



## Ejektörlü bir soğutma sisteminin tasarımında optimizasyon koşullarının teorik ve deneysel olarak araştırılması

### Theoretical and experimental investigation of optimization conditions in the design of an ejector cooling system

Gamze YAKUT<sup>1\*</sup>, Mustafa ACAR<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Bilgisayar Teknolojileri Bölümü, Uzaktan MYO, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta, Türkiye..

gamzeyakut@sdu.edu.tr

<sup>2</sup>Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta, Türkiye.

mustafaacar@sdu.edu.tr

Geliş Tarihi/Received: 27.05.2016, Kabul Tarihi/Accepted: 21.11.2016

\* Yazışılan yazar/Corresponding author

doi: 10.5505/pajes.2016.86619

Araştırma Makalesi/Research Article

#### Öz

Bu çalışmada, ejektörlü bir soğutma sisteminin tasarlanmasında optimizasyon koşulları teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışma akışkanı olarak su tercih edilen ejektörlü soğutma sisteminde, Termodinamiğin 1. yasa analizi ejektör teorisine uygun şekilde yapılmıştır. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, sıcaklık, kütsel debi ve hız gibi termodinamik özellikleri hesaplanmıştır. Ejektörün boğaz bölgesinde gerçekleşen şok olayının teorik olarak elde edilmesini sağlayan Rayleigh ve Fanno eğrilerinin kesişimi, iterasyon yapılarak elde edilmiştir. Burada optimum değer elde edilerek ejektör boyutlandırılması gerçekleştirilmiştir. Farklı çalışma şartları altında, ejektörlü sistemin soğutma performans katsayısı (COP) ve akış sürüklenme oranı (G) hesaplanmıştır. Sistem parametrelerinin, sistemin performans katsayısı ve akış sürüklenme oranı üzerine olan etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, grafikler ve tablolar halinde verilmiştir. Generatör sıcaklığı üç farklı değer (80, 85 ve 90 °C) olarak belirlenerek analizler gerçekleştirilmiştir ve sonuçlar elde edilmiştir. Farklı sıcaklık ve basınçlarda soğutma performans katsayısının (COP) 0.15-0.42 ve akış sürüklenme oranının (G) 0.15-0.45 arasında olduğu belirlenmiştir. Sonuç olarak ejektörlü sistemin teorik ve deneysel analizlerinde, deneysel sonuçların teorik olarak hesaplanan sonuçlara benzer olduğu görülmüştür.

**Anahtar kelimeler:** Ejektörlü soğutma sistemi, Ejektör, COP

#### Abstract

In this study, the optimization conditions for the design of an ejector cooling system are investigated theoretically and experimentally. First law of thermodynamics analysis in accordance with the ejector theory is made with water which is the preferred working fluid in the ejector cooling system. Thermodynamic properties such as enthalpy, temperature, mass flow rate and velocity are calculated at each point of the system. The intersection of Rayleigh and Fanno curves, which enables the theoretical acquisition of the shock phenomenon in the throat region of the ejector, is obtained by iteration. In this section, the dimensioning of the ejector is carried out by obtaining optimum value. Cooling coefficient of performance (COP) and entrainment ratio (G) of the ejector cooling system is calculated at different operating conditions. The effect on the coefficient of performance and entrainment ratio of the system parameters are investigated. The obtained numerical results are presented in tables and graphics. The generator temperature is determined as three different values (80, 85 and 90 °C) and the results are obtained. It is determined that the cooling performance coefficient (COP) is 0.15-0.42 and the flow entrainment ratio (G) is 0.15-0.45 at different temperatures and pressures. In this study, all theoretical and experimental analyses of cooling systems are carried out. As a result, in the theoretical and experimental analyzes of the ejector system, experimental results are found to be similar to theoretically calculated results.

**Keywords:** Ejector cooling system, Ejector, COP

## 1 Giriş

Dünyamızda gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerin enerji talepleri teknolojik gelişmelere paralel olarak hep artış eğilimi göstermektedir. Son yıllarda ülkelerin gelişmişlik düzeylerinin belirlenmesinde rol oynayan temel kıstaslardan birinin kişi başına tüketilen enerji miktarı olduğu görüşü yaygın olarak kabul görmektedir. Bunların sonucunda ülkeler arasında enerjiden ve enerji kaynaklarının paylaşımından kaynaklanan büyük krizler yaşanmaktadır [1],[2]. Dünya üzerinde enerji kaynağı olarak çoğunlukla fosil kaynaklı yakıtların kullanıldığı ve bu kaynakların 35 ile 200 yıl arasında tükeneceği göz önüne alındığında, alternatif enerji kaynağı arayışları ülkelerin gündemine girmektedir. Bu nedenle enerjinin daha verimli kullanılması, atık veya yenilenebilir enerji kaynaklarından daha fazla yararlanma yollarının aranması ve bu süreçte yapılan çalışmalar devletler tarafından teşvik edilmektedir [3]. Enerji ihtiyacının bu kadar artmasına rağmen teknolojinin de gelişmesiyle birlikte kalite ve konfor şartlarında iklimlendirme

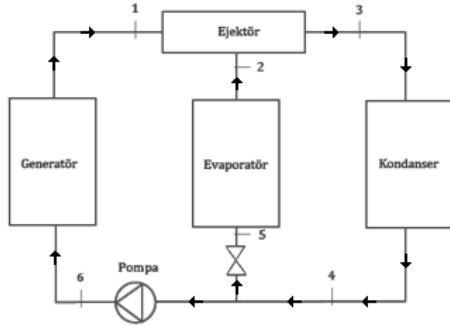
ve soğutma ihtiyaçlarının karşılanması için enerjinin daha çok tüketilmesi zorunluluğu kaçınılmazdır. Günümüzde ve gelecekte soğutma ihtiyacının azalmayacağı düşünüldüğünde, bu sistemlerin yenilenebilir enerji kaynakları kullanılarak yapılmasının giderek yaygınlaşacağı beklenmektedir. Bu nedenle soğutmanın, hayatımızın her alanında hem evsel hem de sanayinin birçok kolunda yaygın olarak kullanımını görmek mümkün olmaktadır [4]-[7].

Enerjinin maliyeti ve çevresel etkenlerden dolayı geleneksel soğutma sistemlerine alternatif olarak görülenlerden biri de yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan ejektörlü soğutma sistemleri olmaktadır. Ejektörlü soğutma sistemleri 1930'lu yıllarda popüler hale gelmesine rağmen daha çok mekanik sıkıştırma soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Düşük sıcaklıkları olan enerji kaynakları ile tahrik edilebilmesi, kurulum kolaylığı, sessiz çalışması, suyu soğutucu akışkan olarak kullanabilmesi gibi avantajlarının olmasının aksine sistem performansının düşük olması, yaygın olarak

kullanılmamasının en büyük nedenidir. Son zamanlarda yapılan çalışmalar ejektör tasarımının ve boyutlandırmasının arttığını göstermektedir [3],[8],[9].

Yapılan çalışmalarda genellikle ejektör ve birincil nozul tasarımına [3],[10]-[14], birincil nozulun ejektör içindeki pozisyonunun değişimine [15]-[17], termodinamik ve ekserji performans hesaplarına [8], [18]-[24], Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD - Computational Fluid Dynamics-CFD) analizleri [25]-[29], farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak sistemin hesaplanmasına [30]-[35], yenilenebilir enerji kaynakları kullanılarak sistemin tasarımına [36]-[40] rastlanmaktadır.

Ejektörlü soğutma sistemleri mekanik sıkıştırma soğutma sistemlerine benzemektedir. Bu sistemlerde temel olarak evaporatör, kondanser, pompa, kısma vanası ve kompresör bulunmaktadır. Mekanik sıkıştırma soğutma sistemlerindeki kompresör yerini ejektörlü soğutma sistemlerinde generatör ve ejektör ikilisi almaktadır. Bu sistemlerde kompresörün yaptığı sıkıştırma işini bu ikili yapmaktadır [41]-[43]. Şekil 1’de, ejektörlü soğutma sisteminin temel olarak gösterimi verilmektedir.



Şekil 1: Ejektörlü soğutma sisteminin temel gösterimi.

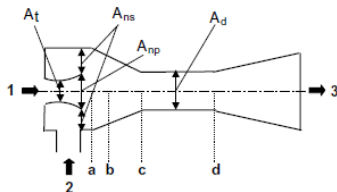
Bu çalışmada, teorik olarak performans kriterleri belirlenerek ejektör teorisine göre teorik hesaplamalar yapılmaktadır. Teorik hesaplamalara göre sistemin performans parametreleri olarak COP ve akış sürüklenme oranı (G) hesaplanmaktadır. Elde edilen veriler ile deneysel olarak alınan sonuçlar karşılaştırılmaktadır. Deneysel ile teorik hesaplamaların generatör sıcaklığına bağlı değerleri karşılaştırılmaktadır.

## 2 Materyal ve metod

Ejektörlü soğutma sisteminin hem teorik hem de deneysel olarak analizi gerçekleştirilmektedir.

### 2.1 Sistemin teorik tasarımı

Ejektörlü soğutma sistemini oluşturan en önemli eleman ejektör olduğu bilinmektedir. Bu elemanın hesaplamaları, tasarımı ve optimizasyonu sistemin daha verimli çalışmasını sağlamaktadır. Performansa etki eden parametreler olarak sıcaklık ve basınca bağlı çalışma şartları, ejektör geometrisi, akış sürüklenme oranı (G) ve COP değerleri kullanılmaktadır. Şekil 1’de verilen şematik görüntüye ve Şekil 2’de verilen ejektörün temel noktalarına göre hesaplamalar yapılmaktadır.



Şekil 2: Ejektörün temel noktaları ve kesit alanlar [13].

Ejektörün tasarlanmasında ejektör teorisine dayalı yöntem kullanılmaktadır. Bu teori için Şekil 2’de verilen (1) noktası ejektöre generatörden gelen buharı; (2) noktası, evaporatörden ejektöre doğru vakumlanan akışı; (3) noktası ejektör çıkışındaki akışkanı temsil etmektedir. (a), (b), (c) ve (d) noktaları ise karışım ve boğaz bölgesindeki akışkanı göstermektedir. Belirlenen noktalara göre enerji, kütle ve momentum denge eşitlikleri yazılmaktadır [21],[44],[45].

$$G = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (1)$$

Ejektör teorisine göre G, akış sürüklenme oranı veya debi oranı olarak bilinmektedir.  $\dot{m}_2$ , evaporatörden gelen kütle debisini;  $\dot{m}_1$ , generatörden gelen kütle debisini göstermektedir.

$$V_{a1} + G V_{a2} = (1 + G) V_b \quad (2)$$

Momentum denkleminde göre ejektöre gelen birincil, ikincil akışkana ve karışımın ejektör çıkışında durumuna ait hızlar sırasıyla  $V_{a1}$ ,  $V_{a2}$  ve  $V_b$  olarak gösterilmektedir.

$$h_1 + G h_2 = (G + 1) h_3 \quad (3)$$

Ejektör için enerji denge denklemi Denklem (3)’te verilmektedir.  $h_1$ ,  $h_2$  ve  $h_3$  değerleri sırasıyla (1), (2) ve (3) noktasındaki sıcaklık ve basınca bağlı entalpiyi ifade etmektedir.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (4)$$

Denklem (4)’te ejektöre ait kütle korunum denklemi verilmektedir.

$$V_{a1}^2/2 = h_1 - h_{a1} \quad (5)$$

(a1) değeri, Şekil 2’de gösterilen (1) girişinden gelen akışın (a) noktasındaki durumunu ifade etmektedir. Birincil nozul, (1) ve (a1) noktaları arasındaki enerji denge denklemi Denklem (5)’te gösterilmektedir.

$$V_{a2}^2/2 = h_2 - h_{a2} \quad (6)$$

(a2) değeri, Şekil 2’de gösterilen (2) girişinden gelen akışın (a) noktasındaki durumunu ifade etmektedir. Evaporatör girişindeki (2) ve (a2) noktaları arasındaki enerji denge denklemi Denklem (6)’da gösterildiği gibi ifade edilmektedir.

$$G = \frac{h_1 - h_3 - \frac{V_3^2}{2}}{h_3 - h_2 + \frac{V_3^2}{2}} \quad (7)$$

Akış sürüklenme oranı (G), Denklem (1)’de verildiği gibi hesaplanmasının yanında kütle korunum denkleminde entalpi ve hız değerleri ile Denklem (7)’deki gibi de yazılabilmektedir. Denklem (7)’den (3) noktasının entalpi değeri  $h_3$  hesaplanmaktadır.

$$V_{a1} + G V_{a2} = (G + 1) V_b \quad (8)$$

Hesaplanan değerler yerine konularak Denklem (8)’den (b) noktasının hızı elde edilmektedir.

$$\frac{V_b^2}{2} = h_3 - h_b \quad (9)$$

(3) ve (b) noktaları arasındaki enerji denge denklemi Denklem (9)'da gösterilmektedir.  $P_c$  ( $P_b < P_c < P_3$ ) basıncı için bir değer varsayılarak  $h_c$  entalpisi ve  $v_c$  özgül hacmi, sistem denklemlerinden hesaplanmaktadır.

$$\eta_{bc} = (h_b - h_{cs}) / (h_b - h_c) \quad (10)$$

(b) ve (c) noktaları arasındaki önceden belirlenen izentropik verim  $\eta_{bc}$  ve entalpi değerleri yerine konularak (cs) noktasının entalpi değeri elde edilmektedir.

$$h_c = x_c h_{g,cs} + (1 - x_c) h_{f,cs} V_{a1} + G V_{a2} = (G + 1) V_b \quad (11)$$

(c) noktasının buhar oranını bulmak için Denklem (10)'da elde edilen entalpi değeri ile (cs) noktasının doymuş sıvı ve doymuş buhar değerleri kullanılmaktadır.

$$v_c = x_c v_{g,c} + (1 - x_c) v_{f,c} \quad (12)$$

Verilen ve hesaplanan değerler yerine konulduktan sonra (c) noktasının özgül hacmi hesaplanmaktadır.

$$h_b + \frac{V_b^2}{2} = h_c + \frac{V_c^2}{2} \quad (13)$$

(b) ve (c) noktaları arasında enerji denkleğinden (c) noktasının hızı elde edilmektedir.

Sabit dik kesit ( $\dot{m}/A$ ):  $\dot{m} = \dot{m}_c = \dot{m}_g + \dot{m}_e$  için bir sabit değer varsayılarak  $P_d$  basıncı ve  $T_d$  sıcaklığı, Fanno ve Rayleigh çizgilerinin kesişiminden hesaplanmaktadır.

$$h_d + \frac{V_d^2 (\dot{m}/A)^2}{2} = c_1 \quad (14)$$

$$P_d + \frac{V_d^2 (\dot{m}/A)^2}{2} = c_2 \quad (15)$$

$c_1$  ve  $c_2$  değerleri, Denklem (14) ve (15)'te verilen denklemler kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$h_d = h(T_d, P_d) \quad (16)$$

$$v_d = v(T_d, P_d) \quad (17)$$

$$s_d = s(T_d, P_d) \quad (18)$$

Enerji, momentum ve süreklilik denklemleri kullanılıp iteratif yaklaşımlar yapılarak Denklem (16), (17) ve (18) hesaplanmaktadır. Enerji ve süreklilik denklemlerinden elde edilen ( $sd_1$ ) ve diğer değerler Fanno eğrisini, momentum ve süreklilik denklemlerinden elde edilen ( $sd_2$ ) ve diğer değerler ise Rayleigh eğrisini oluşturmaktadır.

Belirlenen noktalara göre hesaplamaların yapılması sistemin adım adım termodinamik analizinin yapılmasını sağlamaktadır.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e (h_2 - h_5) \quad (19)$$

Denklem (19)'da evaporatörün ısı yükü hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g (h_1 - h_6) \quad (20)$$

Denklem (20)'de generatörün ısı yükü hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c (h_3 - h_4) \quad (21)$$

Denklem (21)'de kondanserin ısı yükü hesaplanmaktadır.

Ejektörlü soğutma sistemi için performans katsayısı, evaporatör ısı yükünün generatör ısı yüküne oranı olarak tanımlanmış olup Denklem (21)'deki gibi yazılabilmektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \frac{\dot{m}_e (h_2 - h_5)}{\dot{m}_g (h_1 - h_4)} \quad (22)$$

Ejektör boğaz kesit alanının hesaplaması Denklem (23)'te verilmektedir [11], [46], [47]. Denklem (23)'te verilen ısı sığası veya adyabatik üs ( $\gamma$ ),  $C_p/C_v$  oranından elde edilmektedir.

$$\frac{A_t}{A_d} = \frac{P_3}{P_1} \cdot \sqrt{\frac{1}{(1+G)(1+G \cdot \frac{T_2}{T_1})}} \cdot \frac{(\frac{P_d}{P_3})^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \sqrt{1 - (\frac{P_d}{P_3})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{(\frac{2}{\gamma+1})^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{1 - \frac{2}{\gamma+1}}} \quad (23)$$

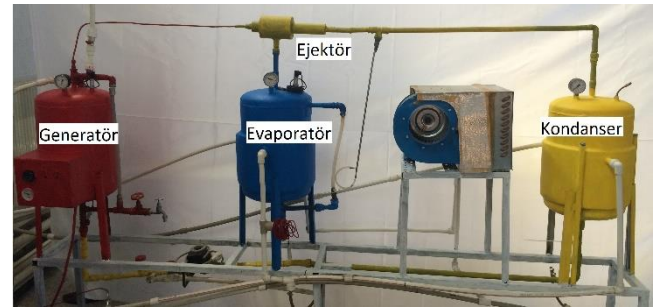
Denklem (24)'te verilen  $A_t/A_d$  oranı, birincil nozul boğazı en dar kesit alanının ejektör boğazı en dar kesit alanına oranını vermektedir.

$$\frac{A_t}{A_{np}} = \left(\frac{P_{a1}}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \frac{\sqrt{1 - (\frac{P_{a1}}{P_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{(\frac{2}{\gamma+1})^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{1 - \frac{2}{\gamma+1}}} \quad (24)$$

## 2.2 Sistemin deneysel tasarımı

Deneysel çalışmanın amacı, ejektörlü bir soğutma sistemi tasarlayarak, performans karakteristiklerini belirlemektir. Verilen çalışma şartlarında imal edilen sistemin, iyi bir COP değeriyle çalışması sağlanmaktadır.

Tasarımı ve imali yapılan, çalışma akışkanı olarak suyu kullanan ejektörlü soğutma sisteminin görüntüsü Şekil 3'te verilmektedir.



Şekil 3: Deneysel olarak kurulan ejektörlü soğutma sisteminin görünüşü.

Ejektörlü soğutma sistemi, yenilenebilir enerji kaynakları ile çalışabilmeğe uygun olarak tasarlanmıştır. Soğutma sisteminde yenilenebilir enerji kaynağından elde edilen ısıyı temsil etmesi nedeniyle generatör kullanılmaktadır. Generatör içine aktarılan ve çalışma akışkanı olarak kullanılan su, şebekeden sağlanmaktadır. 2 kW'lık (1 kW+1 kW) enerjiye sahip olan generatörün sıcaklığı, 90 °C olarak belirlenmiştir. Generatör üzerinden hem sıcaklık hem basınç değerleri Ahlborn sıcaklık sensörleri ile elde edilmektedir. Generatör üzerindeki ayarlı sıcaklık göstergesi ile istenilen sıcaklık giriş parametresi olarak ayarlanabilmektedir.

Ejektörlü soğutma sisteminde, soğutma işinin asıl yapıldığı kısım evaporatördür. Ejektör içinden yüksek hızlarda geçen buhar, düşük basınçlarda evaporatörden vakumlama

yapmaktadır. Vakumlama yaparken akışkan buharlaşmakta ve buharlaşırken bulunduğu ortamdan ısı çekmektedir. Evaporatör ısı çekerken soğutma etkisi meydana getirdiği için sistem üzerinde soğutucu görevi görmektedir. Evaporatörde elde edilen soğutma evaporatör üzerindeki dış gömleğine aktarılmaktadır. Evaporatörün sıcaklık ve basıncı ile dış gömlek giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları sensörler ile ölçülmektedir. Bu ölçümler için Ahlborn sensörleri kullanılmaktadır. Evaporatör sıcaklık ve basıncı, vakumlanan akışkan ejektöre gitmeden önce kazan üzerinden ölçümler alınmaktadır. Evaporatör soğutma sıcaklığı, teorik olarak 8 ile 16 °C arasında belirlenerek hesaplamalar yapılmaktadır.

Sistemin bir diğer parçası da kondanserdir. Kondanserde, ejektörden atılan buhar halindeki akışkan yoğunlaşarak sıvı hale gelmektedir. Ejektörden gelen buhar iyi soğuyup yoğunlaşmadığı takdirde sistem çevriminin tamamlanması gerçekleşmemektedir. Bu nedenle kondanserde soğutma sağlamak amacıyla kondanserin etrafı gömlek ile kaplanmaktadır. Kondanser sıcaklık ve basıncı ile dış gömlek giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları Ahlborn sensörleri ile ölçülmektedir. Kondanser sıcaklık ve basıncı, ejektörden gelen akışkanın kondansere girdikten sonra yani kazan üzerinden ölçümü yapılmaktadır. Ejektörlü soğutma sistemi vakum altında çalıştığından dolayı başlangıç durumundaki sistem içindeki hava bir vakum pompası yardımıyla alınmaktadır. Bu nedenle kondanser üzerinde vakum pompasının takılabileceği bir uç bulunmaktadır.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde en kritik göreve sahip olan ejektörün hesaplamaları, ejektör teorisine göre yapılmaktadır. Teorik olarak yapılan hesaplamalara göre elde edilen ejektör boyutları Tablo 1'de verilmektedir. Yapılan hesaplamalar ve literatür çalışmaları dikkate alınarak ejektör tasarlanmıştır.

Tablo 1: Ejektör boyutları.

Ejektör Boyutları	
$A_t/A_d$	0.08055
$A_t/A_{np}$	0.1159

Ejektör içinde vakum oluşmasını sağlayan parça, birincil nozul olarak adlandırılmaktadır. Birincil nozul, ejektör içindeki en dar kesit alanına sahip durumdur. Ejektörün diğer parçaları, karışım bölmesi ve difüzör kısımlarından oluşmaktadır. Karışım bölmesi, akışkanların karışımının olduğu yerdir. Difüzör bölmesi ise, yapısı itibarıyla birincil nozul gibi yakınsak-ıraksak konilerden oluşmaktadır.

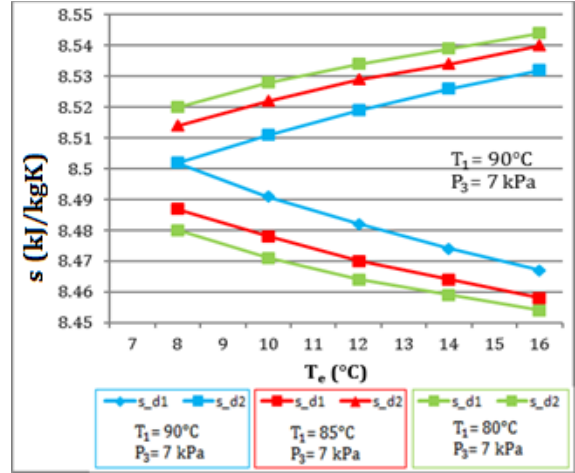
### 3 Bulgular

Ejektörlü soğutma sisteminin birinci yasa analizi, çalışma akışkanı olarak su kullanılarak hem teorik hem de deneysel olarak elde edilen veriler ile yapılmıştır.

Ejektörlü soğutma sisteminde dizayn parametreleri generatör sıcaklık ve basıncı, evaporatör sıcaklık ve basıncı, kondanser sıcaklık ve basıncı olarak belirlenmiştir. Dizayn parametrelerinin yanı sıra sistemin performansını etkileyen parametreler de bulunmaktadır. Performansı etkileyen parametreler ise soğutma performans katsayısı (COP) ve akış sürüklenme oranı (G) olarak verilmektedir.

Ejektör teorisinde ejektör içindeki boğaz bölgesinde meydana gelen boğulma olayı Rayleigh ve Fanno eğrilerinin kesişimi ile açıklanmaktadır. Şekil 4'te verilen grafikte, Rayleigh ve Fanno

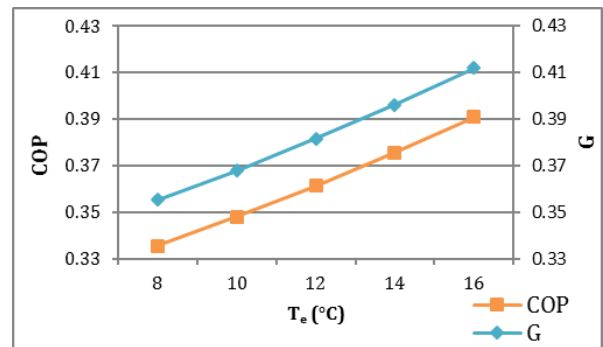
eğrilerinin kesişimi için yaklaştırma sonuçları gösterilmektedir.



Şekil 4: Generatör ve evaporatör sıcaklığının değişimine bağlı Rayleigh ve Fanno eğrilerinin iteratif yaklaşımları.

Evaporatör sıcaklığının değişimine bağlı olarak (d) noktasındaki entropi değerleri Denklem (16), (17) ve (18)'den elde edilmektedir. Bu yaklaşımlar optimizasyon koşullarının belirlenmesinde parametre olarak kullanılmaktadır. Kondanser basıncının 7 kPa, generatör sıcaklığının 90 °C ve evaporatör sıcaklığının 8 °C olduğu durumda eğrilerin kesiştiği görülmektedir. Bu kesişimden elde edilen evaporatör sıcaklığı ve kondanser basıncı en uygun değer olarak kabul edilmektedir.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde kullanılan ve hem performans parametresi hem de optimizasyon parametresi olarak belirlenen akış sürüklenme oranının (G) soğutma performans katsayısı (COP) ile paralel olarak arttığı Şekil 5'te görülmektedir.



Şekil 5: Soğutma performans katsayısının (COP) ve sürüklenme oranlarının (G) evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi.

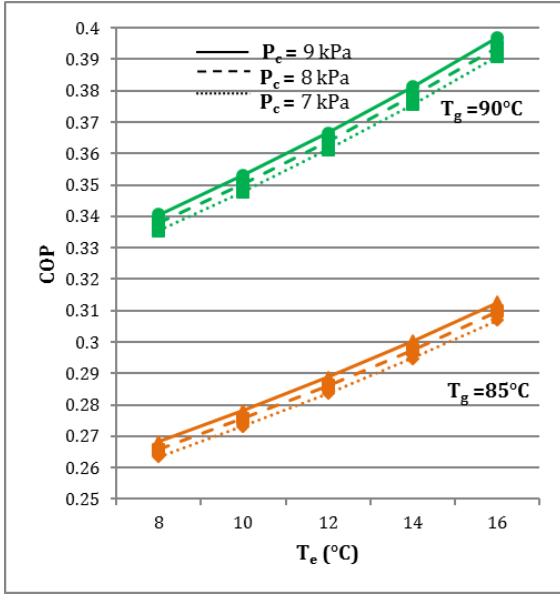
Yapılan hesaplamalara göre, evaporatör sıcaklığının artmasına bağlı olarak ejektörlü soğutma sisteminin performans katsayısının (COP) ve akış sürüklenme oranının (G) arttığı görülmektedir. Bu da, sürüklenme oranının bir performans göstergesi olarak kullanılabilmesini doğrulamaktadır.

Evaporatör sıcaklığının da performans belirleyici bir etken olduğu bu sistemde performans katsayısının (COP) evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 6'da gösterilmektedir.

Şekil 6'da verilenlere göre 85 °C ve 90 °C generatör sıcaklıklarında COP değerleri arasındaki farkın çok olduğu

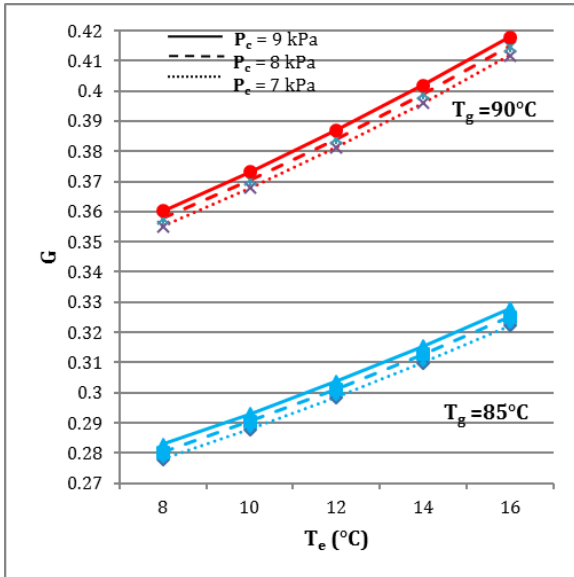


buna karşılık aynı sıcaklıklarda 7, 8 ve 9 kPa kondanser basınçlarında COP değerinin çok değişmediği görülmektedir. 85 °C ve 90 °C generatör sıcaklığındaki COP değeri, kondanser basıncının değişimiyle çok değişmemektedir.



Şekil 6: Evaporatör sıcaklığının soğutma performans katsayısına (COP) etkisi.

Şekil 7'de evaporatör sıcaklığına bağlı olarak akış sürüklenme oranının değişimi gösterilmektedir.



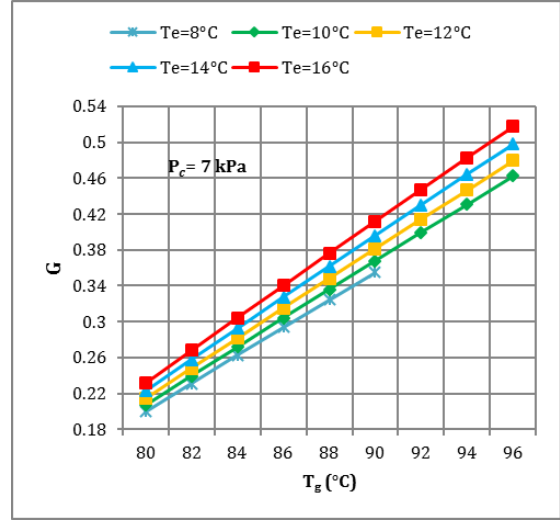
Şekil 7: Evaporatör sıcaklığının sürüklenme oranına (G) etkisi.

Şekil 7'de verilenlere göre 85 ve 90 °C generatör sıcaklıklarındaki sürüklenme oranlarının arasındaki farkın çok olduğu buna karşılık farklı kondanser basınçlarında sürüklenme oranlarının çok değişmediği görülmektedir. 85 °C ve 90 °C generatör sıcaklığındaki sürüklenme oranı, kondanser basıncının değişimiyle çok değişmemektedir. Sonuç olarak generatördeki ve evaporatördeki sıcaklığın artması, kondanser basıncının artmasına göre performansı daha çok arttırdığı görülmektedir.

Şekil 6 ve Şekil 7'deki grafiklerde görüldüğü üzere evaporatör sıcaklığı, generatör sıcaklığı ve kondanser basıncındaki

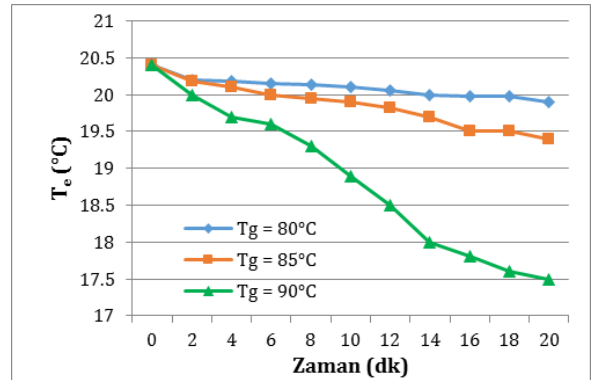
değişimin soğutma performans katsayısına (COP) ve sürüklenme oranına (G) etkisi gösterilmektedir. Bu sonuçta göre soğutma performans katsayısı ile sürüklenme oranının değerleri birbirine çok yakın çıkmaktadır. Bu paralellik, her iki değer de performans göstergesi olarak alınmasını sağlamaktadır. 90 °C generatör sıcaklığında, sürüklenme oranının ve soğutma performans katsayısının en uygun değer yakaladığı görülmektedir.

Diğer bir performans parametresi olan generatör sıcaklığı ile akış sürüklenme oranının değişimi Şekil 8'de verilmektedir.



Şekil 8: Generatör sıcaklığının sürüklenme oranına (G) etkisi.

Şekil 8'e göre farklı evaporatör sıcaklıklarında generatördeki sıcaklık değişimine göre sürüklenme oranı artmaktadır. Yaklaşımlara göre kondanser basıncının en uygun değerinin 7 kPa olması durumunda farklı generatör ve evaporatör sıcaklıklarındaki değişim görülmektedir. 8 °C evaporatör sıcaklığında sürüklenme oranı düşük olsa da Şekil 4'teki yaklaşım sonucunda en uygun değer bu olduğu bilinmektedir.

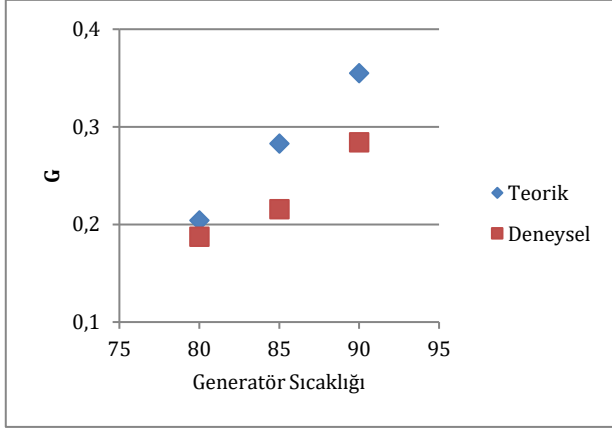


Şekil 9: Deneysel çalışmada farklı generatör sıcaklıklarındaki evaporatör sıcaklığının zamana bağlı değişimi.

Şekil 9'da deneysel çalışmada üç farklı generatör sıcaklığına bağlı olarak evaporatör dış gömlek sıcaklığındaki değişim gösterilmektedir. Generatörden ejektör içine gelen buhar 90 °C'ye göre diğer sıcaklıklarda daha az sürüklenme gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle evaporatörden daha az akışkan buharlaşmaktadır. Şekil 1'de gösterilen sistem çevriminde, düşük generatör sıcaklığında çıkan akışkan ile ejektörden kondansere gelen akışkanın daha düşük yoğunlaşma

yaptığı anlaşılmaktadır. Zamana bağlı olarak 80 °C generatör sıcaklığında kondanserdeki yoğuşmanın ise sabit kaldığı Şekil 9'da gösterilmektedir.

Ejektörlü soğutma sisteminin teorik ve deneysel analizlerinin sonucunda sürüklenme oranının (G) karşılaştırılması Şekil 10'da verilmektedir. Buna göre 80 °C generatör sıcaklığındaki koşullarda sistemin, teorik ve deneysel analizlerindeki sürüklenme oranının (G) birbirine yaklaştığı, ancak 90 °C generatör sıcaklığındaki optimum koşulları sağlayan sistemin deneysel çalışmadaki sürüklenme oranının (G) daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 10: Sürüklenme oranı (G) ve generatör sıcaklığına göre teorik ve deneysel analizlerin karşılaştırılması.

#### 4 Tartışma ve sonuç

Yapılan bu çalışmada, ısı kaynağı olarak güneş ve jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilen ısıdan veya sanayinin birçok alanında farklı proseslerde ihtiyaç fazlası veya kullanılmayan düşük sıcaklıklı düşük entalpili atık ısıdan faydalanarak soğutma elde etmek için ejektörlü soğutma sistemi tasarlanmaktadır. Performans kriterleri olarak, soğutma performans katsayısı (COP) ve akış sürüklenme oranı (G) verilmektedir. Bu kriterleri etkileyen parametreler olarak da generatör, kondanser ve evaporatör sıcaklık/basınçları belirlenmiştir.

Ejektörlü soğutma sistemi ve sistem elemanları matematiksel olarak modellenerek sistemin I. yasa analizi yapılmıştır. Sistemin soğutma performans katsayıları (COP) veriminin ve akış sürüklenme oranının (G), farklı çalışma parametrelerine bağlı olarak değişimleri incelenerek grafikler halinde verilmiştir. Bu grafiklerin sonucunda teorik olarak optimum aralıkların, farklı sıcaklık ve basınçlarda, soğutma performans katsayısı (COP) için 0.15-0.42; akış sürüklenme oranı (G) için ise 0.15-0.45 arasında olduğu belirlenmiştir. Deneysel olarak yapılan çalışma sonucunda COP değerinin 0.317 olarak elde edilmesi, teorik olarak hesaplanan değerlerin arasında olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada son olarak, su ile çalışan ejektörlü soğutma modelinin deneysel olarak tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada her elemanın sıcaklık ve basınçları ile evaporatör dış gömlek suyunun sıcaklığı ölçülmüştür. Deneysel çalışma sonucunda, evaporatör üzerinden soğutma sağlanarak verilen şartlar altında optimum değer elde edilmiştir. Verilen parametreler dikkate alındığında hem teorik hem de deneysel sonuçlarda 90 °C generatör sıcaklığının optimum değer olduğu elde edilmiştir.

Deneysel çalışmadaki sıcaklık ve basınç sensörlerinin doğruluk katsayıları ile ölçümlerinden veya ölçü aletlerinden kaynaklanan hata ve belirsizlikler, belirsizlik analizi yöntemi ile hesaplanmıştır. Hata analizinin sonucunda generatörde kullanılan elektrikli ısıtıcının hata oranı %1 olarak verilmiştir. Evaporatör ve kondanserde hesaplanan hata analizine göre belirsizlik analizi sonucu ise sırasıyla %1.3 ve %1.29 olarak elde edilmiştir.

Sonuç olarak bu çalışma, ejektörlü soğutma sisteminin tasarımında, sistemin performans katsayısını direkt olarak etkileyen çalışma sıcaklıklarını ve parametrelerinin optimum değerlerinin tespit edilmesinde büyük önem taşıdığı düşünülmektedir.

#### 5 Kaynaklar

- [1] Örün N. Mekanik Soğutma Sistem Kondenserlerinde Oluşan Kirlenmelerin Enerji Tüketimine Etkileri. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Karabük, Türkiye, 2006.
- [2] Yakın M. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Ejektör Kullanımının Performansa Etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Karabük, Türkiye, 2007.
- [3] Aktoprakoğlu A. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Performansına Geometrik Parametrelerin Etkisinin Deneysel İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Konya, Türkiye, 2006.
- [4] Toros H, Şahin AD, Deniz A, Şaylan L, Şen O. "Çukurova bölgesinde ısıtma/soğutma için bina yönlerinin belirlenmesi". III. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu ve Sergisi YEKSEM2005, Mersin, Türkiye, 19-21 Eylül 2005.
- [5] Keçebaş A, Kayfeci M. "Alternatif evsel klima sistemlerinin klasik buhar sıkıştırılmalı sistemlerle karşılaştırılması". 7. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu, İstanbul, Türkiye, 17-19 Aralık 2008.
- [6] Karşlı S, Güllüce H, Saraç H. "Isıtma ve soğutma sistemlerinde enerji maliyetlerinin karşılaştırılması". Ulusal İklimlendirme Kongresi, Antalya, Türkiye, 18-20 Kasım 2011.
- [7] Ulaş Sİ, Kılıçaslan E. "Ev tipi bir soğutucuda cebri dolaşım hava dağıtım sisteminin enerji tüketimine etkisi". 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, Balıkesir, Türkiye, 23-25 Ekim 2014.
- [8] Chen J, Havtun H, Palm B. "Conventional and advanced exergy analysis of an ejector refrigeration system". *Applied Energy*, 144(2015), 139-151, 2015.
- [9] Huang BJ, Chang JM, Petrenko VA, Zhuk KB. "A solar ejector cooling system using refrigerant R141b". *Solar Energy*, 64(4-6), 223-226, 1998.
- [10] Al-Doori G, Buttsworth DR. "Pitot pressure measurements in a supersonic steam jet". *Experimental Thermal and Fluid Science*, 58(2014), 56-61, 2014.
- [11] Alexis GK. "Estimation of ejector's main cross sections in steam-ejector refrigeration system". *Applied Thermal Engineering*, 24(17-18), 2657-2663, 2004.
- [12] Meyer AJ, Harms TM, Dobson RT. "Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat". *Renewable Energy*, 34(1), 297-306, 2009.

- [13] Thongtip T, Ruangtrakoon N, Aphornratana S. "Development of a steam jet refrigeration cycle for the actual application driven by low grade thermal energy". *Energy Procedia*, 52, 110-119, 2014.
- [14] Wu H, Liu Z, Han B, Li Y. "Numerical investigation of the influences of mixing chamber geometries on steam ejector performance". *Desalination*, 353, 15-20, 2014.
- [15] Varga S, Oliveira AC, Ma X, Omer SA, Zhang W, Riffat SB. "Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector". *International Journal of Refrigeration*, 34(7), 1668-1675, 2011.
- [16] Zhang K, Shen S, Yang Y. "Numerical investigation on performance of the adjustable ejector". *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 5(2), 51-56, 2010.
- [17] Zhu Y, Cai W, Wen C, Li Y. "Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors". *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6), 898-905, 2009.
- [18] Alexis GK. "Exergy analysis of ejector-refrigeration cycle using water as working fluid". *International Journal of Energy Research*, 29(2), 95-105, 2005.
- [19] Bilir Sag N, Ersoy HK, Hepbasli A, Halkaci HS. "Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities". *Energy Conversion and Management*, 90, 184-194, 2015.
- [20] Chen J, Havtun H, Palm B. "Conventional and advanced exergy analysis of an ejector refrigeration system". *Applied Energy*, 144, 139-151, 2015.
- [21] Khattab NM, Barakat MH. "Modeling the design and performance characteristics of solar steam-jet cooling for comfort air conditioning". *Solar Energy*, 73(4), 257-267, 2002.
- [22] Kumar NS, Ooi KT. "One dimensional model of an ejector with special attention to fanno flow within the mixing chamber". *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2), 226-235, 2014.
- [23] Munday JT, Bagster DF. "A new ejector theory applied to steam jet refrigeration". *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 16(4), 442-449, 1977.
- [24] Saengmanee C, Pianthong K. "Design of a steam ejector by co-operating the esdu design method and CFD simulation". *The First TSME International Conference on Mechanical Engineering*, Ubon Ratchathani, Thailand, 20-22 October 2010.
- [25] Chandra VV, Ahmed MR. "Experimental and computational studies on a steam jet refrigeration system with constant area and variable area ejectors". *Energy Conversion and Management*, 79, 377-386, 2014.
- [26] Rusly E, Aye L, Charters WWS, Ooi A. "CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system". *International Journal of Refrigeration*, 28(7), 1092-1101, 2005.
- [27] Sharifi N, Sharifi M. "Reducing energy consumption of a steam ejector through experimental optimization of the nozzle geometry". *Energy*, 66, 860-867, 2014.
- [28] Varga S, Oliveira AC, Diaconu B. "Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD". *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1203-1211, 2009.
- [29] Zhu Y, Jiang P. "Experimental and numerical investigation of the effect of shock wave characteristics on the ejector performance". *International Journal of Refrigeration*, 40, 31-42, 2014.
- [30] Alexis GK, Katsanis JS. "Performance characteristics of a methanol ejector refrigeration unit". *Energy Conversion and Management*, 45(17), 2729-2744, 2004.
- [31] Alexis GK, Karayiannis EK. "A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the athens area". *Renewable Energy*, 30(9), 1457-1469, 2005.
- [32] Alexis GK, Rogdakis ED. "Performance of solar driven methanol-water combined ejector-absorption cycle in the athens area". *Renewable Energy*, 25(2), 249-266, 2002.
- [33] Aphornratana S, Chungpaibulpatana S, Srihirin P. "Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance". *International Journal of Energy Research*, 25(5), 397-411, 2001.
- [34] Rahman F, Umesh DB, Subbarao D, Ramasamy M. "Enhancement of entrainment rates in liquid-gas ejectors". *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 49(10), 1128-1135, 2010.
- [35] Rogdakis ED, Alexis GK. "Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system". *Applied Thermal Engineering*, 20(2), 213-226, 2000.
- [36] Dennis M, Cochrane T, Marina A. "A Prescription for primary nozzle diameters for solar driven ejectors". *Solar Energy*, 115, 405-412, 2015.
- [37] Ma X, Zhang W, Omer SA, Riffat SB. "Performance testing of a novel ejector refrigerator for various controlled conditions". *International Journal of Energy Research*, 35(14), 1229-1235, 2011.
- [38] Selbaş R, Üçgül İ, Şencan A, Kızıllan Ö. "Güneş enerjisi destekli buhar-jet soğutma sisteminin iklimlendirmede uygulanabilirliğinin araştırılması". *TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi*, Mersin, Türkiye, 20-21 Haziran 2003.
- [39] Üçgül İ, Acar M, Koyun T. "Jeotermal buhar ejektörlü soğutma sistemi tersinmezliklerinin incelenmesi". *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 31-34, 2005.
- [40] Üçgül İ. "Soğuk depolama için güneş enerjili ejektör soğutma sistemi uygulamasının termodinamik çevresel ve ekonomik analizleri". *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15(2), 269-277, 2009.
- [41] Ersoy HK, Yapıcı R. "Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansının araştırılması". *TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi*, Mersin, Türkiye, 20-21 Haziran 2003.
- [42] Üçgül İ, Akgül G. "İklimlendirme için güneş enerjili ejektörlü soğutma sistemi uygulamasının termodinamik, çevresel ve ekonomik analizi". *Yekarum Dergi*, 1(1), 12-23, 2010.

- [43] Eames IW, Aphornratana S, Haider H. "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator". *International Journal of Refrigeration*, 18(6), 378-386, 1995.
- [44] Alexis GK, Rogdakis ED. "A verification study of steam-ejector refrigeration model". *Applied Thermal Engineering*, 23(1), 29-36, 2003.
- [45] Alexis GK. "Performance parameters for the design of a combined refrigeration and electrical power cogeneration system". *International Journal of Refrigeration*, 30(6), 1097-1103, 2007.
- [46] Sun DW. "Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration". *Energy Conversion and Management*, 38(5), 479-491, 1997.
- [47] Ghorbanian S, Nejad SJ. "Ejector modeling and examining of possibility of replacing liquid vacuum pump in vacuum production systems". *International Journal of Chemical Engineering and Applications*, 2(2), 91-97, 2011.