

# BUZDOLABI UYGULAMASINDA KULLANILAN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

**M. Erhan ARSLAN**  
**A. Nilüfer EĞRİCAN**

## ÖZET

Bu çalışmada, buzdolabı uygulamasında kullanılan absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Bu sistemin en önemli özelliği tamamen ısı güç ile çalışmasıdır. Fakat genel olarak bu sistemlerin performansının düşük olduğu bilinmektedir. Termodinamik analizin yapılmasındaki amaç, sistem üzerindeki ısı kayıplarını belirlemek ve bu kayıpları mümkün olduğunca azaltarak sistem performansını arttırmaktır. Termodinamik analizde, bu çalışmayla birlikte gerçekleştirilen deneysel çalışma için kurulan sistem üzerindeki belirli noktalardan alınan sıcaklık ölçümleri kullanılmıştır. Analizde elde edilen denklemler geliştirilen bir bilgisayar programı yardımıyla çözdürülmüş ve bu programın çıktısında sistem üzerindeki ısı kayıpları sayısal olarak elde edilmiştir. Belirlenen bu ısı kayıplarının bir kısmı, sistemde çevrimin tamamlanabilmesi için, mutlaka dışarı atılmak zorundadır. Fakat bazı bölgelerde gereksiz ısı kayıpları mevcuttur. Bu bölgelerdeki ısı kayıplarının mümkün olduğunca azaltılması sonucunda ise sistemin soğutma etkenlik katsayısında belirgin bir iyileşmenin meydana geleceği yapılan analiz sonucunda ortaya çıkmıştır.

## 1. GİRİŞ

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin buzdolaplarında kullanılmasının geçmişi çok eskilere dayanmaktadır. Elektrik enerjisinin yaygın olarak kullanılmadığı dönemlerde, buzdolaplarında soğutma sistemi olarak ısı güç ile çalışan absorbsiyonlu sistem kullanılmıştır. Hatta bu sistem için buzdolabı uygulamasında kullanılan ilk soğutma sistemi de denilebilir. Fakat elektrik enerjisinin yaygınlaşması ile birlikte yerini klasik kompresörlü sisteme bırakmıştır. Kompresörlü sistemlerin buzdolaplarındaki kullanımının yaygınlaşması, absorbsiyonlu soğutma sistemi üzerinde yapılan çalışmaları da uzun bir süre yavaşlatmıştır. Fakat kompresörlü sistemlerdeki gürültü sorununun çözülememiş olması, sessiz çalışma özelliğine sahip olan absorbsiyonlu sistemi kısmen tercih edilir bir hale getirmiştir. Böylelikle absorbsiyonlu sistem üzerinde yapılan çalışmalar son yıllarda tekrar hız kazanmıştır.

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi ilk olarak von Platen ve Munters tarafından ortaya atılmış ve günümüze kadar buzdolaplarında yaygın olarak kullanılmıştır. Bu çevrimde sistem içerisinde üç akışkan dolaşmaktadır. Soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su, basınç dengeleyici gaz olarak da hidrojen gazı kullanılmıştır. Ayrıca sistemin ısı güç ile çalışması ve çevrimdeki sirkülasyonun hiçbir mekanik parça içermeyen habbecik pompası (bubble pump) ile sağlanması sisteme sessiz çalışma imkanı vermektedir [1].

Sirkülasyonun habbecik pompası ile yapılması aynı zamanda sistemin sabit basınç altında çalışmasını sağlamaktadır. Sistemin bazı bölgelerinde basınç küçük değişiklikler gösterse de toplam basınç göz önüne alındığında bu değişikliklerin ihmal edilebilecek seviyelerde olduğu söylenebilir. Buharlaşmanın sağlanabilmesi için gerekli olan basınç farklılığı ise sistemde basınç dengeleyici gaz olarak görev

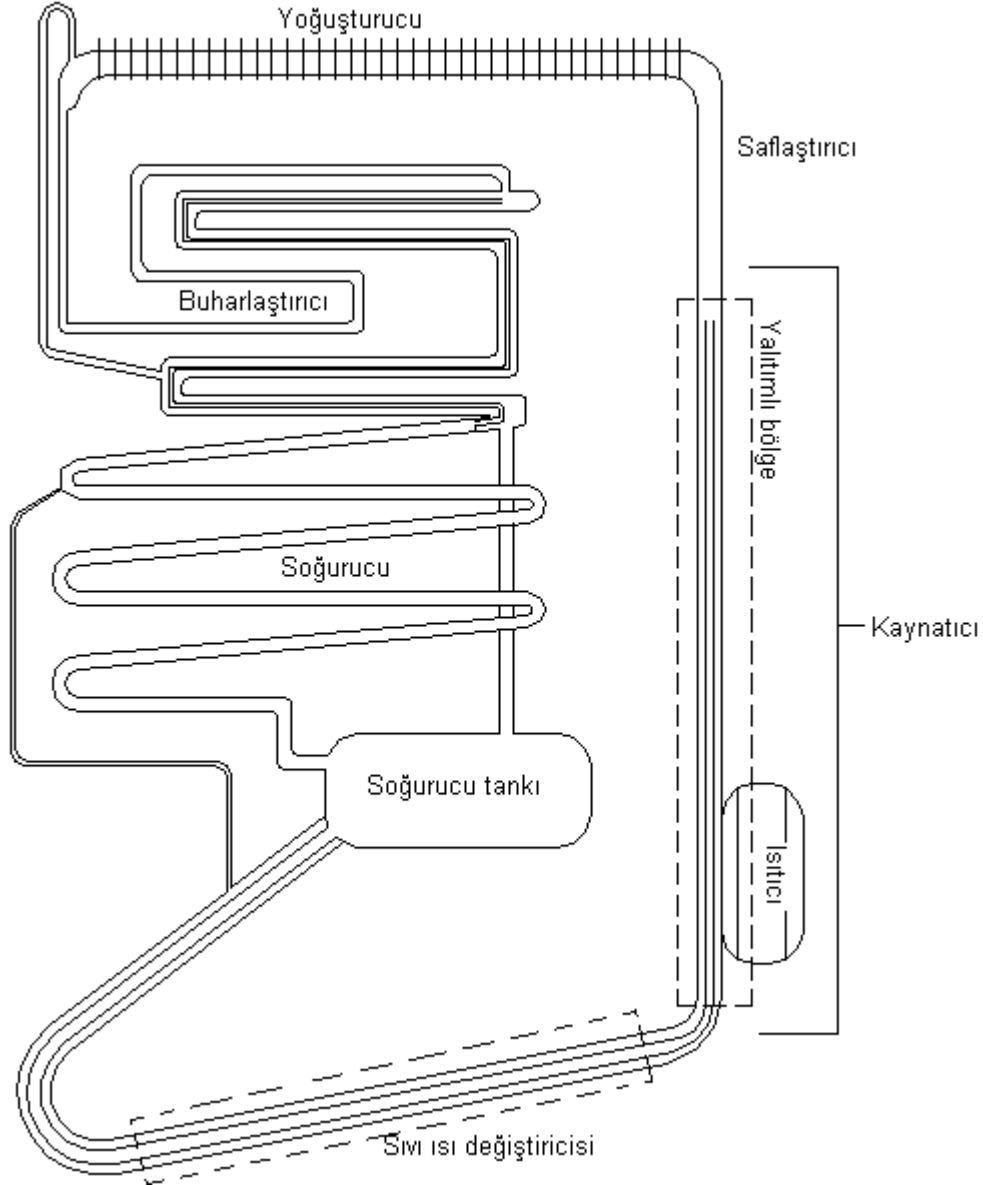
yapan hidrojenin, soğutucu akışkanın kısmi basıncını düşürmesi suretiyle sağlanmaktadır. Aynı zamanda basınç dengeleyici gaz olarak kullanılan hidrojenin sistem içindeki bir diğer görevi ise sistemin basıncını belirlemektir [2].

Absorbsiyonlu sistemlerde basınç dengeleyici gaz olarak uzun yıllar boyunca hidrojen gazı kullanılmıştır. Buharlaştırmanın sağlanabilmesi için, soğutucu akışkanın kısmi basıncının düşürülmesi ve basınç dengeleyici gaz içerisine yayılarak buharlaşabilmesi gerekmektedir. Bu gereklilik düşünüldüğünde sistem için en uygun olan basınç dengeleyici gaz hidrojen gazıdır. Fakat hidrojen gazının yanıcı bir gaz olması alternatif basınç dengeleyici gaz arayışlarını gündeme getirmiştir. Bu bağlamda hidrojene alternatif olarak helyum gazı kullanılmaya başlanmıştır. Helyum gazının hidrojene alternatif olmasında, helyumun diğer alternatif gazlara göre viskozite değerinin düşük, yayılım (difüzyon) katsayısının yüksek olmasının büyük bir etkisi vardır [3].

Bu çalışmada genellikle mini bar buzdolaplarında kullanılan ve amonyak-su-helyum üçlüsünün akışkan olarak kullanıldığı absorbsiyonlu soğutma sistemi ele alınmıştır. Bu sistem üzerinde yapılan termodinamik analiz için öncelikle bu akışkanların oluşturduğu karışımların gerekli olan termodinamik özellikleri bulunmuş ve termodinamiğin 1. kanunu kullanılarak sistem üzerindeki ısı kayıp ve kazançları belirlenmiştir. Yapılan termodinamik analizde kullanılan eşitlikler, geliştirilen bir bilgisayar programında çözdürülerek analiz sonuçları elde edilmiştir. Analizden elde edilen sonuçlar ışığında sistemin soğutma etkenlik katsayısı ve soğutma kapasitesi göz önünde bulundurularak sistem performansı iyileştirilmiştir.

### 1.1. Sistemin Çalışma Prensipleri

Amonyak-su çifti ve helyum gazının akışkanlarını oluşturduğu absorbsiyonlu soğutma sistemi içerisinde her bir akışkan için üç ayrı çevrim meydana gelmektedir. Bu çevrimler; soğurucu akışkan çevrimi, soğutucu akışkan çevrimi ve basınç dengeleyici gaz çevrimi olarak nitelendirilebilir. Kaynaticıda amonyağın karışım içinden buharlaşarak ayrışması sonucunda sıvı fazda kalan ve amonyak bakımından fakirleşen karışım, sistemde soğurucu akışkan olarak görev yapmaktadır. Ayrışma sonrasında soğurucu akışkan ve amonyak buharı habbecik pompası içerisinde birlikte yükselirler ve pompa çıkışında amonyak buharı saflaştırıcıya doğru ilerler, soğurucu akışkan ise geri dönerek soğurucu içerisine girer. Soğurucu içerisine giren fakir karışım (soğurucu akışkan) buharlaştırıcıdan gelen amonyak buharını soğurarak tekrar kaynaticıya döner ve çevrimini tamamlamış olur. Böylelikle soğurucu akışkan çevrimi kaynaticı ve soğurucu bölgeleri arasında meydana gelmektedir. Habbecik pompasından çıkan amonyak buharı ise saflaştırıcıda içinde barındırdığı bir miktar su buharından kurtulduktan sonra yoğuşturucuya girer ve burada yoğuştuktan sonra sıvı halde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıda helyum gazıyla karşılaşan amonyağın kısmi basıncında belirgin bir düşme meydana gelir ve amonyak buharlaşarak helyum gazı içerisine yayılır. Amonyak buharı ve helyum gazından oluşan karışım soğurucu içerisine düşmesiyle birlikte, amonyak buharı fakir karışım tarafından soğurulur ve zengin karışım halinde tekrar kaynaticı bölgesine gider. Böylece soğutucu akışkan olarak görev yapan amonyak çevrimini tamamlamış olur. Soğurucuda içindeki amonyak buharından kurtulan helyum gazı, yoğunluğunun azalması ile birlikte yükselerek buharlaştırıcı girişine kadar tekrar geri gelir. Basınç dengeleyici gaz çevrimi ise bu sayede tamamlanmış olur (Şekil 1).



Şekil 1. Termodinamik analizi yapılan sistem

## 2. AMONYAK-SU KARIŞIMININ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

Sistemin termodinamik analizinin yapılabilmesi için öncelikle amonyak-su çiftinin oluşturduğu karışımın bazı termodinamik özelliklerine ihtiyaç duyulmaktadır. Karışımın termodinamik özellikleri ise, karışım bileşenlerinin saf haldeki termodinamik özellikleri kullanılarak bulunabilir. Bu amaçla ilk olarak amonyak-su karışımına ait kaynama-yoğuşma sıcaklıklarına ihtiyaç vardır. Kaynama-yoğuşma sıcaklıkları elde edildikten sonra karışımın doyma noktasındaki özgül entalpi değerleri elde edilebilecektir. Aynı zamanda karışımın sıkıştırılmış sıvı halindeki entalpi değerlerine de ulaşmak mümkün olacaktır.

Amonyak-su karışımının kaynama-yoğuşma sıcaklıklarına, karışımın sıvı ve buhar fazda dengede olduğu kabulü yapılarak ve bileşenlerin kısmi fugasiteleri eşitlenerek ulaşılabilir. Fakat bu yöntem

hesaplama zamanı bakımından uzun bir yoldur. Buna karşılık literatürden elde edilen amonyak-su çiftine ait kaynama-yoğuşma sıcaklıklarını veren analitik bağıntılar kullanılarak zamandan tasarruf edilebilir [4]. Kaynama-yoğuşma sıcaklıklarına ait literatürden elde edilen analitik bağıntılar sırasıyla aşağıda gösterilmektedir.

$$T_k = T_{kr} - \sum_{i=1}^7 (C_i + \sum_{j=1}^{10} C_{ij} x^j) \left( \ln \left( \frac{P_{kr}}{14.5038 P} \right) \right)^i \quad (1)$$

$$T_y = T_{kr} - \sum_{i=1}^6 (a_i + \sum_{j=1}^{10} A_{ij} (\ln(1.0001 - x))^j) \left( \ln \left( \frac{P_{kr}}{14.5038 P} \right) \right)^i \quad (2)$$

Bu eşitliklerde kullanılan basınç ve sıcaklığa ait kritik değerler ise aşağıda verilmiştir:

$$T_{kr} = (1.8 T_{kr,su} + 32) - \sum_{i=1}^4 a_i x^i \quad (3)$$

$$P_{kr} = 14.5038 P_{kr,su} \exp \left( \sum_{i=1}^8 b_i x^i \right) \quad (4)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan katsayılar ise Ek 1'de verilmiştir. Bu eşitliklerde kullanılan basınç değerleri bar cinsinden, sıcaklık değerleri ise °C cinsinden alınmalıdır.

Kaynama-yoğuşma sıcaklıkları kullanılarak amonyak-su karışımının sabit basınç altındaki sıvı ve buhar fazına ait entalpi değerlerine ulaşmak mümkündür. Karışımın buhar fazına ait entalpi değerlerine ulaşmak için amonyağın ve suyun saf haldeki entalpi değerlerinin bilinmesi yeterli olacaktır. Karışımın sıvı fazına ait entalpi değerleri için ise bileşenlerin saf haldeki entalpi değerlerinin bilinmesi gereklidir fakat yeterli değildir. Bunun sebebi amonyak-su karışımının buhar fazında mükemmel çözelti gibi davranmasına rağmen sıvı fazında aynı davranışı göstermemesidir. Sıvı fazdaki entalpi değerinin bulunması için karışımın mükemmel çözelti halinden sapmasının bulunması gerekmektedir. Bir başka deyişle sıvı fazın entalpi değerine, amonyağın ve suyun saf haldeki entalpi değerleriyle birlikte karışımın fazla entalpisi olarak nitelendirilen değer bulunması ile ulaşılabilir [5]. Fazla entalpi değerinin bulunması için Gibbs Fazla Enerji Fonksiyonunun kullanılması yeterli olacaktır. Gibbs Fazla Enerji Fonksiyonunu veren eşitlik aşağıda gösterilmiştir.

$$G_{i,f} = \left( F_1 + F_2 (2x - 1) + F_3 (2x - 1)^2 \right) (1 - x) \quad (5)$$

Bu eşitlikte kullanılan sabit katsayıların açılmış hali aşağıda verilmiş ve aşağıdaki eşitliklere ait katsayılar ise Ek 1'de verilmiştir. Aşağıdaki eşitliklerde kullanılan basınç değerleri bar cinsinden sıcaklık değerleri ise K cinsinden alınmalıdır.

$$F_1 = E_1 + E_2 P_i + (E_3 + E_4 P_i) T_i + \frac{E_5}{T_i} + \frac{E_6}{T_i^2} \quad (5a)$$

$$F_2 = E_7 + E_8 P_i + (E_9 + E_{10} P_i) T_i + \frac{E_{11}}{T_i} + \frac{E_{12}}{T_i^2} \quad (5b)$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14} P_i + \frac{E_{15}}{T_i} + \frac{E_{16}}{T_i^2} \quad (5c)$$

Basınç ve sıcaklık değerlerinin boyutsuzlaştırılmasında  $T_r=100$  K ,  $P_r=10$  bar referans değerleri kullanılmıştır. Gibbs Fazla Enerji Fonksiyonu kullanılarak ve Maxwell bağıntılarından yararlanılarak karışımın sıvı fazına ait fazla entalpi değerinin bulunduğu eşitlik ise aşağıda verilmiştir [5].

$$h_f = -RT_r T_i^2 \left[ \frac{\partial(G_{i,f}/T_i)}{\partial(T_i)} \right]_{P_i,x} \quad (6)$$

Fazla entalpi değerini kullanarak karışımın sıvı fazına ait entalpi değerinin bulunduğu ve buhar fazdaki karışımın entalpi değerinin bulunduğu bağıntılar sırasıyla aşağıda gösterilmektedir.

$$h_{kar,s} = x_s h_{a,s} + (1 - x_s) h_{su,s} + h_f \quad (7)$$

$$h_{kar,b} = x_b h_{a,b} + (1 - x_b) h_{su,b} \quad (8)$$

### 3. AMONYAK BUHARI-HELYUM GAZI KARIŞIMININ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

Amonyak buharı-helyum gazı karışımı, su buharı-kuru hava gaz karışımı (nemli hava) gibi düşünülebilir. Bu karışım, su buharı ve havadan oluşan gaz karışımıyla karşılaştırıldığında su buharının yerini amonyak buharı, havanın yerini ise helyum gazı almaktadır. Su buharı-kuru hava gaz karışımının çiy noktası sıcaklığı göz önüne alındığında, havanın taşıyabildiği su buharı belirli bir miktardır. Bu miktarın üzerindeki su buharı ise yoğunlaşarak sıvı hale geçecektir. Bu durum amonyak buharı-helyum gazı karışımında da aynıdır. Helyum gazı doyma noktası sıcaklığında (çiy noktası sıcaklığında) belirli bir miktar amonyak buharı taşıyabilmektedir. Bu miktarın üzerindeki amonyak buharı ise yoğunlaşmaktadır. Karışımın doyma noktası sıcaklığında amonyağın karışım içerisindeki kütleli derişikliğini ve entalpi değerini veren ifadeler sırasıyla aşağıda gösterilmektedir [3].

$$x_d = \sum_{i=1}^6 b_i T^{i-1} \quad (9)$$

$$h_d = \sum_{i=1}^3 a_{1i} T^{i-1} + x_d \left( \sum_{i=1}^3 a_{2i} T^{i-1} \right) + x_d^2 \left( \sum_{i=1}^4 a_{3i} T^{i-1} \right) + x_d^3 \left( \sum_{i=1}^4 a_{4i} T^{i-1} \right) \quad (10)$$

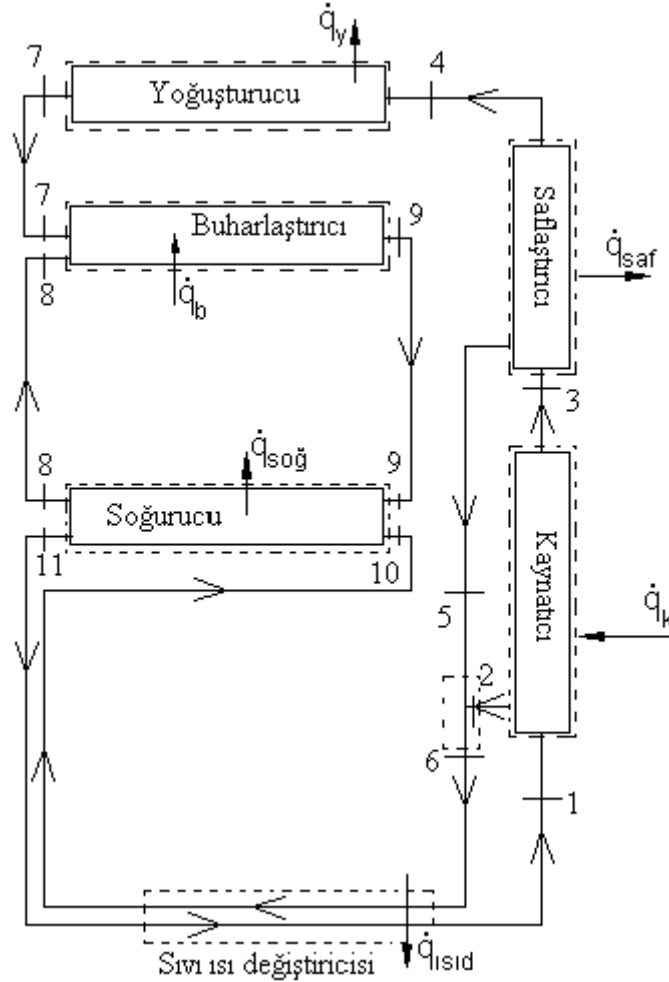
### 4. TERMODİNAMİK ANALİZ YÖNTEMİ

Yapılan termodinamik analizde, imal edilmiş bir sistem üzerinden alınan sıcaklık ve basınç ölçümleri kullanılmıştır (Tablo 1). Sistem basıncının sabit olması nedeniyle sistem üzerindeki bir noktadan alınan basınç değeri basıncın ölçülmesi açısından yeterli olmuştur. Ayrıca sistem içindeki amonyak-su karışımının amonyak bakımından kütleli derişikliğı, karışım sisteme şarj edilmeden önce tespit edilmiştir. Sıcaklık ölçümleri sistem üzerindeki belirli noktalardan üç değışik ısıtıcı gücü için alınmıştır.

**Tablo 1.** Termodinamik analizde kullanılmak üzere deneylerden alınan sıcaklık ve basınç ölçümleri

Sistem basıncı ( $P_{\text{sistem}}$ ) [bar]	17		
Isıtıcı gücü ( $\dot{q}_k$ ) [W]	60	70	80
Şarj miktarının amonyak bakımından kütsel derişikliği [%]	27	27	27
Ortalama kaynatıcı sıcaklığı [°C]	150	156	164
Kaynatıcı giriş sıcaklığı [°C]	105	110	113
Ortalama saflaştırıcı sıcaklığı [°C]	85	90	96
Buharlaştırıcı giriş sıcaklığı [°C]	-30	-30	-30
Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı [°C]	-5	-5	-5
Ortalama soğurucu sıcaklığı [°C]	48	52	54

Termodinamik analizde öncelikle sistem elemanlarının her biri için ayrı ayrı kontrol hacimleri seçilmiştir (Şekil 2). Analizde aynı zamanda sistemin sürekli rejimde olduğu kabulü yapılmıştır. Seçilen kontrol hacimlerindeki ısı geçişi ise, gerekli olan bağıntılar yazılarak ve sistem üzerinden alınan sıcaklık ölçümleri kullanılarak belirlenmiştir.

**Şekil 2.** Sistem üzerinde seçilen kontrol hacimleri

#### 4.1. Kaynatıcı ve Sıfırlatıcı Analizi

Sistemin kaynatıcı bölümünde amonyak, suyla oluşturduğu karışımdan ısıtıcıdan sağlanan ısı sayesinde buharlaşarak ayrılmaktadır. Kaynatıcıya verilen ısının tamamen amonyak buharının ayrıştırılmasında kullanılması için ise, kaynatıcı çevresine ısı kaybını engellemek amacıyla yalıtım yapılmıştır. Yapılan termodinamik analizde ise kaynatıcıdan çevreye ısı geçişinin olmadığı kabul edilmiştir. Sistemin sıfırlatıcı bölümünde ise amonyak buharı içinde barındırdığı bir miktar su buharından ayrılmaktadır. Bu kısımdaki ayrışma ise sıfırlatıcıdan çevreye olan ısı geçişiyle birlikte sıcaklığın düşerek su buharının yoğuşması şeklinde olur. Sistemin kaynatıcı ve sıfırlatıcı bölgeleri için yapılan termodinamik analize ait kütle ve enerji korunum denklemleri sırasıyla aşağıda verilmektedir.

Kaynatıcı bölgesi:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (11)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_3 x_3 \quad (12)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{q}_k = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (13)$$

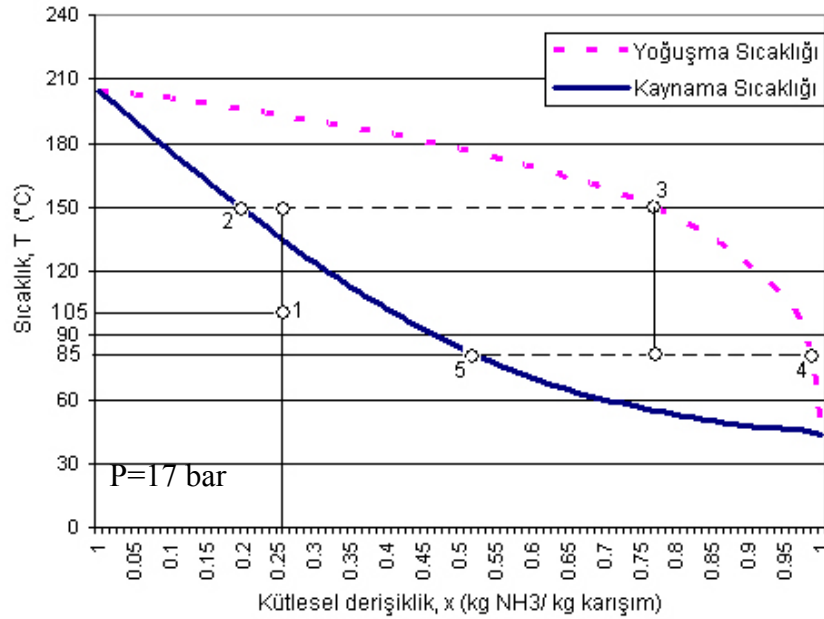
Sıfırlatıcı bölgesi:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad (14)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_5 x_5 \quad (15)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{q}_{saf} \quad (16)$$

Kaynatıcı ve sıfırlatıcı bölgesinde meydana gelen ayrıştırma işlemi amonyak-su karışımına ait kaynama-yoğuşma eğrileri (Şekil 3) üzerinde de gösterilebilir [6].



**Şekil 3.** Amonyak-su karışımının bileşenlerine ayrıştırılmasının kaynama-yoğuşma eğrileri üzerinde gösterimi

#### 4.2. Sıvı Isı Değiştiricisi Analizi

Kaynatici ve saflaştırıcı bölgesinde, amonyağın buharlaşarak karışımdan ayrışmasından sonra sıvı fazda kalan fakir karışım (soğurucu akışkan) bir ısı değiştiricisinden geçerek soğurucu bölgesine girer. Fakir karışımın bu ısı değiştiricisinden geçirilmesinin amacı kaynaticıda aldığı ısının bir miktarını ayrışma işlemi için kaynaticıya giren zengin karışıma vermesidir. Bu kısım için yapılan analizde öncelikle kaynaticıdan ve saflaştırıcıdan ayrı ayrı gelen fakir karışımın bir noktada adiyabatik olarak birleştiği düşünülmüştür. Daha sonra sıvı ısı değiştiricisinden çevreye atılan ısı miktarı bulunmuştur.

Adiyabatik birleşme için kullanılan bağıntılar:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_2 + \dot{m}_5 \quad (17)$$

$$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_5 x_5 \quad (18)$$

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 \quad (19)$$

Sıvı ısı değiştiricisinden çevreye atılan ısı miktarının bulunduğu bağıntılar:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{10} \quad , \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_{11} \quad (20)$$

$$\dot{q}_{\text{ısıd}} = \dot{m}_6 (h_6 - h_{10}) - \dot{m}_1 (h_{11} - h_1) \quad (21)$$

#### 4.3. Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Analizi

Saflaştırıcıdan çıkan ve yoğuşturucuya saflık derecesine yakın bir şekilde giren amonyak buharı burada yoğuşarak sıvı hale geçmektedir. Yapılan analizde öncelikle amonyağın yoğuşturucuya tamamen saf halde girdiği kabul edilmiştir. Diğer bir kabul ise amonyağın yoğuşturucuda doymuş buhar halinden doymuş sıvı haline geçmesidir. Bu durumda amonyak sabit basınç altında yani sistem basıncına karşılık gelen basınç değerinde yoğuşacaktır. Yoğuşturucu bölgesi için kütle korunum ve enerji korunum denklemleri yazıldığında yoğuşma esnasında dışarı atılan ısı miktarı bulunabilir.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_7 \quad (22)$$

$$\dot{q}_y = \dot{m}_7 h_{bs} \quad (23)$$

Amonyak, yoğuşturucuda sıvı hale geçtikten sonra buharlaştırıcıya girmekte ve burada helyum gazıyla karşılaşmaktadır. Bu karşılaşma sonrasında kısmi basıncı düşen amonyak, helyum gazı içine yayılarak buharlaşır. Fakat helyum gazıyla karşılaşan amonyağın tamamı ilk anda helyum gazı içine yayılarak buharlaşmamaktadır. Çünkü helyum gazı daha önce de belirtildiği gibi o noktada sahip olduğu sıcaklık değeri için belirli bir miktar amonyak buharını içinde taşıyabilmektedir. Bu bağlamda, amonyağın kısmi basıncı buharlaştırıcı içinde ilerlerken daima artacak ve amonyak ancak buharlaştırıcı çıkışında tamamen buhar hale geçebilecektir [7]. Buna paralel olarak buharlaştırıcı üzerindeki sıcaklık dağılımının da giderek artan bir sıcaklık dağılımı olduğunu söylenebilir. Yapılan analizde buharlaştırıcı üzerindeki bir çok noktadan alınan sıcaklık değerlerinden yararlanılmıştır. Buharlaştırıcı üzerinde herhangi bir noktadaki sıcaklık değeri, o noktada amonyak buharı-helyum gazı karışımının sahip olduğu doyma sıcaklığını göstermektedir. Buharlaştırıcı üzerindeki sıcaklık değerlerinden yola çıkılarak amonyağın her bir sıcaklık değeri için sahip olduğu kısmi basıncını bulmak ve kısmi basınçtan yararlanarak diğer özelliklerine ulaşmak mümkündür. Yapılan analizde buharlaştırıcı üzerindeki sıcaklık değerlerinin lineer bir artış gösterdiği göz önüne alınarak



buharlaştırıcı bölgesi öncelikle “n” adet noktaya bölünmüştür. Daha sonra, her bir noktaya ait sıcaklık değeri kullanılarak amonyağın kısmi basıncı, doymuş sıvı halindeki entalpi değeri ve amonyak buharı-helyum gazı karışımının doyma noktasındaki entalpi değeri belirlenmiştir. Buharlaştırma için çevreden çekilen toplam ısı miktarı ise, her bir noktada bulunan ısı miktarlarının ortalaması olarak alınmıştır. Bu kısmın analizinde kullanılan kütle ve enerji korunum bağıntıları ise aşağıda verilmektedir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 \quad (24)$$

$$\dot{q}_b = \dot{m}_7 \frac{\sum_{i=1}^n h_{9i} - h_{7i}}{n} \quad (25)$$

#### 4.4. Soğurucu Analizi

Buharlaştırıcıdan çıkan amonyak buharı-helyum gazı karışımı, kaynaticıdan gelen fakir karışımla soğurucuda birleşmekte ve burada helyum gazı içindeki amonyak buharı fakir karışım tarafından soğurulmaktadır. Soğurucu çıkışında ise helyum gazı saf halde fakir karışım ise amonyak bakımından zenginleştiğinden zengin karışım olarak çıkmaktadır. Yapılan analizde helyum gazının soğurma işlemi esnasında bir etkisi olmadığı düşünülerek soğurucu çıkışında sadece zengin karışım göz önüne alınmıştır. Bu kısım için yazılan kütle ve enerji korunum denklemleri ise aşağıda verilmektedir.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} \quad (26)$$

$$\dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{q}_{soğ} \quad (27)$$

### 5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

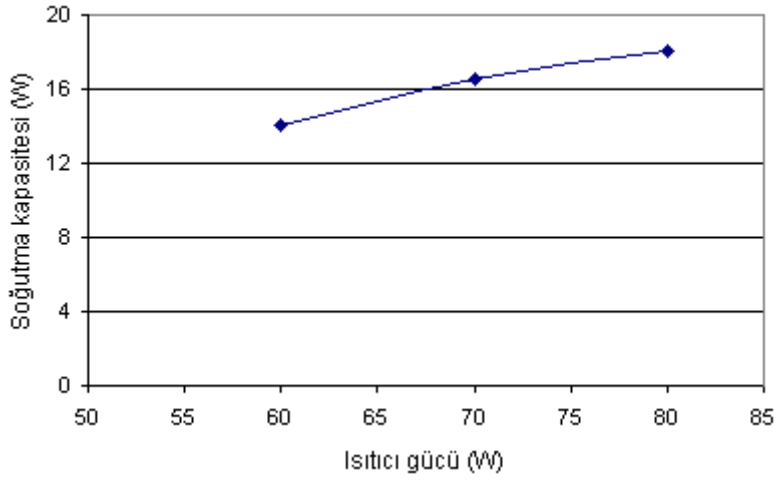
Deneylerden alınan sıcaklık ölçümleri yardımıyla sistem elemanlarının her birisi için yazılan eşitlikler geliştirilen bir bilgisayar programında çözdürülerek termodinamik analize ait sonuçlar elde edilmiştir (Tablo 2). Geliştirilen programın girdisinde, deneylerden elde edilen sıcaklık ölçümleri, ısıtıcı aracılığıyla kaynaticıya verilen güç, sistem basıncı ve sisteme verilen amonyak-su karışımının amonyak bakımından kütleli derişikliği bulunmaktadır. Program çıktısında ise sistem üzerindeki ısı kayıp ve kazançları, sistemin değişik bölgelerinde amonyak buharının sahip olduğu kütleli debiler ve amonyak buharının saflaştırıcı çıkışındaki kütleli derişikliği elde edilmiştir.

**Tablo 2.** 60, 70 ve 80 W kaynaticı güçleri için elde edilen sonuçlar

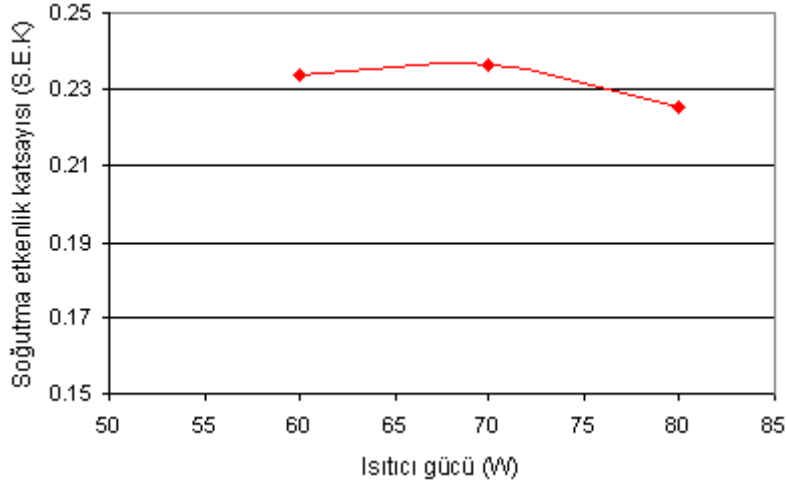
Amonyacağın karışım içindeki kütleli derişikliği (% 27) Sistem basıncı (P=17 bar)			
Kaynaticıya verilen ısı miktarı (W)	60	70	80
Saflaştırıcıdan atılan ısı miktarı (W)	-18.006	-26.09	-38.17
Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı (W)	-15.024	-17.488	-19.27
Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı (W)	14.028	16.55	18.031
Soğurucudan atılan ısı miktarı (W)	-20.09	-23.501	-25.567
Sıvı ısı değıştiricisinden atılan ısı miktarı (W)	-21.01	-19.596	-15.038
Soğutma etkenlik katsayısı	0.2338	0.2364	0.2254
Kaynaticı çıkışındaki kütleli debi (kg/s)	$2.06094 \times 10^{-5}$	$2.6884 \times 10^{-5}$	$3.4661 \times 10^{-5}$
Saflaştırıcı çıkışındaki kütleli debi (kg/s)	$1.1352 \times 10^{-5}$	$1.3365 \times 10^{-5}$	$1.4560 \times 10^{-5}$
Saflaştırıcı çıkışındaki kütleli derişiklik	0.983	0.977	0.972

Analizden elde edilen sonuçların verildiği tablodan da anlaşılacağı üzere buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu sistemin soğutma etkenlik katsayısı, klasik absorpsiyonlu sistemlere göre düşük sayılabilecek bir seviyededir. Bu durumun sebebi, sistem içinde amonyağın (soğutucu akışkan) kütleli debisinin düşük olmasıdır (Tablo 2).

Yapılan analizde, ele alınan sistem (mini bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu sistem) için gerekli olan kaynatıcı gücünün optimum değerinin 70 W olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır (Şekil 4 ve Şekil 5). 60 W ve 70 W olarak kaynatıcıya verilen ısı miktarları için sistemin soğutma kapasitesii düşünüldüğünde meydana gelen artış 2.5 W seviyelerindedir. Buna karşılık soğutma etkenlik katsayısında ise çok küçük bir artış meydana gelmektedir. Bu iki kıstas göz önüne alındığında 60 W'lık bir kaynatıcı gücünün sistemde kullanılmasının gereksiz enerji sarfiyatı açısından daha uygun olacağı söylenebilir.



Şekil 4. Soğutma kapasitesinin ısıtıcı güç ile değişimi



Şekil 5. Soğutma etkenlik katsayısının ısıtıcı güç ile değişimi

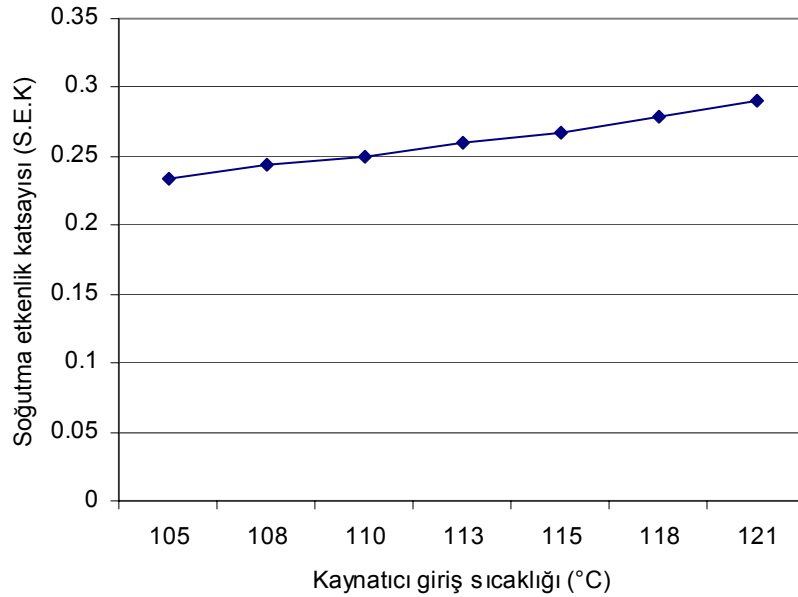
Sistem elemanlarından çevreye atılan ısı miktarları irdelendiğinde ise sistemde çevrimin sağlanabilmesi için bu ısıların mutlaka dışarı atılması gerektiği bilinmektedir. Fakat sistemde sıvı ısı değiştiricisi olarak tanımlanan kısımdan çevreye atılan ısı tamamen gereksiz olduğu söylenebilir. Sıvı ısı değiştiricisinde, kaynatıcı bölümünden gelen fakir karışımın sahip olduğu ısı tamamını ters yönde kaynatıcıya giden zengin karışıma vermesi durumunda bu kısımdan atılan ısı, sisteme

kazandırılmış olacaktır. Kaynatıcı kısmına giren zengin karışımın sıcaklığındaki en küçük bir artış ise sistem soğutma etkenlik katsayısında önemli bir artışa neden olmaktadır (Tablo 3).

**Tablo 3.** 60 W kaynatıcı gücü ve değişik kaynatıcı giriş sıcaklıkları için elde edilen sonuçlar

Amonyajın karışım içindeki kütleli derişikliği (% 27) Sistem basıncı (P=17 bar)			
Kaynatıcıya verilen ısı miktarı (W)	60	60	60
Kaynatıcı giriş sıcaklığı (°C)	105	108	110
Saflaştırıcıdan atılan ısı miktarı (W)	-18.006	-18.6996	-19.189
Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı (W)	-15.024	-15.603	-16.012
Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı (W)	14.028	14.5997	14.982
Soğurucudan atılan ısı miktarı (W)	-20.09	-21.074	-21.626
Sıvı ısı değiştiricisinden atılan ısı miktarı (W)	-21.01	-19.586	-18.529
Soğutma etkenlik katsayısı	0.2338	0.24333	0.24969
Kaynatıcı çıkışındaki kütleli debi (kg/s)	$2.06094 \times 10^{-5}$	$2.14037 \times 10^{-5}$	$2.1964 \times 10^{-5}$
Saflaştırıcı çıkışındaki kütleli debi (kg/s)	$1.1352 \times 10^{-5}$	$1.17894 \times 10^{-5}$	$1.2098 \times 10^{-5}$
Saflaştırıcı çıkışındaki kütleli derişiklik	0.983	0.983	0.983

Kaynatıcı giriş sıcaklığının soğutma etkenlik katsayısına yaptığı etki aşağıdaki şekilde de açıkça görülmektedir. Sistemde sıvı ısı değiştiricisinden çevreye atılan ısının engellenmesi için bu kısma yapılacak bir yalıtım yeterli olacaktır. Fakat yapılacak yalıtımın, ısı değiştiricisinin kaynatıcıya yakın tarafına, soğurucunun da mümkün olduğunca uzak tarafına yapılması gerekmektedir.



**Şekil 6.** Soğutma etkenlik katsayısının kaynatıcı giriş sıcaklığı ile değişimi

Bu çalışmada sistemdeki ısı kayıpları belirlenmiş ve sistemin sıvı ısı değiştiricisinden kaynaklanan kayıp ısının sisteme kazandırılması üzerinde durulmuştur. Yapılacak bir sonraki çalışmada ise saflaştırıcı bölgesinden kaybedilen ısının sisteme geri kazandırılması üzerinde durulabilir. Çünkü saflaştırıcıdan atılan ısı miktarı da sistemde gereksiz ısı kaybı olarak bilinmektedir.



## SEMBOL LİSTESİ

$C_p$	: Özgül ısı (kj/kg.K)
$G_f$	: Molar Gibbs fazla enerfi fonksiyonu (kj/kg)
$h$	: Özgül entalpi (kj/kg)
$\dot{m}$	: Kütleli akış debisi (kg/s)
$P$	: Basınç (bar)
$\dot{q}_b$	: Buharlaşma ısı (W)
$\dot{q}_{ısıd}$	: Isı değiştiricisinden çevreye atılan ısı miktarı (W)
$\dot{q}_k$	: Kaynatıcı bölgesine verilen ısı miktarı (W)
$\dot{q}_{saf}$	: Saflaştırıcıdan atılan ısı miktarı (W)
$\dot{q}_{soğ}$	: Soğurma ısı (W)
$\dot{q}_y$	: Yoğuşma ısı (W)
$R$	: Evrensel gaz sabiti (kj/kmol.K)
$x$	: Kütleli derişiklik

## Alt İndisler

$a$	: Amonyak
$b$	: Buhar faza ait değer
$d$	: Doyma noktasındaki değer
$f$	: Fazla enerjiye ait değer
$i$	: İndirgenmiş değer
$k$	: Kaynama
$kar$	: Karışımaya ait değer
$kr$	: Kritik değer
$r$	: Referans değer
$s$	: Sıvı faza ait değer
$su$	: Su
$y$	: Yoğuşma

## KAYNAKLAR

- [1] von PLATEN, B. C. and MUNTERS, C. G., "Refrigerator", U.S. Patent 1,685,764, 1928.
- [2] SRIKHIRIN, P. and APHORNRATANA, S., "Investigation of a diffusion absorption refrigerator", Applied Thermal Engineering, 22, 1181-1193, 2002.
- [3] KOUREMENOS, D. A. and STEGOU-SAGIA, A., "Use of helium instead of hydrogen in inert gas absorption refrigeration", International Journal of Refrigeration, 11, 336-341, 1988.
- [4] EL-SAYED, Y. M. and TRIBUS M., "Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures theoretical implementation for use power cycles analysis", ASME Special Publication, AES 1, New York (NY), 89-95, 1985.
- [5] ZIEGLER, B. and TREPP, C., "Equation of state for ammonia-water mixtures", International Journal of Refrigeration, 7, 101-106, 1984.
- [6] KUEHN, T. H., RAMSEY, J. L. and THRELKELD, J. L., "Thermal Environmental Engineering", Prentice-Hall Inc., Eaglewood Cliffs, NJ, 1998.
- [7] KOUREMENOS, D. A., STEGOU-SAGIA, A. and ANTONOPOULOS, K. A., "Three-dimensional evaporation process in aqua-ammonia absorption refrigerators using helium as inert gas", International Journal of Refrigeration, 17, 58-67, 1994.

**EK 1**

Eşitlik (1), (3) ve (4)'te kullanılan sabit katsayılar

 $a_i$ 

205.8889	280.930556	-317.0138889	263.194444
----------	------------	--------------	------------

 $b_i$ 

0.36810552389	-3.6679548875	46.6000470809	-262.921061996
732.99536936	-1076.0613489	797.948078048	-235.903904222

 $c_i$ 

153.634521459	-13.0305543892	-1.14845282991	0.55035809445
-0.0753450148	0.004811166627	-0.000120433757	

 $C_{ij}$ 

-462.460321366	23739.9986309	-194504.35292	639383.528867
-523748.057636	-2.3282714755 $\times 10^6$	7.562418535 $\times 10^6$	-9.66829589 $\times 10^6$
5.92208187 $\times 10^6$	-1.4324055213 $\times 10^6$	421.443122208	-14560.354925
53051.4495633	382763.793582	-3.583589869 $\times 10^6$	1.224326538 $\times 10^7$
-2.230797 $\times 10^7$	2.289665685 $\times 10^7$	-1.24833248091 $\times 10^7$	2.8133117163 $\times 10^6$
-248.783804168	4807.07241098	13565.1003309	-466407.780832
2.82708344 $\times 10^6$	-8.469715158 $\times 10^6$	1.445958889 $\times 10^7$	-1.428108753 $\times 10^7$
7.596403597 $\times 10^6$	-1.6840026448 $\times 10^6$	126.965580728	-2090.45270574
1993.17101166	100706.510396	-687388.808612	2.1324124696 $\times 10^6$
-3.69919966 $\times 10^6$	3.688365225 $\times 10^6$	-1.975122393 $\times 10^6$	440201.446068
-33.5343446156	601.878586689	-3064.82070658	71.7954752052
51780.666659	-209714.899856	405011.985355	-428310.461566
238153.698326	-54497.0973336	3.97454953787	-77.026846469
541.19105807	-1696.60270972	1713.45942707	4019.01019872
-14844.7928004	19481.0094551	-12107.0794501	2966.92804386
-0.170806170177	3.48182859299	-27.7957587743	113.762064546
-258.750496922	311.002585218	-123.917993454	-123.480627492
154.375042114	-48.5083828701		

Eşitlik (2)'de kullanılan sabit katsayılar

 $a_i$ 

153.17055346	-11.7705687461	-1.78126355957	0.647385455059
-0.071995075189	0.00285423950786		

 $A_i$ 

194.7939133493	74.236124188	9.84103819552	0.436843852745
-74.3508283362	-33.2941879809	-4.78866918581	-0.225416733476
13.0175447367	6.1586564117	0.789740337141	0.0321510834958
-0.90857587517	-0.356752691147	0.0238067275502	0.0049559393395
-0.000718635742	-0.0251026383533	-0.0191664613304	-0.001701425387

0.0019544170298

0.00280533349937

0.0013899436563

0.0001164226116

Eşitlik (5a), (5b) ve (5c)'de kullanılan sabit katsayılar

E <sub>1</sub> :	-41.733398	E <sub>9</sub> :	0.387983
E <sub>2</sub> :	0.02414	E <sub>10</sub> :	-0.004772
E <sub>3</sub> :	6.702285	E <sub>11</sub> :	-4.648107
E <sub>4</sub> :	-0.011475	E <sub>12</sub> :	0.836376
E <sub>5</sub> :	63.608967	E <sub>13</sub> :	-3.553627
E <sub>6</sub> :	-62.490768	E <sub>14</sub> :	0.000904
E <sub>7</sub> :	1.761064	E <sub>15</sub> :	24.361723
E <sub>8</sub> :	0.008626	E <sub>16</sub> :	-20.736547

## ÖZGEÇMİŞLER

### M. Erhan ARSLAN

1979 yılında doğmuştur. Orata Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü 2001 yılında bitirmiştir. 2003 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Enerji Programında yüksek lisansını derecesini almıştır. Yüksek lisans çalışmaları süresince İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Ana Bilim Dalında araştırma görevlisi olarak çalışan M.Erhan ARSLAN aynı zamanda International Center for Applied Thermodynamics Merkezinin iki yıl boyunca idari işlerini yürütmüştür. Halen askerlik görevini sürdürmektedir.

### A. Nilüfer EĞRİCAN

Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN, İlk, Orta ve Lise öğrenimini İstanbulda yaptı. 1970 yılında İTÜ Makina Fakültesinden Yüksek Mühendis olarak mezun olduktan sonra, 1 yıl aynı fakültede asistan olarak çalıştı. Daha sonra ABD'de Universty of Maryland'da doktora yaparak 1977'de doktor ünvanını aldı. 1 yıl aynı üniversitede ders veren Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN, yurda döndükten sonra İTÜ Makina Fakültesinde göreve başladı. 1983'te Doçent, 1988'de Profesör oldu. 1994-2000 yılları arasında İTÜ Makina Fakültesi Dekanı olarak görev yaptı. İtalyada bulunan "International Center for Theoretical Physics" in asosiy üyesi olan Prof. Dr. EĞRİCAN dört kez bu merkezde, bir kezde "ABD'deki Solar Energy Research Institute" (yeni adıyla National Reneable Energy Laboratory)da misafir araştırmacı olarak çalışmıştır. Halen Isıtma ve Soğutma Sistemleri Güneş Enerjisi Uygulamaları, Pasif Sistemler ve Saydam Yalıtkan Malzemeler ile ilgili araştırmalar yapmaktadır. Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN'ın çoğu İngilizce olmak üzere adı geçen konularda yazılmış rapor, makale ve bildirileri bulunmaktadır. Araştırma Fonu, DPT, TWAS projelerinin yürütücülüğünü yapmıştır. Ulusal ve Ulaslararası toplantılar düzenlemiş, 1994 yılında yapılan Üniversite - Sanayi İşbirliği Şurasının Genel Sekreterlik görevini üstlenmiştir. 2002 yılı Eylül ayında İ.T.Ü.'den ayrılarak Yeditepe Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Bölüm Başkanlığı görevine başlamıştır. Halen aynı üniversitede Makina Mühendisliği Bölümünü yapılandırma çalışmalarına devam etmekte, aynı zamanda araştırma geliştirme faaliyetlerinden sorumlu rektör danışmanlığı görevini sürdürmektedir. ASME, ASHRAE, ISES, MMO ve daha bir çok mesleki kuruluşların üyesi olan Prof. Dr. N. EĞRİCAN, 2002 yılında üç yıl boyunca sürdürmek üzere seçildiği ASME International Vice President'lik görevine de devam etmektedir. Evli ve bir çocukludur.