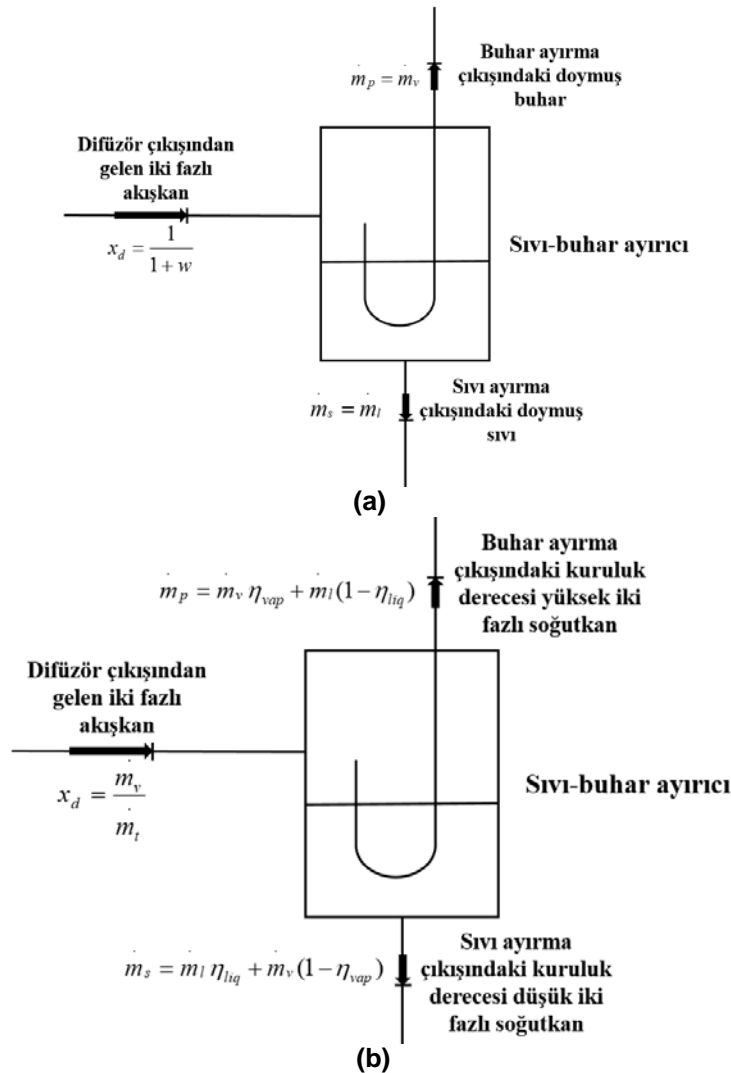
$$\eta_{liq} = \frac{\dot{m}_{lslp}}{\dot{m}_l} \quad (1)$$

$$\eta_{vap} = \frac{\dot{m}_{vsvp}}{\dot{m}_v} \quad (2)$$

Birim zamanda ejektörden çıkıp ayırıcıya giren sıvı ve buhar kütleli debileri ejektör çıkışındaki akışkanın kuruluk derecesi cinsinden aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\dot{m}_l = \dot{m}_t (1 - x_{d,out}) \quad (3)$$

$$\dot{m}_v = \dot{m}_t x_{d,out} \quad (4)$$



Şekil 3. %100 verimli bir sıvı-buhar ayırıcı (a) ve belirli bir sıvı ve buhar ayırma proses verimliliklerine (η_{vap} ve η_{liq}) sahip sıvı-buhar ayırıcı (b) için birincil ve ikincil akışkan debilerinin karşılaştırılması [19].

Kütlesel debi karışım oranları ve ejektör çıkışındaki soğutkanın kuruluk derecesi arasındaki bağıntı %100 verimli ve belirli bir verimsizliğe sahip olan sıvı-buhar ayırıcı için aşağıda verildiği gibidir.

$$w = \frac{1 - x_{d,out}}{x_{d,out}} \quad (5)$$

$$w = \frac{(1 - x_{d,out})\eta_{liq} + x_{d,out}(1 - \eta_{vap})}{x_{d,out}\eta_{vap} + (1 - x_{d,out})(1 - \eta_{liq})} \quad (6)$$

3.2. Termodinamik Model Denklemleri

Birincil ve ikincil lüle çıkışlarındaki akışkanların entalpi ve hızları aşağıda verildiği gibidir. P_s basıncı en iyi performans iyileştirme değerinin hesaplandığı optimum ikincil lüle basıncı olarak kullanılmıştır ve sabit basınçta karışım varsayımının gereği olarak karışım boyunca sabit olarak değerlendirilmiştir.

$$h_{m,out} = (1 - \eta_m)h_{m,in} + \eta_m h(s_{m,in}, P_s) \quad (7)$$

$$u_{m,out} = \sqrt{2(h_{m,in} - h_{m,out})} \quad (8)$$

$$h_{s,out} = (1 - \eta_s)h_{s,in} + \eta_s h(s_{s,in}, P_s) \quad (9)$$

$$u_{s,out} = \sqrt{2(h_{s,in} - h_{s,out})} \quad (10)$$

Birincil ve ikincil akışkanın karışımını açıklayan denklemler enerjinin ve momentumun korunum yasalarının karışım bölümünün giriş ve çıkışına uygulanması ile elde edilmiştir.

$$u_{mix,out} = \eta_{mix} u_{m,out} (x_{d,out}\eta_{vap} + (1 - x_{d,out})(1 - \eta_{liq})) + \eta_{mix} u_{s,out} ((1 - x_{d,out})\eta_{liq} + x_{d,out}(1 - \eta_{vap})) \quad (11)$$

$$h_{mix,out} = (x_{d,out}\eta_{vap} + (1 - x_{d,out})(1 - \eta_{liq}))h_{m,in} + ((1 - x_{d,out})\eta_{liq} + x_{d,out}(1 - \eta_{vap}))h_{s,in} - 0.5u_{mix,out}^2 \quad (12)$$

$$s_{mix,out} = s(h_{mix,out}, P_{mix,out}) \quad (13)$$

Karışım bölümü çıkışındaki toplam akışkanın kinetik enerjisini bir miktar daha basınç artışında kullanabilmek amacı ile akışkan difüzörden geçmektedir.

$$h_{d,out} = h_{mix,out} + \frac{u_{mix,out}^2}{2} \quad (14)$$

$$h_{d,out,isen} = h_{mix,out} + \eta_d \frac{u_{mix,out}^2}{2} \quad (15)$$

Modelin en önemli iki çıktısı difüzör çıkışındaki toplam akışkanın basıncı ve kuruluk derecesidir.

$$P_{d,out} = P(s_{mix,out}, h_{d,out,isen}) \quad (16)$$

$$x_{d,out} = x(P_{d,out}, h_{d,out}) \quad (17)$$

Verimsiz ayırma prosesinden ötürü buhar ve sıvı çıkışlarındaki soğutkanın kuruluk dereceleri aşağıda verilmiştir.

$$x_{vsvp} = \frac{\eta_{vap} x_{d,out}}{\eta_{vap} x_{d,out} + (1 - x_{d,out})(1 - \eta_{liq})} \quad (18)$$

$$x_{lslp} = \frac{(1 - \eta_{vap}) x_{d,out}}{(1 - \eta_{vap}) x_{d,out} + (1 - x_{d,out}) \eta_{liq}} \quad (19)$$

Buhar ve sıvı çıkışlarındaki birincil ve ikincil akışkanların entalpileri (18) ve (19) numaralı denklemler ile verilmiş olan kuruluk dereceleri ve (16) numaralı denklem ile açıklanmış kuruluk derecesi kullanılarak elde edilmiştir.

$$h_{vsvp} = h(P_{d,out}, x_{vsvp}) \quad (20)$$

$$h_{lslp} = h(P_{d,out}, x_{lslp}) \quad (21)$$

Diğer soğutma bileşenleri klasik çevrimde olduğu gibi modellenmektedir.

$$COP_{EERC} = \left(\frac{(1 - x_{d,out}) \eta_{liq} + x_{d,out} (1 - \eta_{vap})}{x_{d,out} \eta_{vap} + (1 - x_{d,out}) (1 - \eta_{liq})} \right) \left(\frac{h_{e,out} - h_{e,in}}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \right) \quad (22)$$

Performans iyileştirme katsayısı, R ejektörlü çevrimin performans katsayısının (COP_{EERC}) klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin performans katsayısına (COP_{VCRC}) eşittir.

$$COP_{VCRC} = \frac{h_{e,out}^b - h_{e,in}^b}{h_{comp,out}^b - h_{comp,in}^b} \quad (23)$$

$$R = \frac{COP_{EERC}}{COP_{VCRC}} \quad (24)$$

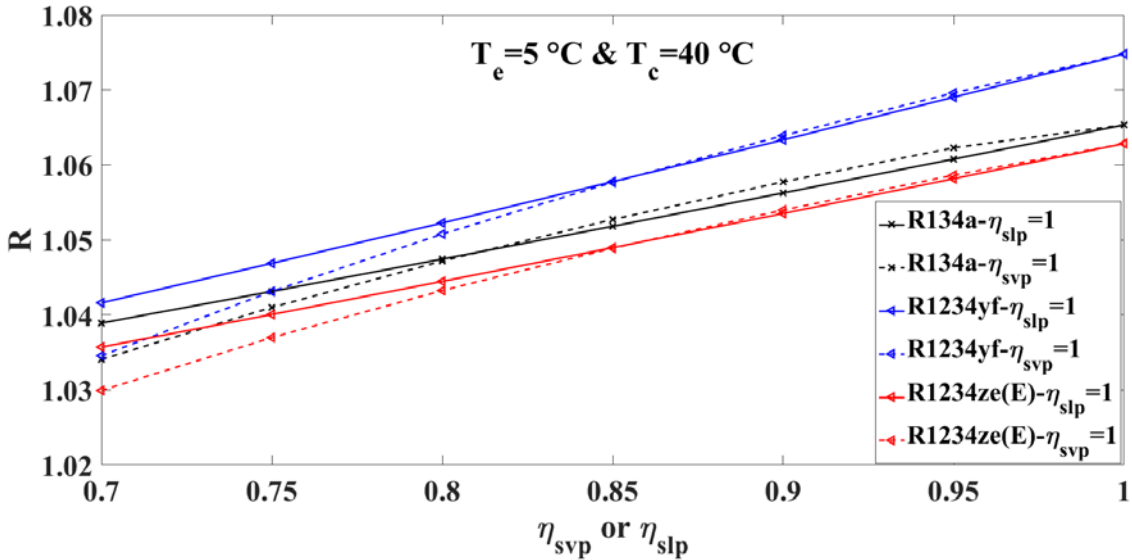
4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

Atmaca vd. (2019) [19] sıvı-buhar ayırıcı verimliliği ile ilgili analizleri Tablo 5'te sunulan çalışma koşulları kapsamında belirli bir noktaya getirmiştir. Şekil 4 Atmaca vd. (2019) tarafından sadece R1234yf ve R1234ze(E) için sunulmuştur. Bu çalışmada diğer şekillerle uyum içerisinde olması açısından R134a eklenerek tekrardan verilmiştir. Böylece Atmaca vd. (2019) [19] tarafından elde edilen sonuçlarla bu çalışmada elde edilecek sonuçlar arasında bağlantı kurulmuş olacaktır. Bu çalışmada Atmaca vd.'nin (2019) [19] geldiği noktadan sonra farklı çalışma koşullarında sıvı ve buhar ayırma proses verimliliğinin incelenmesini içermektedir. Farklı çalışma koşullarında farklı soğutkanlar için sözkonusu verimliliklerin performans iyileştirme katsayısını nasıl etkileyeceği bu çalışmada temel hedef olarak ortaya konacaktır. Ayrıca her iki ayırma proses verimliliği eş zamanlı olarak etkilediğinde farklı çalışma koşullarında performans iyileştirme katsayısının nasıl etkileneceği araştırılacaktır.

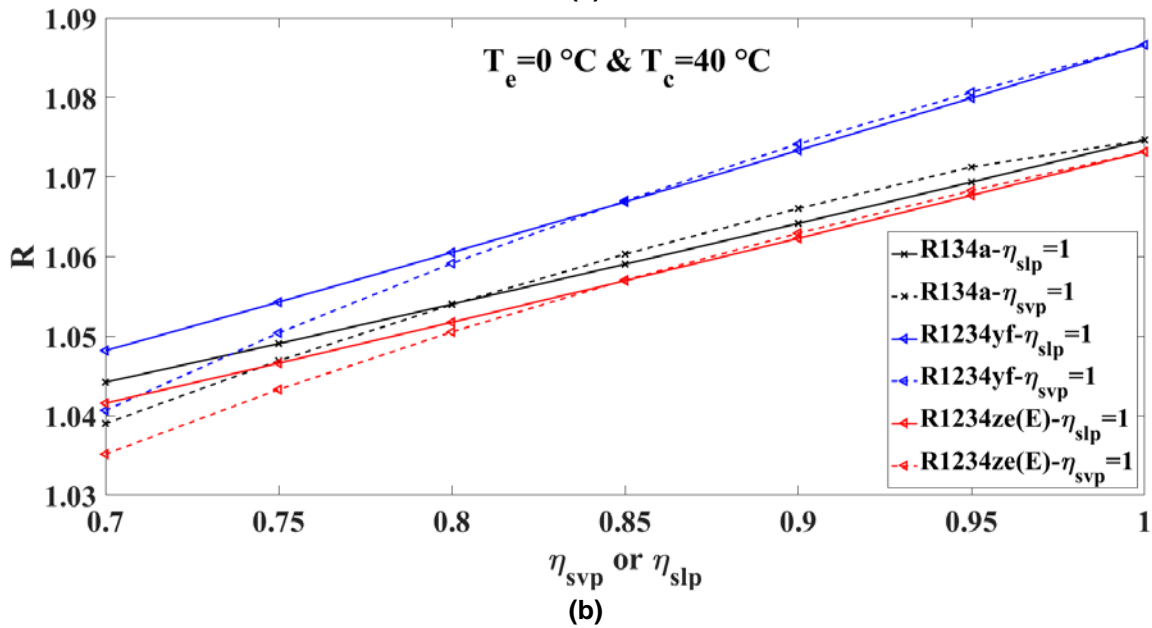
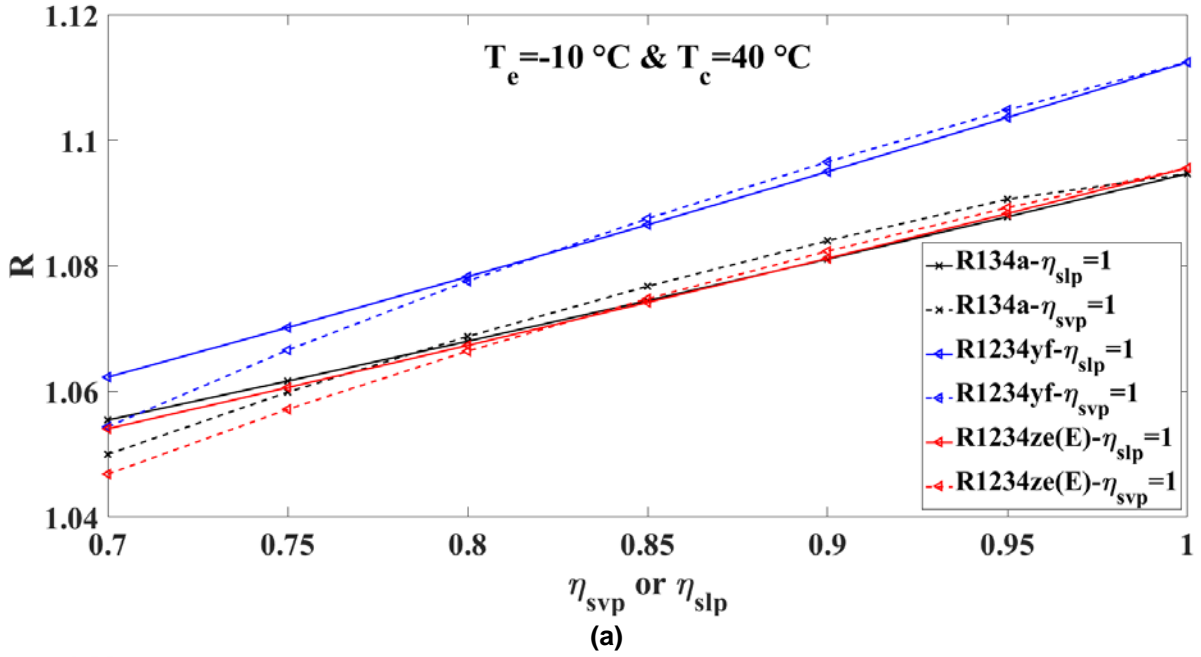
Tablo 1. Termodinamik analizlerde kullanılacak çalışma koşulları ve aralıkları.

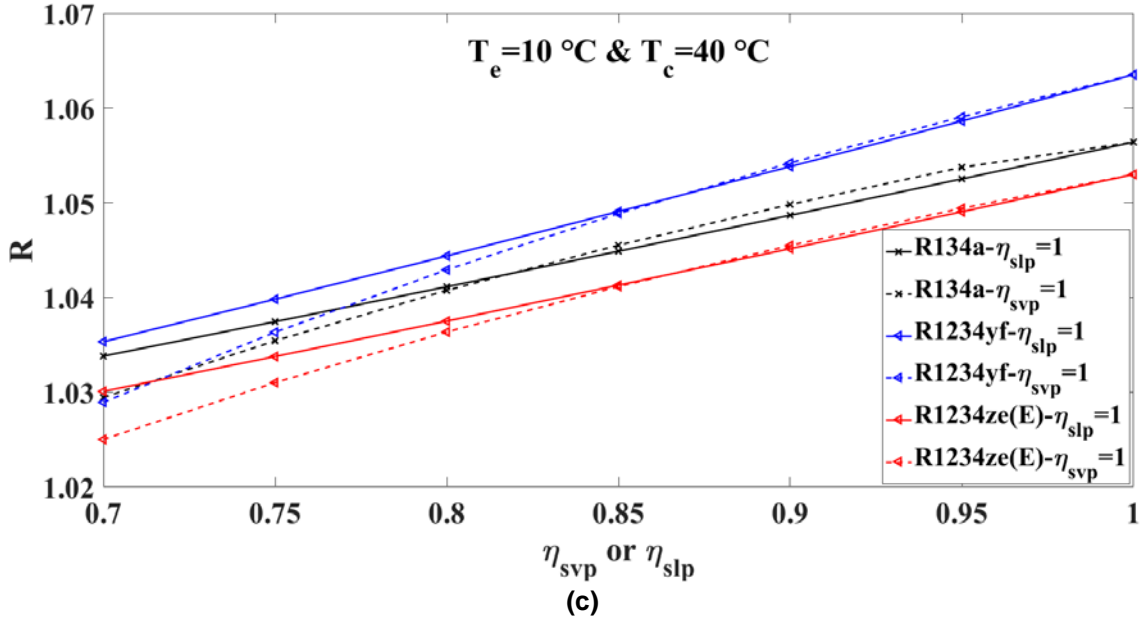
Parameters	Values
Evaporatör sıcaklığı (T_e)	-10-10 °C
Evaporatör çıkışı kızgın buhar sıcaklık farkı (ΔT_{sh})	5 K
Kondenser sıcaklığı (T_c)	35-65 °C
Kondenser çıkışı aşırı soğuma sıcaklık farkı (ΔT_{sc})	3 K
Kompresör verimi (η_{comp})	0.75
Birincil lüle verimi (η_m)	0.9
Suction nozzle efficiency (η_s)	0.9
İkincil lüle verimi (η_{mix}) [24]	0.90
Buhar ayırma proses verimliliği (η_{vap})	0.70-1.0
Sıvı ayırma proses verimliliği (η_{liq})	0.70-1.0
Difüzör verimliliği (η_d)	0.8

Şekil 4, düz çizgilerin sıvı ayırma proses verimliliği %100 iken ve buhar ayırma proses verimi 0.7 ve 1 arasında değişirken performans iyileştirme katsayısının değişimini gösterdiği, kesik çizgilerin ise buhar ayırma prosesi tam verimliyken sıvı ayırma proses veriminin 0.7 ve 1 arasında değişmesi sonucu performans iyileştirme katsayısının nasıl etkilendiğini açıklamaktadır. Aynı gösterim düzeni sıvı ve buhar ayırma proses verimliliklerinin farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında etkinliğini göstermek amacıyla oluşturulmuş Şekil 5 ve Şekil 6'da da kullanılmıştır. Bu çevrimde sıvı ve buhar ayırıcı verimlilik değerleri açısından farklı çalışma koşullarını içeren birçok analiz yapılmıştır. Ancak Elbel vd. (2012) [17] farklı ayırıcı tasarımları kullanarak yürüttükleri detaylı deneysel çalışmalarla buhar ayırma prosesinin hemen hemen tam verimli olarak gerçekleştiği, sıvı ayırma proses verimliliğinin ise 0.7 ve 1 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Şekil 4'te görüldüğü üzere R1234yf ve R1234ze(E) soğutkanlarında yaklaşık 0.85 verimden sonra sıvı ve buhar ayırma proses verimlilikleri performans iyileştirme katsayılarını eşit miktarlarda etkilemektedirler. R134a için benzer kesim noktası 0.80 değerinden sonra gözlemlenmektedir. Görüldüğü üzere soğutkandan soğutkana davranış değişmektedir.

**Şekil 4.** Sıvı ve buhar ayırma verimliliklerinin R1234yf, R1234ze(E) ve R134a soğutkanları için 5 °C evaporatör ve 40 °C kondenser sıcaklıklarında performans iyileştirme katsayısına etkisi.

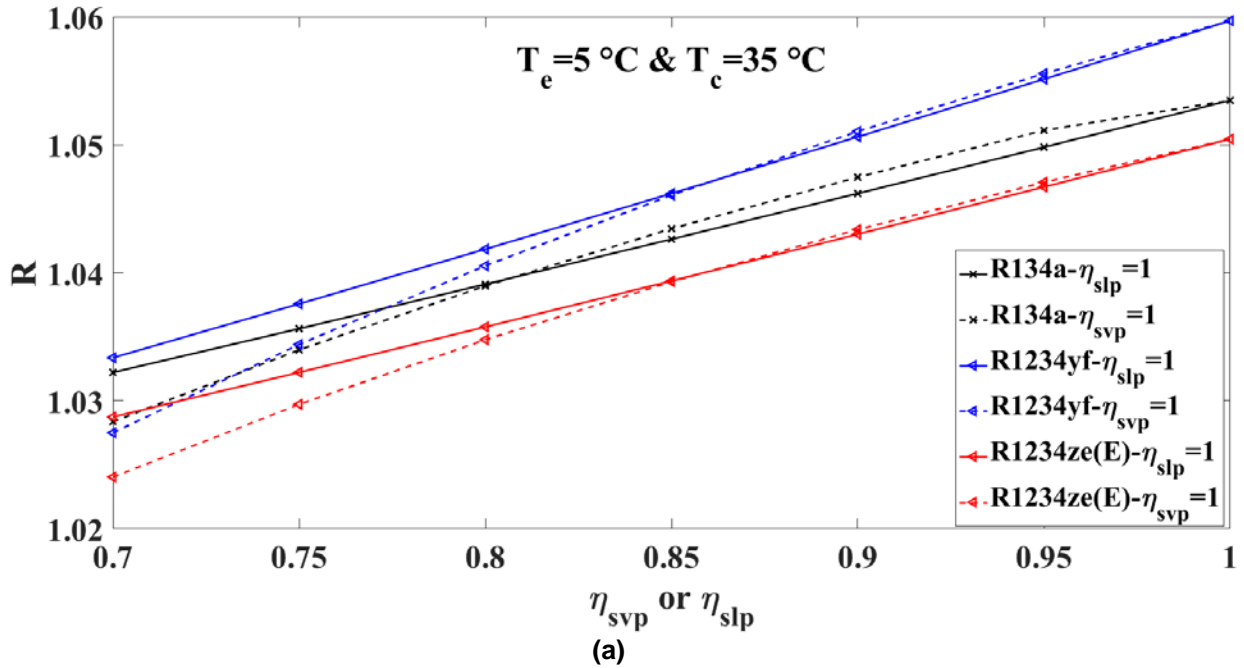
Şekil 5 farklı evaporatör sıcaklıklarında R1234yf, R1234ze(E) ve R134a soğutkanları için sıvı ve buhar ayırma verimliliklerinin toplam performans iyileştirme katsayısına etkisini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı düşüldükçe ayırıcının sıvı ve buhar ayırma prosesleri olmak üzere iki verimliliğinin aynı etkiyi yapmaya başladığı verimsizlik noktası düşmektedir. Genel olarak iki ayırma prosesinin de aynı etkiyi yaptığı verimsizlik değeri optimum koşullar altında inceleme yapıldığı zaman R134a için daha düşük bir noktaya karşılık gelmektedir ve R1234yf ve R1234ze(E) için benzer değerlerle sonuçlanmaktadır. Optimum ikincil lüle basıncı altında bakıldığında ayırıcı verimsizliği incelenen koşullarda ejektörü etkisiz kılmamaktadır. Lawrence (2012) [15] sonuçlarını optimum ikincil lüle basıncı için sunmamıştır ve ayırıcının bazı verimsizlik değerleri için ejektörün etkinliğini yitirdiği yorumunu yapmıştır. Aslında bu yorum da oldukça faydalıdır; çünkü ejektör her zaman tasarım koşullarında çalışmayabilir. Bu çalışmada öncelikle ikincil lüle basıncının seçimine göre performans iyileştirme katsayısının düşük de olsa incelenen koşullarda 1'in üstünde kaldığı vurgulanmıştır.

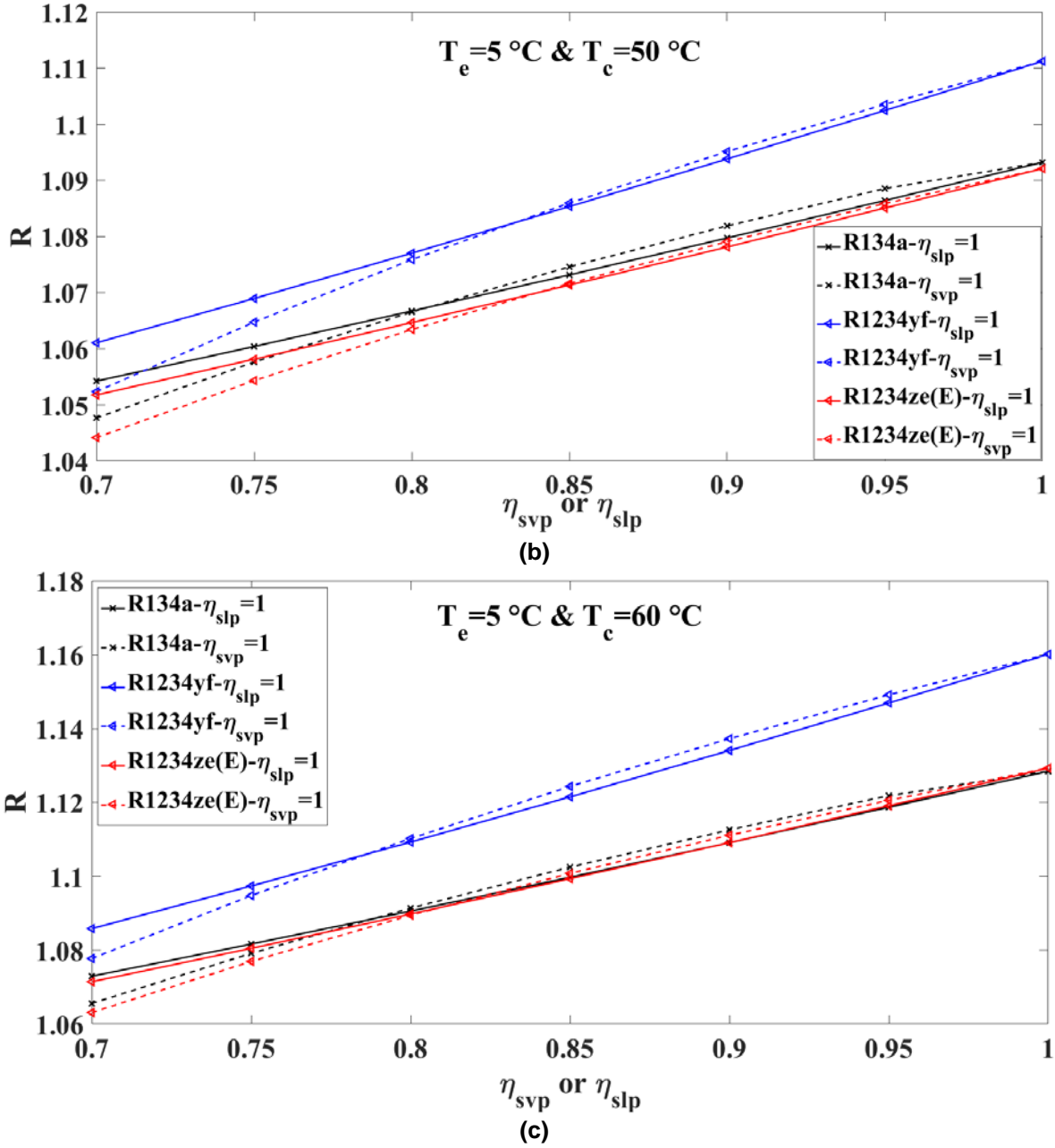




Şekil 5. Sıvı ve buhar ayırma verimliliklerinin R1234yf, R1234ze(E) ve R134a soğutkanları için $T_e = -10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ve $T_c = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ (a), $T_e = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ ve $T_c = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ (b) ve $T_e = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ve $T_c = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ (c) sıcaklıklarında performans iyileştirme katsayısına etkisi.

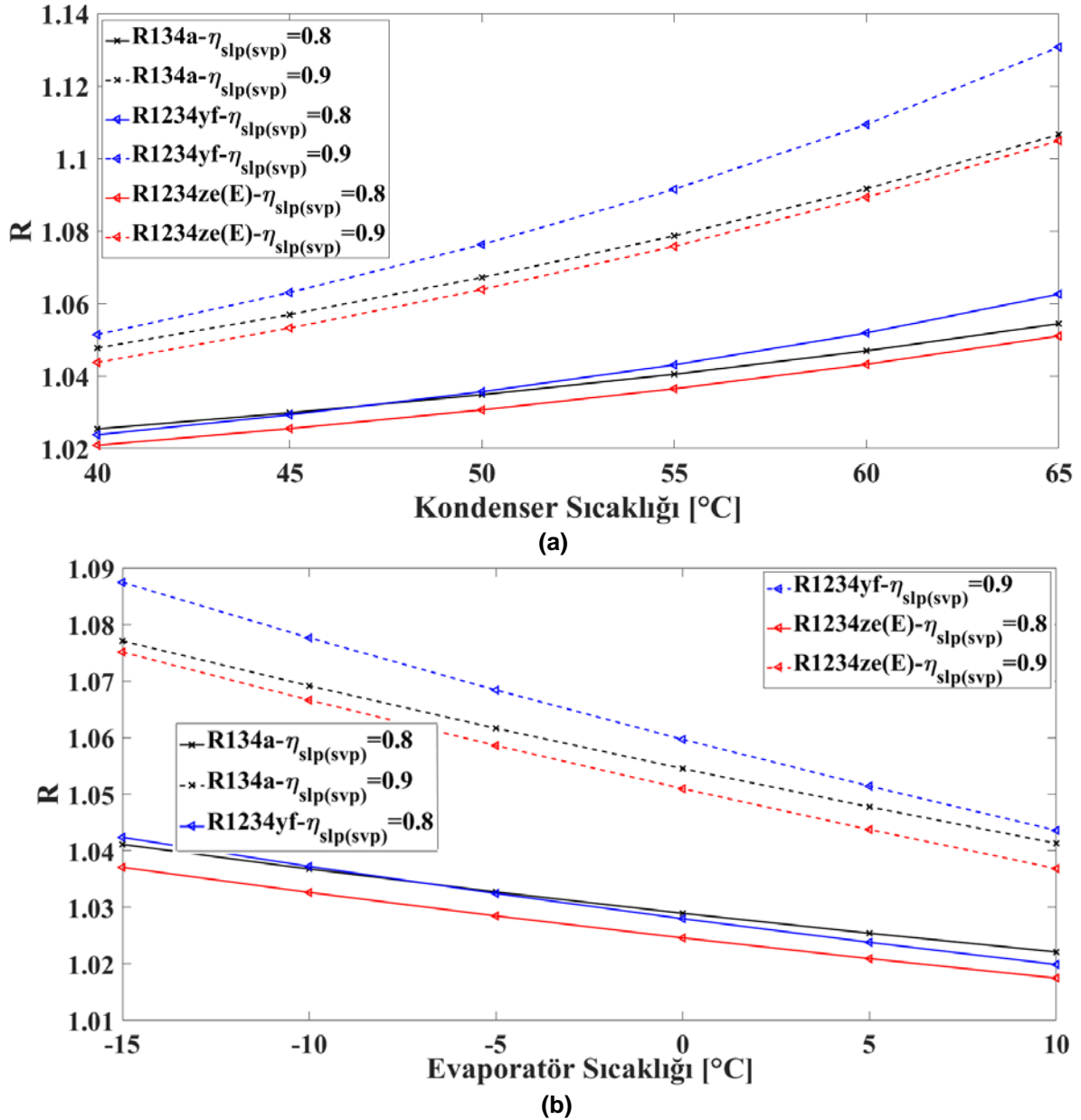
Şekil 5'ten çıkarılacak bir diğer sonuç ise evaporatör sıcaklığı arttıkça sıvı ve buhar ayırma proses verimliliklerinin etkisi düşmektedir. Şekil 6 ise farklı kondenser sıcaklıklarında sıvı ve buhar ayırma verimliliklerinin performans iyileştirme katsayısına etkilerini ortaya koymuştur. Kondenser sıcaklığı arttıkça sıvı ve buhar ayırma verimlilikleri soğutkanların performans iyileştirmesinde daha etkin bir rol oynamaktadır. En fazla etkiyi kısımla kayıpları açısından daha fazla yüzdeye sahip olan R1234yf göstermektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça sıvı ve buhar taraflarında aynı etkinin gösterildiği verimsizlik değerinde düşme meydana gelmektedir.





Şekil 6. Sıvı ve buhar ayırma verimliliklerinin R1234yf, R1234ze(E) ve R134a soğutkanları için $T_e=5\text{ °C}$ ve $T_c=35\text{ °C}$ (a), $T_e=5\text{ °C}$ ve $T_c=50\text{ °C}$ (b) ve $T_e=5\text{ °C}$ ve $T_c=60\text{ °C}$ (c) sıcaklıklarında performans iyileştirme katsayısına etkisi.

Şekil 7 ise aynı değerlerdeki sıvı ve buhar ayırma verimliliklerinin toplam performansa etkisini karşılaştırmaktadır. Görüldüğü üzere her iki verimliliğin de 0.9 olduğu durumda daha yüksek performans iyileştirme katsayıları hesaplanmıştır. Çalışma koşullarının etkisine bakılacak olursa düşük evaporatör ve yüksek kondenser sıcaklıklarında çalışma presi gereği daha yüksek performans iyileştirmesi sağlamaktadır. Ancak her iki ayırma veriminin 0.8 olduğu durumda çalışma koşullarına göre hesaplanan performans iyileştirmesi 0.9 olduğu durumun altındadır. En iyi performans iyileştirme katsayıları tüm durumlar için R1234yf için hesaplanmıştır. Performans iyileştirme katsayıları evaporatör sıcaklıklarından kondenser sıcaklıklarına göre daha az etkilenmektedir. Her iki ayırma veriminin de 0.8 olduğu durum da dahi performans iyileştirme katsayısı düşük de olsa 1'in üstünde kalmıştır. Bu analizlerin tamamında optimum ikincil lüle basıncı kullanılmıştır. Optimum ikincil lüle basıncı dışındaki çalışma koşullarında performans iyileştirme katsayısı 1'in altına düşebilmektedir ve bu da ejektörün çevrimde işlevselliğini yitirmesi anlamına gelmektedir.



Şekil 7. Sıvı ve buhar ayırma verimliliklerinin R1234yf, R1234ze(E) ve R134a soğutkanları için aynı verimlilik değerlerine sahip olduğu durumdaki performans iyileştirme katsayısının farklı kondenser **(a)** ve evaporatör **(b)** sıcaklıklarına göre değişimi.

5. SONUÇ

Bu çalışmada ejektör genişletiricili soğutma çevrimindeki sıvı-buhar ayırıcı veriminin performans iyileştirme katsayısına etkisi termodinamik bir model kurularak açıklanmaktadır. Sabit basınçta karışım teorisine göre modellenen ejektör için tüm sonuçlar optimum ikincil lüle basıncının sağlandığı varsayımına göre sunulmuştur. R134a ve R1234ze(E) ejektörlü çevrimde performans iyileştirme yüzdeleri olarak birbirlerine daha yakın değerler sergilemektedirler. R1234yf'nin performans iyileştirme katsayısı incelenen tüm durumlarda daha yüksektir. Benzer sonuçlara daha önceki çalışmalar ile de ulaşılmıştır. Bu çalışma ile asıl yorumlanmak istenen farklı çalışma koşullarında sıvı-buhar ayırıcı verimliliğinin optimum değerler açısından toplam performans iyileştirmesine etkisini ortaya koymaktır.

Optimum ikincil lüle basıncına göre hesaplanan performans iyileştirme katsayıları incelenen tüm koşullarda 1'in üstünde kalmaktadır ve ejektör işlevselliğini yitirmemektedir. Sıvı ve buhar ayırma proseslerinin verimliliklerinin aynı etkiği yaptığı değer evaporatör sıcaklığı arttıkça yükselmektedir. R134a'da bu değerler incelenen diğer iki soğutkana göre daha düşük değerlerde kalmaktadır. Benze durum kondenser sıcaklığı artırıldığında da söz konusudur. Kondenser sıcaklığının artışı aynı performans iyileştirme katsayısının hesaplandığı değeri düşürmektedir. Söz konusu kritik nokta çalışma koşullarına ve soğutkana göre farklılık göstermektedir.

Düşük evaporatör sıcaklıklarında ve yüksek kondenser sıcaklıklarında sıvı ve buhar ayırma verimliliklerinin etkisi daha fazla olmaktadır; çünkü ejektör bu aralıklarda daha etkin çalışmaktadır. Ancak sıvı buhar ayırıcısının verimliliğinin düşük olduğu değerler çalışma koşullarının değişiminin sağladığı performans iyileştirmesi avantajından yüksek verimlilikteki ayırıcıya göre daha az faydalanmaktadır. Sonuç olarak sadece ejektörün kısımları değil çevrimdeki bileşenler için de verimliliğin yüksek olması durumunda düşük evaporatör ve yüksek kondenser sıcaklıkları çalışma koşulu anlamında birer avantaja dönüşebilir. Bunun dışında eğer ejektör ya da çevrim bileşenlerinde tasarım veya üretimden kaynaklı verimsizlikler yüksek değerlerde ise çalışma koşullarının ejektörün daha etkin olduğu bölümlere kaydırılması kısıtlı miktarda fayda sağlayacaktır.

SEMBOLLER

COP Performans katsayısı [-]

a, b, c, d Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin çalışma basamakları

1, 2, ..., 10 Ejektör genleştiricili soğutma çevriminin çalışma basamakları

w Kütleli debi karışım oranı [-]

x Kuruluk derecesi [-]

m Kütleli debi [kg/s]

h Enthalpi [kJ/kg]

s Entropi [kJ/kgK]

P Basınç [kPa]

T Sıcaklık [K]

u Hız [m/s]

R Performans iyileştirme katsayısı [-]

η Verimlilik [-]

Alt İndisler

sc Aşırı soğuma

sh Kızgın buhar

out Çıkış

in Giriş

P_s İkincil lüle basıncı (Birincil ve ikincil akışkanların karışım bölümü girişindeki ortak basınçları ve sabit basınçta karışım modeli için karışım basıncı) [kPa]

m Birincil lüle/akışkan

s İkincil lüle/akışkan

mix Karışım bölümü

d Difüzör

liq Sıvı ayırma prosesi

vap Buhar ayırma prosesi

l Ayırıcıya giren iki fazlı akışkanın doymuş sıvı miktarı



<i>v</i>	Ayırıcıya giren iki fazlı akışkanın doymuş buhar miktarı
<i>t</i>	Toplam
<i>lslp</i>	Separatörün sıvı çıkışındaki sıvı miktarı
<i>vsvp</i>	Separatörün buhar çıkışındaki buhar miktarı
<i>isen</i>	İzentropik
<i>e</i>	Evaporatör
<i>c</i>	Kondenser
<i>comp</i>	Kompresör

Üst İndisler

<i>b</i>	klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi
----------	---

TEŞEKKÜRLER

Bildirinin yazarları, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumuna (TÜBİTAK) 116M367 no'lu proje altındaki desteklerinden ötürü teşekkür ederler.

KAYNAKLAR

- [1] ELBEL, S., HRNJAK, P., "Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on Air-Conditioning Applications", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue Üniversitesi, ABD, 2008.
- [2] ERSOY, H.K., SAĞ, N.B., "Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander", International Journal of Refrigeration, 43, 97-110, 2014.
- [3] KORNHAUSER, A.A., "The use of an ejector as a refrigerant expander", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 1990.
- [4] BILIR, N., ERSOY, H.K., "Performance improvement of the vapor compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector", Int. J. Energy Res., 33, 469-480, 2009.
- [5] ELBEL, S., "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications", International Journal of Refrigeration, 34, pp.1545–1561, 2011.
- [6] SUMERU, K., NASUTION, H., ANI, F.N., "A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle", Renewable & Sustainable Energy Reviews, 16, pp. 4927-4937, 2012.
- [7] ELBEL, S., LAWRENCE, N., "Review of recent developments in advanced ejector technology", International Journal of Refrigeration, 62, 1-18, 2016.
- [8] CHUNNANOND, K., APHORNRATANA, S., "Ejectors: applications in refrigeration technology", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 8, 129-155, 2004.
- [9] LI, D.Q., GROLL, E.A., "Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device", International Journal of Refrigeration, 28, 766-773, 2005.
- [10] LI H., CAO F., BU X., WANG L., Wang X., Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle, Applied Energy, 121, 96-103, 2014.
- [11] NEHDI, E., KAIROUANI, L., BOUZAINA, M., "Performance analysis of the vapor compression cycle using ejector as an expander", Int. J. Energy Research 31, 364-375, 2007.
- [12] ATMACA, A.U., EREK, A., EKREN, O., "Impact of the mixing theories on the performance of ejector expansion refrigeration cycles for environmentally-friendly refrigerants", International Journal of Refrigeration, 97, 211-225, 2019.
- [13] ATMACA, A.U., EREK, A., EKREN, O., ÇOBAN, M.T., "Thermodynamic performance of the transcritical refrigeration cycle with ejector expansion for R744, R170, and R41" Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi (J. of Thermal Science and Technology), 38, 2, 111-127, 2018.

- [14]ATMACA, A.U., EREK, A., EKREN, O., “Investigation of new generation refrigerants under two different ejector mixing theories”, Energy Procedia 136, 394-401, 2017.
- [15]LAWRENCE, N., “Analytical and experimental investigation of two-phase ejector cycles using low-pressure refrigerants”, Master of Science Thesis, Mechanical Engineering Department, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, Illinois, , 2012.
- [16]LAWRENCE, N., ELBEL, S., “Experimental and Analytical Investigation of Automotive Ejector Air-Conditioning Cycles Using Low-Pressure Refrigerants”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2012.
- [17]Elbel, S., Reichle, M., Bowers, C., Hrnjak, P., 2012, “Integration of a two-phase ejector into a compact, lightweight unitary-type air-conditioner using R744 for energy efficient operation in hot climates”, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Paper 180, Delft, The Netherlands.
- [18]Nakagawa, M., Marasigan, A.R., Matsukawa, T., 2011, “Experimental analysis on the effect of internal heat exchangers in transcritical CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector”, International Journal of Refrigeration, 34, pp. 1577-1586.
- [19]ATMACA, A.U., EREK, A., EKREN, O., “Investigation of the liquid-vapor separator efficiency on the performance of the ejector used as an expansion device in the vapor compression refrigeration cycle”, ASME Journal of Energy Resources Technology (Değerlendirme altında).
- [20]DIRECTIVE 2006/40/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC. Off. J. Eur. Union, 2006.
- [21]REGULATION (EU) No 517/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Off. J. Eur. Union, 2014.
- [22]LEMMON, E. W., HUBER, M. L. and McLINDEN M. O., 2013, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg.
- [23]EAMES, I.W., APHORNRATANA, S., HAIDER H., “A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator”, International Journal of Refrigeration 18, 378-386, 1995.
- [24]LIU, F., GROLL, E.A., LI, D., “Investigation on performance of variable geometry ejectors for CO₂ refrigeration cycles”, Energy, 45, 829-839, 2012.

ÖZGEÇMİŞ

Ayşe Uğurcan ATMACA

1988 yılı İzmir doğumludur. 2011 yılında İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Makina Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. 2011-2013 yılları arasında Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik programında yüksek lisansını tamamlamıştır. 2011-2014 yılları arasında Bosch Termoteknik Isıtma ve Klima Sanayi Ticaret Anonim Şirketi'nde Ürün Geliştirme Mühendisi olarak çalışmıştır. 2014 yılından beri aynı üniversite, enstitü ve programda başladığı doktora eğitimine devam etmektedir. Aynı zamanda 2014 yılından beri araştırma görevlisi olarak atandığı Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalı'nda çalışmaktadır. Araştırma konularını ısı sistemlerin modellenmesi ve deneysel doğrulanması, parçacık görüntülemeli hız ölçümü yöntemi, ejektörlü soğutma sistemleri, sayısal ısı geçişi oluşturmaktadır.

Aytunç EREK

1966 yılı İzmir doğumludur. 1989 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Termodinamik ABD'den 1993 yılında yüksek lisans ve 1999 yılında doktora derecelerini almıştır. 2014 yılından beri Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Prof. Dr. olarak görev almaktadır. Sayısal akışkanlar mekaniği, faz değişimli ısı transferi uygulamaları, katı modelleme ve ısı analiz konularında çalışmaktadır.

**Orhan EKREN**

1976 yılı İzmir doğumlu olan Orhan Ekren, lisans eğitimini Dokuz Eylül Üniversitesi (DEÜ) Makina Mühendisliği bölümünde 1999 yılında, yüksek lisans eğitimini İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü (İYTE) Enerji Mühendisliği'nde 2003 yılında, doktorasını ise DEÜ Makina Mühendisliği bölümü Termodinamik anabilim dalında 2009 yılında tamamlamıştır. 2000-2003 yılları arasında İYTE makina mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmıştır. 2005 yılından buyana Ege Üniversitesi'nde çalışan Dr. Ekren, 2008 ve 2011 yıllarında akademik çalışmalar için, Amerika Birleşik Devletleri'nde iki farklı üniversitede Makina Mühendisliği bölümünde ziyaretçi araştırmacı olarak bulunmuştur. 2014 yılından buyana Ege Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde Doçent olarak çalışmalarını sürdürmektedir. Çalışma konuları arasında; yenilenebilir enerji kaynakları, hibrid enerji sistemlerinin optimum boyutlandırılması, soğutma sistemlerinde enerji verimliliği, ısı pompası sistemleri, alternatif soğutma yöntemleri yer almaktadır.