SOĞUTMA ELEMANLARININ EKSERJİ ANALİZİNİN DENEYSEL VERİLERE GÖRE YAPILMASI

Ahmet CAN

ÖZET

Günümüzde, büyüyen enerji açığına alternatif çözümler üretilmesi, geliştirme çalışmalarının en yoğun uğraş alanlarından biridir. Enerjinin ekonomik kullanımı da termodinamik yönden termoekonomik prensiplere uygun soğutma işlemlerinin geliştirilmesine ve soğutma elemanlarının üretilmesine bağlıdır. Bu nedenlerle son yıllarda klima amacıyla ve hissedilir soğutma işlemleri için klima hacminin tavan ve duvarlarına yerleştirilen soğutma elemanlarının yer aldığı sistemlerin termodinamiği üzerine etkin çalışmalar yapılmaktadır.

Isı transferi işlemleri doğal olarak, tersinmez sürekli entropi üreten ve kullanılabilir enerjiyi yok eden işlemlerdir. Bu nedenle, klima amaçlı yapı elemanı termik aktivasyonunda faydalanılan soğutma modüllerinin kullanılabilir enerjiyi nasıl tükettiğini ve bunu en aza indirmek için nelerin yapılması gerektiğinin bilinmesi gerekir.

Bu çalışmanın amacı, soğutma elemanlarıyla hissedilir soğutma işleminde, ekserji kaybını (tersinmezliği) en aza indirmek için gerekli temel prensipleri özetlemek ve bununla ilgili tasarlanmış bir model ile elde edilmiş deneysel verilere göre sonuçları irdelemektir.

Anahtar Sözcükler : Ekserji analizleri, doğal soğutma

ABSTRACT

Production of alternative solutions for increasing energy deficit is from the densest fields of development studies nowadays. Then, economic use of energy depends on development of cooling processes fitting thermo-economic principles according to thermodynamic and production of cooling components. Therefore, productive studies on thermodynamic of cooling components having air-conditioned purpose and feeling cooling processes were carried out fixing of cooling elements on ceiling and walls of air-conditioned volume in last years.

Heat transfer methods are naturally process having irreversible steady-entropy production and destroyed usable energy. Therefore, to know that how did the structure-element having air conditioned-purpose consume usable energy of cooling modules at thermo activation? And what must be done to reduce these at least?

Summarizing base principles for reducing exergy deficit at cooling process by feeling cooling components is to aim in this study. Then, obtained values from a model, designed and constructed beforehand, were also scrutinized.

Keywords : Exergy analysis, natural cooling

1. GİRİŞ

Zamanımızda gündemde olan konuların en önemlilerinden birini çevre kirliliği ve doğal enerji kaynaklarındaki azalma oluşturmaktadır. Çünkü, üretim yöntemlerimizle ve günlük yaşam alışkanlıklarımızla, daima daha kuvvetli şekilde çevreyi etkiliyoruz ve zorunlu şekillendiriyoruz. Yaşam temellerimizin sürdürülebilir garantisi, hem enerji tüketimini azaltma, hem de artan ölçüde çevre enerjisini kullanma ile sağlanabilir. Artık yeraltı kaynakları sadece o bölgede yaşayan insanlara veya ülkeye ait değil. doğaya terk edilen atıklar sadece atıldığı bölgeyi değil aynı zamanda Dünyayı da kirletmiş olduğunu anlamalıyız. Bu durumda geri dönüşümlü hammaddelerin, yinelenebilir enerji kaynaklarının (güneş enerjisi, rüzgar enerjisi ve jeotermal enerji gibi) kullanımı önem kazanmaktadır. İklimlendirme ve soğutma tekniğinin çevre açısından getirdiği sorumluluklara gelince: Ozon tabakasına zarar veren floro - karbon ailesi soğutucu akışkanların (R-12, R-22, vb.) kullanımı azaltılmalıdır ve yerine yeni geliştirilen R-134a ve R134b gibi ozon tabakasına zarar vermeyen soğutucu akışkanlar kullanılmalıdır. Enerji sarfiyatı daha düşük olan sistemler kurulmalıdır ve ısı izolasyonuna önem verilmelidir.

Ekserji kavramı, ellili yıllarda Zora RANT tarafından kullanılmıştır[1]. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayanan ilk termodinamik analizler, 19. yüzyılın sonlarında ve 20. yüzyılın başında gerçekleştirilmiştir. Süreklilik denkleminin ve enerjinin sakınımının, termodinamiğin ikinci yasası ile birlikte enerji dönüşüm sistemlerinin tasarımı, iyileştirilmesi ve analizi için kullanılan yöntem, ekserji analizi şeklinde tanımlanır. Günümüzde birçok araştırmacı ve mühendis ekserji analizini kullanmaktadır[2–6]. Ancak halen diğer bir grup araştırmacı ve mühendis ise, kendilerini sadece termodinamiğin birinci yasası ile sınırlamaktadır. Ekserji yöntemi, daha yüksek verimle enerji kaynakları kullanma hedefine ulaşmak için oldukça yararlı bir araçtır. Çünkü, kayıpların ve fazlalıkların ilgili büyüklüklerini, şekillerini ve konumlarını tespitine olanak sağlamaktadır.

Ekserji analizi yönteminde, ekserjinin tanımına göre çevrenin referans noktası olarak alınması gereklidir. Buna karşılık, entropiyi esas alan çalışmalarda, tam bir çevre tanımına gereksinim yoktur. Üstünlük gibi görülen bu durum, termodinamik sisteme giren ve çıkan kütlelere bağlı enerji miktarlarının gerçek büyüklüklerinin belirlenmesinde ekserji en uygun parametre olmaktadır.

Şebekeden veya doğal bir su kaynağından alınan suyun, soğutucu akışkan olarak soğutma elemanından geçirilmesi esnasında sonlu sıcaklık farkında meydana gelen ısı alışverişi ve kılcal borular içinden akışta oluşan basınç kaybına bağlı tersinmezlikler meydana gelmektedir. Bu çalışmanın amacı, enerjinin termodinamik değerinin nesnel bir ölçüsü olması yanında enerjinin ekonomik değeri ile ilişkili ekserjiyi kullanarak söz konusu soğutma elemanının tasarım ve verimliliğinin tam bir değerlendirmesini yapmaktır. Genel anlamda ekonomik analiz, mühendislik uygulamalarının vazgeçilemez unsurlarından birisidir. Bu kapsamda, yatırım maliyetleri, işletme ve bakım masrafları, enerji maliyetleri ve ürünün son maliyeti gibi pek çok hesaplama yapılmaktadır. Termodinamik sistemlerin ekonomik uygunluğuna sadece toplam maliyet göz önünde bulundurularak karar verilememektedir. Diğer bir ifade ile sistemin termodinamik uygunluğu, ekonomik yönden de en uygun anlamında değerlendirilememektedir. Örneğin, tasarımı yapılan termodinamik sistemin tersinmezliklerini azaltmak için değiştirilen boyutlar, sistemin yatırım maliyetlerinde artışlara neden olabilmektedir. Dolayısıyla enerji analizinin ya da geleneksel ekonomik analizin yerini almaktan çok geliştirici ve tamamlayıcı rolü olan ekserji analizinin de söz konusu soğutma elemanlarına nasıl uygulandığı incelenmelidir.

2. TANIMLAMALAR

Bir ısıl sistem, belirli bir başlangıç halinden ölü hal olarak tanımlanan çevre ile dengeye ulaştığında sistemden elde edilebilecek en fazla teorik iş sistemin ekserjisi olarak tanımlanır. Çevrenin durumu, “ölü durum” olarak adlandırılır. Böylece, ekserji aynı zamanda belirli bir haldeki sistemden çevre haline gidişin bir ölçüsüdür ve sistemin niteliğini belirlemek için kullanılabilmektedir. Sistemin ekserjisi, hal

değişimi sonucunda değişmektedir, korunması olanaksızdır. Ekserjideki değişim, farklı sitemlerin nitelik olarak karşılaştırılması için ölçüt olarak kullanılabilmektedir.

2.1. Ortam

Termodinamik sistemin sınırları dışında kalan her şey sistemin çevresi olarak tanımlanır. İçerdiği değişik fazların özellikleri, sistemin geçirdiği işleme bağlı olarak değişmeyen ve düzenli (uniform) olan çevrenin parçası, "ortam" olarak tanımlanır. İşlem sırasında, sistemin içinde oluşan tersinmezlikler iç tersinmezlikler, sistemin yakın çevresinde oluşan tersinmezlikler dış tersinmezlikler olarak adlandırılır. Ekserjinin tanımlanmasında kullanılan ortamın, basit sıkıştırılabilir saf maddeden oluştuğu, T_0 sıcaklığında, P_0 basıncında ve düzenli olduğu varsayılmaktadır. Sistemin geçirdiği işleme bağlı olarak değişmeyen ortamın özgül özellikleri ile yaygın özellikleri arasında aşağıdaki ifade tanımlanır[7].

$$T_0 \Delta S^0 = \Delta U^0 + P_0 \Delta V^0 \tag{1}$$

2.2. Ölü Durum

Kapalı bir sistemin durumu, ortamın durumundan farklı ise, sistemin ortam ile enerji alışverişi yaparak iş üretebilme olanağı vardır. Bu olanak, sistemin durumu ortamın durumuna yaklaştıkça azalır ve sistemin durumu ortamın durumuyla aynı olduğunda iş üretme şansı kalmaz. Basit saf maddeden oluşan sistemin, iş üretme şansının kalmadığı bu durumu, ölü durum olarak adlandırılır. Ölü durumun iki tipi vardır. Birincisi; sistem ile çevre arasında ısıl ve mekanik denge olduğunda "sınırlandırılmış ölü durum" söz konusudur. İkincisi; sistem ve çevre arasında ısıl, mekanik ve kimyasal denge olduğunda "tam ölü durum" olarak adlandırılan durum gerçekleşmiş olur. İkincisinde, sistemle çevresi arasındaki konsantrasyon farkı "kimyasal kullanılabilirlik" şeklinde ifade edilen iş bölümü de tam iş miktarı elde etmede kullanılabilir.

2.3. Açık Sistemin Ekserjisi

Açık sistemlerin ekserji denklemi tanımlanırken, kütlenin korunumu, enerjinin sakınımı prensibi ve entropi denklemi kullanılır. Açık sistemin kontrol hacmine giren ve çıkan kütlelerin sisteme taşıdığı ekserjiyi ifade eden a_a akış ekserjisi aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$(a + (P - P_0)v) = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) + (P - P_0)v \tag{2}$$

$$a_a = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{3}$$

Kütlesel debi, açık sistemin ortam ile yaptığı iş ve ısı şeklindeki enerji alışverişi ve tersinmezlikler göz önüne alınarak aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\dot{A}^Q + \dot{A}'_a = \dot{A}''_a + \dot{A}^w_{kh} + \dot{I} \tag{4}$$

2.3.1. Isı Alışverişinin Ekserji Eş-değeri

Sistemin sıcaklığı sabit ise veya sistemin sınırı ısının transfer edildiği ısı deposuna kadar genişletilmiş ise, $\dot{Q}$ ısı akısının ekserji eş-değeri aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$${}_1\dot{A}^Q_2 = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_1\dot{Q}_2 \tag{5}$$

Burada, T sistemle ortam arasında ısı alışverişinin olduğu sistem sınırındaki mutlak sıcaklıktır.
$T > T_0$ ise ve sisteme ısı transferi oluyorsa, ısı alışverişinin ekserji eş-değeri pozitif,
sistemden ısı transferi oluyorsa, ısı alışverişinin ekserji eş-değeri negatif olur.
$T < T_0$ ise ve sisteme ısı transferi oluyorsa, ısı alışverişinin ekserji eş-değeri negatif,
sistemden ısı transferi oluyorsa, ısı alışverişinin ekserji eş-değeri pozitif olur.

2.3.2.İş Alışverişinin Ekserji Eş-değeri

Sistemin işlem sırasında çevresi ile yaptığı iş alışverişi akısı ${}_1\dot{W}_2$ ise, sistem çevre ortamı içinde genişleyebileceğinden iş değerinin $P_0(V_2 - V_1)$ değerinin kısmı ortam üzerine yapılacaktır. İşin ekserji eş-değeri diferansiyel şekilde yazılıp, eşitliğin her iki tarafı Δt ile bölünüp, $\Delta t \to 0$ şeklinde limiti alınırsa, iş akısının, gücün ekserji eş-değeri elde edilir.

$$ {}_1\dot{A}_2^w = {}_1\dot{W}_2 - P_0 \frac{dV}{dt} \tag{6} $$

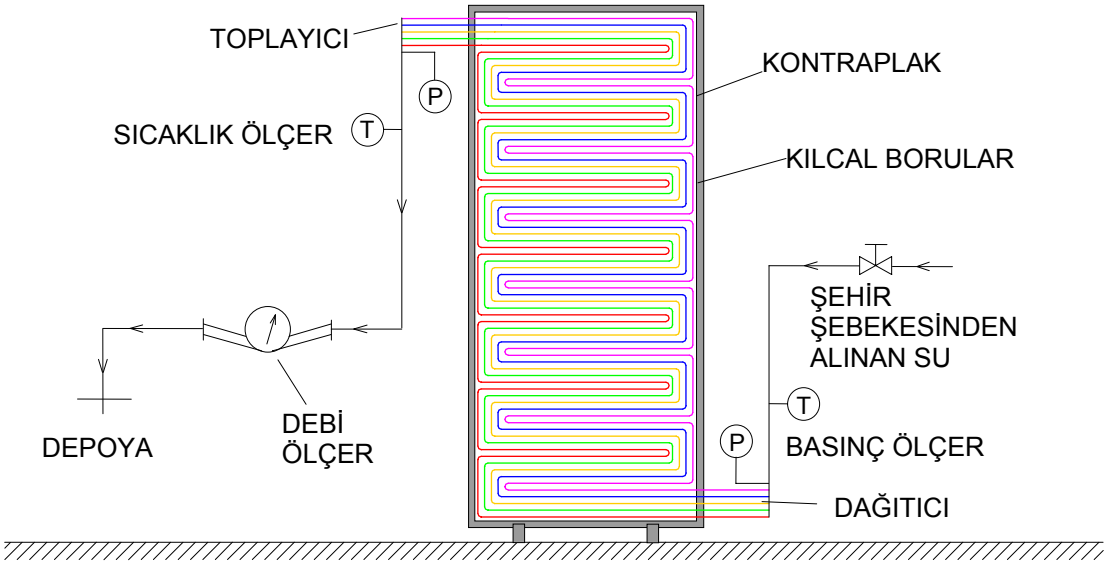
Gücün ekserji eş-değeri olarak yazılmış (6) ifadesi, ekserjinin korunabilen bir miktar olmadığını, her işlem sonunda bir miktar ekserjinin yok edildiğini göstermektedir. Sadece tersinir işlemlerin ekserjisi korunabilir. Yok edilen ekserji değeri, işlemlerin tersinmezliğinin ya da entropi üretiminin ölçüsüdür.

3. SU İLE AKTİVE EDİLMİŞ SOĞUTMA ELEMANI VE EKSERJİ ANALİZİ

Şehir şebekesinden veya doğal bir kaynaktan alınan ortam sıcaklığından düşük sıcaklığa sahip su ile ısıl aktive edilen soğutma elemanı deney tesisatı, şematik olarak Şekil 1'de gösterilmiştir[8].
Soğutma elemanlarının termik aktivasyon uygulaması için temel gerekçe çevre enerjisinin kullanılması ve bununla her şeyden önce elektrik enerjisi kullanılarak üretilen soğutmadan geri dönülmesidir. Soğutma elemanı içine yerleştirilmiş kılcal borularla soğutulan yapı elemanı ile ortam arasındaki ısı alışverişi ağırlıklı olarak ışınımla gerçekleşmektedir. Isının bir kısmı henüz soğutulan ortama ulaşmadan yapı elemanı tarafından uzaklaştırılmaktadır. Soğutma elemanı üst yüzey sıcaklıkları, yoğuşma noktası esas alınarak tespit edilmelidir. Çoğunlukla, soğutma suyu giriş sıcaklığı, 16 °C ve çıkış sıcaklığı 18 °C seçilebilir. Bu sıcaklıklar, uluslararası standartlara göre hacim şartları durumunda, hem en yüksek verime ulaşma, hem de yüzeyde yoğuşmanın engellenmesi için en uygun sistem sıcaklıklarıdır.

Plastik borulardan su taşıyan kılcal boru sistemi, klima yapılacak hacmi kapatan yüzeylerin, ya üstüne, ya da üst yüzeyin hemen altına monte edilir. Bu şekilde tavanların, duvarların veya döşemenin sıcaklık derecesinin biraz düşük ayarlanmasına imkan verir.

Isı yayıcılar ve aktive edilmiş yüzeyler arasındaki ısı alışverişi, ağırlıklı olarak ışınımla gerçekleşmektedir. Soğutulmuş yüzeylerin ortamdan ışınım ile aldığı ısının bir kısmı direkt olarak insan vücudundan olmaktadır. Ayrıca konvansiyonel sistemlerle birlikte kullanıldığında, odadan çekilmesi gereken ısının bir kısmı soğuk yüzey tarafından karşılanacağından, soğutulan ortama daha düşük debide soğutma havası verilebilir. Böylece hem işletme giderlerinde tasarruf hem de ortam içindeki hava cereyanı azaltılmış olur. Bu tür kılcal borulu soğutma elemanı ile soğutulan hacim içinde insanlar, kazanılmış deneyimlere göre kendilerini daha konforlu ve daha huzurlu hissetmektedir.



Şekil 1. Soğutma elemanı deney tesisatı.

3.1.Soğutma Elemanı Fonksiyon Prensibi ve Özellikleri

Ortamın soğutulmasında kullanılan sistemde 1,51 m x 0,66 m = 1 m² ölçülerinde levha yüzeyinin üstüne yerleştirilmiş kılcal borular kullanılmaktadır. Kılcal boru olarak iç çapı (d =) 4 mm ve et kalınlığı 0,5 mm olan polipropilen borular tercih edilmiştir. Basınç kaybını kullanılabilirlik ve işletme masraflarını düşük tutmak amacı ile soğutma elemanı üzerine kılcal borunun tek parça olarak ve karşılaştırarak tercih yapabilmek için değişik z kılcal boru sayısı durumunda oluşacak basınç kayıpları Tablo 1'de verildiği şekilde tespit edilmiştir.

Tablo 1. Kullanılacak z kılcal boru sayısına bağlı olarak oluşacak basınç kaybı değerleri

z	$\dot{V}_{toplam}$ (m^3/s)	$\dot{V}_z$ (m^3/s)	L_{toplam} (m)	L_z (m)	w_z (m/s)	Re	f	ΔP (kPa)
1	0,00006871	0,00006871	52,4	52,4	5,5	21783,94	0,026	5082
2	0,00006871	3,4355E-05	54,4	27,2	2,7	10891,97	0,031	786
3	0,00006871	2,2903E-05	56,4	18,8	1,8	7261,31	0,034	265
4	0,00006871	1,7178E-05	58,4	14,6	1,4	5445,98	0,038	129
5	0,00006871	1,3742E-05	60,4	12,1	1,1	4356,79	0,042	76
6	0,00006871	1,1452E-05	62,4	10,4	0,9	3630,66	0,044	47

Sonuçta, Şekil 1'de gösterildiği şekilde, su debisi dağıtıcı bir kolektör aracılığıyla 5'e bölünerek levhanın içine her birinin boyu L = 12 m ve z = 5 adet kılcal boru yerleştirilmiştir. Soğutma elemanı levhanın yüzeyinde kılcal boruların düzgün durmasını sağlamak ve levhanın mukavemetini artırmak amacıyla, borular tahta çerçeveye gerilmiş 16 mmx16 mm ölçülerine sahip tel örgü üzerine ve yatay yerleştirilmiş kılcal boruların eksenleri arasındaki mesafe 20 mm olacak şekilde sabitlenmiştir.

3.1.1. Soğutma Elemanı ile Ortam Arasındaki Isı Alışverişi

Soğuk levhanın yüzeyi yakınında soğuyan hava yoğunluğu artarak aşağıya inmektedir. Bu hava hareketi dik duran sıcak levhanın önündeki hava hareketinin tersidir. Düşük sıcaklıklı levhayla soğutulan odanın içindeki ortam havası ve cisimler, levhanın yüzeyinden soğuyan ortam havası tarafından soğutulmak ile birlikte, aynı zamanda levhayı görme oranına bağlı olarak ışınım aracılığıyla da soğumaktadır. Soğutma elemanı ile ortam arasındaki ısı alışverişi, önce ortamdan soğutma

elemanına doğal taşınım ile, soğutma elemanı polipropilen kılcal boru dış yüzeyinden iç yüzeyine iletimle ve kılcal boru iç yüzeyinden içinde sirkülasyonu sağlanan suya zorlanmış taşımla gerçekleşmektedir. Soğutma elemanı yüzeyi ile ortam arasında, doğal taşınım ve ısınım aracılığı ile gerçekleşen ısı transferi söz konusudur. Yüzeyden gerçekleşen ısı transferi aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\dot{Q} = \alpha_{yüzey} F\left(T_0 - T_{yüz}\right) + \sigma\varepsilon F\left(T_0^4 - T_{yüz}^4\right) \tag{7}$$

3.1.2. Soğutma Elemanı Dış Yüzeyinden Doğal Taşınım ile Isı Alışverişi

Soğutma elemanı levhanın yüzeyine yakın bulunan hava tabakası soğuyarak yoğunluğu artmakta ve yüzeyden aşağıya doğru hava akımı oluşturmaktadır. Bu durum, sıcak levha önündeki hava hareketinin tersi olarak düşünebilir. Dikey duran soğutma elemanı levha önündeki doğal taşınım ile ısı alışverişinde karakteristik uzunluk olarak dikdörtgen levha şeklindeki soğutma elemanının dikey duran kenarı alınır. Soğutma elemanı levhanın l_k karakteristik uzunluğunun artmasının ısı kazancına etkisi iki şekildedir.

- Karakteristik uzunluğu artırmak soğutma elemanı yüzeyi üzerindeki hava akımını artırır.
- Karakteristik uzunluk artıkça, levha yüzeyi ile sınır tabaka arasındaki sıcaklık farkı azalır.

Soğutma elemanı yüzeyi üzerinden geçen hava akımının artması ısı taşınım sayısının artmasını sağladığı halde, bununla birlikte sınır tabaka ile yüzey arasındaki sıcaklık farkı azaldığından taşınım sayısını azaltacak yönde etki yapacaktır.

Karakteristik uzunluğun artmasının taşınım sayısı üzerindeki etkisini anlamak için deneysel olarak çıkartılmış denklemlere bakılabilir:

Dikey levha üzerinde doğal taşınım ile ısı alışverişi için önerilen deneysel denklem:

$$Nu = C\left(Gr.\Pr\right)^n \tag{9}$$

$$Nu = \frac{\alpha\ l_k^3}{v} \tag{9a}$$

$$Gr = \frac{g l_k^3}{v}\frac{\Delta T}{T} \tag{9b}$$

Grashof ve Nusselt ifadeleri (9) eşitliğinde yerine yazıldığında aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\frac{\alpha\ l_k}{\lambda} = C\left[\left(\frac{g\ l_k^3}{v^2}\frac{\Delta T}{T}\right)\ \Pr\right]^n \tag{10}$$

Isı taşınım sayısı ifadenin sol tarafına çekilir.

$$\alpha = C\ \frac{\lambda}{l_k}\ l_k^{3n}\left(\frac{g}{v^2}\ \frac{\Delta T}{T}\ \Pr\right)^n \tag{11}$$

$$\alpha = C\ \lambda\ l_k^{3n-1}\left(\frac{g}{v^2}\ \frac{\Delta T}{T}\ \Pr\right)^n \tag{12}$$

Elde edilen bu son ifadeye göre ;

- Isı taşınım sayısı karakteristik boydan bağımsız olabilmesi için:
3n – 1 = 0 olmalı ve 3n – 1 = 0 yazılır ve n = 1/3 elde edilir.
- Eğer karakteristik uzunluk artıkça ısı taşınım sayısı artıyorsa:
3n – 1 > 0 olmalı ve n > 1/3 bulunur.
- Eğer karakteristik uzunluk artıkça ısı taşınım sayısı düşüyorsa:
3n – 1 < 0 olmalı ve n < 1/3 bulunur.

Çok yüksek Gr Pr değerleri için yazılmış ifadeler haricinde Nu = C $(Gr\ Pr)^n$ için verilen n üstü 1/4 civarındadır. Dolayısıyla bu denklemleri göz önüne alarak l_k karakteristik uzunluğunun artmasıyla ortalama taşınım sayısının düştüğü söylenebilir.

3.1.3. Polipropilen Kılcal Boru Özellikleri

Polipropilen borunun iç çapı 4 mm, et kalınlığı 1 mm olup, polipropilen borunun madde fiziki özellikleri Tablo 2'de verilmiş değerlerdedir.

3.1.4. Kılcal Boruların İçinde Taşınım ile Isı Transferi

Kılcal borular içindeki zorlanmış taşınım ile ısı transferinde taşınım sayısı için deneysel su için tespit edilmiş aşağıdaki uygulama denklemi kullanılmıştır[9].

$$\alpha_{su} = 2035\left(1+0,015T\right)\frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} \tag{13}$$

Burada, [9]'da tanımlanmış birim denklemi, Joule ve saniye birimlerine uygun dönüştürülmüştür. Taşınım sayısı, mutlak su sıcaklığı T = 293,15 K , ortalama su akış hızı w = 0,53 m/s, boru iç çapı *d* = 0,004 m değerleri için hesaplanmıştır.

Tablo 2. Polipropilen Kılcal Borunun Madde Fiziki Özellikleri

Özellik	Sınama yöntemi	Sonuç
Yoğunluk (23 ^oC)	ISO 1183, DIN 53 479/a	897 kg/m^3
Kopma uzaması	ISO 527/1A, 50 $mm/\min$	> % 400
Çekme elastisite modülü	ISO 527/1A, 50 $mm/\min$	808 MPa
Eğilme modülü	ISO 178, 2 $mm/\min$	874 MPa
Eğilme mukavemeti	ISO 178, 2 $mm/\min$	30,5 MPa
Vicat-Yumuşama sıcaklığı	ISO 306, Methode A, 50 K/h	131,3 ^oC
Ergime sıcaklığı	ISO 3146-19	142,4 ^oC
Isı kapasitesi (20 ^oC)	DSC	2,0 kJ/kgK
Isı iletim kabiliyeti (10 – 60 ^oC)	DIN 52 612	0,21 W/mK
Isıl form dayanıklılığı, HDT-A	ISO 75, Methode A	45,2 ^oC

3.2. Soğutma Elemanının Ekserjisel Optimizasyonu

Soğutma elemanın optimum tasarımı için ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Ekserji analizi esasına dayanan optimizasyon, akışkanın kılcal borular içindeki akışı anında oluşan sürtünme basınç kayıpları ve ortamla soğutma elemanı arasında sonlu sıcaklık farkı nedeniyle oluşan tersinmezlikler göz önüne alınarak yapılmıştır. Genel olarak ısı değiştiricilerin ekserjisel optimizasyonu oldukça geniş şekilde araştırılmıştır[2]. Isı değiştiricideki akış sebebiyle Isı transferi ve basınç kayıpları ile ilgili tersinmezlikler için aşağıdaki eşitlikler tanımlanmıştır:

$$\dot{I} = \dot{I}^{\Delta T} + \dot{I}^{\Delta P} \tag{14}$$

$$\dot{I}^{\Delta T} = T_o \left[\dot{m}_c c_p \ln \frac{T_c''}{T_c'} + \dot{m}_h c_p \ln \frac{T_h''}{T_h'} \right] \tag{14a}$$

$$\dot{I}^{\Delta P} = \left[\frac{\dot{m}_c}{\rho} \left(p_c' - p_c'' \right) + \frac{\dot{m}_h}{\rho} \left(p_h' - p_h'' \right) \right] \tag{14b}$$

Burada tanıtılan soğutma elemanı özel bir ısı değiştiricisini oluşturmaktadır. Sıcak akışkan, dik konumda duran soğutma elemanı önünde ortam ile soğutma elemanı arasındaki doğal taşınım ile ısı alışverişi nedeniyle yukarıdan aşağıya oluşan doğal hava akımıdır. Soğutma elemanındaki kılcal borular içinde zorlanmış olarak dolaştırılan şebeken alınan su, soğuk akışkanı oluşturmaktadır. Sonlu sıcaklık farkı altında ortamdan soğutma elemanına ısı transferi, daha önce de açıklandığı gibi doğal taşınım ve ışınımla gerçekleştiği için ısı transferi ile ilgili tersinmezlikler doğrudan (7) ifadesi ile tanımlanmış ısı alışveriş değeri göz önünde tutularak tespit edilmiştir.

$$\dot{Q} = n\dot{m}_c \left(T_c'' - T_c' \right) = \alpha_{yüzey} F \left(T_0 - T_{yüz} \right) + \sigma \varepsilon F \left(T_0^4 - T_{yüz}^4 \right) \tag{15}$$

Soğutma elemanında oluşan basınç kayıpları, kılcal borular içindeki sürtünme kayıpları ile dağıtıcı ve toplayıcı özel direnç kayıpları göz önüne alınarak (14b) ifadesi soğutma elemanı için çıkarılabilir.

$$\Delta P_c = P_c' - P_c'' = 2 f_c(\mathrm{Re}) \rho \overline{w}_c^2 \frac{L}{d} + 2\psi \frac{\rho}{2} \overline{w}_c^2 \tag{16}$$

Kılcal borular içindeki suyun akış hızı, geometrik boyutlar, kılcal boru sayısı ve işletme karakteristikleri göz önünde tutularak tanımlanır.

$$\overline{w}_c = \frac{4\dot{m}_{zc}}{\rho \pi d^2} \tag{17}$$

(14b) ifadesinde (16) ve (17) ifadeleri kullanılarak kılcal borular içindeki basınç kayıplarına bağlı tersinmezlikler için aşağıdaki eşitlik tanımlanabilir:

$$\dot{I}^{\Delta P} = \frac{32}{\pi^2} \left[f_c(\mathrm{Re}) \frac{z\dot{m}_{zc}^3}{\rho^2} \frac{L}{d^5} + \psi \frac{z\dot{m}_{zc}^3}{\rho^2 d^4} \right] \tag{18}$$

Kılcal borudaki sürtünme faktörü f_c Blasius'un sürtünme kuralına uygun olarak Rogers ve Mayhew tarafından tanımlanmıştır,[10].

$$f(\mathrm{Re}) = \frac{0.0791}{\mathrm{Re}^{0.25}} = 0.0791 \left[\frac{\mu}{\rho \overline{w}_c d} \right]^{0.25} \tag{19}$$

(19) eşitliği (18) eşitliğinde yazılabilir.

$$\dot{I}^{\Delta P} = \frac{32}{\pi^2} \left[0.0791 \left(\frac{\mu}{\rho \overline{w}_c d} \right)^{0.25} \frac{z\dot{m}_c^3}{\rho^2} \frac{L}{d^5} + \psi \frac{z\dot{m}_{zc}^3}{\rho^2 d^4} \right] \tag{20}$$

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Soğutma elemanı ile Şekil 1'de gösterilen tesisat üzerinde deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir[11]. Su debisini ölçmek için su saati ve zaman ölçer kronometre kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümleri elektronik göstergeli termometreler yardımıyla yapılmıştır. Soğutma elemanında suyun zorlanmış akışı esnasında oluşan basınç kayıpları basınç ölçer ile ölçülmüştür.

4.1. Deney Tesisatında Kullanılan Ölçme Aletleri

4.1.1. Debi Ölçer ve Özellikleri

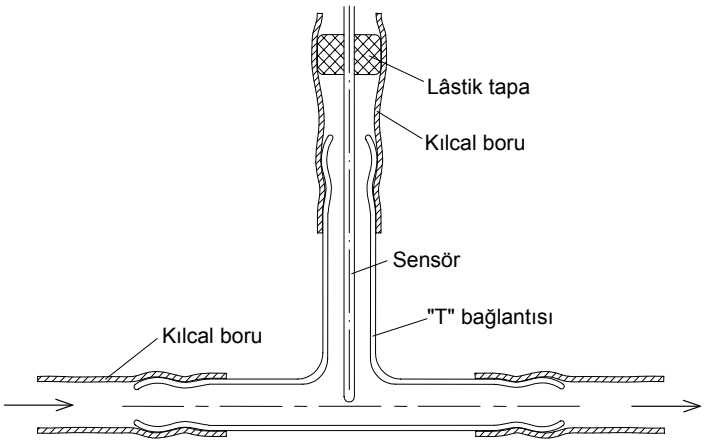
Soğutma elemanında dolaştırılan suyun debisi, bir litre su miktarının akış zamanı tespit edilerek belirlenmiştir. Bunun için normal şehir şebekelerinden evlere verilen su miktarı ölçülürken kullanılan, TEKSAN marka, AY3 modeli su saati kullanılmıştır.

4.1.2. Basınç Kaybı Ölçer ve Özellikleri

Manometre dağıtıcının üzerindeki borulardan birine bağlanmıştır. Modül çıkışındaki basınç düşük olduğundan çıkış basıncını ölçmek için U borusu yeterli olmaktadır. Soğutma elemanındaki basınç kaybı, giriş basıncı ile çıkış basıncı arasındaki farktır. Basınçlar toplayıcı ve dağıtıcı üzerinden ölçüldüğünden bağlantı borularının ve debi ölçerin ölçülen basınç farkı üzerinde herhangi bir etkisi yoktur. Kullanılan manometrenin teknik özellikleri, MMP-60 (GOST 6915-80) modeli olup, ölçü son değeri, 40010085 Pa ve hassasiyeti 54 Pa değerindedir.

4.1.3. Elektronik Termometreler

Soğutma elemanının girişi ve çıkışı arasındaki suyun sıcaklık farkını ölçmek için iki adet elektronik dijital göstergeli termometre kullanılmış. Her iki termometre termokupl prensibine göre çalışmaktadır. Şekil 2'de gösterildiği gibi termometre sensörlerinin bir "T" bağlantısının içine yerleştirilerek çok basit ve zahmetsiz bir şekilde boru içinden geçen su ile doğrudan temas etmesi sağlanmıştır. Kullanılan termometrenin teknik özellikleri; Barant Company, 28 W 092 Commerical Ave Barington, Illions 60010, USA firması tarafından üretilmiştir. Modeli, Omnitro 100 olup, 600-2820 model numarası ile tanımlanmıştır. Ölçme aralığı; - 50 ^{o}C, +150 ^{o}C arasındadır ve 0,1°C okuma hassasiyetine sahiptir.



Şekil 2. Termometre sensörünün "T" bağlantısı içine yerleştirilmesi

5. ÖLÇME SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRİLMESİ

5.1. Ölçme Sonuçları

Deneysel çalışmalar sonucunda tespit edilen değerler ve bu değerlere göre hesaplanan diğer büyüklükler, Tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 3. Soğutma Elemanı ile Deneyler ve Ölçme Protokolü

	ÖLÇÜLEN DEĞERLER				HESAPLANAN DEĞERLER		
Ölçme Sırası	Su Giriş sıcaklığı (^oC)	Su Çıkış Sıcaklığı (^oC)	Su Debisi (kg/s)	Basınç Kaybı (kPa)	Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı (^oC)	Su Akış Hızı (m/s)	Isı Kazancı (J/s)
1	20,8	22,3	0,0154	7,57	1,5	0,245	96,57
2	20,8	22,1	0,0189	9,65	1,3	0,300	102,69
3	20,9	21,9	0,0250	13,91	1,0	0,398	104,65
4	20,6	21,6	0,0294	18,66	1,0	0,468	123,07
5	20,2	21,1	0,0340	23,50	0,9	0,540	128,09
6	19,9	20,7	0,0388	28,15	0,8	0,612	129,93
7	19,6	20,4	0,0417	33,00	0,8	0,663	139,64
8	19,5	20,3	0,0435	37,75	0,8	0,692	145,67

Suyun soğutma elemanına giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçüldüğü için, su debisi, sabit basınçtaki ısı kapasitesi kullanılarak, soğutma elemanının ısı kazancı tespit edilebilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \; c_p \; \Delta T = \dot{V}_c \; \rho \; c_p \; \Delta T = z \; \dot{V}_z \; \rho \; c_p \; \Delta T \tag{21}$$

Soğutma elemanın ekserji değerleri ve tersinmezlikleri, (5) ve (18) ifadeleri yardımıyla belirlenirken, Tablo 3'de verilmiş işletme şartları ve ölçüm sonuçlarından yararlanılmıştır. Sürekli akışlı sürekli açık sistem şeklindeki soğutma elemanı ile gerçekleştirilmiş sekiz ölçümün giriş ve çıkış sıcaklıkları ortalamaları belirlenerek birim kütle başına özgül akış ekserjisi (3) eşitliğinden yararlanarak hesaplanmıştır. Sonlu sıcaklık farkına bağlı ısı transferinden oluşan tersinmezlik tespit edilirken, suyun kütlesel debisi göz önüne alınarak ısı alışverişinin ekserji eş-değeri (5) ifadesinden belirlenmiştir.

Ölü durum için termodinamik özellikler, T_o = 25 ^oC = 298 K ve P_o = 0,1 MPa ortam koşulları için; h_o = 104,96 kJ/kg, s_o = 0,3673 kJ/kgK, u_o = 104,86 kJ/kg ve v_o = 0,001003 m^3/kg olarak tespit edilmiştir.

Soğutma elemanı özgül akış ekserjisi değerleri, değerlerin çok küçük farklar içermesi ve sıcaklık ölçümlerinde olabilecek hatalar sebebiyle, Tablo 4'te topluca verildiği gibi, soğutma elemanına suyun giriş sıcaklıkları ve çıkış sıcaklıkları ortalaması için hesaplanmıştır.

Tablo 4. Özgül Akış Ekserjisi için Termodinamik Değerler

Termodinamik Özellikler	Kılcal Borulu Soğutma Elemanı	
	20,3 ^oC için Su Giriş Sıcakları Ortalaması	21,3 ^oC için Su Çıkış Sıcaklıkları Ortalaması
h (kJ/kg)	83,96	88,05
s (kJ/kgK)	0,2963	0,3105
u (kJ/kg)	83,86	87,95
v (m^3/kg)	1,0017	1,0020

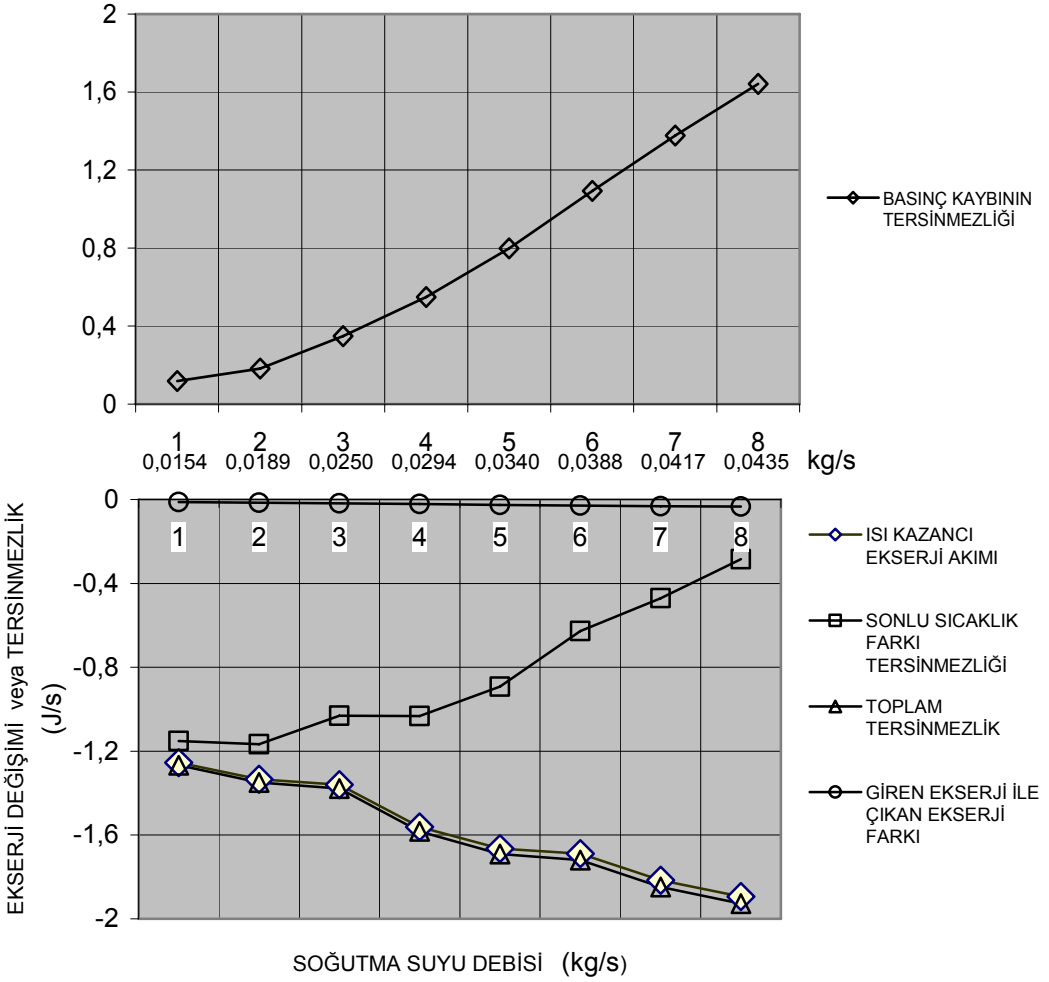
5.2. Değerlendirmeler

Soğutma amaçlı veya termik aktivasyon için doğal suyun tanıtılmış soğutma elemanından geçirilmesi ile ortam soğutması gerçekleştirilebilir. Bu tür uygulamalarda suyun kılcal borular zorlanmış taşınması için gerekli pompa enerjisinden başka bir enerji gereksinimi yoktur. Bu tür soğutma elemanlarının ekserjiekenomik değerlendirmesi yapılarak, mevcut çevre ve sınır koşullarına göre en uygun tasarım gerçekleştirilebilir. Böylece, soğutma elemanları, enerji kullanımı yönünden hem nicelik hem de nitelik olarak değerlendirilmiş olur.

Açık kılcal borulu soğutma elemanı ile yapılmış deneysel çalışmalarda, artan su debisi ile artan oranda tersinmezlikler tespit edilmiştir. Tersinmezliklerin azaltılması ve optimum durum için, soğutma elemanında ilgili işletme özellikleri ve boyutlar bu amaca uygun şekilde değiştirilebilir.

Soğutma elemanı klima amaçlı kullanılacaksa, suyun sıcaklığı, eleman yüzeyinde yoğuşma olmaması için ortam havası çiğ noktası sıcaklığından yaklaşık en az beş derece yüksek olacak şekilde tasarım yapılabilir. Buna karşılık, soğutma elemanı ile ortam havasının nemi alınacaksa, soğutma elemanı yüzey sıcaklığı, nemi alınacak havanın çiğ noktası sıcaklığı ve havanın nem almadan sonra sahip olması gereken özgül nem değerine göre tespit edilmelidir.

Soğutma elemanı ile yapılmış deneysel çalışmalarda tespit edilmiş ölçme değerlerine göre; soğutma elemanı ısı kazancı, ısı kazancının ekserji eş-değeri, kılcal borular içinde suyun akış basınç kaybına bağlı tersinmezlik ve sonlu sıcaklık farkı nedeniyle olan tersinmezlik belirlenmiştir ve Şekil 3'de topluca grafik olarak verilmiştir.



Şekil 3. Soğutma elemanı ısı kazancının, ekserji eş-değerinin, tersinmezlikler ve akış ekserjisinin su debisi ile değişimi

6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Soğutma elemanından geçen su kütlesel debisinin artışıyla basınç kaybı artmakta ve dolayısıyla tersinmezlikler artmaktadır.

Soğutma elemanına yüksek sıcaklıklı çevreden ısı geçişi olduğu için ısı kazancı ekserjisi ve giren ile çıkan ekserji farkı negatif olmaktadır. Her ikisi de soğutma elemanında dolaştırılan su kütlesel debisinin artışıyla mutlak olarak artmaktadır.

Soğutma elemanının sabit ısı transfer yüzeyi için su kütlesel debisinin artmasıyla çevre ve soğutma elemanı yüzeyi ararsındaki sıcaklık farkı düşmektedir. Bununla, sonlu sıcaklık farkına bağlı olarak oluşan tersinmezlikler azalmaktadır.

Bu çalışmayla tanıtılmış tasarımı yapılmış boyutlardaki soğutma elemanında, termoekonomik olarak kabul edilebilir işletme koşulların, su akış hızının 0,4 m/s, su debisinin 0,025 kg/s ve soğutma amaçlı ısı kazancının 105 J/s değerlerinde olduğu görülmektedir.

SEMBOLLER

$\dot{A}$	ekserji akısı, kJ/s
a	özgül ekserji, kJ/kg
C	katsayı
F	ısı alışveriş yüzeyi, m^2
f	sürtünme faktörü
Gr	Grashof sayısı
h	özgül entalpi, kJ/kg
$\dot{I}$	tersinmezlik akısı, kJ/s
l	uzunluk , m
P	basınç, kPa
P_0	ortam basıncı, kPa
Pr	Prandtl sayısı
$\dot{Q}$	ısı akısı, kJ/s
Re	Reynold sayısı
S^0	ortamın entropisi, kJ/K
ΔS^0	ortamın entropi değişimi, kJ/K
s	özgül entropi, kJ/kgK
T_0	ortam sıcaklığı, K
t	zaman, s
U^0	ortamın iç enerjisi, kJ
ΔU^0	ortamın iç enerji değişimi, kJ
u	sistemin özgül iç enerjisi, kJ/kg
V	hacim, m^3
V^0	ortamın hacmi, m^3
ΔV^0	ortamın hacim değişimi, m^3
v	özgül hacim , m^3/kg
$\dot{W}$	iş akısı, kJ/s
w	akışkan hızı, m/s
z	soğutma elemanı kılcal boru sayısı
α	taşınım sayısı, W/m^2K
ε	emisivite
λ	ısı iletim kabiliyeti, W/mK
ν	kinematik viskozite, m^2/s
ρ	akışkan yoğunluğu, kg/m^3
σ	Stefan Boltzman sabiti, ($= 5,669.10^{-8}$), W/m^2K^4
μ	dinamik viskozite, $N\,s/m^2$

İNDİSLER

0	ortam
a	fiziksel
'	giriş
"	çıkış
k h	kontrol hacmi
1	ilk durum
2	ikinci durum
yüz	dış yüzey
k	karakteristik
n	doğal taşınım için üs
c	soğuk akışkan
h	sıcak akışkan

KAYNAKLAR

[1] RANT, Z., “Exergie, ein neues Wort für technische Arbeitsfaehigkeit”, Forschung. Ing. Wesens 22 (1956), 36-37.

[2] BEJAN, A., “Entropy Generation Through Heat and Flow”, John Wiley&Sons, 1982, New York.

[3] KNOCHE, Z., HESSELMANN, K., “Exergoeconomical Analysis of Chemical Process-Evaluation of an Air Seperation Plant”, in: R. A. Gaggioli (Ed.), Computer-Aided Engineering of Energy Systems, Proc. ASME Winter Annual Meeting, Vol. 3, 7-12 December, Anaheim, 1986, pp. 35-43.

[4 CORNELISSEN, R.L., “Thermodynamics and Sustainable Development – The Use of Exergy Analysis and the Reduction of Irreversibility”, Printing: FEBODRUK BV, En Schede, ISBN 90 365 10538, 1997, Netherlands.

[5] CAN, A., BUYRUK, E., ERYENER, D., “Exergoeconomic Analysis of Condenser Type Heat Exchangers”, Exergy, an International Journal 2 (2002) 113-118.

[6] CAN, A., GALOVIC, A., ZIVIC, M., “Energy and Exergy Analysis of the Paralel Counter Flow Heat Exchanger due to Measured Data”, in: I. Benkö (Ed.), 14th Internationale Thermo Conference, Proc. Vol. 1, 22-24 June, Budapest-Ungary, 2005, pp. 133-143.

[7] YÜNCÜ, H., “Klasik Termodinamik Prensipleri”, Tıp Teknik, Feryal Matbaacılık San. ve Tic. Ltd. Şti., 2000, Ankara.

[8] CAN, A., BUYRUK, E. KÜÇÜK, M., “**Thermally Activated Building Elements for Cooling**”, International Journal of Environmental Technology and Management (IJETM), Vol.5, No.1, 2005, pp. 42–59.

[9] WİNTER, K., “Thermische Wärmelehre ”,Vieweg Verlag, 1997, Deutschland.

[10] ROGERS G. F. C. and MAYHEW Y. R., "Engineering Thermodynamics Work and Heat Transfer", Lougmans, 1967, London.

[11] KÜÇÜK, M., "Doğal Yeraltı Suyunun Klima Amaçlı Kullanımının Teorik ve Deneysel Araştırılması", Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2002, Edirne.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet CAN

19.02.1953 Tekirdağ doğumludur. 1974 yılında Yıldız Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Makine Mühendisliği bölümünden “Mak. Müh.“ unvanı ile mezun oldu. 1976 yılında Isı ve Proses Opsiyonundan “Yük. Mak. Müh.” ünvanı aldı. 1977 yılında 1 yıl asistanlık yaptı. 1978 - 1984 yılları arasında T.C. 1416 sayılı kanuna tabi devlet burslu olarak Almanya Berlin Teknik Üniversitesi “ Energie und Verfahrenstechnik” bölümünde 1979 – 1981 arasında yüksek lisans yaptı ve Diplom Ingenieur “Dipl.-Ing.” ünvanı aldı. 1981 – 1984 arasında ord. Prof. Dr. –Ing. habil Theodor GAST’ ın yanında doktora yaptı. Haziran 1984’te Doktor Ingenieur “Dr.-Ing.” ünvanı aldı. Trakya Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümüne Ocak 1985’te Yardımcı Doçent olarak atandı. Kasım 1989’da Termodinamik Bilim Dalı Doçenti ve Ocak 1997’de aynı bilim dalında Profesör oldu.

Uluslararası katılımla 11. Ulusal Isı Bilimi Tekniği kongresinin Düzenleme Kurulu Başkanlığı yaptı ve Kongre bildirileri Editör olarak Prof. Ercan ATAER ile birlikte 2 ciltlik kitaplar şeklinde yayınlanmıştır.

1985 - 1989 T.Ü. Müh.Mim. Fak. Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcısı, 1989 - 1990 Makina Mühendisliği Bölüm Başkanı, 1990 - 1995 T.Ü. Müh.Mim.Fak. Dekan Yardımcısı, 1988 - 1995 Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Müdür yardımcısı, idari görevleri yaptı.