

EKSERJİ ANALİZ METODUYLA KARŞIT AKIŞLI RANQUE-HİLSCH VORTEKS TÜPÜN TAPA AÇISININ EKSERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİSİNİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Kevser DİNCER ve Şenol BAŞKAYA*

Makina Müh. Böl., Müh.-Mim. Fak., S. Ü., 42031 Selçuklu, Konya

*Makina Müh. Böl., Müh.-Mim. Fak., Gazi Üniversitesi, 06570 Maltepe, Ankara

kdincer@selcuk.edu.tr, baskaya@gazi.edu.tr

(Geliş/Received: 25.11.2008 ; Kabul/Accepted: 02.06.2009)

ÖZET

Bu çalışmada, hava girişinin 5 nozuldandan sağlandığı, iç çapının 9 mm, uzunluğunun çapa oranı 12 olan Ranque-Hilsch vorteks tüpe, 30°, 60°, 90°, 120°, 150° lik konik uca sahip 5 mm çapındaki tapalara ait deneysel veriler kullanılmıştır. Sistem, termodinamik açık bir sistem olarak dikkate alınmıştır. RHVT'ün $\sum \dot{E}_{gir}$, $\sum \dot{E}_{çıkış}$, \dot{I} , ekserji verimi hesaplanmış ve RHVT'ün ekserji band diyagramı sunulmuştur. Ekserji veriminin vorteks tüpe giriş basıncı olan P_{gir} 'in düşük değerlerinde düşük, P_{gir} 'in artan değerlerinde ise yüksek çıktığı görülmüştür. Hesaplamalar sonucunda, sistemin ekserji veriminin 1,14 K ile 40,21 arasında değiştiği tespit edilmiş ve $\alpha=90^\circ$ olduğunda ekserji veriminin yüksek olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ranque-Hilsch vorteks tüpü, ekserji analizi, enerji kullanımı.

ASSESSMENT OF PLUG ANGLE EFFECT ON EXERGY EFFICIENCY OF COUNTERFLOW RANQUE-HILSCH VORTEX TUBES WITH THE EXERGY ANALYSIS METHOD

ABSTRACT

In this study, the experimental data was gathered from Ranque-Hilsch vortex tube with 5 air nozzles, an inner-diameter of 9 mm and with 12 diameter to length ratio, with 30°, 60°, 90°, 120°, 150° conic 5 mm diameter plug tip angles. The experimental system was modelled as a thermo-dynamic open system. $\sum \dot{E}_{inlet}$, $\sum \dot{E}_{outlet}$, \dot{I} , and the exergy efficiency of RHVT were calculated and the exergy band diagram of RHVT was also presented. It was also found out that the exergy efficiency was low for low levels of P_{inlet} and it was found to be high with higher levels of P_{inlet} . At the end of the calculations, it was determined that the exergy efficiency of the system, changed between 1,14 and 40,21 and it was determined that the exergy efficiency was high for $\alpha=90^\circ$.

Keywords: Ranque-Hilsch vortex tube, exergy analysis, energy use.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

G. Ranque tarafından keşfedilen ve detayları R. Hilsch tarafından geliştirilen Ranque-Hilsch vorteks tüpü (RHVT), basınçlandırılmış bir gaz akışını, biri soğuk diğeri sıcak iki akışa ayıran basit cihazlardır. Karşıt akışlı RHVT'ün çalışma prensibi şu şekilde tarif edilebilir. Nozullardan vorteks tüpe teğetsel olarak gönderilen sıkıştırılabilir akışkan, vorteks tüpün

silindirik yapısından dolayı, girişteki basınca ve hıza bağlı olarak, vorteks tüp içerisinde yüksek hızlarda dönmeye başlar. Yüksek hızlarda dönen akışkanın tüp cidarındaki sürtünmeden dolayı, tüp cidarı ve tüp merkezindeki akışkan arasında basınç farkı oluşur. Tüp cidarı yakınlarındaki akışkanın hızı, tüp cidarındaki sürtünmenin etkisinden dolayı tüp merkezindeki akışkanın hızına göre daha düşüktür ve merkezdeki akışkan tüp cidarındaki akışkanı ivmelendirmeye

çalışır. Bu nedenle merkezdeki akışkan tüp cidarındaki akışkana enerji transfer eder ve vorteks tüpün geometrik yapısına bağımlı olarak bir durma noktasından sonra ters yönde hareket ederek, soğuk çıkış tarafından vorteks tüpü terk eder. Enerji transfer eden soğuk akışkan, enerji transfer edilen akışkan ise sıcak akışkandır. RHVT'ler soğutma, ısıtma, kurutma ve kar yapımında kullanılmaktadır [1].

Bir termodinamik sistemin ekserjisi: sistem sadece çevreyle etkileşim halinde iken, termodinamik çevre ile sistemin termodinamik dengeye gelmesi esnasında elde edilebilecek maksimum teorik faydalı mil işi veya elektrik işidir [2]. Enerji analizi termodinamiğin birinci yasasıyla, ekserji analizi ise termodinamiğin ikinci yasasıyla ilgilidir. Her iki analizde termodinamik sistem, termodinamik dengede iken değerlendirilmelidir [3].

Saidi ve Yazdi [4], RHVT sistemine ait deneysel verileri kullanarak ekserji analizi çalışmışlardır. RHVT'ler için enerji ayrışımı için termodinamik bir model incelenmişlerdir. Çalışmalarının ekserji analizi bölümünde deneysel verileri kullanmışlardır. Tersinmezlik oranı \dot{I} 'yi RHVT'ün 300, 500, 600 kPa giriş basıncında, RHVT gövdesinin uzunluğu olan $L=100, 150, 200$ mm için, $N=1; 1,5$ 'da araştırmışlardır. RHVT gövdesinin uzunluğu arttıkça, Tesc-Tsoğ'nin arttığı, \dot{I} 'nin ise azaldığını tespit etmişlerdir. Nozul çapı arttıkça, \dot{I} 'nin azaldığını ve $\xi=0,7$ civarında \dot{I} 'nin minimum değerler aldığını belirtmişlerdir. PVC ve çelikten yapılmış olan RHVT'lerin çıkışlarındaki sıcaklık farklılıklarını ξ 'nin farklı değerlerinde incelediklerinde, en iyi performansın PVC tüpte oluştuğunun görmüşlerdir. RHVT'ler için termodinamiğin birinci yasası için

$$(1-\xi)(T_{sck} - T_{soğ}) + (T_{soğ} - T_{gir}) = 0$$

eşitliğini, entropi üretimi için;

$$\begin{aligned} \dot{S}_g \Big|_{\text{vorteks-tüp}} &= \dot{m}_{gir} C_p \ln \frac{(T_{sck} / T_{soğ})^{(1-\xi)}}{1 + (1-\xi)(T_{sck} / T_{soğ} - 1)} \\ &+ \dot{m}_{gir} R \ln \frac{P_{gir}}{P_{soğ}} \end{aligned}$$

eşitliğini, türetmişlerdir.

Bu çalışmada, ekserji analiz metoduyla karşıt akışlı RHVT'ün tapa açısının ekserji verimliliği değerlendirilmiştir. İlk olarak, termodinamiğin ikinci yasasından hareket edilerek, RHVT sisteminde giriş ve sıcak-soğuk çıkışlardaki akıma ait ekserji analizi yapılmıştır. Sonra, RHVT'de tapa açısına ait kayıp iş, ekserji verimi ve ekserji band diyagramı sunulmuştur.

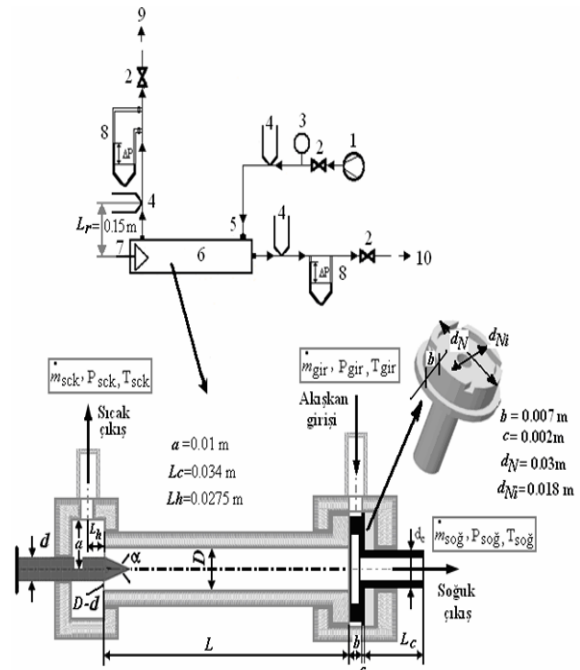
2. DENEY SETİ VE DENEY PROSEDÜRÜ (EXPERIMENTAL SETUP AND TEST PROCEDURE)

RHVT sisteminin genel görünüşü Şekil 1'de verilmiştir. Bu vorteks tüpün çapı (D) 9 mm, uzunluğu (L) 12D'dir. 30°, 60°, 90°, 120°, 150° lik konik uca sahip 5 mm çapındaki tapalar, vorteks tüpün tam sıcak çıkış konumuna monte edilmiştir. Kompresörden hava girişi 1/2"lik borudan sağlanmıştır. Basınç göstergesi bu hat üzerine monte edilmiştir. Hattın sonuna ve çıkışlara ısı çiftler, çıkışlara cıvalı manometreler yerleştirilmiştir. Kütleli akışı sıcak çıkış tarafından ayarlanabilir vorteks tüpünde, akışkan olarak hava kullanılmıştır. RHVT'e hava, kesit alanı 0,005x0,005 m² olan 5 nozul vasıtasıyla verilmiştir.

Çalışma basıncı 200 kPa'dan başlayarak 20 kPa aralıklarla 320 kPa'a kadar yükseltilerek deneyler yapılmıştır. Deneylerde, soğuk çıkış tarafındaki vana tam açık konumunda bırakılmış, sıcak çıkış tarafındaki vana tam açık konumdan kademeli olarak tam kapalı konuma getirilerek, basınç, sıcaklık ve hız ölçümleri alınmış ve bu ölçümlerden yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

3. TEORİK ANALİZ (THEORETICAL ANALYSIS)

Bu bölümde, temel denge denklemlerinden hareket edilerek, girişteki akışkanın sıcaklığına göre eş zamanlı olarak biri soğuk diğeri sıcak iki akışa ayıran, karşıt akışlı RHVT'e termodinamiğin ikinci yasası uygulanarak RHVT için ekserji denklemleri türetil-



1. Kompresör 2. Vana 3. Basınç göstergesi 4. Isıl çift 5. Nozul 6. Karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüp 7. Tapa 8. Cıvalı manometre 9. Sıcak çıkış 10. Soğuk çıkış

Şekil 1. Deneysel Sistem (Experimental set-up)

miştir. Bu çalışmadaki RHVT sistemi, sabit akışlı adyabatik bir sistem olarak dikkate alınmıştır.

3.1. Karşıt Akışlı RHVT Sistemi İçin Ekserji Analizi (Exergy Analysis of Counterflow RHVT System)

Çözümü esas alınmış olan karşıt akışlı RHVT sisteminin genel görünüşü Şekil 2’de sunulmuştur.

Sürekli akışlı açık sistemler için genel denge denklemlerinden, kütle korunumu ilkesi Eşitlik 1’de verilmiştir.

$$\sum \dot{m}_{gir} - \sum \dot{m}_{çkş} = \Delta \dot{m} \quad (1)$$

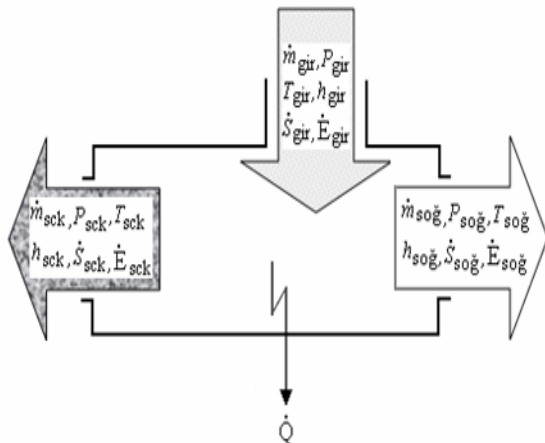
RHVT’ler bir girişli, sıcak-soğuk olmak üzere iki çıkışlı sürekli açık sistemlerdir ve Eşitlik 1, Eşitlik 2’deki gibi yazılır.

$$\dot{m}_{gir} = \dot{m}_{sck} + \dot{m}_{soğ} \quad (2)$$

Burada, “ \dot{m}_{gir} ” girişteki akımın kütleli debisini, “ \dot{m}_{sck} ” sıcak çıkıştaki akımın kütleli debisini, “ $\dot{m}_{soğ}$ ” soğuk çıkıştaki akımın kütleli debisini göstermektedir. RHVT girişindeki akımın kütleli debisinin ne kadarının soğuk akıma dönüştüğü “ ξ ” olarak bilinen soğuk akım kesri ile tanımlanmaktadır (Eşitlik 3).

$$\xi = \frac{\dot{m}_{soğ}}{\dot{m}_{gir}} \quad (3)$$

“ $1-\xi$ ” ise sıcak akım kesridir ve girişteki akımın ne kadarının sıcak akıma dönüştüğünü ifade etmektedir



Şekil 2. RHVT sistemin genel görünüşü (Overview of the system RHVT)

(Eşitlik 4).

$$1 - \xi = \frac{\dot{m}_{sck}}{\dot{m}_{gir}} \quad (4)$$

Ekserji tersinir bir süreç sonucunda, çevre ile denge sağlandığı takdirde, teorik olarak elde edilen maksimum iş miktarıdır. Yani ekserji en basit anlamda, enerjinin kullanılabilen kısmıdır ve kullanılabilirlik olarak da ifade edilir. Ekserji iş veya iş üretebilme yeteneğidir. Bu tanımlara uygun olarak ekserjinin hesaplanabilmesi için çevre şartlarının bilinmesi gerekir. Tersinir süreçler yoluyla, bir madde doğal çevrenin temel elemanları ile termodinamik denge durumuna getirildiğinde, elde edilebilecek iş miktarı, o maddenin ekserjisine eşittir [5]. Diğer tüm termodinamik analizler gibi, ekserji analizi için de sürecin nasıl olduğunun bilinmesi gerekli değildir. Sadece sürecin başlangıç-giriş noktaları ile bitiş-çıkış noktaları için geçerli olan koşulların bilinmesi yeterlidir [6]. Ekserji değerleri, termodinamiğin birinci yasası olan enerji eşitliğinden yararlanılarak, çalışma ortamının karakteristikleri kullanılarak hesaplanır [7].

Bir sistemin toplam ekserjisi \dot{E} ile gösterilmektedir ve \dot{E} dört bölümden oluşur (Eşitlik 5), [8].

$$\dot{E} = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_{fiz} + \dot{E}_{kim} \quad (5)$$

Eşitlik 5’de ki \dot{E}_k kinetik ekserji Eşitlik 6

$$\dot{E}_k = \dot{m} \frac{v^2}{2} \quad (6)$$

\dot{E}_p potansiyel ekserji Eşitlik 7,

$$\dot{E}_p = \dot{m} g z_0 \quad (7)$$

\dot{E}_{fiz} fiziksel ekserji Eşitlik 8 [9]

$$\dot{E}_{fiz} = \dot{m} \left[C_p (T - T_0) - T_0 \left(C_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \right) \right] \quad (8)$$

ile hesaplanır. Burada, “ T_0 ” referans çevre sıcaklığını, “ P_0 ” referans çevre basıncını, “ g ” yerçekimi ivmesini göstermektedir. P , \dot{m} , T , z , v ise sistemin özelliklerine bağlıdır.

Bu çalışmada, referans çevre, ideal gaz karışımı olarak kabul edilmiş ve sıcaklığı $T_0=293,15$ K, basıncı $P_0=100$ kPa olarak alınmıştır. Sistemde, sıcak çıkış ile vorteks tüp girişi arasında 15 cm fark bulunmaktadır. Bu çalışmadaki RHVT’de kimyasal bir olay oluşmadığından Eşitlik 7’deki kimyasal ekserji (\dot{E}_{kim}) dikkate alınmamıştır. RHVT’lerde hızların çok yüksek olması kinetik ekserjiyi etkilemektedir.

“ $\sum \dot{E}_{gir}$ ” toplam ekserji girişini, “ $\sum \dot{E}_{çkş}$ ” toplam ekserji çıkışını, “ $\sum \dot{E}_K$ ” toplam ekserji kaybını, “ I ” ise tersinmezlik oranını ifade etmektedir. Bu çalışmadaki, RHVT sisteminin girişteki toplam ekserjisi $\sum \dot{E}_{gir}$ Eşitlik 9 ile

$$\sum \dot{E}_{gir} = \dot{E}_k + \dot{E}_{fiz} \quad (9)$$

çıkıştaki toplam ekserjisi $\sum \dot{E}_{çkş}$ Eşitlik 12 ile

$$\sum \dot{E}_{sck} = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_{fiz} \quad (10)$$

$$\sum \dot{E}_{soğ} = \dot{E}_k + \dot{E}_{fiz} \quad (11)$$

$$\sum \dot{E}_{çkş} = \sum \dot{E}_{sck} + \sum \dot{E}_{soğ} \quad (12)$$

ve tersinmezlik oranı “ I ” ise Eşitlik 13 ile hesaplanmıştır.

$$\sum \dot{E}_{gir} - \sum \dot{E}_{çkş} = \sum \dot{E}_K = I \quad (13)$$

Bir sistemdeki, çıkan toplam ekserjinin, giren toplam ekserjiye oranı ikinci yasa verimi (η_{II}) olarak ifade edilmektedir ve Eşitlik 14’de ki gibi yazılır. İkinci yasa verimi 1’den küçük olmak zorundadır. Eğer sistem tam tersinir ise ikinci yasa verimi 1’e eşit olabilir.

$$\eta_{II} = \frac{\sum \dot{E}_{çkş}}{\sum \dot{E}_{gir}} \quad (14)$$

Eşitlik 14 yeniden düzenlendiğinde,

$$\eta_{II} = \frac{\sum \dot{E}_{gir} - \sum \dot{E}_K}{\sum \dot{E}_{gir}} \quad (15)$$

Eşitlik 16 elde edilir.

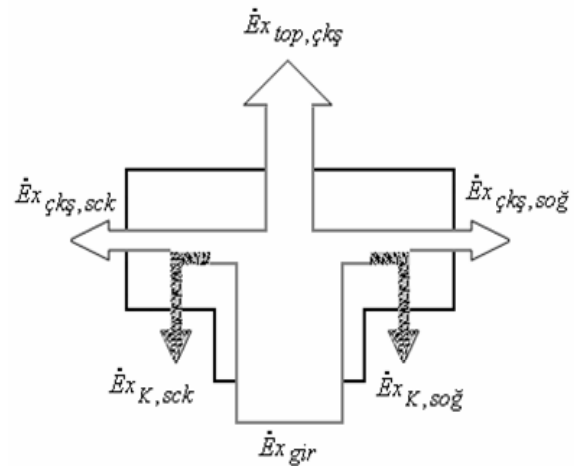
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\sum \dot{E}_K}{\sum \dot{E}_{gir}} \quad (16)$$

4. BULGULAR VE TARTIŞMA (FINDINGS AND DISCUSSION)

Bir deneysel sistemin ekserji analiziyle birlikte verimliliğinin belirlenmesi ve değerlendirilmesi, sistemde oluşan tersinmezliklerin miktarını ve yerini belirleyebilmek içindir. Bu amaçla, Bölüm 3’teki eşitliklerin kullanılmasına yönelik bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bu bilgisayar programı, $L/D=12$; $d=5$ mm; $\alpha=30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ ve hava girişinin 5 nozuldan sağlandığı, vorteks tüpü girişindeki basıncı 200 kPa’dan başlayarak 20 kPa aralıklarla 320 kPa’a kadar yükseltilecek yapılmış olan RHVT’e ait deneysel çalışmanın verilerine uygulanmıştır. RHVT’lerde; sistemdeki giren ekserji, sıcak-soğuk taraftan çıkan ekserji, toplam çıkan ekserji ve sıcak-soğuk taraftaki ekserji kayıplarına yönelik band diyagramı Şekil 3’de, RHVT’ün tapa açısının ikinci yasa veriminden etkilenmeleri, birbiri ile mukayesesi Tablo 1’de sunulmuştur.

Ekserji verimi, vorteks tüpe giriş basıncı olan P_{gir} ’in düşük değerlerinde düşük, P_{gir} ’in artan değerlerinde ise fazla çıkmıştır (Tablo 1). Aynı basıncıta, tüm farklı tapa uç açılarındaki ikinci yasa verimi birlikte mukayese edildiğinde, tapa uç açısı 90° olan vorteks tüpte ikinci yasa veriminin daha etkin olduğu görülmüştür. Tapa uç açısı 90° ’de maksimum $I=1,855$ kW ($P_{gir}=320$ kPa’da)’tır. I/I_{maks} ’ın ξ ile değişimi Şekil 4’de sunulmuştur.

I/I_{maks} , P_{gir} ’in yükselmesiyle birlikte artış göstermiştir. Yüksek basınçlarda ise ξ artarken, I/I_{maks} önceleri düşme göstermiş sonra yükselmiştir. 240 kPa’dan sonra, $\xi=0,4$ civarlarında I/I_{maks} ’nın minimum değerler aldığı görülmüştür. Literatürde, RHVT’lerin ekser-



Şekil 3. RHVT’e ait ekserji bant diyagramı (The exergy band diagram of RHVT)

Tablo 1. Tapa açıları (α)=30°, 60°, 90°, 120°, 150° olan vorteks tüpün ikinci yasa veriminin maksimum ve minimum değerleri; N=5 (The maximum and minimum values for second law efficiency of vortex tube whose angles of plug are (α)=30°, 60°, 90°, 120°, 150° for N=5)

P _{gir} , kPa	Tapa uç açısı				
	30°	60°	90°	120°	150°
	η_{II} , (%)	η_{II} , (%)	η_{II} , (%)	η_{II} , (%)	η_{II} , (%)
200	1,36-3,09	1,40-3,20	1,38-3,09	1,20-2,87	1,14-2,42
220	1,50-7,40	1,40-5,10	1,36-8,87	1,36-6,65	1,19-7,05
240	1,62-9,43	1,60-6,50	1,70-9,27	1,37-8,91	1,48-8,69
260	1,76-11,0	1,70-7,20	1,84-18,13	1,62-15,87	1,52-12,42
280	1,82-15,25	1,80-15,10	1,99-24,5	1,66-17,04	1,70-16,81
300	1,89-25,18	1,90-17,40	1,90-26,28	1,70-24,05	1,77-24,29
320	2,13-27,50	1,93-12,32	2,01-40,21	1,80-31,34	1,86-37,07

ji analizine yönelik çalışma Saidi ve Yazdi [4] tarafından yapılmıştır. Saidi ve Yazdi çalışmalarında, RHVT gövdesinin uzunluğu L=150, 200 mm'de, ξ 'nin farklı değerlerinde \dot{I} 'yi incelediklerinde, ξ artarken \dot{I} 'nin önceleri düşme gösterdiği sonrada yükseldiğini tespit etmişlerdir. Dolayısıyla Saidi ve Yazdi'nin çalışmaları ile bu çalışma mukayese edildiğinde, bu çalışmanın literatürdeki benzer çalışmayla uyum içinde olduğu görülür.

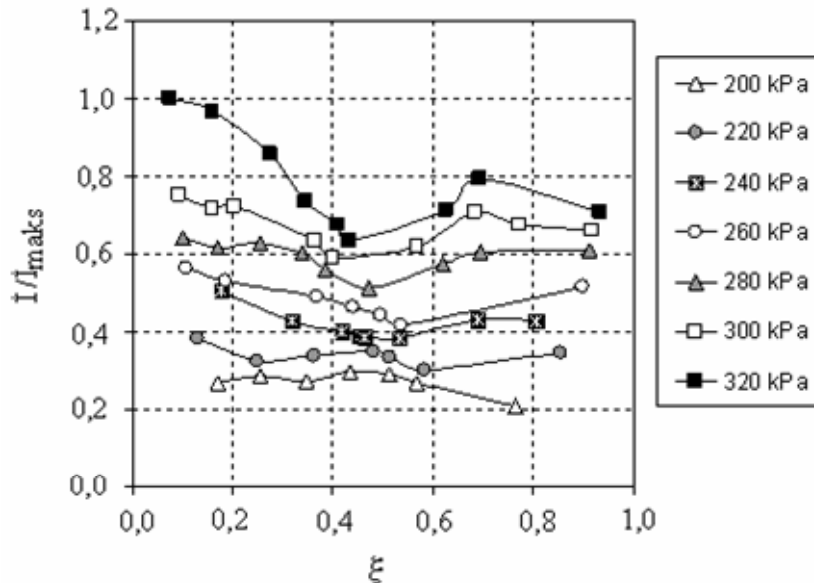
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, RHVT sistemine termodinamiğin 2. yasası uygulanmıştır. Ekserji analiz metoduyla karşıt akışlı RHVT'ün tapa açısının ekserji verimliliği değerlendirilmiştir ve elde edilen sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

- RHVT sisteminin giriş, sıcak çıkış ve soğuk çıkışın her bir durumu için ekserji eşitlikleri

türetilmiştir.

- RHVT'e ait ekserji band diyagramı oluşturulmuştur.
- Ekserji hesaplamalarında, referans çevre ideal gaz karışımı kabul edilmiş, çevre sıcaklığı $T_0=298K$, basıncı 1 atm olarak alınmıştır.
- Tapa uç açısı 90°'de maksimum $\dot{I}=1,855$ kW ($P_{gir} = 320$ kPa'da) olduğu hesaplanmıştır. RHVT girişindeki basıncın artmasıyla \dot{I}/\dot{I}_{maks} 'ında arttığı görülmüştür. Yüksek basınçlarda, \dot{I}/\dot{I}_{maks} , ξ artarken önceleri düşme göstermiş sonra ise yükselmiştir. Bu durum literatürdeki benzer çalışma [4] ile mukayese edildiğinde sonuçların uyumlu olduğu tespit edilmiştir.
- Hesaplamalar sonunda, sistemin ekserji veriminin 1,14-40,21 (%'de olarak) arasında değiştiği görülmüştür.
- Ekserji veriminin vorteks tüpe giriş basıncı olan P_{gir} 'in düşük değerlerinde düşük, P_{gir} 'in artan değerlerinde ise yüksek çıktığı tespit edilmiştir.



Şekil 4. \dot{I}/\dot{I}_{maks} 'ın ξ ile değişimi, N=5 için (The change in \dot{I}/\dot{I}_{maks} with ξ for N=5)

RHVT sisteminin tapa uç açısına ait deneysel çalışma verileri kullanılarak, ekserji analiz metoduyla karşıt akışlı RHVT'ün tapa açısının ekserji verimliliğine ait tüm sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde, ekserji verimliliğinin yüksek çıkması için, tapa açısının 90° olması, giriş basıncı ve ξ 'nin mümkün olduğunca yüksek olmasının önerilebileceği bu çalışmayla tespit edilmiştir (Tablo 1).

SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

C_p	sabit basınçtaki özgül ısı ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
d	tapa çapı
D	RHVT çapı
g	yer çekimi ivmesi (ms^{-2})
h	özgül entalpi (kJ kg^{-1})
\dot{I}	tersinmezlik oranı (kW)
L	RHVT uzunluğu
m	kütle (kg)
\dot{m}	kütle debisi (kg s^{-1})
N	nozul sayısı
P	basıncı (kPa)
s	özgül entropi ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
T_0	referans çevre sıcaklığı (K)
T_{gir}	girişteki akışkanın sıcaklığı (K)
T_{sck}	sıcak akışkanın sıcaklığı (K)
$T_{\text{soğ}}$	soğuk akışkanın sıcaklığı (K)
ΔT	sıcak akışım sıcaklığı ve soğuk akışım sıcaklığı arasındaki fark [$= (T_{\text{sck}} - T_{\text{soğ}})$, (K)]
V	hız (ms^{-1})
Q	ısı geçişi (kJ)
V	hacim (m^3)
W	iş (kJ)
Z	yükseklik farkı (m)

Yunan harfleri (Greek symbols)

η_{II}	ekserji verimi (%)
ξ	soğuk akışım kütle debisinin girişteki akışım kütle debisine oranı ($= \frac{\dot{m}_{\text{soğ}}}{\dot{m}_{\text{gir}}}$)
$1-\xi$	sıcak akışım kütle debisinin girişteki akışım kütle debisine oranı ($= \frac{\dot{m}_{\text{sck}}}{\dot{m}_{\text{gir}}}$)
Δ	değişim

İndisler (Subscripts)

0	ölü durum veya referans çevre hali
çkış	çıkış
gir	giriş
K	kayıp
Sck	sıcak çıkış
soğ	soğuk çıkış

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma, Selçuk Üniversitesi (BAP 08401034 no'lu proje) tarafından desteklenmektedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Dincer K., Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpün Performansının İncelenmesi, **Doktora Tezi**, Gazi Üniversitesi, Fen Bil. Enst., Ankara, s. 1-229, 2005.
- Tsatsaronis, G., "Definitions and Nomenclature in Exergy Analysis and Exergoeconomics", **Energy**, 32; 249–253, 2007.
- Utlu, Z., Sogut, Z., Hepbasli A., Oktay, Z., "Energy and Exergy Analyses of a Raw Mill in a Cement Production", **Applied Thermal Engineering**, 26; 2479–2489, 2006.
- Saidi, M.H. ve Allaf Yazdi, M.R., "Exergy Model of a Vortex Tube System with Experimental Results", **Energy**, 24; 625–632, 1999.
- Şahin, H. M., Acır A., Baysal E., Koçyiğit E., "Enerji ve Ekserji Analiz Metoduyla Kayseri Şeker Fabrikasında Enerji Verimliliğinin Değerlendirilmesi", **Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.**, Cilt 22, No 1, 111-119, 2007.
- Çengel, A. ve Boles Y., **Thermodynamics: An Engineering Approach**, McGraw-Hill, Inc., 1994.
- Midilli, A., Kucuk, H., "Energy and Exergy Analyses of Solar Drying Process of Pistachio", **Energy**, 28; 539–556, 2003.
- Kavak Akpınar, E. ve Hepbasli A., "A Comparative Study on Exergetic Assessment of Two Ground-Source (Geothermal) Heat Pump Systems for Residential Applications", **Building and Environment**, 42; 2004–2013, 2007.
- Kotas T.J., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Tiptree, Essex: Anchor Brendon Ltd.; 1985.