

İdeal Çevrimli Bir Buzdolabı Soğutma Sisteminde Isı Transfer Alanlarının Termoekonomik Optimizasyonu

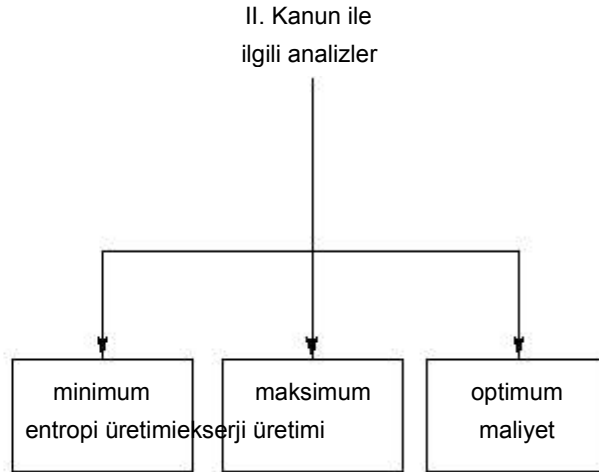
Bülent YEŞİLATA*
Dilşah ERTÜRK**

Özet

Bu çalışmada, ideal çevrimle çalışan bir buzdolabı soğutma sisteminin termoekonomik analizi yapılmaktadır. Bu amaçla, Yapısal Bağ Katsayılar Yöntemi kullanılmıştır. Evaporatör ve kondenser için toplam maliyeti minimum yapan ısı transfer alanı değerleri, nümerik iterasyon ile belirlenmiştir. Gerçek soğutma çevrimine daha yakın olması amacıyla, genişleme valfinde oluşan tersinmezliğin, evaporatör için gerekli ısı transfer alanı üzerindeki etkisi de basit bir analiz ile araştırılmıştır.

1. Giriş

Enerji sistemlerinin termodinamik prensipler çerçevesinde analizinde, endüstriyel uygulamalar açısından son çeyrek asırda önemli ilerlemeler kaydetmiştir. Termodinamiğin I. Kanunu ile ortaya çıkan iç enerji ve entalpi büyüklüklerine ek olarak, II. Kanun ile ortaya atılan entropi ve ekserji (yada kullanılabilirlik) kavramları, günümüzde daha yaygın ve etkin olarak kullanılmaktadır. Termodinamiğin II. Kanunu ile ilgili analizlerin gelişimi hali hazırda birbiri ile önemli ölçüde ilişkili üç farklı analiz metodu ortaya çıkarmıştır [1]. Bu analizler ile ilgili sınıflandırma Şekil 1'de şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 1. Termodinamiğin II. Kanunu ile ilgili analizler

Söz konusu analizlerde temel amaç; termodinamik kayıplara yol açan sistem bileşenlerini ve kayıp meka-

* Doç. Dr., Harran Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü.

** Harran Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü.

ya da finansal parametreyi optimize etmektir. İlk iki me - tot, entropi üretiminin minimize ya da ekserji üretiminin maksimize edilmesini hedeflemekte olup, bu çözümle - rin ekonomik boyutunu göz önüne almamaktadır. Bu nedenle her ikisi de 'Termodinamik Optimizasyon' başlığı altında değerlendirilmektedir. Aralarındaki te - mel fark, entropiyi esas olarak alan analizlerde tam bir çevre tanımının gerekmemesidir. Termodinamik opti - mizasyon bir sistemin minimum kayıp ya da maksimum verim / performans ile çalışması açısından, özellikle sistem tasarımının ilk aşamasında oldukça etkili bir yaklaşımdır. Ancak bu doğrultuda dizaynı ya - pılan sistemlerin zaman zaman tüketicinin pratik kulla - nıma uygun olmaması ve ilk yatırım maliyetlerinin yük - sekliliği önemli bir sorun teşkil etmektedir. Özellikle son çeyrek asırda enerji sistemlerini pazarlayan firmaların sayısında ciddi bir artış olduğu gibi, tüketicilerin ya - şadığı mekanlarda kullandığı elektrik enerjisine ba - ğımlı cihaz ve makinaların sayısı da artmıştır. Kulla - nım süreleri genellikle 10 ile 20 yıl arasında değişen buzdolabı, klima ya da ısı pompası gibi cihazların ter - modinamik açıdan optimum şartlarda çalışmasını te - mel hedef olarak almak, günümüz şartlarında çok pa - halı dizaynlarla sonuçlanabilmektedir. Bu durum ser - best piyasa ekonomisi koşullarında firmaların rekabet gücünü azalttığı gibi, tüketicilerin ilk yatırım harcama - larında kullanım süresinin sonuna kadar telafi edeme - yecekleri bir fazlalık yaratmaktadır. Ters bir durum ise, firmaların tüketiciyi cezbetmek amacıyla düşük ilk ya - tırım masraflı, fakat enerji tüketimi yüksek (tersinmez - liği büyük) ürünlerle piyasaya girmesi olarak göze - çarpmaktadır. Bu durum ise tüketicinin kullanım süresi boyunca yüksek işletme bedeli ödemesine sebep ol - maktadır. Termodinamik optimizasyon, toplam maliye - ti göz ardı ettiğinden bu sorunların çözümüne tek ba - şına yeterli olamamaktadır.

Bu nedenle 1980' li yılların başında termodinamik ve ekonomi kavramlarının birlikte sentez edilmesine yö - nelik olarak 'Termoekonomi' kavramı ortaya ortaya atılmış ve bu konudaki araştırmalar özellikle son on yılda büyük bir ivme kazanmıştır. Bu tarihsel gelişim ile ilgili detaylı bilgiler [2-5] nolu literatürlerde mevcut - tur. Termoekonomik analiz; makine ve sistem bileşen

de dikkate alarak, uzun yıllar bazında değerlendirme olanağı yaratmaktadır. Bu sayede; sistemin ilk yatırım, işletme (elektrik) ve bakım onarım gibi masraflarının tümüne, çalışma parametrelerinin nasıl etki ettiği de - ğerlendirilebilmektedir. Sistemin toplam maliyetini mi - nimuma indirecek dizayn koşulları 'Termoekonomik Optimizasyon' prensipleri çerçevesinde belirlenebil - mektedir [6]. Burada vurgulanması gereken en önemli husus, sistemin termodinamik açıdan her zaman en iyi koşullarda çalışabileceği garantisinin olmamasıdır. Termodinamik optimum ancak sistemin kullanım ömrü süresince toplam maliyeti minimum yapan çözüm ise, termodinamik ve termoekonomik optimizasyonların her ikisinde de aynı dizayn şartları önerilebilir [7].

Literatürde, soğutma makinası ve ısı pompalarının termodinamik ve termoekonomik analizi ile ilgili birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların önemli bir kısmı basitliği sebebiyle içten ya da tümten tersinir/Carnot çevrimi'nin termodinamik optimizasyonu üzerinde yo - ğunlaşmıştır. Bu kapsamda, Wu [8-10], Chen ve Yan [11-13], Chen ve diğ. [14,15], Chiou ve diğ. [16] ve Ait-Ali [17] tarafından yapılmış detaylı çalışmalar söz konusudur. Bejan ve diğ. [18] ve Salah El-Din [19] ise, tersinmez bir çevrim olan Rankine çevrimini dikkate al - mış ve maksimum performans katsayısını veren ça - lışma koşullarını belirlemişlerdir. Ancak, sözü edilen çalışmaların hiçbirinde sistem maliyeti ve ekonomisi ile ilgili bir analiz bulunmamaktadır.

Maliyet faktörünün değerlendirildiği termoekonomik analiz ve optimizasyon konusunda, Kodal ve diğ. [20], Wall [21], Grosu ve diğ. [22] ve Dingç ve İleri [30] ta - rafından yapılan ideal Rankine çevrimi esas alınarak yapılan çalışmalarda; sistem ömrü bazında toplam maliyetin minimum yapan faktörler, farklı yöntemler kullanılarak araştırılmıştır. Kodal ve diğ. [20] tarafın - dan içten tersinmez bir buzdolabı ve ısı pompası üze - rinde yapılan analizlerde termo-ekonomik amaç fonk - siyonu olarak, toplam maliyet başına düşen soğutma ve ısıtma yükü göz önüne alınarak optimizasyon ger - çekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar içten tersinmez - liğe sebep olan faktörlerin ve dış yüzeylerden gerçek - leşen ısı transferinin, maliyet ve toplam verim üzerin

deki etkisinin büyük olduğunu göstermiştir. Wall [21] tarafından ideal bir buzdolabı sistemi bileşenlerinin maliyet denklemleri, II. Kanun veriminin bir fonksiyonu olarak ifade edilmiş ve toplam maliyete her bir bileşe - nin katkısı belirlenerek optimizasyon gerçekleştiril

nuca gidilmiştir. Gerçek soğutma çevrimine daha ya - kın olması amacıyla, genişleme valfinden oluşan ter - sinmezliğin, evaporatör alanı üzerindeki etkisi basit bir analiz ile araştırılmıştır.

Optimize edilen sistemin pratikte çalışan bir sistemle kıyaslamasında, termoekonomik optimizasyon uygulamasının maliyet açısından önemli katkılar sağladığı sonucuna ulaşılmıştır. Grosu ve diğ. [22] ise sistem bileşenleri üzerinde birden fazla termodinamik parametreye bağımlı maliyet denklemleri oluşturarak, termodinamik açıdan en iyi koşullarda çalışan bir buzdolabı için toplam maliyeti belirlemişlerdir.

Dingeç ve İleri [23], küçük boyutlu (40W soğutma gücüne sahip) bir masaüstü soğutucu için Yapısal Bağ Katsayılar Metodu'nu kullanarak toplam maliyeti minimum yapan kondenser ve evaporatör alanlarını belirlemişlerdir. İdeal Rankine çevrimi ile çalışan sistem, uygun varsayımlarla içten tersinir Carnot çevrimi problemine dönüştürülmüş ve hesaplamalar genişleme valfi maliyeti ihmal edilerek yapılmıştır. Sayısal sonuçlar kompresörün optimizasyona dahil edilme ve edilmeme durumları için değerlendirilmiştir. Kompresörün optimizasyona dahil edilmeme gerekçesi, ülke piyasasında genellikle birbirine yakın verime sahip sınırlı çeşitte kompresör seçimi olanağı bulunması olarak gösterilmektedir. Evaporatör ve kondenser maliyetleri ısı transfer yüzeylerinin bir fonksiyonu olarak ifade edilerek nümerik metod (iterasyon) ile çözüm elde edilebilmiştir. Söz konusu çalışma [23] ve içeriğinde izlenen yöntemin temelini dayandığı Dingec [24], Kotas [25] ve İleri [26,27] tarafından yayınlanan çalışmalar, bu çalışmada sunulan teoremin belirlenmesine önemli katkıda bulunmuştur. Termoekonomi konusunda son yıllarda üniversitelerimizde sayısı hızla artış gösteren lisansüstü tezlere rastlamak mümkündür (Örneğin, bknz: Kalaycı [28], Özkaymak [29], Kılıç [30] ve Koçoğlu [31], Ertürk [32]). Bu çalışmada, bir buzdolabı sisteminin termoekonomik analizi gerçekleştirilmektedir. Bu amaçla, Yapısal Bağ Katsayılar Metodu kullanılmıştır. Evaporatör ve kondenserin ısı transfer alanına bağlı olarak değişen maliyet denklemleri, piyasa verileri göz önüne alınarak belirlenmiştir. Toplam maliyeti minimum yapan alan değerlerinin belirlenmesinde nümerik iterasyon ile so-

2. Yöntem

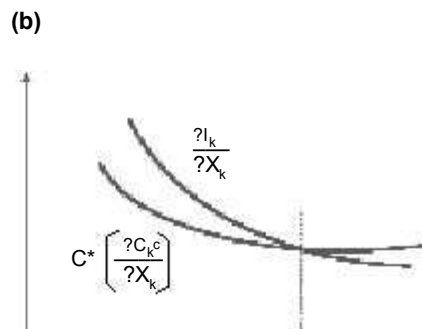
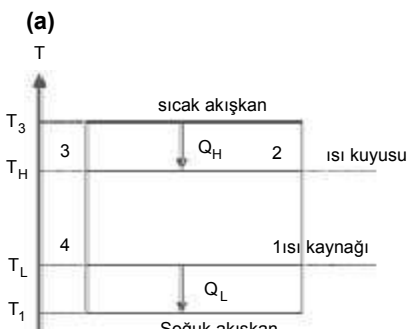
Bu çalışmada içten tersinir bir çevrim ile çalışan bir buzdolabı sistemi için "Yapısal Bağ Katsayılar (YBK)" yöntemi kullanılarak, termoekonomik optimizasyon yapılmaktadır. Çevrime ait T-S diyagramı ve YBK yönteminin uygulanma mantığı sırasıyla Şekil 2(a) ve (b)'de gösterilmiştir.

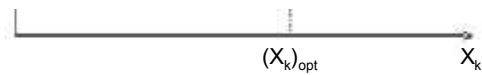
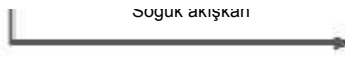
YBK ile termoekonomik analiz metodunda amaç; soğutma sistemini oluşturan her bir ekipmanın maliyetini direkt olarak etkileyen parametre (örneğin kondenser ve evaporatör için ısı transfer yüzeyi ya da etkenlik, kompresör için basınç oranı ya da volumetrik verim) yardımıyla tüm sistem maliyetini minimum yapacak tasarımların belirlenmesidir. Optimizasyon sırasında maliyetin minimum yapılması, toplam tersinmezlik minimuma indirilmesi hedefi ile sağlanmaktadır. Tersinmezlik ve maliyet arasındaki ilişkiden yararlanarak, optimum ekipman parametresinin tespitinin nasıl yapılacağına dair mantıksal yaklaşım, Şekil 1(b)'de şematik olarak verilen grafikte net olarak sergilenmektedir. Grafikte X_k , göz önüne alınan ekipmanın tersinmezliği ($I_k=f(X_k)$) ile direkt ilişkili parametreyi, $C_k=f(X_k)$ ekipman maliyetini ve C^* ise ekipman maliyetinin, sistem ömrü, yıllık çalışma süresi ve diğer ekipmanların maliyetlerinden etkilenme derecesini gösteren bir katsayıdır. YBK yönteminin mevcut soğutma sistemine uygulanışı ile ilgili kapsamlı analiz, Yeşilata [10] tarafından daha önce yapılan bir çalışmada verildiğinden, aynı türetimler burada tekrarlanmayacaktır.

3. Sayısal Sonuçlar

3.1. Maliyet denklemlerinin tespiti

Evaporatör ve kondenser için maliyet denklemleri; Bayındırlık ve İskan Bakanlığı'nın soğutma ekipmanları için önerdiği alana bağlı birim fiyatlar kullanılarak elde edilmiştir [32]. Alan ile maliyet arasındaki ilişkiyi veren denklemler, temin edilen datalara en uygun eğriyi seçen bir grafik yazılımı (Curve Expert) kullanılarak elde edil-





Şekil 2. a) İçten tersinir Carnot buzdolabı T-S diyagramı, b) YBK yöntemi ile optimum ekipman parametresinin tespitindeki mantıksal yaklaşım.

miştir. Evaporatör ve kondenser için Euro (€) birimiyle belirlenen maliyet denklemleri,

$$C_e = 77.63 + 30A_e^2 \quad (1)$$

$$C_{cn} = 29.76 + 20A_{cn}^2 \quad (2)$$

şeklinde. Maliyeti alanın fonksiyonu olarak veren datarlar ile (1) ve (2) denklemlerine ait eğrilerin uyumu Şekil 3'de gösterilmiştir.

3.2. Optimum ısı transfer alanlarının iterasyon ile bulunuşu

Evaporatör ve kondenser optimizasyonuna yönelik denklemler aşağıda verilmiştir:

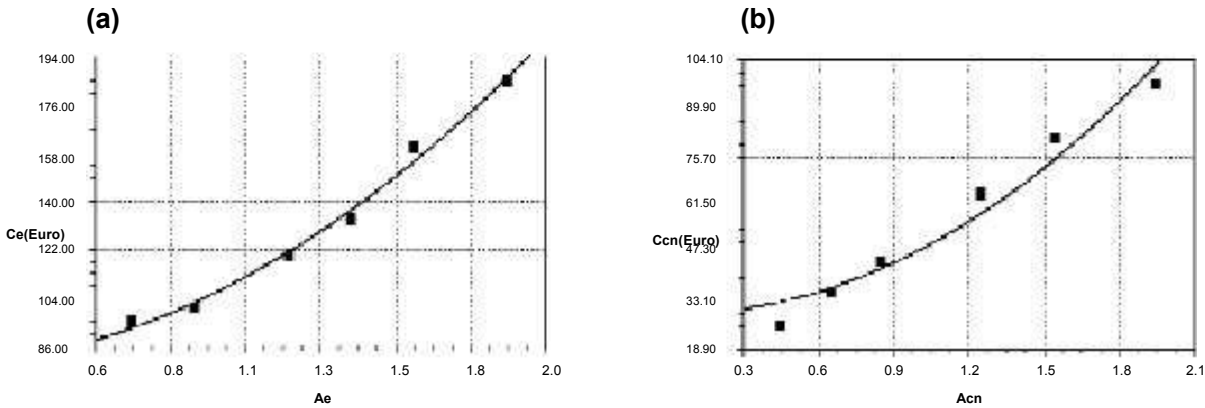
$$\frac{I_T}{A_e} = -\frac{T_0 Q_e}{T_L A_e} \quad (3)$$

$$\frac{I_T}{A_e} = -\frac{C_{ee} A}{\frac{C_{g^{top}}}{a^c} + \frac{C_{cn}^2}{I_{Tcn} A}} \quad (4)$$

$$\frac{I_T}{A_{cn}} = -\frac{T_0 Q_{cn}}{T_H A_{cn}} \quad (5)$$

$$\frac{I_T}{A_{cn}} = -\frac{C_{cn}^2 A}{\frac{C_{g^{top}}}{a^c} + \frac{C_{ee} A}{I_{Te} A}} \quad (6)$$

İterasyon işlemi (3)-(6) denklemleri arasında dönüşümlü olarak yapılmış ve A_e ve A_{cn} değerleri bulunmuştur. Denklem (3) ve (4), toplam tersinmezliğin, A_e 'ye göre değişimini farklı parametreler cinsinden veren ve sayısal olarak birbirine eşit iki denklemdir. Bu iki denklemin, A_e 'ye göre değişimini gösteren eğrileri çizdiğimizde, kesişim noktası bize optimum A_e değerini vermektedir. Denklemlerinin çözümü için, Tablo



Şekil 3. Alana bağlı değişen maliyet grafikleri; a) evaporatör için, b) kondenser için .

1'de verilen değerler kullanılmıştır. Denklemlerde bulunan, evaporatör ve kondenser ısı yükleri ile sistemin toplam tersinmezliğine ait bağıntılar ise, sırasıyla aşağıda verilmiştir:

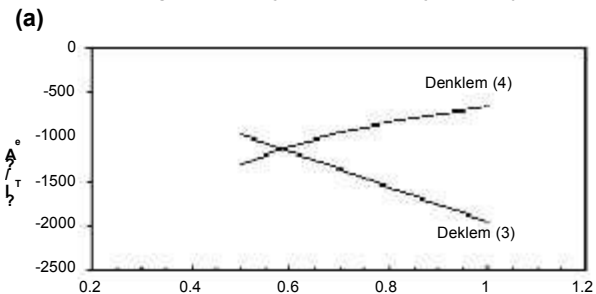
$$Q_e = U_e A_e (T_L - T_1) \quad (7)$$

$$Q_{cn} = U_{cn} A_{cn}^3 (T - T_H) \quad (8)$$

$$I_T = \frac{T_0}{T_H} U_{cn} A_{cn}^3 (T - T_H) - \frac{T_0}{T_L} U_e A_e (T_L - T_1) \quad (9)$$

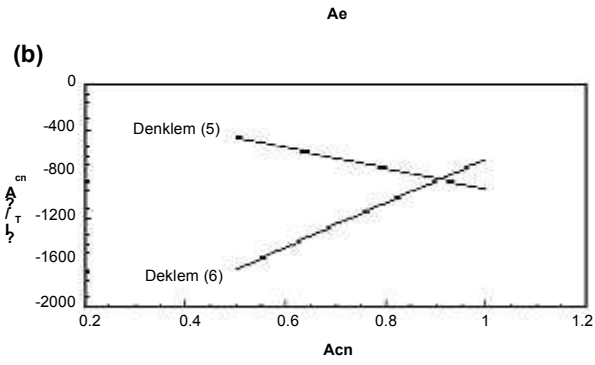
$$C_T = t_{fp} C_g + a^c C_f + b \quad (10)$$

denklemleri ile hesaplanabilir. (10) no'lu denklemden, sisteme giren ekserji (verilen enerji) ile ilk yatırım



iterasyon sırasında, önceki evaporatöre ait (3) ve (4) denklemlerinden başlayıp, kondenser için sabit bir alan değeri dikkate alınmıştır. Deneme-yanılma yöntemiyle işlemleri en kısa şekilde çözüme ulaştırabilen sabit A_{cn} değeri 0.8 m^2 olarak belirlenmiştir. Evaporatör için 1. iterasyona, $A_{cn} = 0.8 \text{ m}^2$ sabit değeriyle başlayıp, A_e değeri 0.58 m^2 bulunmuştur. Bulunan A_e değeri (0.58 m^2), kondenserin 1. iterasyonu için, (5) ve (6) denklemlerinde sabit değer olarak dikkate alınarak, $A_{cn} = 0.91 \text{ m}^2$ bulunmuştur. Yeni bulunan bu değer ile evaporatör için 2. kez iterasyon uygulanmış ve A_e için bir önceki iterasyonda bulunan 0.58 m^2 değerine tekrar ulaşılmıştır. Aynı değer tekrar bulunması ile iterasyon sonuçlandırılmıştır. Optimum evaporatör ve kondenser alanlarının ($A_e = 0.58 \text{ m}^2$, $A_{cn} = 0.91 \text{ m}^2$) tespit edildiği son iterasyona ait grafikler Şekil 4'de gösterilmiştir. Grafiklerde iki eğrinin kesiştiği noktadan indirilen dik-çizgi optimum alan değerine karşılık gelmektedir. Optimum evaporatör ve kondenser alanlarına karşılık gelen, soğutucu akışkan sıcaklığı ve toplam tersinmezlik değerleri ise sırasıyla $T_1 = 258\text{K}$ ve $I_T = 83.85 \text{ W}$ olarak hesaplanmıştır. Mevcut değerler ile soğutma sisteminin toplam maliyeti (işletme masrafı + ilk yatırım masrafı + diğer maliyetler),

n



Şekil 4. Optimum alan değerlerinin belirlendiği son iterasyona ait grafikler; a) optimum evaporatör alanının (A_e) tespiti, b) optimum kondenser alanının (A_{cn}) tespiti.

masrafının (evaporatör + kondenser + kompresör) hesabında, sırasıyla ;

$$E_g = I_{Te} + Q_n \quad (11)$$

$$C_j = C_e + C_{cn} + C_c = (29.76 + 20A_e^2) + (77.63 + 30A_e^2) + C_c$$

formülleri kullanılarak, toplam maliyet değeri bulunabilir. Bu çalışmada, kompresör maliyeti değişken olarak alınmadığından, yapılan optimizasyonun sonucuna bir etkisi yoktur. Ancak; kompresör maliyetinin ilavesi, toplam maliyetin değerini etkileyecektir.

Tablo 1. İterasyon için seçilen veriler

T_0 (K)	T_L (K)	T_H (K)	Q_e (W)	U_e (W/m ² K)	U_{cn} (W/m ² K)	C_g (Euro/kWh)(h/yıl)	t_{op}
300	275	300	600	60	75	0.07	1000

9
2006

TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ DERGİSİ, Sayı 9 3,

3.3. Genişleme valfi tersinmezliğinin, evaporatör alanı üzerindeki etkisi

Genişleme valfindeki tersinmezlik etkisini belirlemek için, aşağıda verilen boyutsuz bir içten tersinmezlik parametresi (I^*) tanımlanmıştır:

$$I^* = \frac{s_2 - s_3}{s_1 - s_4} \cdot \frac{Q_{cn} / T_H}{Q_e / T_L} \cdot \frac{Q_{cn} T_L}{Q_e T_H} \quad (12)$$

İçten tersinir durum için $s_4' = s_4$ olacağından $s_2 - s_3 = s_1 - s_4'$ yani $I^* = 1$ sonucu oluşacaktır. Genişleme valfinden kaynaklanan bir tersinmezlik durumunda ise, $s_4' < s_4$ olacağından, $s_2 - s_3 > s_1 - s_4'$ yani $I^* > 1$ olacaktır. Bu durum evaporatörün çekmesi gereken ısı yükünü arttıracığından.

tersinmezlik parametresinin 1.5 değerine ulaşması durumunda ise alan ve maliyetteki artış sırasıyla %33 ve %10 olmaktadır. Söz konusu değerlerin büyük soğutma sistemlerinde, çok daha yüksek maliyet artışına sebep olabileceği göz ardı edilmemelidir.

4. Özet ve Sonuçlar

Bu çalışmada bir buzdolabı soğutma sisteminin "Yapısal Bağ Katsayılar (YBK)" metodu ile termoekonomik analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Gerçekten ideal Rankine çevrimine daha uygun olan buzdolabı soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyonu; kondenser devresinde kızgın buhardan, doymuş buhar dönüşüm safhasının bulunması ve genişleme valfindeki tersinmezlik sebebiyle, oldukça karmaşık ve matematiksel işlem yükü fazladır. Bu nedenle, öncelikle içten tersinir Carnot çevrimine uygun olarak

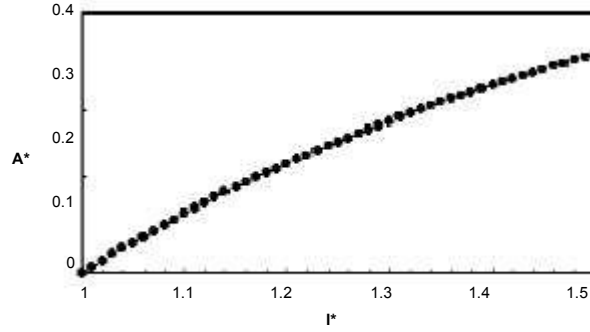
$$Q_e - Q_{e'} = Q_{Gn} \quad (13)$$

eşitliği geçerli olacaktır. Bu eşitlikteki Q_{Gn} , genişleme valfi tersinmezliği dolayısıyla oluşan ek ısı yüküdür ve bu ısı yükü ek bir evaporatör alanı gerektirmektedir. Ek alanı bulmak için, Denklem (12), (13) ve; $Q_{Gn} = U_e A_{Gn} (T_L - T_1)$ kullanılarak gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$Q_e \left(1 - \frac{1}{I^*} \right) = U_e A_{Gn} (T_L - T_1) \quad (14)$$

bağıntısı elde edilir. Tersinmezliğin sebep olduğu ek alan A_{Gn} , (14) no 'lu denklemden bulunarak, toplam evaporatör alanı $A_{e'} - A_e = A_{Gn}$ bağıntısı ile belirlenebilir. Genişleme valfi tersinmezliğinin sebep olduğu ek alan gereksinimi, farklı 'I*' değerleri için hesaplanmış ve boyutsuz alan cinsinden ($A^* = A_{Gn} / A_e$) Şekil 5'de gösterilmiştir. Tersinmezlik ile arasındaki ilişki beklenildiği üzere aynı yönde seyretmektedir. Yani artan tersinmezlik, ek alan gereksinimini hızla arttırmaktadır. Hesaplanan veriler üzerine uygulanan eğilim çizgisi denklemi beklentilerin aksine, doğrusal bir ilişkiyi göstermektedir. Tersinmezlik parametresinin 1.1 olduğu durumda, tersinir şartlarda yeterli alanın, yaklaşık %9'u oranında ek alan gereksinimi vardır ve evaporatör maliyeti yaklaşık %1.5 artmaktadır. Tersinir

çünkü içten tersinir Carnot çevrimine uygun olarak ça -



Şekil 5. Genişleme valfi tersinmezliğinden kaynaklanan ek evaporatör alanı gereksiniminin boyutsuz formunda değişimi.

ışan bir buzdolabı için analiz yapılmış, daha sonra gerçek çalışma şartlarına uygunluk açısından genişleme valfindeki tersinmezlik etkisi dikkate alınmıştır. Soğutma sistemi, kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana eleman içermekte olup, bu elemanlardan genişleme valfi dışında kalan diğer üç bileşen sistem maliyeti üzerinde önemli etkiye sahiptir. Bu nedenle, termoekonomik analizde, kompresör, kondenser ve evaporatör maliyetlerine etki eden parametreler 'dizayn değişkenleri' olarak dikkate alınması gereklidir. Ancak, özel amaçlı uygulamalar dışında, buzdolapları için standart tip ve verimde kompresörler piyasaya sunulduğundan, bu çalışmada, genişleme valfine ek olarak, kompresör maliyeti de optimizasyona dahil edilmemiştir.

Toplam sistem maliyetini minimum yapan evaporatör ve kondenser alanları nümerik yöntem (iterasyon) uygulanarak belirlenmiştir. Elde edilen optimum evaporatör ve kondenser alanları ($A_e=0.58 \text{ m}^2$ ve $A_{cn}=0.91 \text{ m}^2$) bir buzdolabının fiziksel boyutlarına uygun limitler içerisindedir. Ayrıca, gerçek soğutma çevrimine daha yakın olması amacıyla genişleme valfindeki tersinmezlik etkisi de basit bir analiz ile araştırılmıştır. Genişleme valfi tersinmezlik parametresinin (I*) artması, daha büyük evaporatör ısı transfer yüzeyine gereksinim olduğunu göstermektedir. Ek alan artış hızı ile tersinmezlik arasındaki ilişki parabolik bir denklemle ifade edilebilmektedir. Mevcut çalışmanın bir sonraki aşamasında, kompresör tersinmezliği ve kompresör maliyet denklemlerinin ilavesi ile yapılacak bir optimizasyon sistemi gerçek soğutma çevrimine biraz daha yaklaştıracaktır.

YBK yönteminin uygulanmasında en önemli zorluklar

desteklenmiştir.

Semboller

- T_0 : çevre sıcaklığı
- I : tersinmezlik
- I^* : boyutsuz tersinmezlik parametresi
- s : entropi
- C : maliyet
- C^* : maliyet parametresi
- X_k : sistem parametresi
- $I(X_k)$: sistem parametresi (X_k)'ya bağlı değişen tersinmezlik değeri
- $E(X_k)$: sistem parametresi (X_k)'ya bağlı değişen ek serji değeri
- $C(X_k)$: sistem parametresi (X_k)'ya bağlı değişen maliyet değeri
- t_{op} : yıllık çalışma süresi
- C_g : giren ekserjinin birim maliyeti
- a^c : sermaye iyileştirme faktörü
- b_c : diğer maliyetler
- Q : ısı transfer miktarı

dan dırı aızayn değışkenleri ile maliyet arasındaki iliş - kinin belirlenmesi olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu konuda teorik düşünceler ile endüstriyel uygulamalar arasında ciddi farklar söz konusudur. Buzdolabı üreti - ci firmaları evaporatör ve kondenser için termodinamik anlamda önerilen 'ikinci kanun verimi ya da ekserjetik verim' (Wall [28]), ısı değıştirgeci etkenliği (Dingeç [31]), soğutucu akışkan debisi (Grosu ve diğ. [29]) gi - bi dizayn değışkenlerini maliyet ile ilişkilendirmemek - tedir [10]. Bu çalışmada, dizayn değışkeni olarak se - çilen evaporatör ve kondenser alanlarına bağlı mali yetlerin, buzdolabı üretici firmalarından direkt temini mümkün olamamıştır. Bu nedenle, Bayındırlık ve İş - kan Bakanlığı'nın soğutma ekipmanları için önerdiği alana bağlı birim fiatlar kullanılarak, evaporatör ve kondenser maliyet denklemleri oluşturulmuştur. Da - ha gerçekçi koşullarda elde edilecek maliyet denklemleriyle yapılacak optimizasyon farklı sayısal değerlerle sonuçlanabilecektir. Ancak, bu çalışmada sunulan yöntemin uygulanmasında bir farklılık söz konusu ol - mayacaktır.

Teşekkür

Bu çalışma, Harran Üniversitesi Araştırma Fonu Mü - dürlüğü (HÜBAK Proje No: 454) tarafından kısmen

l _k	: sistemdeki 'k' elemanının tersinmezliği
A	: alan
T ₁	: evaporatörün çıkışındaki sıcaklık değeri
U	: toplam ısı transfer katsayısı
T ₃	: kondenserin çıkışındaki sıcaklık değeri
N	: sistem ömrü
i	: yıllık enflasyon oranı

İndisler

c	: kompresör
cn	: kondenser
e	: evaporatör
g	: giren
H	: sıcak kaynak
L	: sođuk kaynak
ç	: çıkan
k	: 'k' elemanı
Gv	: genişleme valfi
T	: toplam

KAYNAKLAR

1. Vargas, J.V.C., Bejan, A., Thermodynamic Optimiza - tion of the Match Between Two Streams with Pha - se Change, Energy 2000; 25:15-33.
2. Gaggioli, R., El-Sayed, Y., A Critical Review of Se - cond Law Costing Methods. In: Moran M, Sciubba

- E, Editors. Second Law Analysis of Thermal Systems. Proc. 4th Int. Symp., May 25-27; Rome, Italy, 1987: 59-73.
3. Tsatsaronis, G., A Review of Exergoeconomic Met - hodologies. In: Moran M, Sciubba E, Editors. Se - cond Law Analysis of Thermal Systems. Proc. 4th Int. Symp., May 25-27; Rome, Italy, 1987: 81-6.
4. Bejan, A., The First Nato Advanced Study Institute on Thermodynamic Optimization, Energy 1999; 24:753-59.
5. Yantovski, E., Exergoeconomics in Education, Energy 2000; 25:1021-31.
6. Yeşilata, B., Ertürk, D., Fıratoğlu, Z.A., İdeal Bir So - đutma Sisteminin Termoekonomik Optimizasyonu, I. Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi Bildiriler Kita - bı. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Denizli, 2003: 204-210.
7. Yeşilata, B., Bir Buzdolabı Soğutma Sistemine Ait Evaporatörün Termoekonomik Optimizasyonu, En - düstriyel Otomasyon Dergisi 2005; 95:38-44.
8. Wu, C., Maximum obtainable specific cooling load of a refrigerator, Ener Conver Mgmt 1995; 36:7-10.
9. Wu, C., Performance of an endoreversible Carnot refrigerator, Ener Conver Mgmt 1996; 37:1509-12.
10. Wu, C., Maximum cooling load of a heat-engine - driven refrigerator, Ener Conver Mgmt 1993; 34:691-6.
11. Chen, J., Yan, Z., Optimal performance of an endo - le heat engines with variable temperature heat re - servoirs, Ener Conver Mgmt 2001; 42:189-200.
20. Kodal, A., Sahin, B., Yılmaz, T., Effects of internal irreversibility and heat leakage on the finite time thermoeconomic performance of refrigerators and heat pumps, Ener Conver Mgmt 2000; 41:607-19.
21. Wall, G., On the optimization of refrigeration mac - hinery, In. J. Refrigeration 1991; 14:336-40.
22. Grosu, L., Benelmi, R., Feidt, M., Technico-econo - mic simulation and optimization of a compression refrigerating machine, Ener Conver Mgmt 1999; 1651-60.
23. Dingec, H., İleri, A., Thermoeconomic optimization of simple refrigerators, Int. J. Energy Research 1999; 23:949-962.
24. Dingeç, H., Thermoeconomic Optimisation of Simple Refrigerators, Yüksek Lisans Tezi, OD - TÜ.1996; 89 sy.
25. Kotas, T.J., Nomenclature for The Exergy Method of Thermodynamic Analysis, Termodinamiğin İkin - ci Kanunu Çalışma Toplantısı Bildiriler Kitabı, Editörler: Y.A. Göğüş ve A. Öztürk, sy. 17-1, 1991- Kayseri.
26. İleri, A., Termoekonomi-I: Yapısal Bağ Katsayıları, Termodinamiğin İkinci Kanunu Çalışma Toplantı - sı Bildiriler Kitabı, Editörler: Y.A. Göğüş ve A. Öz - türk, sy. 27-1, 1991-Kayseri.
27. İleri, A., Termoekonomi-II: Optimizasyon ve Fiyat -

- reversible-combined refrigeration cycle, J Appl Phys 1988; 63:4795-8.
12. Yan, Z., Chen, J., A class of irreversible Carnot refrigeration cycles with a general heat transfer law, J Phys D: Appl Phys 1990; 23:136-41.
 13. Yan, Z., Chen, L., Optimization of the rate of exergy output for an endoreversible Carnot refrigerator, J Phys D: Appl Phys 1996; 29:3017-21.
 14. Chen, L., Wu, C., Sun, F., Cooling load versus COP characteristics for an irreversible air refrigeration cycle, Ener Conver Mgmt 1998; 39:117-25.
 15. Chen, L., Wu, C., Sun, F., Influence of internal heat leak on the performance of refrigerators, Ener Conver Mgmt 1998; 39:45-50.
 16. Chiou, JS., Liu, CJ., Chen, CK., The performance of an irreversible Carnot refrigeration cycle, J Phys D: Appl Phys 1995; 28:1314-8.
 17. Ait-Ali, MA., The maximum coefficient of performance of internally irreversible refrigerators and heat pumps, J Phys D: Appl Phys 1996; 29:975-80.
 18. Bejan, A., Vargas, VC., Sokolov, M., Optimal allocation of a heat-exchanger inventory in heat driven refrigerators, Int J Heat Mass Transf 1995; 38:2997-3004.
 19. El-Din, MM. S., Second-Law analysis of irreversible -
lama, Termodinamiğin İkinci Kanunu Çalışma Toplantısı Bildiriler Kitabı, Editörler: Y.A. Göğüs ve A. Öztürk, sy. 28-1, 1991-Kayseri.
 28. Kalaycı, N., Bir Buhar Güç Santralinin Termodinamik Fonksiyonel Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniv, 1996; 100 sy.
 29. Özakymak, M., Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Aşırı Kızdırma Ve Aşırı Soğutma Eşanjörlerinin Termo-Ekonomik Optimizasyonu, Doktora Tezi, Gazi Üniv, 1998; 103 sy.
 30. Kılıç, İ., Isı Pompalı Isıtma Sistemlerinin Termodinamik Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Koçaeli Üniv, 1997; 132 sy.
 31. Koçoğlu, A., Thermoeconomic Optimisation of a Single Stage Heat Pump, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ, 1993; 117 sy.
 32. Ertürk, D., Buzdolabı Soğutma Sistemi Temel Elementlerinin Termodinamik Analiz ve Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Harran Üniv., 2004; 60 sy.