



Değişken Deniz Suyu Sıcaklıklarında Çalışan Bir Gemiye Ait Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi

Veysi BAŞHAN¹, Adnan PARLAK¹

¹Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, vbashan@yildiz.edu.tr;
aparlak@yildiz.edu.tr

Öz

Bu çalışmada değişken deniz suyu sıcaklıklarında çalışan buhar sıkıştırmalı bir gemi soğutma sisteminin ekserji analizi yapılarak soğutma sistemi bileşenlerinin ekserji yıkımları hesaplanmıştır. Çalışmada, deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı, yoğunlaşma sıcaklığı, aşırı soğutma sıcaklığı, aşırı kızdırma sıcaklığı ve kompresör çıkış basınç değişimlerinin STK, II. Kanun verimi ve Ekserji yıkımına etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Soğutma sisteminin analizinde soğutucu akışkan olarak R134A kullanılmıştır. Çalışma sonucunda deniz suyu sıcaklığı düştükçe STK ve II. Kanun verimi artarken ekserji yıkımlarının ise azaldığı görülmüştür. 40 °C deniz suyu sıcaklığında STK 2.79, II. Kanun verimi %65, toplam ekserji yıkımı 10.87 kW iken sıcaklık 18 °C ye düştüğünde ise STK 5.35, II. Kanun verimi %89 ve toplam ekserji yıkımı 7.55 kW olmaktadır. Soğutma sisteminde en büyük ekserji yıkımının kompresör ve genişleme vanasında olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Ekserji, Ekserji yıkımı, Gemi, Soğutma Sistemleri, STK.

Exergy Analysis of the Refrigerating System of a Ship Operating in Variable Sea Water Temperature Conditions

Abstract

Exergy destructions of refrigerating system components are calculated in this study by carrying out exergy analysis of a vapor compression refrigeration system on board a ship which operates on variable sea water temperature conditions. The effects of evaporation temperature corresponding to sea water temperature, condensation temperature, sub-cooling, superheating and compressor outlet pressure variances on COP, the 2nd Law efficiency and exergy destruction are parametrically examined. R134A was used as the refrigerating agent in the vapor-compression cooling system. As a result of the study, it was observed that exergy destructions reduce while COP and 2nd Law efficiency increase when sea water temperature decreases. While COP, 2nd Law efficiency and total exergy

destruction are found as 2.79, 65%, and 10.87 kW respectively at 40 °C sea water temperature; the values have been calculated as 5.35, 89%, 7.55 kW respectively when sea water temperature is decreased to 18 °C. It was observed that the maximum exergy destructions of the refrigeration system occur in the compressor and in the expansion valve.

Keywords: Exergy, Exergy Destruction, Ship, Refrigerating Systems, COP.

1. Giriş

Soğutma sistemlerindeki termodinamik prosesler sonucunda çevreye önemli miktarda ısı salınmaktadır. Dış ortama atılan ısının azaltılarak soğutma sistemlerinde enerji verimliliğinin artırılmasına yönelik çalışmalar gittikçe artmaktadır. Termal sistemlerin termodinamik analizinde hala termodinamiğin I. Yasası sıklıkla kullanılmaktadır. Ancak, I. Yasa sadece enerjinin korunumu ile ilgilenmekte ve sistem performansı ve kalitesinin nasıl, nerede ve ne kadar azaldığı hakkında herhangi bir bilgi vermemektedir [1]. Ekserji, enerjinin işe yarayan kısmı şeklinde nitel olarak tanımlanmıştır [2]. Bosnjakovic [3] ekserjiyi; tersinir bir süreç sonunda teorik olarak çevre şartlarıyla bir denge kurulması halinde elde edilebilecek maksimum iş olarak tanımlamıştır. Soğutma sistemlerinin ekserji analizleriyle ilgili literatürde birçok çalışma bulunmaktadır [4][7]. Morosuk ve Tsatsaronis [8] azeotropik ve zeotropik karışımlar kullanarak teorik olarak soğutma sistemi ekserji analizi gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığındaki azalmanın ekserji verimini arttırdığını belirtmişlerdir. Benzer şekilde Ahamed vd. [9] buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde değişik evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında ekserji analizleri gerçekleştirmişlerdir. Artan buharlaşma sıcaklığı ve aşırı soğutma derecesine bağlı olarak ekserjinin arttığını ama kondenser sıcaklığındaki artışa bağlı olarak azaldığını belirtmişlerdir. Aşırı soğutma, soğutma kapasitesi ve buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin verimliliğini arttırmaktadır. Aprea ve Greco [10] ise deneysel çalışmalarında R22, R134A ve R407C kullanarak farklı sıcaklıklarda

aşırı soğutma ve aşırı kızdırmanın etkilerini incelemişlerdir. Hsiao vd. [11] aşırı soğutmanın olduğu soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin ekserji analizini yaparak Soğutma Tesir Katsayısı (STK)'ya olan etkilerini incelemişlerdir. Yaptıkları deneysel çalışmada; aşırı soğutma kullanmanın aşırı soğutma kullanılmayan sisteme göre, STK'da %15.6 artış meydana geldiği görülmüştür.

Bu çalışmada, diğer çalışmalardan farklı olarak deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı, yoğunlaşma sıcaklığı, aşırı soğutma sıcaklığı, aşırı kızdırma sıcaklığı ve kompresör çıkış basınç değişimlerinin STK, II. Kanun verimi ve Ekserji yıkımına etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Ayrıca, değişken deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak ekserji yıkımı üzerinde kompresör, genişleme vanası, kondenser, evaporatör, aşırı soğutma ve aşırı kızdırmanın etkileri detaylı olarak incelenmiştir.

2. Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi

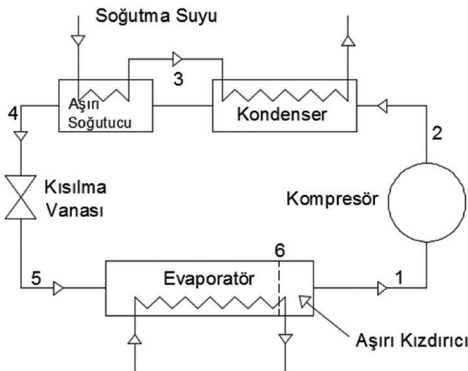
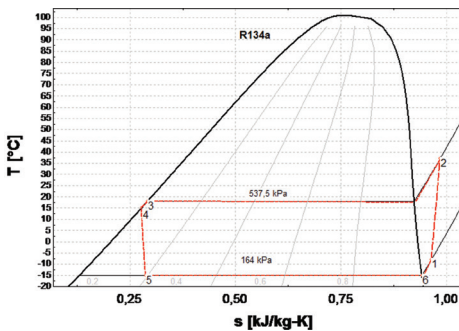
Analizde kullanılan Ushio Reinetsu firmasının S-K015 kodlu gemi soğutma sisteminin teknik özellikleri Tablo 1'de gösterilmiştir.

Şekil 1'de aşırı kızdırma ve aşırı soğutmalı buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminin şematik gösterimi bulunmaktadır. Şekil 2'de ise R134A soğutucu akışkanının kullanıldığı soğutma çevriminin T-s diyagramı bulunmaktadır. 1-2 arasında kompresörde sıkıştırma, 2-3 arasında kondensörden ısı atılması, 3-4 arasında aşırı soğutma, 4-5 arasında genişleme valfinde kısılma, 5-6 arasında evaporatörden ısı çekilmesi, 6-1 arasında ise aşırı kızdırma uygulanmıştır. Analizde aşırı kızdırma 7 °C, aşırı soğutma ise 3

Tablo 1. Soğutma Sistemine Ait Teknik Özellikler

Ekipmanlar	Teknik Özellik	Açıklama
İklimlendirme Ünitesi	Soğutma Kapasitesi	93.0 kW
	Referans çalışma sıcaklığı	Kondenser 40 °C, Evaporatör 6.5 °C
Kompresör	Tipi	Bock HGX5/830-4S
	Soğutma yağı ve miktarı	Freol α68N 4.5 Litre
Kondenser	Tipi	RSC-19HF4 Borulu, kanatlı tip

°C alınmıştır. Kondenser sıcaklığı 18 °C, evaporatör sıcaklığı -15 °C ve kompresör izantropik verimi $\eta_{is} = 0.8$ alınmıştır. Analiz sabit 93 kW soğutma kapasitesine göre yapılmıştır. Çevre şartları ise 1 bar basınç ve $T_0 = 25$ °C kabul edilmiştir.

**Şekil 1.** Aşırı Soğutma ve Aşırı Kızdırmalı Buhar Sıkıştırılmış Soğutma Çevriminin Şematik Gösterimi**Şekil 2.** R134A Akışkanı Kullanılan Soğutma Sisteminin T-s Diyagramı

Bir sistemin toplam ekserjisi; fiziksel ekserji, kinetik ekserji, potansiyel ekserji ve kimyasal ekserji olmak üzere dört bileşenden oluşmaktadır [12].

$$\dot{E}_{X_{Toplam}} = \dot{E}_{X_{Fiziksel}} + \dot{E}_{X_{Kinetik}} + \dot{E}_{X_{Potansiyel}} + \dot{E}_{X_{Kimyasal}} \quad (1.1)$$

Denklem 1.1'de kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjinin ihmal edilmesi durumunda kararlı bir hal için kontrol hacmindeki ekserji denkliği aşağıdaki gibidir [13].

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum \dot{m}_e \dot{e}_e - \sum \dot{m}_g \dot{e}_g + T_0 \dot{S}_{Üretim} \quad (1.2)$$

Burada, \dot{E}_Q ısı akısını, \dot{E}_W mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri, e özgül ekserjiyi, T_0 referans sıcaklığını ve $\dot{S}_{Üretim}$ 'de entropi üretimini ifade etmektedir.

Özgül ekserji, aşağıdaki şekliyle genel olarak ifade edilebilir.

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (1.3)$$

Denklem 1.2'de denklemin sağ tarafındaki son terim $I = T_0 \dot{S}_{Üretim}$ olarak gösterilmekte ve soğutma sisteminin tersinmezliği ya da "Ekserji Yıkımı" olarak ifade edilmektedir. İşin ekserjisi \dot{E}_W ve ısı geçişiyle ilgili ekserji \dot{E}_Q aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır [14].

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (1.4)$$

Burada, T, yüzey sıcaklığını T_0 ise çevre sıcaklığını (referans) ifade etmektedir.

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (1.5)$$

Denklem 1.5' de görüldüğü gibi iş doğrudan ekserjiye eşittir.

Sistemin genel ekserjisi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{E}_{X_{giren}} = \dot{E}_{X_{çıkan}} + \dot{E}_{X_{yıkılan}} \quad (1.6)$$

Kompresör için ekserji yıkımı,

$$\dot{E}_{XD,kompresör} = \dot{E}_{X,1} - \dot{E}_{X,2} - \dot{W}_{kompresör} \quad (1.7)$$

Kompresör tersinmezliği,

$$I_{Kompresör} = m[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] + W_{Kompresör} \quad (1.8)$$

Kondenser için ekserji yıkımı,

$$\dot{E}_{XD,kond.} = \dot{E}_{X,2} - \dot{E}_{X,3} - \dot{E}_{X,Q_{kond.}} \quad (1.9)$$

Kondenser tersinmezliği,

$$I_{Kondenser} = Q_{kond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{kond.}} \right) + m[(h_3 - h_2) - T_0(s_3 - s_2)] \quad (1.10)$$

Genişleme valfi için ekserji yıkımı,

$$\dot{E}_{XD,gen.} = \dot{E}_{X,4} - \dot{E}_{X,5} \quad (1.11)$$

Genişleme valfi tersinmezliği,

$$I_{Genleşme\ valfi} = mT_0(s_4 - s_5) \quad (1.12)$$

Evaporatör için ekserji yıkımı,

$$\dot{E}_{XD,evap.} = \dot{E}_{X,5} - \dot{E}_{X,6} + \dot{E}_{X,Q_{evap.}} \quad (1.13)$$

Evaporatör tersinmezliği,

$$I_{Evaporatör} = m[(h_5 - h_6) - T_0(s_5 - s_6)] + Q_{Evap.} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (1.14)$$

Aşırı kızdırma için ekserji yıkımı,

$$\dot{E}_{XD,sup.} = \dot{E}_{X,6} - \dot{E}_{X,1} + \dot{E}_{X,Q_{sup.}} \quad (1.15)$$

Aşırı kızdırma tersinmezliği,

$$I_{Aşırı\ kızdırma} = m[(h_6 - h_1) - T_0(s_6 - s_1)] + Q_{Aşırı\ kızdırma} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Aşırı\ kızdırma}} \right) \quad (1.16)$$

Aşırı soğutma için ekserji yıkımı,

$$\dot{E}_{XD,sub.} = \dot{E}_{X,3} - \dot{E}_{X,4} - \dot{E}_{X,Q_{sub.}} \quad (1.17)$$

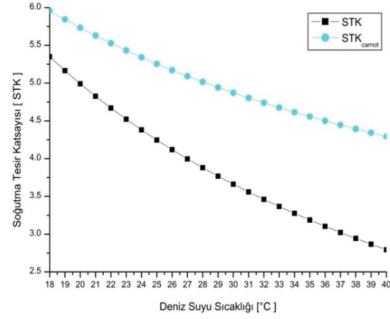
Aşırı soğutma tersinmezliği,

$$I_{Aşırı\ Soğutma} = m[(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)] + Q_{Aşırı\ soğutma} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Aşırı\ Soğutma}} \right) \quad (1.18)$$

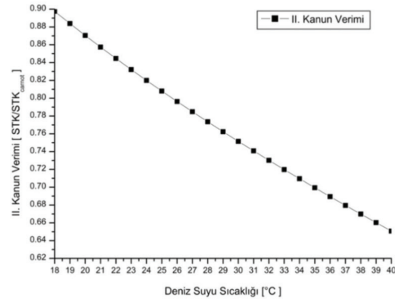
2.1. Soğutma Tesir Katsayıları ve Ekserji Yıkımları

Şekil 3(a), deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak Tersinmez Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi ve Tersinir Carnot Soğutma Çevriminin STK değerlerini

göstermektedir. Şekil 3(b) ise deniz suyu sıcaklık artışına bağlı olarak buhar sıkıştırma soğutma sisteminin II. Kanun verimini göstermektedir.



(a)



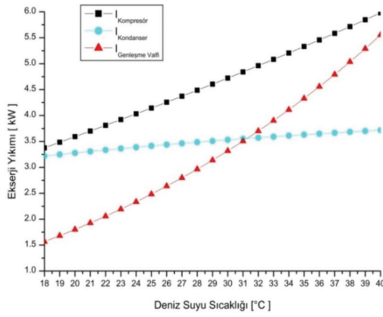
(b)

Şekil 3. (a)Tersinir Carnot ve Tersinmez Buhar Sıkıştırma Çevrimlerinin STK Değeri ile **(b)** Tersinmez Buhar Sıkıştırma Buhar Çevriminin II. Kanun Veriminin Deniz Suyu Sıcaklığına Göre Değişimleri.

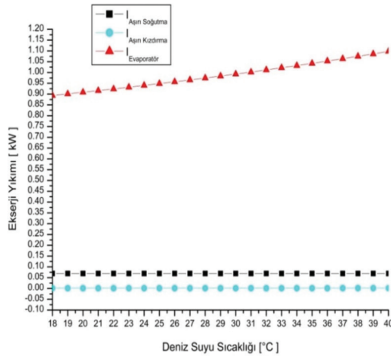
Şekil 3(a) ve 3(b)'de görüldüğü üzere deniz suyu sıcaklığının artmasıyla birlikte Carnot çevrimi ve buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinin STK değerleri ile II. Kanun verimi azalmaktadır. Deniz suyu sıcaklığı arttıkça tersinir Carnot çevrimi STK değerleri ile tersinmez soğutma çevrimi STK değeri arasındaki fark büyümektedir.

Kondenserde dolaşan deniz suyu sıcaklığı arttığında yoğuşmayı sağlamak için kompresör çıkış basıncının da artması gerekmektedir. Bu durumda, kompresör çıkış basıncının artışına bağlı

olarak kompresörün çekmiş olduğu güç de artmaktadır. Dolayısıyla, soğutma sisteminin STK ve II. Kanun verimi de azalmaktadır. II. Kanun verimi ve STK değerlerindeki azalmanın nedeni ekserji yıkımıdır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde sistem bileşenlerinin meydana getirdiği ekserji yıkımlarının detaylandırılması gerekir. Şekil 4a ve 4b'de Ekserji yıkımına neden olan soğutma sistemi elemanları ve parametrelerinin deniz suyu sıcaklığına bağlı değişimleri görülmektedir.



(a)



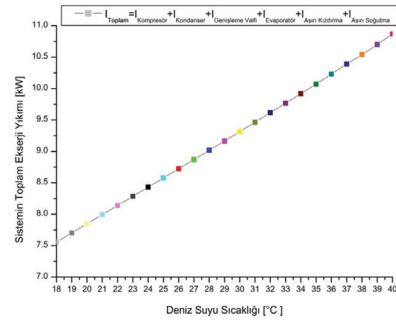
(b)

Şekil 4. Ekserji Yıkımına Neden Olan (a) Kompresör, Kondenser, Genleşme Valfi ile (b) Buharlaştırıcı, Aşırı Soğutma ve Aşırı Kızdırmanın Deniz Suyu Sıcaklık Değişimlerine Bağlı Ekserji Yıkımları

Şekil 4 incelendiğinde, en yüksek ekserji yıkımının kompresör ve genleşme valfinde gerçekleştiği görülmektedir.

Deniz suyu sıcaklığı düştükçe soğutucu akışkanı yoğunlaştırmak için gerekli basınç azalmaktadır. Bu durumda hem kompresörün çektiği güç azalmakta hem de genleşme valfindeki ekserji yıkımı basınç kaybındaki azalma nedeniyle düşmektedir. Aşırı soğutma ve aşırı kızdırmadaki ekserji yıkımları ise çok küçüktür.

Şekil 5'de ise deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak soğutma sistemi bileşenlerinin toplam ekserji yıkımı görülmektedir.



Şekil 5. Soğutma Sistemi Elemanlarının Toplam Ekserji Yıkımı

Şekil 5'te görüldüğü gibi deniz suyu sıcaklığının artmasıyla soğutma sisteminin toplam ekserji yıkımı lineer olarak artmaktadır.

3. Sonuç ve Değerlendirme

Gemi tipi soğutma sistemlerinde kondenserde soğutucu akışkanın yoğunlaştırılması için deniz suyu kullanılmaktadır. Gemiler herhangi bir zamanda farklı deniz suyu sıcaklıklarındaki bölgelere seferler düzenledikleri için soğutma sistemine giren deniz suyu sıcaklıkları da farklılık göstermektedir. Mevcut gemilerde kullanılan soğutma sistemlerinin kompresörleri çoğunlukla sabit devir ve sabit çıkış basıncında çalışmaktadır. Çalışma incelendiğinde yüksek deniz suyu sıcaklıklarında STK değerleri oldukça düşmekte ve soğutma sistemindeki toplam ekserji yıkımı da artmaktadır. Örneğin, 40 °C deniz suyu sıcaklığında STK 2.79, II. Kanun verimi %65, toplam ekserji yıkımı 10.87 kW iken,

sıcaklık 18 °C ye düştüğünde ise STK 5.35, II. Kanun verimi % 89 ve toplam ekserji yıkımı 7.55 kW olmaktadır. Soğutma sisteminde en büyük ekserji yıkımının kompresör ve genişleme vanasında olduğu görülmüştür. Deniz suyu sıcaklığı düştükçe kompresör çıkış basıncı ve genişleme vanası giriş-çıkış basınç farkı düştüğü için ekserji yıkımının azaldığı, STK ve II. Kanun veriminin arttığı görülmüştür. Değişken deniz suyu sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör devrinin değişken hale getirilmesiyle düşük deniz suyu sıcaklıklarında düşük kompresör çıkış basıncı, yüksek deniz suyu sıcaklıklarında ise yüksek kompresör çıkış basıncı sağlanabilecektir. Bu sayede, kompresördeki ve dolaylı olarak sistemdeki toplam ekserji yıkımları azaltılmış olacaktır.

Terimler

η_k = Kompresör izantropik verimi

$\dot{Q}_{Kond.}$ = Kondenserden atılan ısı

$\dot{Q}_{Evap.}$ = Evaporatörde ortamdan çekilen ısı

STK = Soğutma tesir katsayısı

\dot{E}_W = İşin ekserjisi

\dot{E}_Q = Isının ekserjisi

$\dot{S}_{Üretim}$ = Entropi üretimi

h = Entalpi

s = Entropi

Kaynakça

- [1] Yumrutas R, Kunduz M and Kanoglu M. (2002). Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems. Exergy: An International Journal; 2:2 66-72.
- [2] Wall, G. and Gong, M., (2001). "On exergy and Sustainable development-Part 1:Conditions and Concepts", Exergy, An International Journal, 1(3): 128-145.
- [3] Guid Bosnjakovic, F., Knoche, K. F. and Stehmeier, D., (1986). "Exergetic Analysis of Ammonia-Water Absorption Heat Pumps", Computer-Aided Engineering of Energy Systems, 3:93-104.
- [4] Başhan, V. (2015). Gemilerde Kullanılan Soğutma Sistemlerinin Değişken Çevre Şartlarına Göre Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [5] Sivakumar, M. and Somasundaram, P., (2014). Exergy and energy analysis of three stage auto refrigerating cascade system using zeotropic mixture for sustainable development. Energy. Convers. Manage 84, 589-596.
- [6] Yang, Min-Hsiung and Rong-Hua Yeh. (2015). "Performance and Exergy Destruction Analyses of Optimal Subcooling for Vapor-Compression Refrigeration Systems." International Journal of Heat and Mass Transfer 87: 1-10.
- [7] Jain, Vaibhav, S.S. Kachhwaha, and Gulshan Sachdeva. (2013) "Thermodynamic Performance Analysis of a Vapor Compression-absorption Cascaded Refrigeration System." Energy Conversion and Management 75: 685-700.
- [8] T. Morosuk, and G. Tsatsaronis, (2009). Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids, Energy 34 2248-2258.
- [9] J.U. Ahamed, R. Saidur and H.H. Masjuki, (2011). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system, Renewable Sustainable Energy Rev. 15 1593-1600.
- [10] C. Aprea and A. Greco, (2003). Performance evaluation of R22 and R407C in a vapour compression plant with reciprocating compressor, Appl. Therm. Eng. 23 215-227.
- [11] M. Hsiao, C. Cheng, M. Huang and S. Chen, (2009). Performance

enhancement of a subcooled cold storage air conditioning system, *Energy Convers. Manage.* 50 2992-2998.

- [12] Ozgener, L., Hepbasli, A. and Dincer, I. (2005). Energy and exergy analysis of geothermal district heating systems: an application. *Building and Environment*, 40(10), 1309-1322.
- [13] Bejan, A. (2002). Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research*, 26(7), 545-565.
- [14] Cengel, A.Y. and Wood, B., Dincer, I., (2002). Is bigger thermodynamically better?. *Exergy, an International Journal*, 2(2), 62-68.