

TEKSTİL ENDÜSTRİSİ BOYAMA PROSESİNDE PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERLE ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Canan KANDİLLİ
Aytaç KOÇLU

ÖZET

Tekstil sektörü ülkemiz sanayisinde büyük önemi olan; istihdam ve ihracat rakamlarına bakıldığında lokomotif sektörlerden biridir. Bu sektörde birçok proste atık sıvılar ve atık gazlar yüksek sıcaklıkta dışarı atılmaktadır. Bu atık sıvılar ve gazlar önemli oranda enerji tasarruf potansiyeli taşımaktadır. Özellikle boyahaneler ciddi anlamda atık ısı kaynaklarıdır. Bu proseslerde yapılacak ısı geri kazanım sistemleri ile yüksek miktarlarda enerji tasarrufu sağlanabilir. Bu sistemler ile hem enerji tasarrufu yapılmakta, hem de doğaya daha düşük sıcaklıkta atık sıvı bırakılmaktadır. Bu araştırmanın amacı, tekstil sanayinde boyama işlemi sonrasında atılan yüksek miktarlarda ve yüksek sıcaklıktaki sıvılardan plakalı ısı değiştiricileri ile yapılan ısı geri kazanımının incelenmesi ve sistemin performans analizinin gerçekleştirilmesidir. Performans parametreleri olarak ısı değiştirici etkinliği ve ekserji verimi dikkate alınacak olup, çalışmada tekstil sektörü için plakalı ısı değiştiricilerle atık ısı geri kazanım sisteminin termodinamik analizinin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Tekstil sektöründe atık sıvılardan ısı geri kazanım sistemi uygulaması olarak, Uşak Organize Sanayi Bölgesi'nde yerleşik bir tekstil firması (Sesli Tekstil A.Ş.) bünyesindeki bir boyahaneye plakalı ısı değiştirici sistemi kurulmuştur. Sistemin termodinamik modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Sistemden atık ısı kaynağının ve temiz su kaynağının farklı debideki değerleri için ısı değiştiricisine giren ve çıkan sıvıların sıcaklık değerleri alınmıştır. Elde edilen verilere göre sistemin enerji ve ekserji analizi yapılarak sistemin performansı ve optimum çalışma koşulları belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Tekstil endüstrisi, Boyama prosesi, Atık ısı geri kazanımı, Enerji-ekserji analizi

ABSTRACT

Textile industry, having great importance in Turkish industry, is one of heading sectors in frame of exportation and employment potential. Waste water and gases having high temperature let out in many process for this sector. These waste liquids and gases have crucial energy saving potential, especially for dyeing process. It could be possible to achieve great amount energy saving by employing waste heat recovery systems (WHRS). Besides, the temperature of waste liquids could be diminished. The aim of this study is to realize waste heat recovery application by plate heat exchangers and waste liquids gaining after dyeing process and analyze system performance. The exchanger effectiveness and second law (exergy) efficiency are considered as performance parameters and it is objected to perform thermodynamic analysis. In the present study, a WHRS of a well-known blanket manufactory which operates in Usak Organized Industrial Zone (UOIZ), Turkey has been evaluated. The WHRS has been modeling thermodynamically. Mass flow rate and temperature values of waste and clean waters were obtained for plate heat exchangers. The optimum operating conditions for the WHRS have been determined by energy-exergy analyses.

Key Words: Textile industry, dyeing process, waste heat recovery, energy-exergy analysis

1. GİRİŞ

Tekstil sektörü ülkemiz sanayisinde büyük önemi olan; istihdam ve ihracat rakamlarına bakıldığında lokomotif sektörlerden birisidir. Bu sektörde birçok proseste atık sıvılar ve atık gazlar yüksek sıcaklıkta dışarı atılmaktadır. Bu atık sıvılar ve gazlar önemli oranda enerji tasarruf potansiyeli taşımaktadır. Özellikle boyahaneler ciddi anlamda atık ısı kaynaklarıdır. Bu prosesler de yapılacak ısı geri kazanım sistemleri ile yüksek miktarlarda enerji tasarrufu sağlanabilir. Bu sistemler ile hem enerji tasarrufu yapılmakta, hem de doğaya daha düşük sıcaklıkta atık sıvı bırakılmaktadır. Enerjinin artık dünya politikalarını şekillendirdiği, enerji maliyetlerinin yüksek olduğu ve enerji kaynakları konusunda dışa bağımlı olan ülkemizde böyle bir potansiyelin değerlendirilmesi gerekmektedir. Tekstilde atık sıvılardan ısı geri kazanım sistemlerinin birçok avantajı bulunmaktadır. Bu avantajlar; şeklinde sıralanabilir.

1. Enerji maliyetlerinin düşmesi
2. Geri kazanılan ısıdan dolayı ısı üretimi gereksiniminin azalması
3. Proses başlangıcında şebeke suyunun ısıtılması için gerekli enerji ve zamana ihtiyaç kalmaması
4. Özellikle boyama makinelerinde termal zorlanmalarda azalmalar
5. Üretim süreçlerinde kısalmalardan dolayı kapasite artışı
6. Toplam maliyetlerde düşme

Oğulata vd. (1999) çalışmalarında, laboratuvar koşullarında karşı akışlı ve akışkan olarak havanın seçildiği bir plakalı ısı değiştirici kurarak test etmişler, sıcaklık, hava hızı, basınç parametrelerini dikkate alarak sistem verimini ortaya koymuşlardır. Sistemin ikinci yasa analizini gerçekleştirerek, minimum entropi üretim sayısının sistem parametrelerine bağlı değişimini incelemişlerdir. Oğulata (2004) çalışmasında, tekstil sektöründe kurutma prosesinde atık ısı geri kazanımına yönelik incelemelerde bulunmuştur. Pulat vd. (2007) çalışmalarında, ısı borulu ısı değiştiricilerle atık sudan enerji geri kazanım sistemi için ekserji ve enerji analizleri ile ekonomik değerlendirmesini gerçekleştirmiştir. Bursa bölgesinde 720t/gün atık sıcak su kapasiteli bir tekstil işletmesini temel aldıkları çalışmalarında sistemin 4 aydan itibaren kara geçtiği ve yaklaşık 87.000.000 \$ bir tasarruf sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Yamankaradeniz (2007) çalışmasında, tekstil sanayinde atık ısıdan enerji tasarrufunda klasik sistemlerle ısı pompası sistemlerini karşılaştırmayı amaçlamış, enerji- ekserji ve maliyet analizlerine yer vermiştir. Kütleli debinin 40 m³/h değerinin altındaki atık sıvılarda ısı pompasının uygun olduğu 40 m³/h ile 1000 m³/h atık sıvılarda ise plakalı ısı değiştiricilerin uygun olduğu sonucuna varmıştır. Kılıç (2008), "Plakalı ısı eşanjörlerinin ısıtma ve soğutma uygulamaları için optimum çalışma şartlarının araştırılması" başlıklı yüksek lisans tezinde, çeşitli uygulamalarda kullanılan plakalı ısı değiştiricilerinin farklı debi ve sıcaklıklardaki performanslarını araştırmak ve dolayısıyla enerjiyi en etkin biçimde kullanan sistemin yapısını oluşturmayı amaçlamıştır. Belirli debi ve sıcaklık değerleri için plakalı ısı eşanjöründeki ısı transferleri hesaplanarak sistemin optimum çalışma şartları tespit edilmiştir. Plakalı eşanjörde ısı transferinin, debi ve sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla arttığı ancak optimum debi değeri üzerine çıkıldığında ısı transfer miktarının azaldığı görülmüştür. Can (1995) Bursa bölgesinde tekstil ve diğer sanayi kollarında atık akışkanlardan elde edilebilecek ısı geri kazanımın potansiyelini ve ekonomikliğini ortaya çıkartılmasına yönelik çalışmasında, 7 adet boyahane işletmesinde yapılan çalışma neticesinde bir işletmede 476 ton/yıl fuel oil tasarruf potansiyeli olduğunu, toplam 190 adet işletmede 90440 ton/yıl o fuel oil eşdeğeri enerji geri kazabileceğini ortaya koymuştur. Şencan vd. (2010) çalışmalarında ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılan plakalı ısı eşanjörlerinin performans karakteristiklerini belirlemeyi amaçlamışlardır. Akışkanlar arasındaki ısı transferi miktarının akışkanın debi değerinin ve sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla arttığını; ancak debi miktarının optimum değerden fazla artırılması durumunda eşanjörde ısı transfer miktarının azaldığını ifade etmişlerdir. Franco ve Giannini (2004) ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü için modüler kompakt ısı değiştiricileri ile ilgili çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında termal tasarımın ısı değiştirici üzerindeki performans etkisini incelemişlerdir. NTU yöntemine dayalı bir analizle optimize edildiğinde 2000kg/MW daha az ağırlıkla ve 0,6m³/MW daha az hacimde bir sistem elde edilebileceğini göstermişlerdir.

Literatürde tekstil sektöründe atık ısı geri kazanım sistemleri ile ilgili bilimsel çalışmalar mevcut olup bunların birçoğu tasarım parametrelerine yönelik çalışmalardır. Açık literatürde incelendiği kadarı ile, tekstil sektörü boyama prosesinde, plakalı ısı değiştiricileri ile atık sıvılardan ısı geri kazanım

sistemlerinin ikinci yasa analizi ile optimum çalışma koşullarının belirlenmesine yönelik bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışmada, temel olarak tekstil endüstrisi boyama prosesinde plakalı ısı değiştiricilerle atık ısı geri kazanım sistemi enerji ve ekserji analizinin ortaya konması amaçlanmaktadır. Çalışmada ele alınan plakalı ısı değiştirici Uşak Organize Sanayi Bölgesi'nde faaliyet gösteren Sesli Tekstil A.Ş. boyahane birimine kurulmuş ve deneysel veriler alınmıştır. Öncelikle, plakalı ısı değiştiricisi için önemli bir performans parametresi olan etkinlik NTU yöntemi ile ortaya konulmuş, ardından sistemin ikinci yasa analizi ile tersinmezlik, ikinci yasa verimi ve ekserjetik iyileştirme potansiyeli hesaplanmıştır. Sistemin optimum çalışma koşulları, etkinlik ve ikinci yasa veriminden yola çıkılarak ortaya konmuştur. Birinci yasa verimi doğrultusunda ortaya konan ısı değiştirici etkinliği ile ikinci yasa verimini birleştirerek optimum giriş sıcaklığı ve kütledebilerinin belirlendiği bir yaklaşıma açık literatürde daha önce rastlanmamıştır. Çalışmada sistem tanımının ardından, termodinamik analizine yer verilmiş, deneysel veriler ışığında elde edilen bulgular yorumlanmıştır. Sonuç olarak sistemin optimum çalışma koşulları birinci ve ikinci yasa analizi birleştirilerek ortaya konmuştur.

Sistem Tanımı

Sistem Uşak Organize Sanayi Bölgesinde Sesli Tekstil A.Ş. bünyesinde yer alan akrilik ve pamuk elyaf boyama yapan boyahane biriminde kurulmuştur. Şekil 1'de deney sisteminde kullanılan karşı akışlı plakalı ısı değiştiricisi görülmektedir. Sesli Tekstil A.Ş. günlük 5000 adet battaniye üretimiyle kapasite olarak dünyada sayılı battaniye üreticileri arasında yer alan ağırlıklı ihracat yapan bir işletmedir. Sistem atık ısı kaynağı olan sıvıların depolandığı bir yer altı deposu, sistemin sağlıklı çalışabilmesi için sıvı içerisindeki partiküllerin temizlendiği otomatik filtre sistemi, atık sıvı pompası, tekstil sektörüne uygun geniş aralıklı plakalı tip ısı değiştiricisi ve yer altı sıcak su deposundan oluşmaktadır. Tablo 1'de deney sisteminde kullanılan plakalı ısı değiştiricisine ait temel özellikler görülmektedir.



Şekil 1 Deney Sisteminde Kullanılan Karşı Akışlı Plakalı Isı Değiştiricisi

Deneysel veriler alınırken seçilen her bir debi değeri için sistem kararlı hale geldikten sonra 15 adet veri alınmıştır. Alınan verilerin aritmetik ortalaması alınarak matematiksel modelde kullanılmıştır. Ölçümde kullanılan cihazlar şunlardır: Pt-100 rezistans termometre için -200...600 °C, LZ Serisi Plastik Tüp Debimetre Rotameter (\pm % 4), ETTC 4420 sıcaklık göstergesi (\pm % 0,2). Atık ısı geri kazanım prosesi şu şekilde özetlenebilir; boyahaneden proses sonucu atılan yüksek sıcaklıktaki akışkanlar ayrı bir drenaj hattı ile atık su havuzuna ön filtre edilerek verilir. Ön filtre işlemi ile boyama işlemi sırasında akışkan hattına kaçan elyafların tutulması amaçlanmaktadır. Atık su havuzu zeminden 5 metre derinlikte 50 m³ akışkanı depolayacak büyüklüktedir. Buradan pompa yardımıyla filtrelerden geçirilerek plakalı ısı değiştiricisine gönderilir ve plakalar vasıtasıyla ısısını soğuk akışkana verdikten sonra logara atılır. Temiz su deposundan alınan soğuk su pompa yardımıyla plakalı ısı değiştiricisinden atık akışkana ters akış yönünde geçirilerek atık akışkandan temiz akışkana ısı transferi gerçekleştirilerek 75 m³ kapasiteli sıcak temiz su sıcak su havuzunda işletmeye verilerek üzere depolanır. Sistemdeki tüm havuzlarda bulunan seviye kontrol sistemleri sayesinde havuzların su seviyelerine göre sistem

kontrol edilir. Atık su havuzu ve soğuk su havuzlarında su seviyesi belirlenen seviyenin altına düştüğünde sistem çalışmaz. Sistemde bulunan ters yıkamalı filtre istenen zaman aralıklarında ters yıkama ile kendisini temizler. Sistemde bulunan diskli filtre ise güvenlik amaçlı olup, belirli periyotlarda kontrol edilir ve gerekirse temizlenir. Ayrıca plakalı ısı değiştiricisinde kirlenmeyi önlemek amacıyla belirli periyotlarda atık akışkan hattına temiz soğuk su verilerek ısı değiştiricisi temizlenir. Sistemde bulunan debimetreler akış miktarlarının sürekli kontrolüne imkân sağlar. Su havuzları depoladıkları sıvıların fiziksel ve kimyasal özelliklerine göre izole edilmişlerdir.

Tablo 1: Deney Sisteminde Kullanılan Plakalı Isı Değiştiricisinin Temel Özellikleri

Toplam ısı Transfer alanı	20,02m ²
Plaka sayısı	37
Plaka kalınlığı	0,9mm
Plaka malzemesi	AISI 316
Sıkıştırılmış plaka kalınlığı	222mm
Maksimum çalışma basıncı	10bar
Conta malzemesi	Nitril
Isıl kapasite	323kW

Termodinamik Analiz

Isı değiştiricilerinde aktarılan ısı enerjisi miktarının hesaplanması, giriş debi ve sıcaklık parametrelerinin bu enerjiye etkisinin belirlenmesi ve optimum çalışma koşullarının ortaya konulabilmesi için termodinamiğin 1. ve 2. yasalarını içeren analizlerin yapıp sonuçlarının değerlendirilmesi, ısı değiştiricilerinin performansının iyileştirilmesi bakımından önem taşımaktadır. Bu bölümde deney sisteminde kullanılan karşı akışlı plakalı ısı değiştiricisinin termodinamik performansının belirlenebilmesi için gerekli olan kuramsal bağıntılara yer verilmiştir. Termodinamik analiz aşağıda verilen kabuller çerçevesi içinde verilmiştir:

1. Isı değiştiricisi sürekli rejimde çalışmaktadır.
2. Isı değiştiricisi cidarlarından ısı kazanımı veya kaybı yoktur. Isı değiştiricisinin etrafında enerji üreten yada tüketen bir sistem yoktur. Isı değiştiricisi adyabatiktir.
3. Ölü hal sıcaklığı 20°C olarak seçilmiştir.
4. Isı değiştiricisinin akıma dik kesiti boyunca sıcaklık sabittir.
5. Plakaların ısı direnci tüm ısı değiştiricisi boyunca değişmemektedir.
6. Isı değiştiricisi içinde faz değişimi yoktur.
7. Akışkan veya plakalar boyunca akım yönüne paralel ısı transferi yoktur.
8. Atık sıcak sıvı su olarak kabul edilmiştir.
9. Sistemde herhangi bir kimyasal reaksiyon oluşmamaktadır.
10. Termodinamik analizde potansiyel ve kinetik enerji etkisi ihmal edilmiştir.
11. Isı transferi akış yönüne diktir; Akışa paralel ısı transferi olmadığı kabul edilmektedir.

1.Yasa Analizi

\dot{Q} plakalı ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transfer oranı, \dot{m}_{ww} atık akışkanın kütleli debisi, C_{pww} Patık akışkanın özgül ısı, $T_{ww,i}$ atık akışkanın plakalı ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı, $T_{ww,o}$ atık akışkanın plakalı ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı olmak üzere aşağıdaki gibi verilir. [7,9,10]

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ww} C_{pww} (T_{ww,i} - T_{ww,o}) \quad (1)$$

Termodinamiğin 1. Yasasına göre, aynı zamanda \dot{Q} plakalı ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transfer oranı, \dot{m}_{cw} soğuk akışkanın kütleli debisi, C_{pcw} soğuk akışkanın özgül ısı, $C_{cw,i}$ soğuk akışkanın plakalı ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı, $T_{cw,o}$ soğuk akışkanın plakalı ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı olmak üzere aşağıdaki gibi verilir. [7,9,10]

$$Q' = m'_{1,cw} [C_{p1}]_{1,cw} (T_1(cw, 0) - T_1(cw, l)) \quad (2)$$

Isı değiştiricisinin etkinliği (ϵ)gerçek ısı transfer miktarının \dot{Q} , olası maksimum ısı transfer miktarına \dot{Q}_{max} oranı olarak tanımlanmakta olup ısı değiştiricilerinin tasarımında önemli bir parametredir. Isı değiştiricilerinin termodinamik analizinde literatürde en çok kabul gören (ϵ)-NTU (etkinlik-aktarım birim sayısı) yöntemidir. Isı değiştiricisinin etkinliği aşağıdaki gibi verilir [3,9]:

$$\epsilon = \frac{Q}{\dot{Q}_{max}} \quad (3)$$

Burada \dot{Q}_{max} gerçekteşebilecek maksimum ısı transfer miktarı, sıcak ve soğuk akışkanlardan ısı kapasite oranı küçük olanı olmak üzere aşağıdaki gibi verilir.[12,13]

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{hot1} - T_{cold1}) \quad (4)$$

C_{ww} ve C sırasıyla atık sıcak akışkanın ve soğuk akışkanın ısı kapasite oranları aşağıdaki gibidir.

$$C_{ww} = \dot{m}_{ww} C_{p,ww} \quad (5)$$

$$C_{cw} = \dot{m}_{cw} C_{p,cw} \quad (6)$$

C_{min} minimum ısı kapasite oranı, atık akışkanın ve soğuk akışkanın ısı kapasite oranlarından küçük olanıdır.

C_{max} maksimum ısı kapasite, oranı atık akışkanın ve soğuk akışkanın ısı kapasite oranlarından büyük olanıdır.[12,13]

$$C_{ww} > C_{cw} \text{ ise } C_{min} = C_{cw} \quad C_{max} = C_{ww} \quad (7)$$

$$C_{cw} > C_{ww} \text{ ise } C_{min} = C_{ww} \quad C_{max} = C_{cw} \quad (8)$$

R ısı kapasite oran orantısı, genel olarak iki akışkanlı bir ısı değiştiricisinde küçük ısı kapasiteli akışkanın ısı kapasite oranının, büyük ısı kapasiteye sahip akışkanın ısı kapasite oranına bölümü şeklinde tanımlanabilir. Bir ısı değiştiricisinde C^* değeri 1'e eşit olduğu zaman o ısı değiştiricisi dengelenmiş olarak tanımlanır.[10]

Aktarım Birim sayısı (NTU), ortalama ısı iletkenliğin, iki akışkandan ısı kapasite oranı küçük olana (C_{min}) bölünmesi ile elde edilir. Boyutsuz bir büyüklük olup, ısı değiştiricisinin dizayn aşamasında belirlenir.[10]

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (9)$$

Karşıt akışlı bir ısı değiştiricisi etkinliği aşağıdaki gibi de ifade edilebilir .[11,13]

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-1(1 - R)NTU]}{1 - R \cdot \exp[-(1 - R)NTU]} \quad (10)$$

U toplam ısı geçiş katsayısı, Q gerçekteşen ısı transfer oranı, ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve A plakalı ısı değiştiricisinin ısı transfer alanı olmak üzere;

$$U = \frac{Q}{A\Delta T_{lm}} \quad (11)$$

ile verilir.[14]

Karşıt akışlı ısı değiştiricisi için ΔT_{lm} Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ww,i} - T_{cw,o}) - (T_{ww,o} - T_{cw,i})}{\ln\left(\frac{T_{ww,i} - T_{cw,o}}{T_{ww,o} - T_{cw,i}}\right)} \quad (12)$$

şeklinde ifade edilmektedir.[11,12].

2. Yasa Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliği ile ilgilidir. Termodinamiğin ikinci yasası ise karmaşık ısı sistemlerinin optimizasyonunda çok güçlü bir araç olarak kullanılmaktadır. Enerjinin niteliği ile ilgili olan ekserji analizi (ikinci yasa analizi), enerji miktarının ne kadarının yararlı işe dönüştürülebileceğini ortaya koymaktadır. Bu nedenle ısı bir sistemin ikinci yasa analizinin gerçekleştirilmesi optimum çalışma koşullarının belirlenmesi bakımından önem taşımaktadır. [15]

Kapalı bir sistemdeki ekserji değişimi bir sistemin sınırından olan net ekserji geçişi ile tersinmezlikler sonucu olarak sistemin sınırları içerisindeki ekserji yok oluşu arasındaki fark olarak ifade edilebilir. Bu ilişkiye ekserji dengesi denir. [15]

$\dot{E}x_d$ tersinmezlik, $\dot{E}x_i$ ekserji girişi, $\dot{E}x_o$ ekserji çıkışı, $\Delta\dot{E}x$ sistemin ekserji değişimi olmak üzere aşağıdaki gibi verilebilir [15]:

$$\sum \dot{E}x_i - \sum \dot{E}x_o - \sum \dot{E}x_d = \Delta\dot{E}x \quad (13)$$

Sürekli akışlı bir sistemin ekserjisinde bir değişiklik olmaz ve bir sürekli akışlı sistemin tüm biçimlerinde (ısı, iş, kütle geçişi) giren ekserji akımı, sistemi terk eden ekserji akımı ile yok olan ekserji miktarının toplamına eşit olmalıdır. [15]

$$\sum \dot{E}x_i - \sum \dot{E}x_o = \sum \dot{E}x_d \quad (14)$$

Enerji gibi ekserji de ısı, iş ve kütle akışı olmak üzere 3 yolla aktarılabilir. Kütle akışı sistemin içine veya dışına olan ekserji, entropi ve enerji taşınımının bir mekanizmasıdır. m miktarında kütle bir sisteme girdiğinde ve ayrıldığında ona bir ekserji eşlik edecektir.[15] Bir ısı değiştirici sistemine giren

toplam kütle geçişi $\sum \dot{m}_i$ ile sisteme giren akış ekserjisi ψ_1 , sıcak akışkanın giriş akış ekserjisi ψ_{ww1} ve soğuk akışkanın giriş akış ekserjisi ψ_{cw1} olmak üzere aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\dot{E}x_{mass,i} = \sum \dot{m}_i * \psi_i \quad (15)$$

$$\dot{E}x_{mass,i} = \dot{m}_{ww1} * \psi_{ww1} + \dot{m}_{cw1} * \psi_{cw1} \quad (16)$$

Sistemden çıkan toplam ekserji miktarı da $\dot{E}x_{mass,o}$, sistemden çıkan toplam kütle geçişi ve sistemden çıkan akış ekserjisi ψ_o , sıcak akışkanın çıkış akış ekserjisi $\psi_{ww,o}$, soğuk akışkanın çıkış akış ekserjisine $\psi_{cw,o}$ bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\dot{E}x_{\text{mass}o} = \sum \dot{m}_o * \psi_o \quad (17)$$

$$\dot{E}x_{\text{mass}o} = \dot{m}_{\text{ww}o} * \psi_{\text{ww}o} + \dot{m}_{\text{cw}o} * \psi_{\text{cw}o} \quad (18)$$

T_0 ölü hal sıcaklığı h özgül entalpi, s özgül entropi olmak üzere ısı değıştiricisinin atık akışkanın ve soğuk akışkanın sisteme giriş ve çıkışındaki akış ekserjileri aşağıdaki bağıntılarla hesaplanır.[15,16].

$$\psi_{\text{ww}i} = (h_{\text{ww}i} - h_0) - T_0 (s_{\text{ww}i} - s_0) \quad (19)$$

$$\psi_{\text{cw}i} = (h_{\text{cw}i} - h_0) - T_0 (s_{\text{cw}i} - s_0) \quad (20)$$

$$\psi_{\text{ww}o} = (h_{\text{ww}o} - h_0) - T_0 (s_{\text{ww}o} - s_0) \quad (21)$$

$$\psi_{\text{cw}o} = (h_{\text{cw}o} - h_0) - T_0 (s_{\text{cw}o} - s_0) \quad (22)$$

Sistemin entropi üretimi \dot{S}_g , tersinmezlik ve ölü hal sıcaklığı arasında

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{E}x_d}{T_0} \quad (23)$$

bağıntısı verilmektedir [16].

Akışkanların karışmadığı iki akışlı adyabatik ısı değıştiricisi için ikinci yasa verimi η_{II} , aşağıdaki gibi yazılabilir:[3,15]

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{\text{cw}} (\psi_{\text{cw}o} - \psi_{\text{cw}i})}{\dot{m}_{\text{ww}} (\psi_{\text{ww}i} - \psi_{\text{ww}o})} \quad (24)$$

Bir sistem ya da proste tersinmezliklerin minimum olduğu durumda ekserjideki iyileşme maksimum olacaktır. Bir sistemin “Ekserjetik İyileştirme Potansiyeli” **IP** kavramını dikkate almak, optimum çalışma koşulları ve ekonomik analizi için yararlı olacaktır. Ekserjetik iyileştirme potansiyeli

$$IP = (1 - \eta_{II}) \dot{E}x_d \quad (25)$$

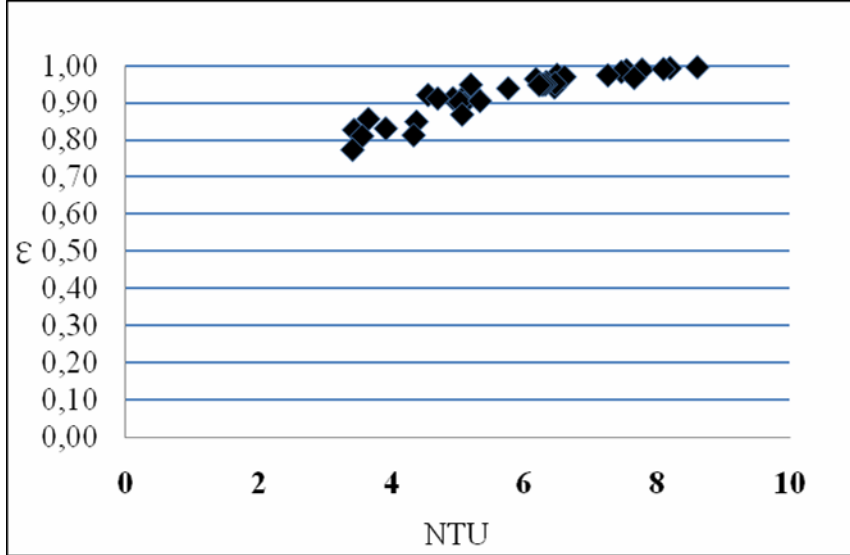
ile ortaya konabilmektedir.[16]

Bulgular ve Tartışma

Deneysel çalışmalar sonucu elde edilen veriler ışığında plakalı ısı değıştiricisinin termodinamik performansının ortaya konulması ve optimum çalışma koşullarının belirlenmesi amacı ile gerçekleştirilen analizler bu bölümde ele alınmıştır. Öncelikle ısı değıştiricisinin aktarım birim sayısına bağılı olarak etkinlik parametresi ortaya konmuştur. Ardından farklı soğuk su debi değerleri için, atık akışkan debi değerlerine bağılı olarak ekserji yıkımı-ekserji verimi ve etkinlik-ekserji verimi grafikleri sunulmuştur. Bu analizlerden optimum atık akışkan debi değeri belirlenmiştir. Bir sonraki aşamada, sabit optimum akışkan debi değerinde soğuk su debi değerlerine bağılı olarak ekserji yıkımı-ekserji verimi ve etkinlik-ekserji verimi analizleri gerçekleştirilerek optimum soğuk su debisine ulaşılmıştır. Optimum sıcak akışkan ve soğuk su debileri sabit değerlerinde, farklı atık akışkan sıcaklıklarına bağılı olarak ekserji yıkımı-ekserji verimi ve etkinlik-ekserji verimi değışimleri incelenmiştir. Sistemin ikinci yasa bakımından geliştirilebilmesini belirlemek amacı ile farklı soğuk su debi değerlerinde ekserjetik

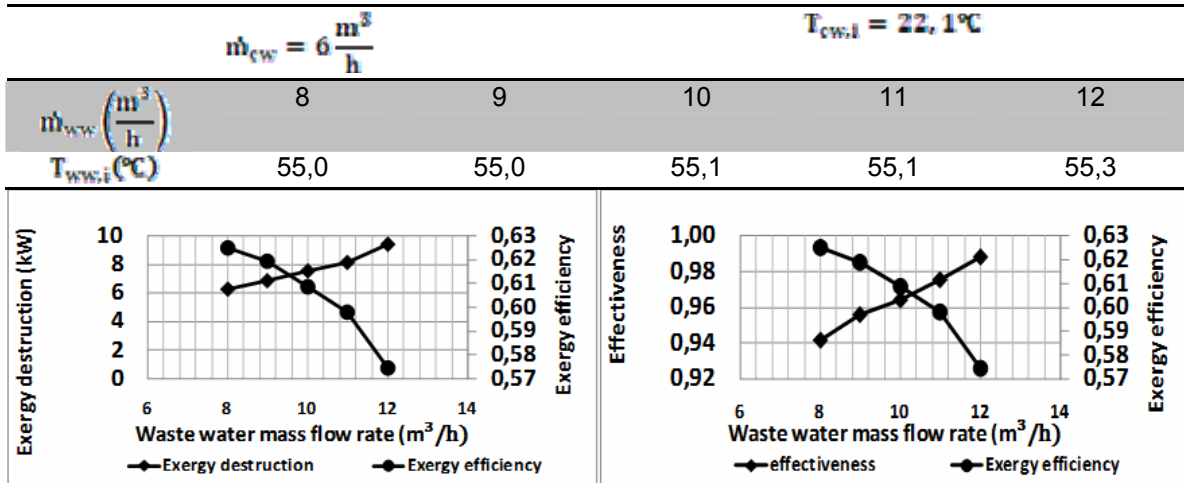
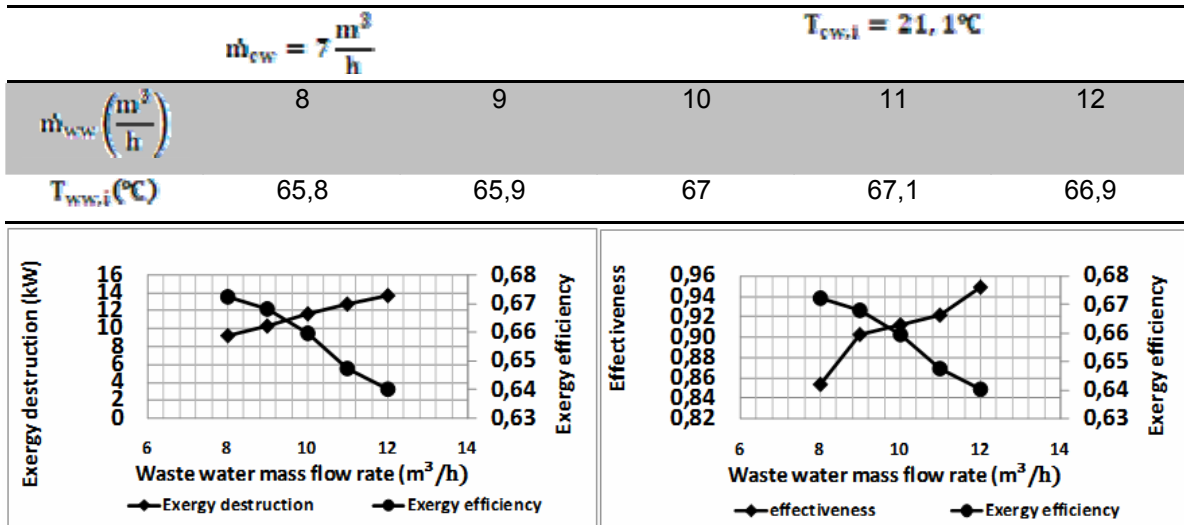
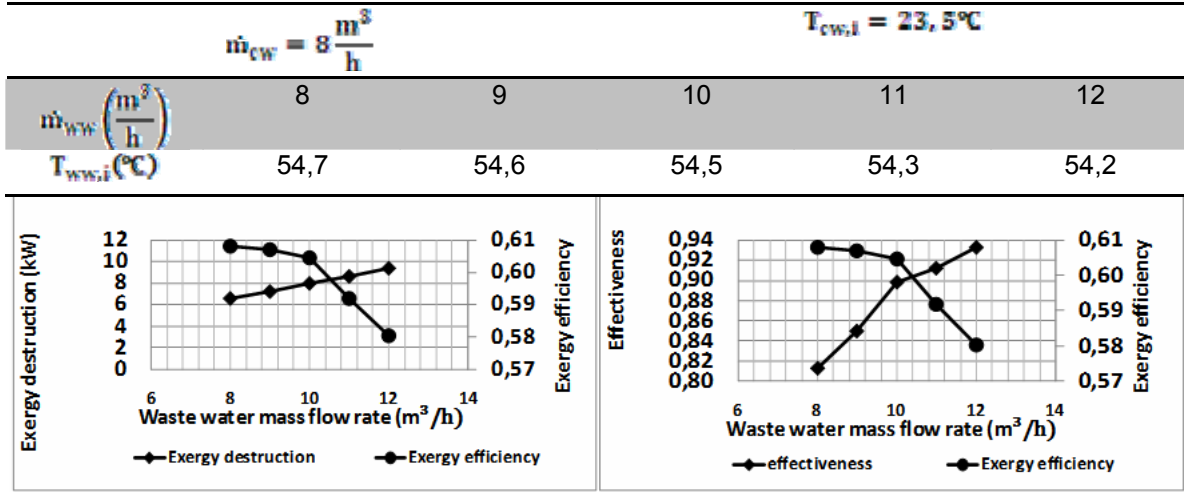
iyileştirme potansiyelinin atık akışkan debisine bağlı değişimi incelenmiştir. Deney sisteminde kullanılan plakalı ısı değiştiricisine ait kütleli debi ve sıcaklık değerleri kullanılarak gerçekleştirilen termodinamik analiz sonucunda aşağıdaki bulgulara ulaşılmıştır:

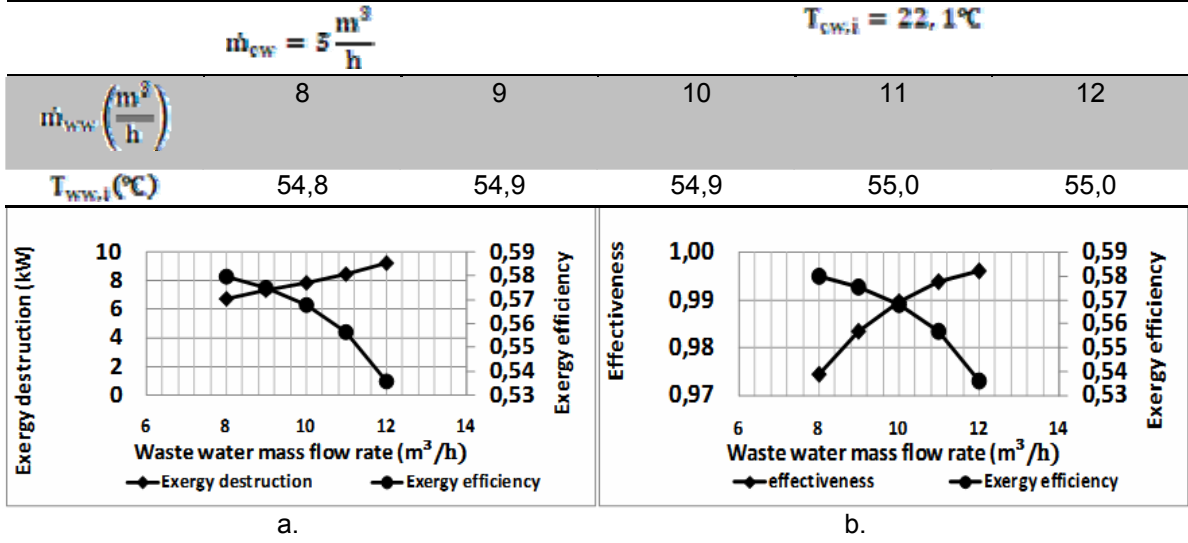
Şekil2 de Sistemde kullanılan ısı değiştiricisi etkinliğinin aktarım birim sayısına bağlı değişimi görülmektedir. Deney sisteminde kullanılan ısı değiştiricisinin etkinliğinin aktarım birim sayısı ile üstel olarak değiştiği anlaşılmaktadır.



Şekil 2. Sistemde Kullanılan Isı Değiştiricisi Etkinliğinin Aktarım Birim Sayısına Bağlı Değişimi

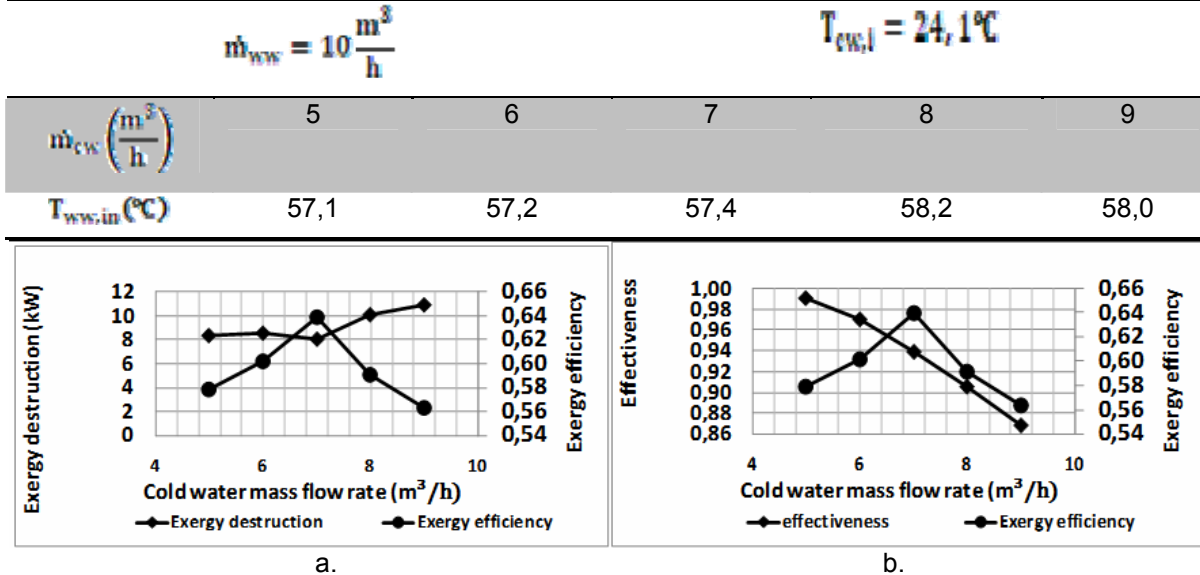
Şekil 3 de atık ısı geri kazanım sisteminde kullanılan karşıt akışlı plakalı ısı değiştiricisine ait sabit bir soğuk su debisinde atık su debisine bağlı olarak tersinmezlik ve ekserji verimi (grafik a.) ile atık su debisine bağlı olarak ısı değiştiricisi etkinliği ve ekserji verimi (grafik b.) grafikleri yer almaktadır. Çalışmada soğuk su giriş debisi 8–5 m³/h değerlerinde sabit tutularak her bir sabit değer için atık sıcak su debileri 8-12 m³/h değerleri arasında değiştirilmiş ısı değiştiricisine giren ve çıkan sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık değerleri kaydedilmiştir. Sol sütundaki grafiklerden anlaşılacağı üzere sabit bir soğuk su giriş debisinde atık sıcak suyun debisi arttıkça tersinmezlik artmakta, ekserji verimi ise azalmaktadır. Atık sıcak su debi değerleri 8-12 m³/h arasında değişirken, tersinmezlik 6,54-13,68 kW, ekserji verimi %53,6 ile %67,2 değerleri aralığında değişirken, ısı değiştiricisi etkinliği de 0,996 ile 0,813 arasında değerler almaktadır. Bununla birlikte ısı değiştiricilerin birinci yasanın uygulanması ile bulunan etkinliği ile kullanılabilir enerjinin göstergesi olan ikinci yasa (ekserji) verimi parametrelerinin her ikisinin de termodinamik performans bakımından yüksek olması istenmektedir. Ancak sağ sütundaki grafiklerden anlaşılacağı üzere sabit bir soğuk su debisinde atık sıcak su debisi artarken ısı değiştiricisi etkinliği artmakta buna karşın ekserji verimi azalmaktadır. Bu aşamada etkinlik ve ekserji verimi grafiklerinin kesiştiği nokta, ısı değiştiricisinin termodinamik olarak optimum koşulda çalıştığı atık sıcak su debisini vermektedir. Grafiklerde bu optimum atık sıcak su debi değerleri, soğuk debisi 8-5 m³/h için sırasıyla 10,31-9,96-10,32-10,08 m³/h olarak bulunmuştur. Bu yaklaşımdaki amaç ısı değiştiricisinin en iyi termodinamik performansı gösterdiği çalışma debisi değerlerine ulaşmaktır. Sonuç olarak deney sisteminde atık sıcak su debisinin optimum değeri 10,16 m³/h olarak belirlenmiştir. Uygulamada kolaylık sağlama amacı ile bu optimum debi değeri 10,00 m³/h değerinde sabitlemiştir.





Şekil 3. a. Tersinmezlik ve ekserji veriminin atık akışkan debisine bağlı değişimi
b. Etkinliğin ve ekserji veriminin atık akışkan debisine bağlı değişimi

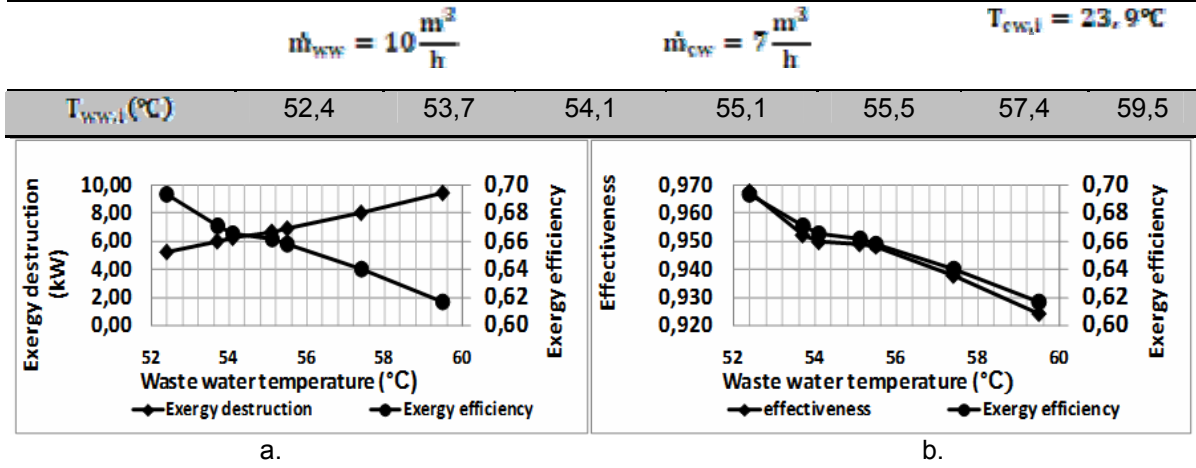
Optimum sıcak su debisinin belirlenmesinin ardından optimum soğuk su debisinin belirlenmesine geçilmiştir. Atık sıcak su debisi 10 m³/h değerinde sabit tutularak temiz soğuk su debi değerleri 5-9 m³/h aralığında değiştirilerek tersinmezlik, ekserji verimi ve etkinlik parametreleri hesaplanmıştır. Soğuk su debi değerleri 5-9 m³/h arasında değişirken, tersinmezlik 10,89-8,05 kW, ekserji verimi %57,9 ile %63,9 değerleri aralığında değişirken, ısı değiştirici etkinliği de 0,868 ile 0,991 arasında değerler almaktadır. Şekil 4 de, Sağdaki grafikten etkinlik ve ekserji verimi değerlerinin kesiştiği optimum soğuk su debisi değeri 6,46 m³/h olarak belirlenmiştir. Bununla birlikte soldaki grafikten görüleceği üzere tersinmezliğin minimum, ekserji veriminin ise maksimum olduğu değerler aynı nokta olup bu değer 7,00m³/h dir. Sonuç olarak optimum soğuk su debisi uygulamada pratiklik sağlaması bakımından 7,00m³/h olarak belirlenmiştir.



Şekil 4. a. Tersinmezlik ve ekserji veriminin soğuk akışkan debisine bağlı değişimi
b. Etkinliğin ve ekserji veriminin soğuk akışkan debisine bağlı değişimi

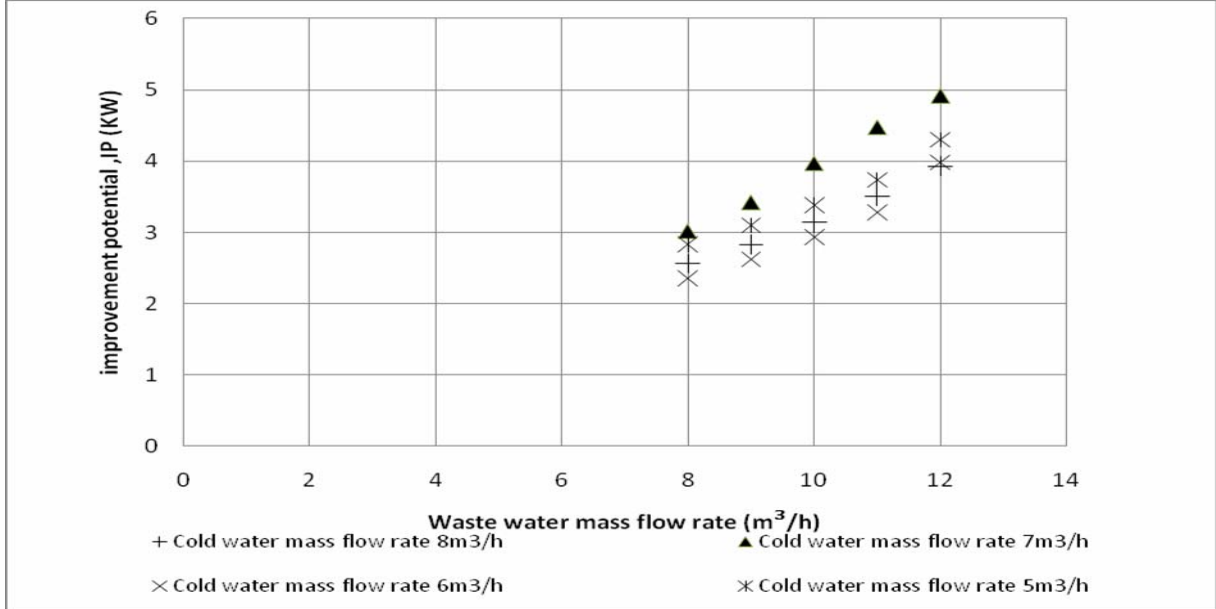
Optimum çalışma debisinin atık sıcak su için 10,00m³/h ve soğuk su için 7,00m³/h olarak belirlenmesinin ardından bu değerlerde sabitlenen çalışma koşulları için farklı atık su giriş sıcaklığı değerlerinde tersinmezlik ve ekserji veriminin değişimi ile etkinlik ve ekserji verimi arasındaki ilişki incelenmiştir. Şekil 5 de sol sütunda verilen grafikten görüleceği üzere Atık sıcak su giriş sıcaklığı

artıkça ekserji verimi düşmekte tersinmezlik ise artmaktadır. Atık sıcak su giriş sıcaklığı 52,4-59,5°C değerleri arasında değişirken, tersinmezlik 5,23-9,46 kW, ekserji verimi %69,4 ile %61,6 değerleri aralığında değişirken, ısı değiştirici etkinliği de 0,968 ile 0,924 arasında değerler almaktadır. Şekil 4 sağ sütunda verilen grafikte atık su giriş sıcaklığı arttıkça hem etkinliğin hem de ekserji veriminin düştüğü görülmektedir. Etkinliğin sıcaklık arttıkça azalmasının nedeni, atık su giriş sıcaklığı arttıkça logaritmik sıcaklık farkının artması, buna bağlı olarak ısı transfer katsayısı azalmakta sonuç olarak NTU ve etkinlik düşmektedir.



Şekil 5. a Tersinmezlik ve ekserji veriminin atık akışkan giriş sıcaklığına bağlı değişimi
b. Etkinliğin ve ekserji veriminin atık akışkan giriş sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 6 da ekserjetik iyileştirme potansiyelinin farklı soğuk su debilerinde atık sıcak su debisine bağlı değişimi görülmektedir. Ekserjetik iyileştirme potansiyeli atık sıcak su giriş debisi arttıkça yükselmektedir.



Şekil 6. İyileştirme Potansiyelinin Atık Akışkan Debisine ve Soğuk Akışkan Debisine Bağlı Değişimi

SONUÇ

Bu bölümde atık ısı geri kazanım sisteminin deneysel verileri ışığında gerçekleştirilen termodinamik ve ekonomik analizlerinden ulaşılan sonuçlar listelenmiştir:

- Deney sisteminde kullanılan ısı değiştirici etkinliği 0,773-0,996 aralığında değişirken, aktarım birim sayısı 3,41-8,60 aralığında değişmektedir.
- Atık sıcak akışkanın kütsel debisi artıkça ısı değiştiricisinin 2. Yasa verimi azalmakta, tersinmezlik ve etkinliği artmaktadır.
- Atık sıcak akışkan debi değerleri 8-12 m³/h arasında değişirken, tersinmezlik 6,54-13,68 kW, ekserji verimi %53,6 ile %67,2 değerleri aralığında değişirken, ısı değiştirici etkinliği de 0,996 ile 0,813 arasında değerler almaktadır
- Optimum atık sıcak su debi değerleri, soğuk debisi 8-5 m³/h için sırasıyla 10,31-9,96-10,32-10,08 m³/h olarak bulunmuştur.
- Deney sisteminde atık sıcak su debisinin optimum değeri 10,16 m³/h olarak belirlenmiştir.
- Atık akışkan debi optimum değeri 10 m³/h için soğuk su debi değerleri 5-9 m³/h arasında değişirken tersinmezlik 10,89-8,05 kW, ekserji verimi %57,9 ile %63,9 değerleri aralığında değişirken, ısı değiştirici etkinliği de 0,868 ile 0,991 arasında değerler almaktadır.
- Atık akışkan optimum değeri 10 m³/h için temiz soğuk akışkan debi değeri 6,46 m³/h olarak belirlenmiştir.
- Optimum çalışma debisinin atık sıcak su için 10 m³/h ve soğuk su için 7 m³/h için atık sıcak su giriş sıcaklığı 52,4-59,5°C değerleri arasında değişirken, tersinmezlik 5,23-9,46 kW, ekserji verimi %69,4 ile %61,6 değerleri aralığında değişirken, ısı değiştirici etkinliği de 0,968 ile 0,924 arasında değerler almaktadır.
- İyileştirme potansiyeli atık akışkan debisi 8-12 m³/h ve soğuk akışkan debisi 5-8 m³/h için 2,36 kW-4,92 kW arasında değerler almaktadır.

Tekstil firmalarının zor günler yaşadığı günümüzde atık ısıdan geri kazanım sistemleri daha da önem arz etmektedir. Bu sistemler ciddi anlamda tasarruf potansiyeli taşımaktadırlar ve yatırım maliyetleri geri ödeme sürelerine bakıldığı zaman çok kısadır. Atık ısı geri kazanım sistemi ile enerji tasarrufu gerçekleştirilirken olumsuz çevresel etkiler de en aza indirilmektedir. Ülkemizde enerji kaynakları o kadar bol ve ucuz değildir. Bu nedenle enerjinin en verimli kullanılmasına yönelik atık ısı geri kazanım sistemlerinin önemle üzerinde durulması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Oğulata, R. T, Doba, F., Yılmaz, T., "Second law and experimental analysis of across flow heat exchanger", Heat Transfer Engineering, 2:20-27 (1999)
- [2] Oğulata, R., T, "Utilization of waste heat recovery in Textile drying", Applied Energy, 79:41-49(2004)
- [3] Pulat, E., Etemoğlu, A. B., Can M., 2007, "Waste heat recovery potential in Turkish textile industry; case study for city of Bursa", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13:663-672.
- [4] Yamankaradeniz, N., Çoşkun, S., Can, M., "Tekstil sanayinde atık ısıdan yararlanılarak enerji tasarrufunda klasik sistem ile ısı pompasının karşılaştırılması", Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 12,1:115-124 (2007)
- [5] Kılıç, B., 2008, "Plakalı ısı eşanjörlerinin ısıtma ve soğutma uygulamaları için optimum çalışma şartlarının araştırılması", Yüksek lisans tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta
- [6] Can, M., 1995, "Endüstriyel atık akışkanların değerlendirilmesi ve ülke ekonomisine katkısı", Ekoloji Çevre Dergisi, 17:22-28
- [7] Şencan, A., Selbaş, R., Kılıç, B., "Isıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılan plakalı ısı eşanjörlerinin deneysel analizi", Tübvav Bilim Dergisi, 3,1:35-44(2010)
- [8] Franco, A., Giannini, N., "Optimum thermal design of modular compact heat exchangers structure for heat recovery steam generators", Applied Thermal Engineering, 25 : 1293-1313 (2005)

- [9] Gut, J., A.W., Fernandes, R., Pinto, J.,S., Tadinin, C., C., “Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations”, Chemical Engineering Science , 59:4591-4600(2004)
- [10] Danışman, C.,2010,“Plakalı Eşanjör Etkinlik Parametrelerinin Deneysel Analizi”,Yüksek lisans tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,
- [11]Wang, L., Sundén, B., Manglik, R.,M., 2007, “Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performance”, Wit Press, Southampton, Boston.
- [12]Kakaç, S., Liu, H., 1998,“ Heat Exchangers Selection Rating and Thermal Design ”, CRC Press, New York, 373-412.
- [13]Genceli,O.F, “Isı değiştiricileri”,Birsen Yayınevi,İstanbul,90-109(2005).
- [14]Rajavel, R., K., Saravanan, K, “An Experimental Study Of Spiral Plate Heat Exchanger For Electrolytes”, Journal of the University of Chemical Technology and Metallurgy, 43(2): 255-260 (2008)
- [15]Çengel,Y.A., Boles, A., “Mühendislik yaklaşımıyla Termodinamik”, Ali Pınarbaşı, Güven Bilimsel, İzmir, 423-486(2008).
- [16]Hepbasli, A, “A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future”, Renewable and Sustainable Energy Reviews ,12 : 593–661 (2008)

ÖZGEÇMİŞ

Canan KANDİLLİ

1978 yılı Karabük doğumludur. Doktora öğrenimini Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde 2007 yılında tamamlamıştır. 2002–2008 yılları arasında Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. 2008 yılından beri Uşak Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü Enerji Anabilim Dalı'nda Yrd. Doç. Dr. ve anabilim dalı başkanı olarak görev yapmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları, enerji verimliliği ve yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri konularında çalışmakta, biri 1002 (110M008) diğeri 1001 (110M039) olmak üzere iki TÜBİTAK araştırma projesinin yürütücülüğünü yapmaktadır. Evli ve bir çocuk annesidir.

Aytaç KOÇLU

1976 yılı Avusturya doğumludur. 1998 yılında Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. 2001 yılından bu yana Sesli Tekstil A.Ş firmasında Makine-Enerji Yöneticisi olarak görev yapmaktadır. Aynı zamanda Uşak Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir. Evli ve iki çocuk babasıdır.