

Ejektörlü Soğutma Çevrimine Sahip Ev Tipi Bir Buzdolabının Tasarımı ve Üretimi

Hamza TAŞ

Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü
İzmir
rikarinzika@hotmail.com

Necati BİLGİN

Indesit Company Beyaz Eşya Sanayi
İstanbul
necati_bilgin@whirlpool.com

Utku ŞENTÜRK

Yrd. Doç. Dr.
Ege Üniversitesi, Müh. Fakültesi Makina
Müh. Bölümü Enerji Ana Bilim Dalı
İzmir
utku.senturk@ege.edu.tr

Aydoğan ÖZDAMAR

Prof. Dr.
Ege Üniv., Müh. Fakültesi Makina Müh. Böl.
İzmir
aydogan.ozdamar@ege.edu.tr

Ali GÜNGÖR

Prof. Dr.
Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü
İzmir
ali.gungor@ege.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, ejektörlü soğutma çevrimine sahip ev tipi bir buzdolabının tasarımı ve üretimi üzerine teorik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada iki fazlı ejektörün termodinamik incelemesi gerçekleştirilmiş, ikinci aşamada ise elde edilen sonuçlar ile birincil lülesi yakınsak tipte ve birincil lülesi yakınsak-ıraksak tipte olan iki ejektör geometrisi oluşturulmuştur. Birincil lülesi farklı tipte olan bu iki ejektör geometrisi için yapılan ilk testlerde, birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektörden emişin olduğu, birincil lülesi yakınsak-ıraksak tipte olan ejektörde ise emişin olmadığı görülmüştür. Bunun üzerine bundan sonraki çalışmalar birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektör üzerinde yoğunlaşmış ve bu amaçla birincil lülesi yakınsak tipte olan 6 farklı ejektör geometrisi üretilmiştir.

Birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektörler için yapılan testler sonucunda, çok az miktarda da olsa hemen hemen tüm ejektörlerde emiş olduğu, kabin içerisinde soğuma etkisine ulaşıldığı ancak, bu etkinin yeterli düzeyde olmadığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Ejektör, Buzdolabı, Soğuma Etkisi, Soğutma Çevrimi.

ABSTRACT

In this work, theoretical and experimental studies were carried out regarding the design and manufacturing of a domestic refrigerator with an ejector refrigeration cycle. In the first stage, thermodynamic evaluation of a two-phase ejector was performed. In the second stage, two ejector geometries were formed based on the results: one with a convergent and another with a convergent-divergent type primary nozzle. Initial tests showed that the former was able to create suction while the latter was not. Therefore, subsequent studies focused on the ejector with a convergent primary nozzle. For this purpose, six different ejectors with convergent primary nozzles were manufactured.

Tests for ejectors with convergent primary nozzles showed that almost all ejectors created suction at least by a small amount. However, desired level of cooling effect inside the chamber was not achieved.

Keywords: Ejector, Refrigerator, Cooling Effect, Cooling Cycle.

Geliş Tarihi : 23.07.2016

Kabul Tarihi : 29.07.2016

Taş, H., Bilgin, N., Şentürk, U., Özdamar, A., Güngör, A., "Ejektörlü Soğutma Çevrimine Sahip Ev Tipi Bir Buzdolabının Tasarımı ve Üretimi", Tesitat Mühendisliği, sayı 154, s. 5-20, 2016.

1. GİRİŞ

İnsanoğlu yaşantısını devam ettirebilmek için makinelere, makineler ise çok çeşitli enerji kaynaklarına ihtiyaç duymaktadırlar. Gün geçtikçe azalan enerji kaynakları sebebiyle, araştırmalar, bu enerji kaynaklarının verimli kullanılması ve alternatif enerji kaynaklarının araştırılmasına yönelmiştir.

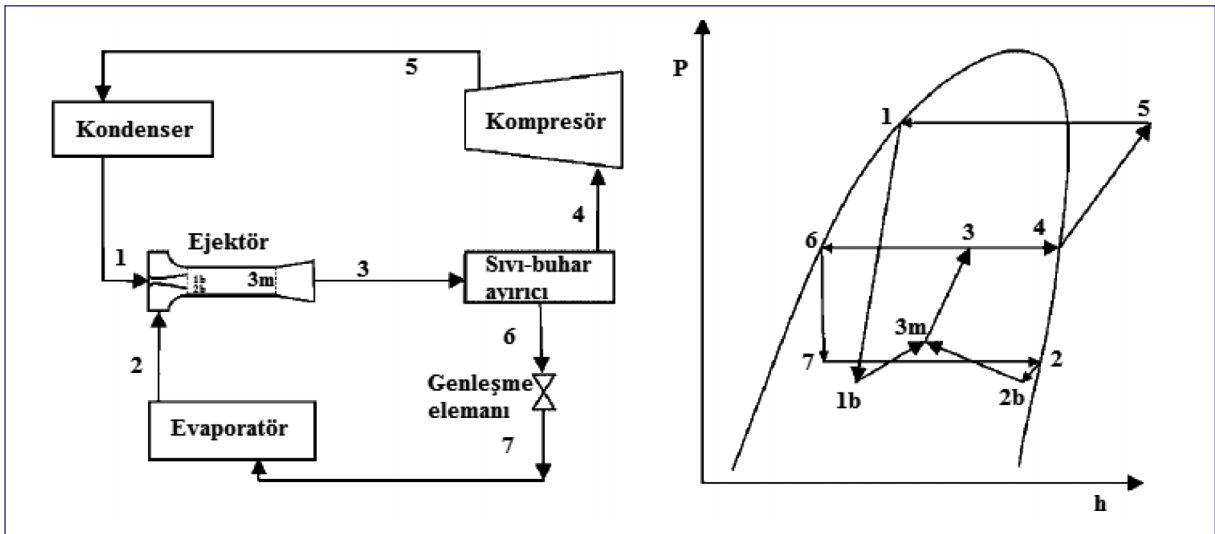
Beyaz eşyalarda, beyan edilmesi zorunlu kılınan enerji tüketim değerleri, ev tipi buzdolabı geliştiren firmalar için rekabet koşullarının oluşmasını sağlamıştır. Bu yüzden araştırmacılar, buzdolaplarında enerji tüketimini azaltacak ve ürünlerde maliyet artışı aşgari düzeyde tutacak yeni çözümler aramaktadırlar. Bu araştırmalardan biri de sistemdeki tersinmezlikleri artıran genişleme elemanındaki kısılma kayıplarının azaltılmasıdır. Böylelikle genişleme elemanında kısılma işlemi sırasında kaybolan enerji geri kazanılacak ve kompresör tarafından yapılan iş azaltılacaktır. Bu ise, sistemin performans katsayısını (COP) artıracaktır.

Ejektör, hareketli birincil akışkanın basınç enerjisini, düşük bir basınç alanı oluşturarak kinetik enerjiye çeviren, böylece ikincil akışkanı çeken ve emilen ikincil akışkan ile birincil akışkanı karıştırıp, bu karışmış akışkanların hız enerjisini tekrar basınç enerjisine dönüştüren, soğutma çevrimlerinde kullanılmak

üzere dizayn edilmiş, basit ve işlevsel bir alettir [1].

Geleneksel soğutma çevrimlerinde kondenser basıncındaki soğutucu akışkanı evaporatör basıncına düşürmek için çeşitli genişleme elemanları kullanılmaktadır. Genişleme elemanlarındaki bu basınç düşümü izentalpik (sabit entalpide) olarak gerçekleşmektedir. İzentalpik kısılma, kısma işlemi sırasındaki enerji kaybından dolayı evaporatörün soğutma kapasitesinin düşmesine neden olur. Kısma işleminin mümkün olduğunca izantropik (sabit entropide) olarak gerçekleşmesi, kısma işlemi sırasındaki enerji kaybının en aza indirgenmesi, böylece evaporatörün soğutma kapasitesinin artması anlamına gelmektedir. Kısma işleminin izantropik olarak gerçekleşmesi amacıyla genişleme elemanı yerine ejektör kullanılmaktadır. Ayrıca, genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinde, kompresör giriş basıncı artmakta, böylelikle kompresör tarafından tüketilen enerji miktarı azalmaktadır [2, 3, 4, 5].

Şekil 1’de, genişleme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin şematik gösterimi ve P-h diyagramı verilmiştir. Şekil 1’deki P-h diyagramı sabit alan ejektör modeli için çizilmiştir. Sabit basınç ejektör modelinde 1b, 2b ve 3m konumlarındaki basınçlar eşittir. Kondenserden çıkan (1 durumu) doymuş sıvı fazındaki soğutucu akışkan birincil



Şekil 1. Ejektörün Genişleme Elemanının Yerine Kullanıldığı Soğutma Çevriminin (Sabit Alan Modeli) Şematik Görünümü ve P-h Diyagramı

luleden geçer ve birincil lüle çıkışında evaporatör basıncından daha düşük bir basınç alanı oluşturur (1b durumu). Bu düşük basınç alanı sayesinde, evaporatördeki düşük basınçlı (2 durumu), doymuş buhar fazındaki ikincil akışkan ejektör içerisine çekilir (2b durumu). Birincil ve ikincil akışkan karışım odasında karışarak 3m durumunda karışım odasını terk eder. Karışmış haldeki soğutucu akışkan yayıcıdan geçerek ejektörü terk eder (3 durumu). Ejektörü terk eden sıvı-buhar karışımı fazındaki soğutucu akışkan sıvı-buhar ayırıcısına girer. Buradan soğutucu akışkanın bir kısmı doymuş buhar halinde kompresöre (4 durumu), bir kısmı ise doymuş sıvı halinde genleşme elemanına (6 durumu) gider. Doymuş sıvı fazındaki soğutucu akışkan genleşme elemanından geçerek basıncı düşer ve böylelikle evaporatör basıncına (7 durumu) kısılır. Evaporatöre giren sıvı-buhar fazındaki soğutucu akışkan sabit basınçta hal değiştirerek doymuş buhar halinde evaporatörü terk eder (2 durumu). Diğer taraftan, doymuş buhar halinde kompresöre giren soğutucu akışkan kompresörden kızgın buhar fazında ve kondenser basıncında çıkar (5 durumu). Kondensere giren kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan sabit basınçta hal değiştirerek doymuş sıvı halinde kondenseri terk eder (1 durumu) [6].

Bilir ve Ersoy [5], genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma sistemlerinin performansını araştırmışlardır. Çalışma akışkanı olarak R134a'nın kullanıldığı çalışmada oluşturulan 1-boyutlu modelde, birincil lüle verimi 0,9 ve yayıcı verimi 0,8 alınırken, izantropik kompresör verimi 0,75 olarak alınmıştır. Sabit evaporatör sıcaklığı için ($T_{\text{evap}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$) COP artma oranının ve karışım oranının kondenser basıncı ile değişimi incelenmiştir. Kondenser sıcaklığı arttıkça birincil akışkan debisi artmakta, dolayısıyla karışım oranı azalmaktadır.

Disawas ve Wongwises [3, 7] genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansını belirlemek amacıyla gerçekleştirdikleri deneylerde çalışma akışkanı olarak R134a kullanmışlardır. Genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimiyle geleneksel soğutma çevriminin aynı çalışma koşulları için performans değerleri karşılaştırıldığında, genleşme elemanı ye-

rine ejektörün kullanıldığı soğutma çevriminin COP değerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Sabit ısıtma suyu sıcaklıklarında, artan soğutma suyu sıcaklıklarıyla birlikte kompresör basınç oranı ve kompresör çıkış basıncı artarken COP değeri azalmaktadır. Isıtma suyu sıcaklığıyla evaporatör basıncının değişimi incelendiğinde ise sabit soğutma suyu sıcaklıklarında, artan ısıtma suyu sıcaklıklarıyla evaporatör basıncının arttığı görülmüştür.

Elgandy [6], geleneksel soğutma çevrimlerinde kullanılan genleşme elemanı yerine, iki fazlı ejektörün kullanılması durumunda performansın nasıl etkileneceğini incelemek amacıyla yaptığı teorik çalışmalarda çalışma akışkanı olarak R134a kullanmıştır. Buharlaşma sıcaklığının COP değerine etkisi araştırıldığında, buharlaşma sıcaklığının arttıkça hem geleneksel soğutma çevrimlerinin hem de iki fazlı ejektörlü soğutma çevrimlerinin COP değerlerinin arttığı görülmüştür. Tüm buharlaşma sıcaklıkları için iki fazlı ejektörlü soğutma çevrimlerinin COP değeri, geleneksel soğutma çevrimlerinin COP değerinden yüksektir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça COP artma oranı azalma göstermektedir.

Chaiwongsa ve Wongwises [8], genleşme elemanı yerine ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinde, ortalama evaporatör basıncına, kompresör basınç oranına, kompresör çıkış sıcaklığına ve COP değerine birincil lüle boğaz çapının etkisini araştırmak amacıyla deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda, birincil lüle boğaz çapı 1 mm için ortalama evaporatör basıncının en yüksek değerde olduğu, birincil lüle boğaz çapı 1 mm için kompresör basınç oranının en düşük değerde olduğu, birincil lüle boğaz çapı 1 mm için kompresör çıkış sıcaklığının en yüksek değerde olduğu ve birincil lüle boğaz çapı 0,8 mm için COP değerinin en yüksek değerde olduğu görülmüştür.

Nehdi vd. [9], genleşme elemanı yerine iki fazlı ejektörün kullanıldığı soğutma çevrimlerinin performansına, ejektör alan oranının etkisini araştırmışlardır. Sonuçta, ejektör alan oranının arttıkça kompresör basınç oranının belli bir değere kadar azaldığı, bu değerden sonra tekrardan artış gösterdiği görülmüştür.

Ayrıca, ejektör alan oranı arttıkça performans oranı belli bir değere kadar artmakta, bu değerden sonra azalmaktadır..

Bu çalışmada, ejektörün genişleme elemanının yerine kullanıldığı soğutma çevrimleri incelenmiştir. İlk olarak çift fazlı ejektör için teorik bir model oluşturulmuş ve ejektörün termodinamik incelemesi gerçekleştirilmiştir. Termodinamik incelemeler sonucunda elde edilen verilerden yararlanılarak, ejektör geometrisi oluşturulmuştur. Sistem performansını etkileyen geometrik parametreler çeşitli ejektör geometrileri üretilerek test edilmiş ve elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır.

2. EJEKTÖR GEOMETRİSİNİN BELİRLENMESİ

2.1. İki Fazlı Ejektörün Termodinamik İncelemesinin Yapılması

İki fazlı ejektör, ejektörün her bir parçasında kütle, momentum ve enerjinin korunumu esas alınarak modellenmiştir. Termodinamik incelemeyi basitleştirmek amacıyla, aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır.

- Kondenser, evaporatör, sıvı-buhar ayırıcı ve bağlantı borularındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kondenser haricinde sistemdeki diğer elemanların hiç biri çevre ile ısı alışverişi yapmamaktadır.
- Kondenser ve evaporatör çıkışlarında soğutucu akışkan doymuş haldedir.
- Sıvı-buhar ayırıcısından kompresöre giden buhar doymuş buhar fazında, genişleme elemanına giden sıvı doymuş sıvı fazındadır.
- Genleşme elemanındaki kısılma izentalpiktir.
- Birincil ve ikincil akışkanlar karışım odası girişinde aynı basınca sahiptirler ve sabit basınçta karışırlar.
- Birincil ve ikincil lüle (ikincil akışkan karışım odasına ilerlerken lüleye benzer bir yapıdan geçerek) izantropik verimleri ve ayrıca yayıcı izantropik verimi sabittir.
- Ejektör giriş ve çıkışında soğutucu akışkan hızları ihmal edilmiştir.

2.1.1. Birincil Lüle

Birincil lülenin izantropik verim (η_n) formülünden faydalanılarak, birincil lüle çıkışındaki entalpi (h_{1b}), eşitlik (2) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\eta_n = \frac{h_{1b} - h_1}{h_{1b, is} - h_1} \quad (1)$$

$$h_{1b} = (1 - \eta_n)h_1 + \eta_n h_{1b, is} \quad (2)$$

Yukarıdaki eşitliklerde h_1 , birincil lüle girişindeki entalpi değerini, $h_{1b, is}$, izantropik durumda birincil lüle çıkışındaki entalpi değerini göstermektedir.

$$h_{1b, is} = h(P_b, s_1) \quad (3)$$

P_b , birincil lüle çıkışındaki basınç değeri iken s_1 , birincil lüle girişindeki entropi değeridir.

Birincil lüleye enerji denkleminin uygulanmasıyla birincil lüle çıkışındaki hız değeri, eşitlik (4) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$u_{1b} = 2(h_1 - h_{1b}) \quad (4)$$

Kütlenin korunumu denkleminde faydalanılarak, birim toplam kütleli debi (birincil ve ikincil akışkan kütleli debileri toplamı) için birincil lüle çıkış alanı (a_{1b}), eşitlik (5) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$a_{1b} = \frac{v_{1b}}{v_{1b}(1 + \mu)} \quad (5)$$

Yukarıdaki eşitlikte μ , karışım oranını, v_{1b} ise birincil lüle çıkışındaki özgül hacim değerini göstermektedir.

$$v_{1b} = v(P_b, h_{1b}) \quad (6)$$

2.1.2. İkincil (Emiş) Lüle

İkincil lülenin (evaporatörden çıkıp ejektöre giriş) izantropik verim (η_s) formülünden faydalanılarak, ikincil lüle çıkışındaki entalpi (h_{2b}) değeri, eşitlik (8) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\eta_s = \frac{h_{2b} - h_2}{h_{2b, is} - h_2} \quad (7)$$

$$h_{2b} = (1 - \eta_s)h_2 + \eta_s h_{2b, is} \quad (8)$$

Yukarıdaki eşitliklerde h_2 , ikincil lüle girişindeki (evaporatör çıkışındaki) entalpi değerini, $h_{2b, is}$, izantropik durumda ikincil lüle çıkışındaki entalpi değerini göstermektedir.

$$h_{2b, is} = h(P_b, s_2) \quad (9)$$

P_b , ikincil lüle çıkışındaki basınç değeri iken s_2 , ikincil lüle girişindeki entropi değeridir.

İkincil lüleye enerji denkleminin uygulanmasıyla ikincil lüle çıkışındaki hız değeri, eşitlik (10) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$u_{2b} = \sqrt{2(h_2 - h_{2b})} \quad (10)$$

Kütlenin korunumu denkleminde faydalanılarak, birim toplam kütsel debi (birincil ve ikincil akışkan kütsel debileri toplamı) için ikincil lüle çıkış alanı (a_{2b}), eşitlik (11) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$a_{2b} = \frac{v_{2b} \mu}{v_{2b}(1+\mu)} \quad (11)$$

Yukarıdaki eşitlikte μ , karışım oranını, v_{2b} ise ikincil lüle çıkışındaki özgül hacim değerini göstermektedir.

$$v_{2b} = v(P_b, h_{2b}) \quad (12)$$

2.1.3. Sabit Basınçta Karışım Odası

Momentumun korunumu denklemlerinin sabit basınçta karışım odasına uygulanmasıyla yayıcı girişindeki hız (u_{3m}), eşitlik (13) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$u_{3m} = P_b(a_{1b} + a_{2b}) + \frac{u_{1b}}{1+\mu} + \frac{u_{2b}\mu}{1+\mu} - P_{3m}(a_{1b} + a_{2b}) \quad (13)$$

Yukarıdaki eşitlikte $P_{3m} = P_b$ 'dir. Çünkü ejektör sabit basınç ejektör modeline göre tasarlanmaktadır.

Enerjinin korunumu denkleminin uygulanmasıyla yayıcı girişindeki entalpi (h_{3m}) değeri, eşitlik (14) yardımıyla bulunmektedir.

$$h_{3m} = \frac{h_1 + \mu h_2}{1+\mu} - \frac{u_{3m}^2}{2} \quad (14)$$

2.1.4. Yayıcı

Yayıcı çıkışındaki entalpi (h_3) değeri, eşitlik (15) kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$h_3 = \frac{h_1 + \mu h_2}{1+\mu} \quad (15)$$

Yayıcı çıkışındaki izantropik durumda entalpi ($h_{3, is}$) değeri, eşitlik (16) yardımıyla bulunmektedir.

$$h_{3, is} = \eta_d(h_3 - h_{3m}) + h_{3m} \quad (16)$$

Yayıcı çıkışındaki basınç değeri (P_3), izantropik durumdaki entalpi ($h_{3, is}$) değeri ve yayıcı girişindeki entropi (s_{3m}) değerinin birer fonksiyonudur.

$$P_3 = P(h_{3, is}, s_{3m}) \quad (17)$$

Yukarıda (s_{3m}) entropi değeri, yayıcı girişindeki (P_{3m}) basıncının ve (h_{3m}) entalpisinin birer fonksiyonudur.

$$s_{3m} = s(P_3, h_{3m}) \quad (18)$$

Yayıcı çıkışındaki kuruluk derecesi, P_3 basıncının ve h_3 entalpisinin birer fonksiyonudur.

$$x_3 = x(P_3, h_3) \quad (19)$$

Ayrıca yayıcı çıkışındaki kuruluk derecesi eşitlik (20) yardımıyla da bulunmektedir.

$$x_3 = \frac{1}{1+\mu} \quad (20)$$

2.1.5. Sistemin Performans Katsayısının (COP_{ej}) Bulunması

Kompresör girişinde soğutucu akışkan doymuş buhar fazında olup, basıncı yayıcı çıkışındaki basınca (P_3) eşittir.

$$h_4 = h(P_3, x=1) \quad (21)$$

Yukarıdaki (h_4), kompresör girişindeki entalpi değerini göstermektedir.

Genleşme elemanı girişinde, soğutucu akışkan doymuş sıvı fazında olup, basıncı yayıcı çıkışındaki basınca (P_3) eşittir.

$$h_6 = h_7 = h(P_3, x=0) \quad (22)$$

Yukarıda (h_6), soğutucu akışkanın genleşme elemanı girişindeki entalpi değerini, (h_7) ise soğutucu akışkanın genleşme elemanı çıkışındaki (evaporatör girişi) entalpi değerini göstermektedir. Genleşme elemanındaki kısma işlemi izentalpik olarak gerçekleştirdiğinden bu iki değer birbirine eşittir.

Birim toplam soğutucu akışkan kütleli debisi için evaporatörün soğutma kapasitesi (Q_e), eşitlik (23) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$Q_e = \frac{\mu(h_2 - h_7)}{1 + \mu} \quad (23)$$

İzantropik durumda kompresör çıkışındaki entalpi ($h_{5, is}$) değeri, kondenser basıncının (P_1) ve kompresör girişindeki entropi (s_4) değerinin birer fonksiyonudur.

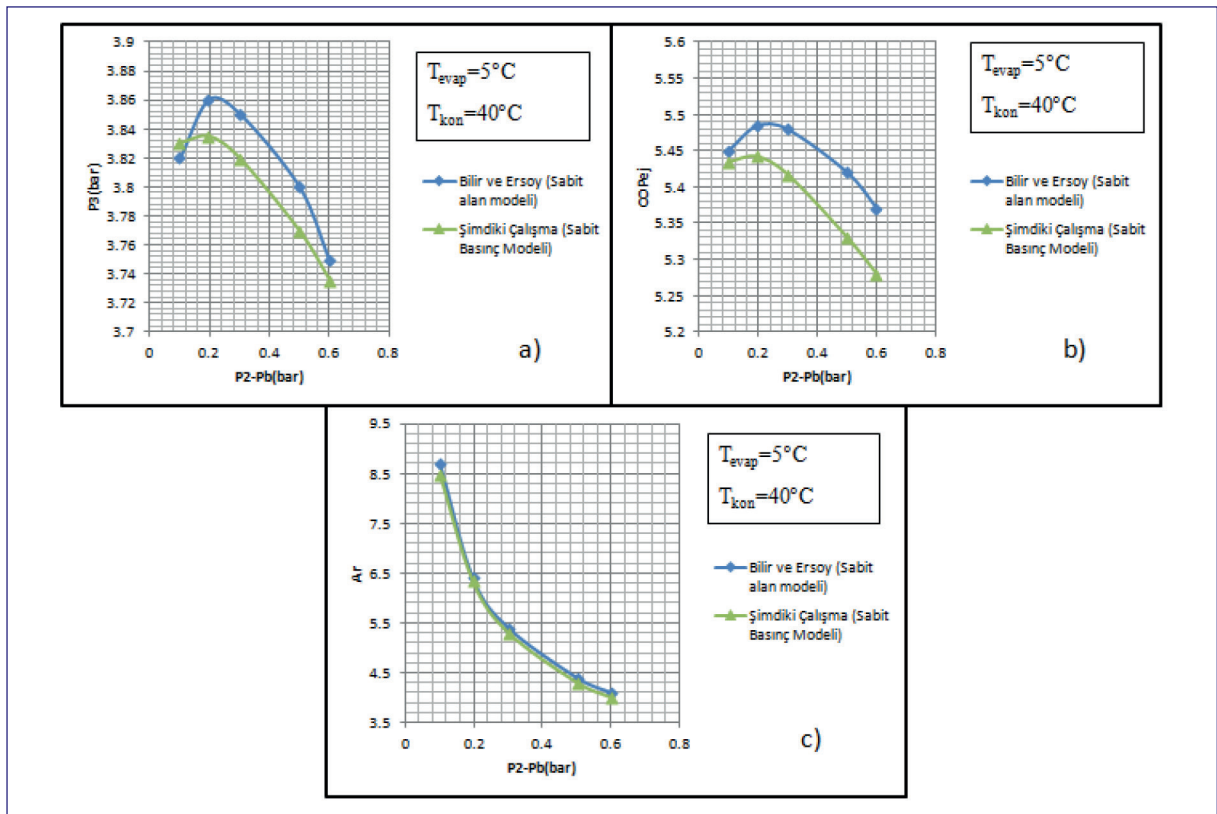
$$h_{5, is} = h(P_1, s_4 = s_5) \quad (24)$$

Kompresör girişindeki (s_4) = (s_5) entropi değeri ise, (P_3) basıncının ve kuruluk derecesinin birer fonksiyonudur. Kompresöre girişte soğutucu akışkan doymuş buhar fazındadır.

$$s_4 = h(P_3, x = 1) \quad (25)$$

Kompresörün izantropik verim (η_{komp}) tanımından faydalanılarak, kompresör çıkışındaki entalpi (h_5) değeri, eşitlik (27) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\eta_{komp} = \frac{h_{5, is} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (26)$$



Şekil 2. a) Ejektör Çıkış Basıncının, b) COP_e Değerinin, c) Ejektör Alan Oranının İkincil Lüledeki Basıncı Düşümü ile Değişimi

$$h_5 = \frac{h_{5, is} - h_4}{\eta_{komp}} + h_4 \quad (27)$$

Birim toplam soğutucu akışkan kütleli debisi için kompresör tarafından yapılan iş (W_{komp}), eşitlik (28) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$W_{komp} = \frac{h_5 - h_4}{I + \mu} \quad (28)$$

Sistemin performans katsayısı (COP_{ej}), evaporatörün soğutma kapasitesinin kompresör tarafından yapılan işe oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$COP_{ej} = \frac{Q_e}{W_{komp}} \quad (29)$$

2.1.6. Hesaplama Prosedürü

Ejektör performansının ve belirli geometrik büyüklüklerin belirlenmesi amacıyla yapılan termodinamik analizler için MATLAB kodu oluşturulmuştur. Soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri REFPROP-V8.0'dan çekilmiştir. Bilinen evaporatör ve kondenser basınçları ve birincil lüle, ikincil lüle ve yayıcı izantropik verimleri için hesaplama prosedürü aşağıda anlatılmıştır.

- Kondenser ve evaporatör çıkışlarında soğutucu akışkan doymuş halde olduğundan, kondenser ve evaporatör çıkışındaki diğer tüm termodinamik özellikler belirlenir.
- Sabit basınçlı karışım odası girişindeki basınç (P_b) için bir değer seçilir. Daha sonra bu değer değiştirilerek farklı P_2 - P_b değerleri için optimum COP_{ej} değeri belirlenmektedir.
- Karışım oranı (μ) için tahmini bir değer seçilir. Birincil ve ikincil lüle çıkışlarındaki entalpi, hız ve alan değerleri hesaplanır.
- Sırasıyla yayıcı girişindeki ve çıkışındaki entalpi ve basınç değerleri hesaplanır.
- (20) numaralı eşitlikle elde edilen kuruluk derecesinin, P_3 ve h_3 değerleriyle elde edilen kuruluk derecesine ($x_3 = x(P_3, h_3)$) eşit olmadığı durumda, yeni bir karışım oranı değeri tahmin edilerek hesaplamalar yeniden yapılır. Bu eşitlik sağlan-

na kadar işlemler iteratif olarak devam eder.

- Ejektör soğutma kapasitesi (Q_e), kompresör tarafından yapılan iş (W_{komp}), sistemin performans katsayısı (COP_{ej}) ve ejektör alan oranı;

$$\left(A_r = \frac{a_{1b} + a_{2b}}{a_{1b}} \right) \text{ hesaplanır.}$$

2.2. Oluşturulan Termodinamik Modelin Doğrulanması

Bilir and Ersoy [5] tarafından oluşturulan matematiksel modelde, farklı P_2 - P_b (ikincil lüledeki basınç düşümü) değerleri için optimum COP_{ej} değeri ve yayıcı çıkış basıncı (P_3) belirlenmiştir. Sabit alan ejektör modeline göre yapılan termodinamik incelemede soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Sırasıyla evaporatör ve kondenser sıcaklıkları 5 °C ve 40 °C olarak alınmıştır. Birincil ve ikincil lüle izantropik verimleri 0,9, yayıcı izantropik verimi 0,8 ve kompresör izantropik verimi 0,75 olarak alınmıştır.

Sabit basınç ejektör modeline göre bu çalışmada oluşturulan termodinamik modellemeyle elde edilen sonuçlar ve Bilir and Ersoy [5] tarafından yapılan termodinamik modellemeyle elde edilen sonuçlar Şekil 2'de verilmiştir ve bu sonuçlar karşılaştırıldığında çok iyi bir uyum yakalandığı vurgulanmalıdır. Yayıcı çıkış basıncı (P_3) için maksimum yüzde bağıl hata %0,8, $COPE_j$ değeri için maksimum yüzde bağıl hata %1,7 ve ejektör alan oranı (A_r) için maksimum yüzde bağıl hata %2,6'dır.

2.3. Oluşturulan Termodinamik Modelin Mevcut Buzdolabının Çalışma Şartları İçin Uygulanması

Mevcut buzdolabında soğutucu akışkan olarak R600a kullanılmaktadır ve soğutucu akışkan miktarı 26 g'dır. Soğutucu akışkanın sırasıyla kondenser ve evaporatör çıkışındaki sıcaklıkları 33,1 °C ve -10,5 °C'tir. Birincil ve ikincil lüle izantropik verimleri 0,9, yayıcı izantropik verimi 0,8 ve kompresör izantropik verimi 0,75 alınarak mevcut buzdolabının çalışma koşulları için termodinamik inceleme yapılmıştır [5].

Çalışmada, farklı P_2 - P_b (ikincil lüledeki basınç düşümü) değerleri için optimum COP_{ej} değeri ve P_3 yayıcı çıkış basıncı belirlenmiştir. Optimum değerdeki ejektör alan oranı (A_r) ve birincil lüle çıkış alanı (a_{1b})

ile ikincil lüle çıkış alanı (a_{2b}) için ejektör geometrileri oluşturulmuştur.

Termodinamik modelleme ile elde edilen sonuçlar incelendiğinde, ejektörün maksimum COP_{ej} değerine ve ejektör çıkış basıncına (P_3), $P_2 - P_b = 5$ kPa değerinde ulaşıldığı görülmektedir. Bu değerde ejektör alan oranı (A_r) 7,24, μ karışım oranı 0,746, birincil lüle çıkış alanı (a_{1b}) birim toplam kütleli debi için $0,00043462$ m²/s/kg, ikincil lüle çıkış alanı (a_{2b}) birim toplam kütleli debi için $0,0027$ m²/s/kg olarak bulunmuştur. Maksimum COP_{ej} değeri 4,11 iken maksimum ejektör çıkış basıncı 121 kPa'dır (Şekil 3).

3. EJEKTÖR GEOMETRİSİNİN OLUŞTURULMASI

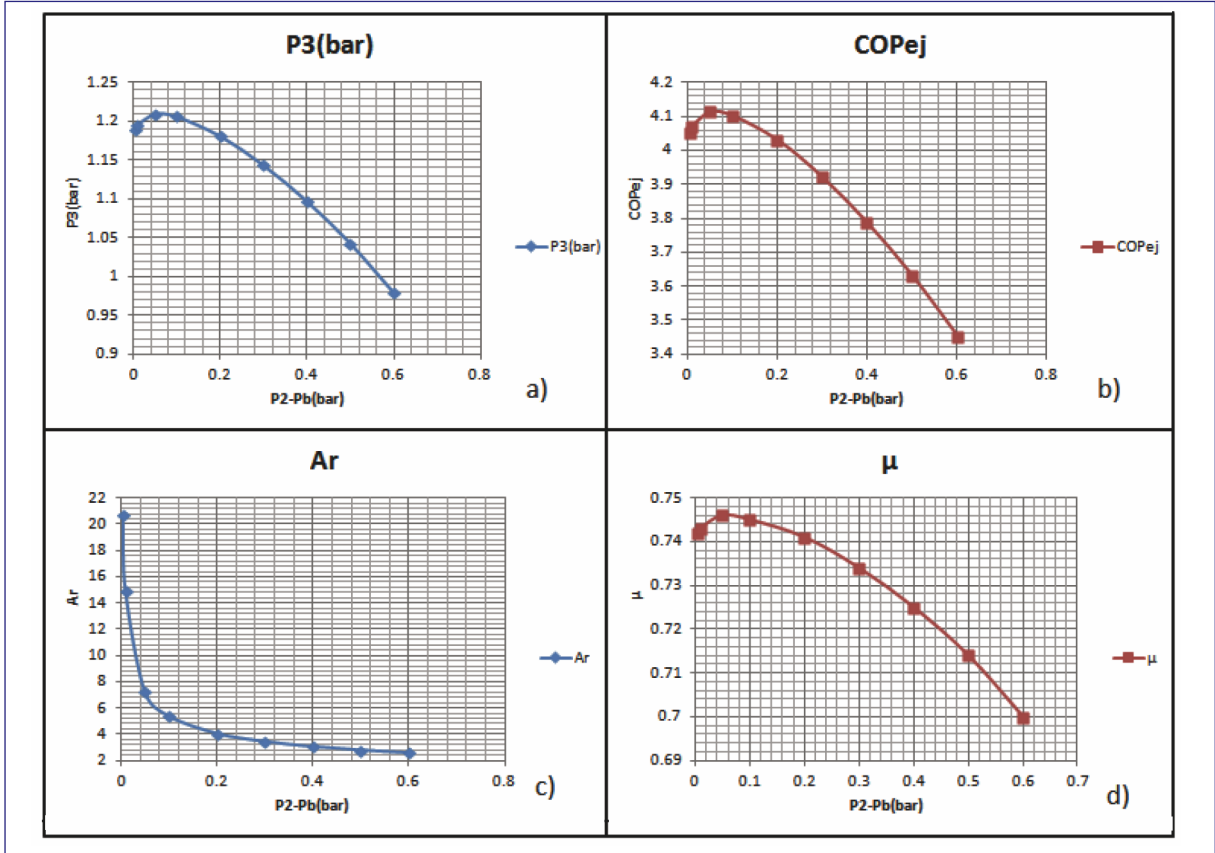
Yapılan literatür araştırmalarında, birincil lülenin yakınsak mı yoksa yakınsak-ırafsak mı olması gerektiği konusunda kesin bir yargıya ulaşılamamıştır. Dolayısıyla, termodinamik incelemeler sonucu elde

edilen, birincil lülide görülen basınç düşümünün hangi tip lüle ile elde edilebileceği kesinlik kazanmamıştır. Bundan dolayı, birincil lülenin yakınsak ve yakınsak-ırafsak tipte olduğu iki farklı tipte ejektör tasarlanmıştır.

3.1. Birincil Lülesi Yakınsak-İrafsak Tipte Olan Ejektör Geometrisinin Oluşturulması

Birim toplam kütleli debi değeri için elde edilen birincil lüle çıkış alanının (a_{1b}), çevrimde dolaşan toplam soğutucu akışkan kütleli debisiyle çarpılmasıyla birincil lüle çıkış çapı bulunur. Benzer şekilde birim toplam kütleli debi değeri için elde edilen ikincil lüle çıkış alanının (a_{2b}), çevrimde dolaşan toplam soğutucu akışkan kütleli debisiyle çarpılmasıyla ikincil lüle çıkış çapı (sabit basınç karışım odası giriş çapı) bulunur.

Birincil lülenin yapısı gereği, boğaz çapının çıkış çapından daha küçük olması gerekmektedir. Fakat,



Şekil 3. Mevcut Buzdolabı Çalışma Koşulları İçin a) Ejektör Çıkış Basıncının, b) COP_{ej} Değerinin, c) Ejektör Alan Oranının, d) Karışım Oranının İkincil Lüledeki Basınç Düşümü ile Değişimi

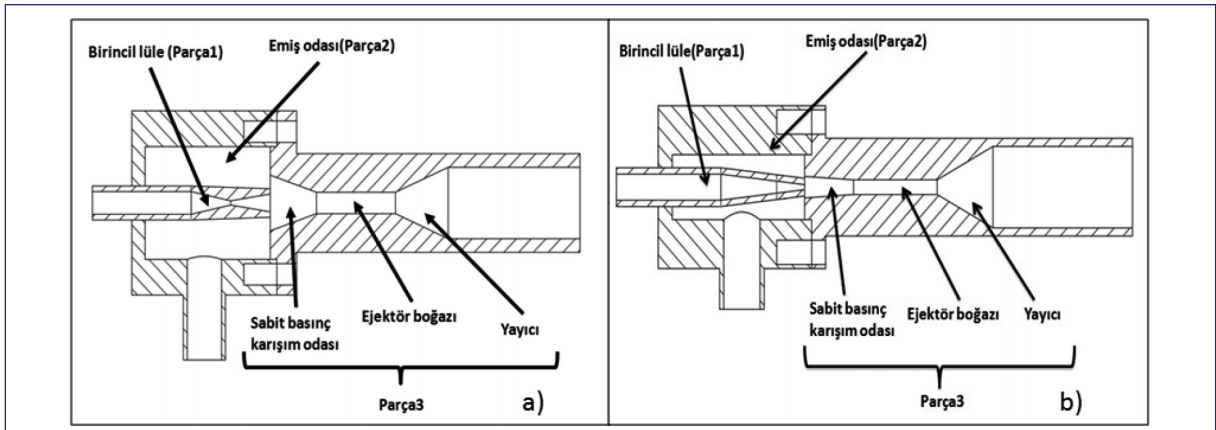
mevcut koşullarda birincil lüle çıkış çapından daha düşük çapta delik açılması mümkün olmadığından, birincil lülesi yakınsak-ıraksak tipte olan ejektör geometrisi, ejektör alan oranından (A_r) faydalanılarak tasarlanmıştır.

Şekil 4.a'da görüleceği üzere birincil lülesi yakınsak-ıraksak tipte olan ejektör, 3 parça halinde tasarlanmıştır.

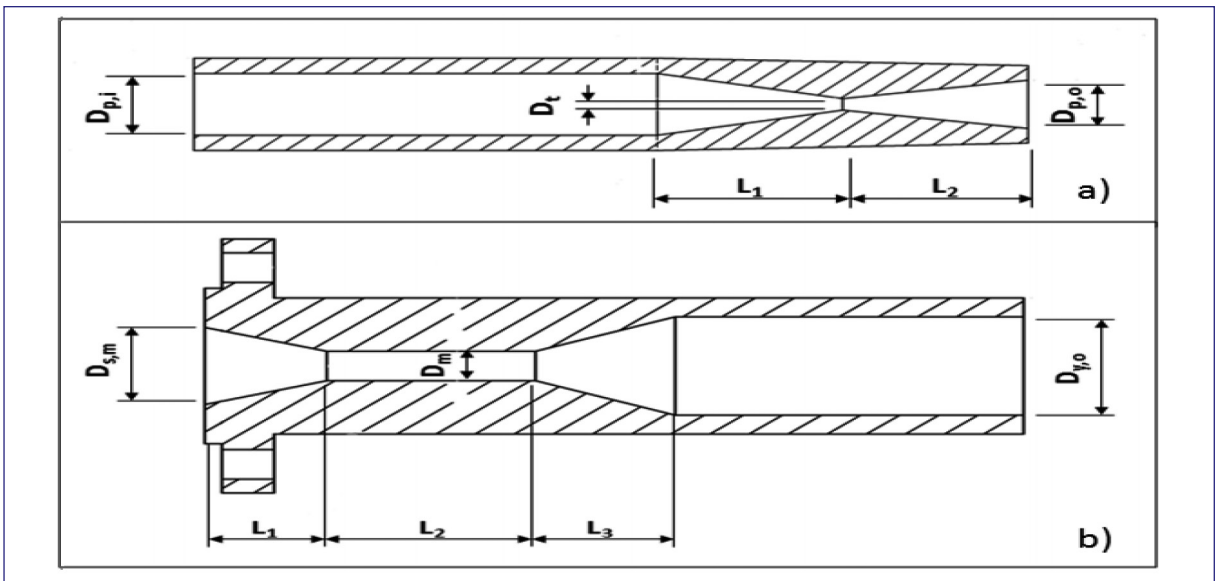
Birincil lüle giriş iç çapının ($D_{p,i}$), ikincil lüle giriş iç çapına ($D_{s,i}$) oranı 0,61, mevcut şartlarda, sağlıklı bir şekilde üretilebilecek en küçük çap dikkate alınarak birincil lüle çıkış iç çapının ($D_{p,o}$) birincil lüle boğaz çapına oranı (D_t) 4,2 olarak alınmıştır [8]. Birincil

lülenin yakınsak (L_1) ve ıraksak kısımlarının (L_2) uzunlukları oranı 1'dir. Şekil 5.a'da, birincil lüle geometrisi verilmiştir.

Termodinamik modelleme sonucunda, optimum COP_{ej} değerinde ve ejektör çıkış basıncında, ejektör alan oranının 7,24 olarak bulunduğu yukarıda belirtilmiştir. Bu değerden faydalanılarak sabit basınç karışım odası giriş çapı ($D_{s,m}$) belirlenmiştir. Yayıcı çıkış çapının ($D_{y,o}$), ejektör boğaz çapına (D_m) oranı 3,3 olarak alınmıştır. Ayrıca, sabit basınç karışım odası uzunluğunun (L_1), ejektör boğaz uzunluğuna (L_2) oranı 0,6, sabit basınç karışım odası uzunluğunun (L_1), yayıcı uzunluğuna oranı (L_3) ise 0,9 olarak alınmıştır. Şekil 5.b'de 3 numaralı parçanın geometrisi verilmiştir.



Şekil 4. Oluşturulan Ejektör Geometripleri a) Birincil Lülesi Yakınsak-İraksak Tipte, b) Birincil Lülesi Yakınsak Tipte



Şekil 5. Birincil Lülesi Yakınsak-İraksak Tipte Ejektör Geometrisi a) Birincil Lüle (Parça1), b) Parça3

Birincil lülesi yakınsak-ıraksak tipte olan ejektör için yapılan testler sonucunda, ejektöre, evaporatörden soğutucu akışkan emişinin olmadığı, dolayısıyla kabin içerisinde herhangi bir soğutma etkisinin yakalanmadığı görülmüştür. Aynı zamanda aynı koşullar için birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektör için yapılan testlerde, ejektöre, evaporatörden soğutucu akışkan emişinin olduğu, fakat evaporatörden geçen soğutucu akışkan debisinin buzdolabı kabini içerisinde soğuma etkisi yaratmaya yetmediği gözlenmiştir. Bu iki tipteki ejektör için yapılan testler sonucunda, birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektöre, evaporatörden emişin gerçekleşmesi sebebiyle, bundan sonraki çalışmalar birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektöre yönelmiştir. Sistem performansını etkileyen ejektör parametreleri birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektör için incelenmiştir.

3.2. Birincil Lülesi Yakınsak Tipte Olan Ejektör Geometrisinin Oluşturulması

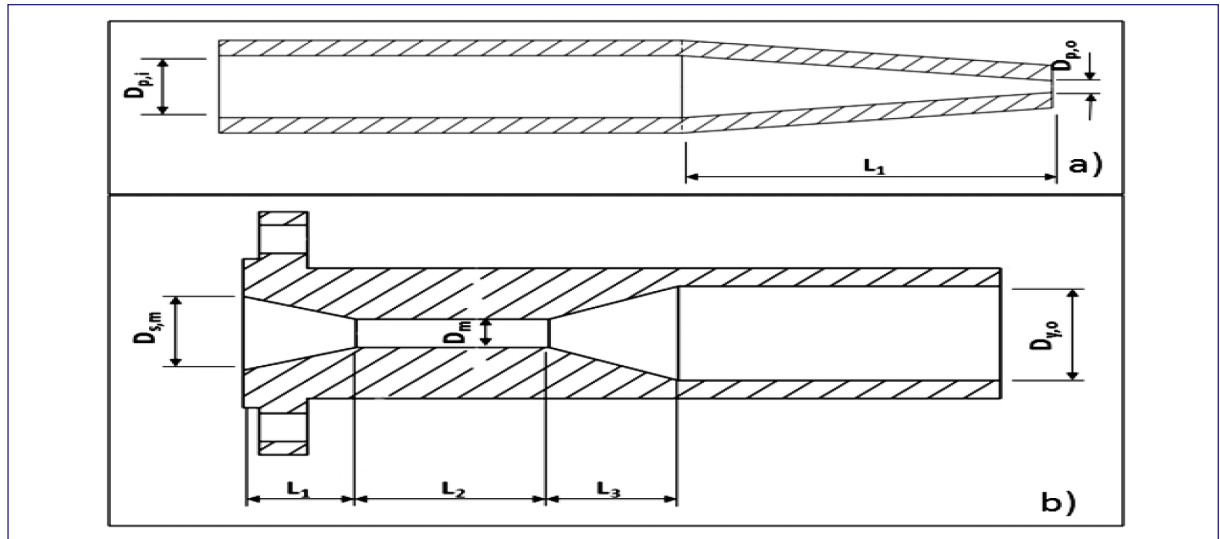
Birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektör geometrisi için termodinamik incelemelerden elde edilen birincil lüle çıkış alanı (a_{1b}) ve ikincil lüle çıkış alanı (a_{2b}) değerinden faydalanılmıştır.

Şekil 4.b’de görüleceği üzere, birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektör 3 parça halinde tasarlanmıştır.

Birincil lülesi yakınsak-ıraksak tipte olan ejektörde olduğu gibi birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektörde de, birincil lüle giriş iç çapının ($D_{p,i}$), ikincil lüle giriş iç çapına ($D_{s,i}$) oranı 0,61 olarak alınmıştır. Birincil lüle giriş iç çapının ($D_{p,i}$), birincil lüle çıkış iç çapına ($D_{p,o}$), oranı 5,3 olarak alınmıştır. Birincil lülenin uzunluğu (L_1), birincil lülesi yakınsak ıraksak tipteki ejektördeki birincil lülenin yakınsak ve ıraksak uzunluklarının toplamı (L_1+L_2) (Bkz. Şekil 5.a) kadar alınmıştır. Şekil 6.a’da, birincil lüle geometrisi verilmiştir.

Tablo 1. Birincil lülesi yakınsak tipte olan ejektörlerde kullanılan parçalar (Üretim amaçlı)

Ejektör No	Parça Kombinasyonları							
	Parça 1			+	Parça 3			
	$D_{p,i}/D_{s,i}$	$D_{p,i}/D_{p,o}$	L_1		$D_{s,i}/D_{s,m}$	$D_{y,o}/D_m$	L_1/L_2	L_1/L_3
1	0,61	5,3	L_1+L_2	+	2,0	5,5	0,6	0,9
2	0,61	5,3	L_1+L_2	+	2,0	2,9	0,6	0,9
3	0,61	8,0	L_1+L_2	+	2,0	5,5	0,6	0,9
4	0,61	4,0	L_1+L_2	+	2,0	5,5	0,6	0,9
5	0,61	5,3	L_1+L_2	+	1,7	5,5	0,6	0,9
6	0,61	5,3	L_1+L_2	+	1,5	5,5	0,6	0,9



Şekil 6. Birincil Lülesi Yakınsak Tipte Olan Ejektör Geometrisi a) Birincil Lüle (Parça1), b) Parça3

Termodinamik modelleme sonucunda, optimum COP_{ej} değerinde ve ejektör çıkış basıncında, ikincil lüle çıkış çapı (sabit basınç karışım odası giriş çapı, (D_{s,m}) belirlenmiştir. İkincil lüle giriş iç çapının (D_{s,i}) ikincil lüle çıkış iç çapına (D_{s,m}) oranı 2 olarak alınmıştır. Ejektör çıkış çapının (D_{y,o}), ejektör boğaz çapına (D_m) oranı 5,5 olarak alınmıştır. Sabit basınç karışım odasının uzunluğunun (L₁), ejektör boğaz uzunluğuna (L₂) oranı 0,6 ve sabit basınç karışım odası uzunluğunun (L₁), yayıcı uzunluğuna (L₃) oranı 0,9 olarak tanımlanmıştır. Şekil 6.b'de 3 numaralı parça geometrisi verilmiştir.

4. EJEKTÖR GEOMETRİLERİNİN ÜRETİLMESİ

Birincil lülesi yakınsak-ıraksak tipte olan 1 adet ejektör geometrisi tasarlanmış ve üretilmiştir. Tasarlanan ejektör geometrisi ve ölçüleri Bölüm 3.1'de detaylı olarak sunulmuştur.

Birincil lülesi yakınsak tipte olan 6 adet ejektör geometrisi üretilmiştir. Üretilen ejektör geometrisinde kullanılan parçaların ölçüleri Tablo 1'de verilmiştir.

Ejektörler, diğer çevrim elemanlarına kaynaklı bağlantı ile montaj edilmiştir.

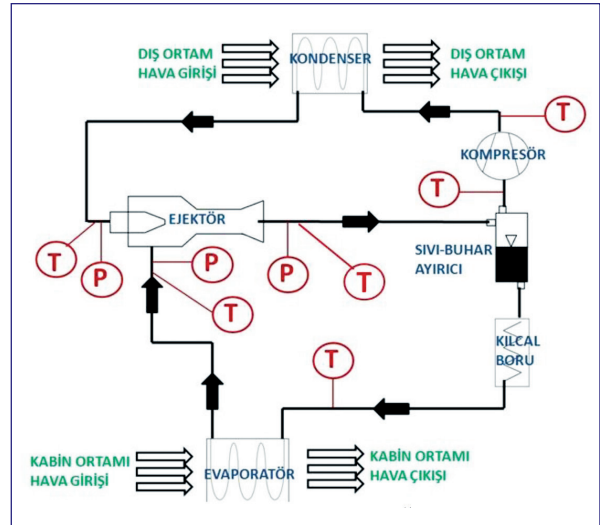
5. TESTLERİN YAPILMASI

Ejektörlü soğutma çevrimi temel olarak kompresör, kondenser, evaporatör, sıvı-buhar ayırıcı, kılcal boru ve ejektörden oluşmaktadır. Şekil 7'de, test düzeneği şematik olarak gösterilmiştir.

Testlerde kullanılan buzdolabı sadece soğutucu bölmeye sahip olup, dondurucu bölmesi yoktur. Buzdolabının dış ölçüleri (H×W×D) 1750×600×650 mm'dir. Buzdolabının soğutulan iç hacmi 342 lt'dir.

Testlerde Donper S 65 CY marka kompresör kullanılmıştır. Kullanılan soğutucu akışkan ise R600a'dır.

Testlerde boru-plakalı, doğal konveksiyon soğutmalı kondenser ve evaporatör kullanılmıştır. Kondenser plaka ölçüleri (H×W) 1000×586 mm, evaporatör plaka ölçüleri (H×W×D) 920×420×0.3 mm'dir. Kondenserdeki boru sayısı 10, evaporatörde ise 18'dir.



Şekil 7. Test Düzeneği

Kondenser toplam boru uzunluğu 10 m, evaporatör toplam boru uzunluğu 7,65 m'dir.

Testler 200 mm, 400 mm ve 600 mm uzunluğunda kılcal borular kullanılarak yapılmıştır. Kılcal boru çapı 0,66 mm'dir.

Ejektörün giriş (kondenser çıkışı), emiş (evaporatör çıkışı) ve çıkış (sıvı-buhar ayırıcı girişi) kısmına basınç sensörleri bağlanarak, buralardan basınç değerleri okunmuştur. Sıvı-buhar ayırıcısında, evaporatörde ve kondenserde olan basınç düşümleri ihmal edilerek diğer konumlardaki basınçlar belirlenmiştir.

Ayrıca, termokupllar kullanılarak evaporatör giriş ve çıkışında, ejektör giriş, çıkış ve emişinde ve kompresör giriş ve çıkışında sıcaklık değerleri okunmuştur.

Evaporatör üzerinden geçen kabin havasının sıcaklığı 19 °C, kondenser üzerinden geçen dış ortam havasının sıcaklığı ise 25 °C'tır.

Testlerde kütleli debi ölçümü yapılamamıştır.

6. SONUÇLAR

6.1. Birincil Lülesi Yakınsak Tipte Olan Ejektörlerden Elde Edilen Sonuçlar

Tablo 1'de verilen 1 numaralı ejektör, termodinamik incelemelerden elde edilen sonuçlardan ve mevcut

buzdolabında var olan boyutlardan faydalanılarak tasarlanmış ve üretilmiştir. Termodinamik incelemeler sonucunda μ karışım oranı değeri 0,746 olarak bulunmuş ve sisteme mevcut sistemde var olan gaz şarj miktarının 2 katının yüklenmesinin uygun olabileceği düşünülmüştür. Bu nedenle 1 numaralı ejektör için testlere 50 g gaz şarj miktarı ile başlanmış ve hızlıca 135 g gaz şarj miktarına kadar testler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, bu iki gaz şarj miktarında, üç farklı kılcal boru uzunluğu (200 mm, 400 mm ve 600 mm) için testler gerçekleştirilmiş ve en uygun sonuçların 400 mm kılcal boru uzunluğunda elde edildiği görülmüştür. Bu sebepten dolayı, bundan sonraki testler 400 mm uzunluğundaki kılcal boru kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tablo 2’de, 1 numaralı ejektör için 50 ve 135 g gaz şarj miktarlarında elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır.

1 numaralı ejektörde 50 g gaz şarj miktarı için yapılan testlerde, ejektör çıkışında karlanma görülmüştür. Kabin içerisinde herhangi bir soğuma etkisi

yakalanamamıştır. Bu durum, evaporatörden, ejektör içerisine soğutucu akışkan emişinin gerçekleşmediğini düşündürmektedir.

1 numaralı ejektörde 50 g gaz şarj miktarı için yapılan testlerle karşılaştırıldığında, 135 g gaz şarj miktarında evaporatör giriş sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Bu durum, ejektöre çok az miktarda soğutucu akışkanın emildiğini, fakat emilen bu miktarın kabin içerisinde soğuma etkisinin görülmesine yetmediğini göstermektedir.

2 numaralı ejektör, ejektör içerisine evaporatörden emilen soğutucu akışkan miktarının, yayıcı çapının değiştirilmesiyle nasıl değişeceğinin etkisini

araştırmak amacıyla üretilmiştir. Bu amaçla, 1 numaralı ejektörün yayıcı çapı küçültülerek (Diğer ölçüler sabit kalmıştır.) yeni bir ejektör üretilmiştir. Tablo 3’de, 2 numaralı ejektör için elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Tablo 2. 1 Numaralı Ejektörden Elde Edilen Sonuçlar

Gaz Şarjı (g)	50 g		135 g		Mevcut Buzdolabı (26 g)	
	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)
Ejektör Girişi	2,46	28,5	4,10	33,5		
Ejektör Emiş	0,13	16,5	0,74	21,5		
Ejektör Çıkış	0,72	1,0	0,86	11,5		
Kompresör Giriş		2,5		11,0	1,07	26,2
Kompresör Çıkış		33,5		38,5	4,41	45,0
Evaporatör Giriş		22,5		9,0	1,07	-10,3
Evaporatör Çıkış		21,5		18,5	1,05	-10,5

Tablo 3. 2 Numaralı Ejektörden Elde Edilen Sonuçlar

Gaz Şarjı (g)	50 g		100 g		135 g		Mevcut Buzdolabı (26 g)	
	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)
Ejektör Girişi	3,60	29,1	4,10	31,4	4,15	31,2		
Ejektör Emiş	1,55	20,9	1,80	6,4	1,80	6,9		
Ejektör Çıkış	1,65	-0,5	1,90	3,8	2,00	4,2		
Kompresör Giriş		1,5		3,4		3,7	1,07	26,2
Kompresör Çıkış		31,6		34,7		34,7	4,41	45,0
Evaporatör Giriş		21,1		21,6		22,5	1,07	-10,3
Evaporatör Çıkış		21,1		21,5		22,1	1,05	-10,5

Tablo 4. 3 Numaralı Ejektörden Elde Edilen Sonuçlar

Gaz Şarjı (g)	50 g		100 g		135 g		Mevcut Buzdolabı (26 g)	
	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)
Ejektör Girişi	2,75	23,9	3,60	26,8	3,50	26,4		
Ejektör Emiş	-0,20	20,0	0,25	20,3	0,35	20,5		
Ejektör Çıkış	-0,30	-6,3	0,35	1,3	0,35	2,94		
Kompresör Giriş		8,3		1,4		2,3	1,07	26,2
Kompresör Çıkış		33,5		31,4		31,3	4,41	45,0
Evaporatör Giriş		18,3		13,1		18,9	1,07	-10,3
Evaporatör Çıkış		19,0		18,8		20,3	1,05	-10,5

2 numaralı ejektörde 50 g gaz şarjı miktarı için yapılan testlerde, ejektör çıkışında karlanma görülmüştür. Kabin içerisinde herhangi bir soğuma etkisi yakalanamamıştır. Ejektör çıkışındaki sıcaklığın -0,5 °C olmasına rağmen evaporatör girişindeki sıcaklığın 21,1 °C olması, evaporatörden ejektör içerisine soğutucu akışkan emişinin gerçekleşmediğini düşündürmektedir.

2 numaralı ejektörde, 100 ve 135 g gaz şarjı miktarlarında yapılan testlerde de kabinde soğuma etkisi yakalanamamıştır. Bu durumda, ejektör çıkış çapının azaltılmasının bu koşullar için performansı olumsuz etkilediği görülmüştür.

3 numaralı ejektör, birincil lüle çıkış çapının azaltılmasının performansa etkisinin incelenmesi amacıyla üretilmiş ve test edilmiştir. Tablo 4'te, 3 numaralı ejektör için testlerden elde edilen sonuçlar verilmiştir.

3 numaralı ejektörde 50 g gaz şarjı miktarı için yapılan testlerde, ejektör çıkışında karlanma görülmüştür. Kabin içerisinde herhangi bir soğuma etkisi yakalanamamıştır. Ejektör çıkışındaki sıcaklığın -6,3 °C olmasına rağmen evaporatör girişindeki sıcaklığın 18,3 °C olması, evaporatörden ejektör içerisine soğutucu akışkanın emilişinin gerçekleşmediğini düşündürmektedir.

3 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 100 g olduğu durumda, ejektör çıkış sıcaklığı 1,3 °C ve sırasıyla evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları 13,1 °C ve 18,8 °C'tir. Bu durum, ejektöre çok az miktarda soğutucu akışkanın emildiğini, fakat emilen bu mik-

tarın kabin içerisinde soğuma etkisinin görülmesine yetmediğini göstermektedir.

3 numaralı ejektörde 135 g gaz şarjı miktarlarında yapılan testlerde kabinde soğuma etkisi yakalanamamıştır.

3 numaralı ejektörden elde edilen sonuçlar incelendiğinde, birincil lüle çıkış çapının azaltılmasının ejektör performansının göreceli olarak olumsuz etkilendiğini göstermektedir. Bu sebeple, birincil lüle çıkış çapı artırılarak 4 numaralı ejektör üretilmiş ve test edilmiştir. Tablo 5'te, 4 numaralı ejektörden elde edilen test sonuçları verilmiştir.

4 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 50 g olduğu durumda, ejektör çıkışındaki sıcaklığın 3,2 °C, evaporatör girişindeki sıcaklığın -3,3 °C olması soğutucu akışkanın kılcal borudan geçerken basıncının düşmesinden kaynaklı sıcaklığının 6,5 °C düştüğünü göstermektedir. Bu durum, ejektör içerisine evaporatörden soğutucu akışkan emiliminin olduğunu göstermektedir. Kabin içerisinde hava 5-6 °C azalmış, dolayısıyla az da olsa bir soğuma etkisi görülmüştür.

4 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 100 g olduğu durumda ejektör çıkış sıcaklığı 9,8 °C, sırasıyla evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları 5,7 °C ve 8,6 °C'tir. Bu durum ejektörden çok az miktarda soğutucu akışkan emiliminin olduğunu göstermektedir. Fakat evaporasyon sıcaklığının yüksek olması kabinde soğuma etkisinin yeterince görülmemesine neden olmaktadır. Kabin içerisindeki hava 2-3°C soğumuştur.

Tablo 5. 4 Numaralı Ejektörden Elde Edilen Sonuçlar

Gaz Şarjı (g)	50 g		100 g		135 g		Mevcut Buzdolabı (26 g)	
	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)
Ejektör Girişi	2.75	24.6	3.25	27.7	3.20	27.3		
Ejektör Emiş	0.40	20.1	0.90	20.2	0.9	17.2		
Ejektör Çıkış	0.75	3.2	1.20	9.8	1.20	10.2		
Kompresör Giriş		12.3		10.3		10.9	1.07	26.2
Kompresör Çıkış		32.2		33.5		33.2	4.41	45.0
Evaporatör Giriş		-3.3		5.7		6.3	1.07	-10.3
Evaporatör Çıkış		13.3		8.6		7.4	1.05	-10.5

4 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 135 g olduğu durumda, ejektör çıkış sıcaklığı 10,2 °C, sırasıyla evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları 6,3 °C ve 7,4 °C'tir. Bu durumda, 100 g gaz şarjı miktarında olduğu gibi ejektörden çok az miktarda soğutucu akışkan emiliminin olduğu, fakat hem bu miktarın yetersiz olması hem de evaporasyon sıcaklığının yüksek olması dolayısıyla kabinde yeterince bir soğuma etkisinin yakalanmadığı görülmektedir. Kabin havası 2-3 °C soğumuştur.

4 numaralı ejektörden elde edilen sonuçlar, birincil lüle çıkış çapının artırılmasıyla ejektörden emilen soğutucu akışkan kütsel debisinin (dolayısıyla sistem performansının) arttığını işaret etmektedir.

Tablo 6 ve Tablo 7'de, sırasıyla 5 ve 6 numaralı ejektörlerden elde edilen sonuçlar verilmiştir. Bu ejektörlerde, ikincil lüle çıkış çapının (sabit basınç karışım odası giriş çapı) değişiminin performansa etkileri incelenmiştir.

Tablo 6. 5 Numaralı Ejektörden Elde Edilen Sonuçlar

Gaz Şarjı (g)	50 g		100 g		135 g		Mevcut Buzdolabı (26 g)	
	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)
Ejektör Girişi	2,50	19,9	3,10	23,5	3,00	27,8		
Ejektör Emiş	0,10	15,1	0,40	16,3	0,40	17,0		
Ejektör Çıkış	0,15	-4,4	0,60	2,7	0,65	2,9		
Kompresör Giriş		3,9		3,5		4,0	1,07	26,2
Kompresör Çıkış		30,2		28,1		28,4	4,41	45,0
Evaporatör Giriş		12,2		-3,6		-3,2	1,07	-10,3
Evaporatör Çıkış		14,9		9,0		8,5	1,05	-10,5

5 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 50 g olduğu durumda, ejektör çıkış sıcaklığı -4,4 °C, sırasıyla evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları 12,2 °C ve 14,9 °C'tir. Bu durum, ejektörden çok az miktarda soğutucu akışkan emiliminin olduğunu göstermektedir. Fakat, evaporasyon sıcaklığının yüksek olması kabinde soğuma etkisinin yeterince görülmemesine neden olmaktadır.

5 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 100 g olduğu durumda, ejektör çıkış sıcaklığı 2,7 °C, sırasıyla evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları -3,6 °C ve 9 °C'tir. Evaporatör giriş sıcaklığı, evaporatör girişinden çok kısa mesafe sonra çok hızlı yükselmekte, bu da evaporatörden yeterince soğutucu akışkanın geçmediğini göstermektedir. Bu sebepten, kabin içerisinde yeterince soğuma etkisi görülmemiştir.

5 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 135 g olduğu durumda da, evaporatör giriş sıcaklığı, evaporatör girişinden çok kısa mesafe sonra çok hızlı yükselmekte, bu da benzer şekilde, evaporatörden

Tablo 7. 6 Numaralı Ejektörden Elde Edilen Sonuçlar

Gaz Şarjı (g)	50 g		100 g		135 g		Mevcut Buzdolabı (26 g)	
	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)
Ejektör Girişi	3,10	24,6	3,75	29,4	3,75	28,8		
Ejektör Emiş	0,10	20,2	0,60	20,7	0,75	20,6		
Ejektör Çıkış	0,25	-2,2	0,90	6,2	0,90	6,3		
Kompresör Giriş		8,9		7,6		7,9	1,07	26,2
Kompresör Çıkış		32,1		34,1		33,8	4,41	45,0
Evaporatör Giriş		-8,0		1,1		1,5	1,07	-10,3
Evaporatör Çıkış		16,5		6,55		4,9	1,05	-10,5

yeterince soğutucu akışkanın geçmediği göstermektedir. Bu sebepten, kabin içerisinde yeterince soğuma etkisi görülmemiştir.

6 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 50 g olduğu durumda, ejektör çıkış sıcaklığı -2,2 °C, sırasıyla evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları -8 °C ve 16,5 °C'tir. Bu durum, ejektörden çok az miktarda soğutucu akışkan emiliminin olduğunu göstermektedir. Evaporatör giriş sıcaklığı, 5 numaralı ejektöre göre evaporatör girişinden daha uzak bir noktada yükselmektedir. Bu durum kabin içerisindeki hava sıcaklığının 2-3 °C düşmesine sebep olmaktadır.

6 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 100 g olduğu durumda, ejektör çıkış sıcaklığı 6,2 °C, sırasıyla evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları 1,1 °C ve 6,55 °C'tir. Bu durum, evaporatörden bir miktar soğutucu akışkanın geçtiğini, fakat kabinde yeterince soğutma etkisi yaratamadığını göstermektedir. Ayrıca, evaporasyon sıcaklığının yüksek olması kabinde soğuma etkisinin olmamasına neden olmaktadır.

6 numaralı ejektör için gaz şarj miktarının 135 g olduğu durumda da evaporasyon sıcaklığı yüksektir ve kabinde soğuma etkisi yoktur.

Birincil lülesi yakınsak tipte olan 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 numaralı ejektörler performans açısından karşılaştırılırsa, en iyi performansa 4 numaralı ejektörün sahip olduğu görülmektedir. 4 numaralı ejektörde 50 g gaz şarjı miktarında kabinde 5-6 °C soğuma sağlanmıştır.

6.2. Birincil Lülesi Yakınsak-İraksak Tipte Olan Ejektörden Elde Edilen Sonuçlar

Yakınsak-ıraksak lüleye sahip ejektörlü buzdolabının testleri de yakınsak lüleye sahip ejektörlü buzdolabının testleri ile aynı koşullar altında gerçekleştirilmiştir. Testler, 400 mm uzunluğunda 0,66 mm çapındaki kılcal boru kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Evaporasyon sıcaklığına göre 50 g gaz şarjından 150 g gaz şarjına kadar çeşitli gaz şarjı miktarları için testler gerçekleştirilmiş, fakat yapılan tüm testlerde evaporasyon sıcaklığı düşürülemedi ve hiçbir durumda ejektörden emiş sağlanamamıştır. Tüm gaz şarjı miktarları için yapılan testlerde, kabin içerisinde herhangi bir soğuma etkisi yakalanamamıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma INDESIT COMPANY Beyaz Eşya Sanayi ve Ticaret A.Ş. ile birlikte yürütülmüş ve Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından SAN-TEZ projesi olarak desteklenmiştir. Destekleri için teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

- [1] Artar, H., Akış Özelliklerinin Ejektör Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye, 2010, 123s, (yayınlanmamış).
- [2] Sumeru, K., Nasution, H. And Ani, F. N., A Review On Two-Phase Ejector As An Expansion Device In Vapor Compression Refrigeration Cycle, Renewable And Sustainable Energy Re-

- views, 16:4927-4937 pp., 2012.
- [3] Disawas, S. and Wongwises, S., Experimental Investigation On The Performance Of The Refrigeration Cycle Using a Two-Phase Ejector As An Expansion Device, *International Journal Of Refrigeration*, 27:587-594 pp., 2004.
- [4] Sarkar, J., Geometric Parameter Optimization Of Ejector-Expansion Refrigeration Cycle With Natural Refrigerants, *International Journal of Energy Research*, 34:84-94 pp., 2009.
- [5] Bilir, N. And Ersoy, H. K., Performance Improvement Of The Vapour Compression Refrigeration Cycle By A Two-Phase Constant Area Ejector, *International Journal of Energy Research*, 33:469-480 pp., 2008.
- [6] Elgendy, E., Parametric Study Of a Vapor Compression Refrigeration Cycle Using a Two-Phase Constant Area Ejector, *International Journal Of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering*, 7:571-577 pp., 2013.
- 7] Wongwises, S. And Disawas, S., Performance Of The Two-Phase Ejector Expansion Refrigeration Cycle, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:4282-4286 pp., 2005.
- [8] Chaiwongsa, P. and Wongwises, S., Effect Of Throat Diameters Of The Ejector On The Performance Of The Refrigeration Cycle Using A Two-Phase Ejector As An Expansion Device, *International Journal of Refrigeration*, 30:601-608 pp., 2006.
- [9] Nehdi, E., Kairouani, L. And Bouzaina, M., Performance Analysis Of The Vapour Compression Cycle Using Ejector As An Expander, *International Journal of Energy Research*, 31:364-375 pp., 2006.