©2017 Published in 5th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science 29-30 September 2017 (ISITES2017 Baku - Azerbaijan)

Paralel Bağlı Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüplerde Farklı Sayı ve Malzemelerdeki Nozulların Isıtma–Soğutma Sıcaklık Performansına Olan Etkisi Deneysel Olarak İncelenmesi

*[1] Volkan Kırmacı and [2] Fahrettin GÜNVER
*[1] Bartın Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Bartın, Türkiye
[2] Bartın Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bartın, Türkiye

Özet

Bu çalışmada, iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüp (RHVT) paralel olarak birbirine bağlanmıştır. RHVT'de Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul kullanılmıştır. RHVT'de giriş basıncı 150 kPa' dan 50 kPa aralıklarla 450 kPa basınç değerine kadar basınçlı hava kullanılmıştır. Paralel bağlı RHVT'ün ısıtma-soğutma sıcaklık performansları deneysel olarak incelenmiştir ve deneysel sonuçları grafiklerle değerlendirilmiştir.

Key words: Ranque - Hilsch vorteks tüp, soğutma, ısıtma

Abstract

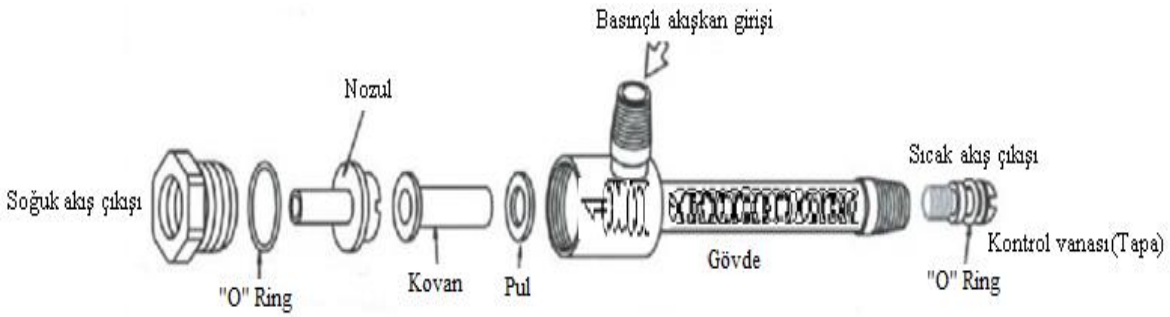
In this study, two counter flow Ranque-Hilsch Vortex Tubes with an internal diameter of 7 mm and length of 100 mm were connected in parallel. Polyamide Plastic, Aluminum and Brass nozzle was used in in the RHVT with nozzles which have 2, 4 and 6. Air was used as a working fluid in the RHVT inlet and working pressure ranged from 150 kPa to 450 kPa with 50 kPa increment. Cooling-heating temperature performances in the RHVT has been investigated experimentally and were interpreted by inspecting the experimental results and graphs.

Key words: Ranque-Hilsch Vortex tube, cooling, heating

1. Giriş

George Joseph Ranque tarafından 1931 yılında keşfedilen ve Rudoph Hilsch tarafından 1947 yılında geliştirilmiş olan vorteks tüpleri, iki araştırmacıların isimleri ile Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü (RHVT) olarak adlandırılmaktadırlar [1, 2]. RHVT, kontrol vanası hariç hareketli bir parçası bulunmayan basit bir boru sistemdir. RHVT basınçlı akışkan ile çalışarak, aynı anda hem ısıtma hem de soğutma işlemi meydana gelir [3, 4]. Ebatlarının küçük olması, rejime hızlı girmesi, herhangi bir soğutucu akışkana ihtiyaç olmamasından çevresel açıdan zararlı olmamalarından dolayı RHVT'ler günümüzde birçok ısıtma ve soğutma problemine çözüm olabilmektedirler [5, 6]. RHVT'ler akış özelliklerine göre, karşıt akışlı ve paralel akışlı olmak üzere ikiye ayrılmalarına rağmen, tüm RHVT'ler çalışma prensipleri aynıdır. Şekil 1 de yapılan çalışmada kullanılan karşıt akışlı RHVT çalışma prensibi verilmiştir.

*Corresponding author: Address: Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering Bartın University, 74100, Bartın TURKEY. E-mail address: volkankirmaci@gmail.com, Phone: +903782949178 Fax: +903782949364



Şekil 1. Çalışmada kullanılan karşıt akışlı RHVT yapısı [3]

Şekil 2 ve Şekil 3'de RHVT'ler ile aynı anda hem sıcak hem de soğuk akış elde edilmesi gösterildiği gibi iki farklı açısal hızlarda dönen akış arasında oluşan mekanik enerji transferidir. RHVT'ne basınçlı akışkan, giriş ağzında yer alan nozuldan geçerek teğetsel olarak girer. Tüp girişindeki nozul ile basınçlı olan giriş akışkanının basıncını düşürülerek hızın artmasını sağlamaktır. Nozuldan geçen akışkan, tüpe giren basınçlı akışkana bağımlı olarak tüpün silindirik yapısından dolayı çok yüksek açısal hızlarda dönmeye başlar. Bu dönme esnasında, akış merkezkaç kuvvetin etkisi ile tüp cidarına doğru açılmaya başlar. Bunun sonucunda da tüp merkezindeki akışkan ile tüp cidarındaki akışkan arasında basınç farkı oluşur. Oluşan basınç farkı sonucu ile akış radyal yönde merkeze doğru genişler. Merkezdeki akışın açısal hızı, açısal momentumun korunumu ilkesinden dolayı tüp cidarındaki akışının açısal hızından daha yüksek değerdedir. Bundan dolayı tüp içerisinde iki farklı hızlarda dönen iki akış oluşur. Merkezdeki akış daha yüksek hıza sahip olduğundan dolayı yüzeydeki akışı hızlanarak merkezdeki akıştan cidardaki akışa mekanik enerji transferi oluşur. Mekanik enerjisi azalan merkezdeki akış soğuk akış, tüp cidardaki sürtünme etkisi ve merkezdeki akıştan aldığı mekanik enerjiden dolayı tüp cidarındaki akış sıcak akıştır. Karşıt akışlı RHVT şekil 1'de gösterildiği gibi, soğuk akış, sıcak akışın çıktığı uçta bulunan vananın etkisi ile bir durgunluk noktasından sonra akış geriye doğru yönlenir. Bunun sonucunda, RHVT'lerde aynı anda bir ucundan soğuk akış diğer ucundan ise sıcak akış elde edilir. RHVT de uzunluğun tüp çapına oranı, imal edilmiş olduğu malzeme, nozul sayısı, akışkanın girişteki hızı ve basınç değeri RHVT elde edilen soğuk ve sıcak akış sıcaklığını etkileyen faktörlerdir [7-12].

Kırmacı ve Uluer (2008), yaptıkları deneysel çalışmada orifis nozul sayısının ve karşıt akışlı RHVT giriş basıncının, karşıt akışlı RHVT ısıtma ve soğutma performanslarına olan etkisini deneysel incelemişlerdir. Deneylerin sonucunda, sıcak ve soğuk çıkışlar arasındaki sıcaklık farkının; artan giriş basıncıyla arttığı, artan nozul sayısıyla azaldığını tespit etmişlerdir [13]. Dinçer ve Başkaya (2009), yaptıkları çalışmada karşıt akışlı RHVT'yi açık bir sistem olarak ele alarak ekserji analizi metodu ile tapa açısının ekserji verimliliğine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Ekserji verimliliğinin, karşıt akışlı RHVT giriş basıncının düşük değerlerinde düşük; artan basınç değerlerinde ise yüksek çıktığını bulmuşlardır [9]. Kırmacı (2009), yaptığı deneysel çalışmada Ranque-Hilsch vorteks tüpünde akışkan olarak hava ve oksijen kullanılarak farklı giriş basıncı ve farklı nozullarda sitemin ısıtma, soğutma performansını incelemiş ve enerji analizlerini yapmıştır[10]. Markal (2010), yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında deneysel olarak

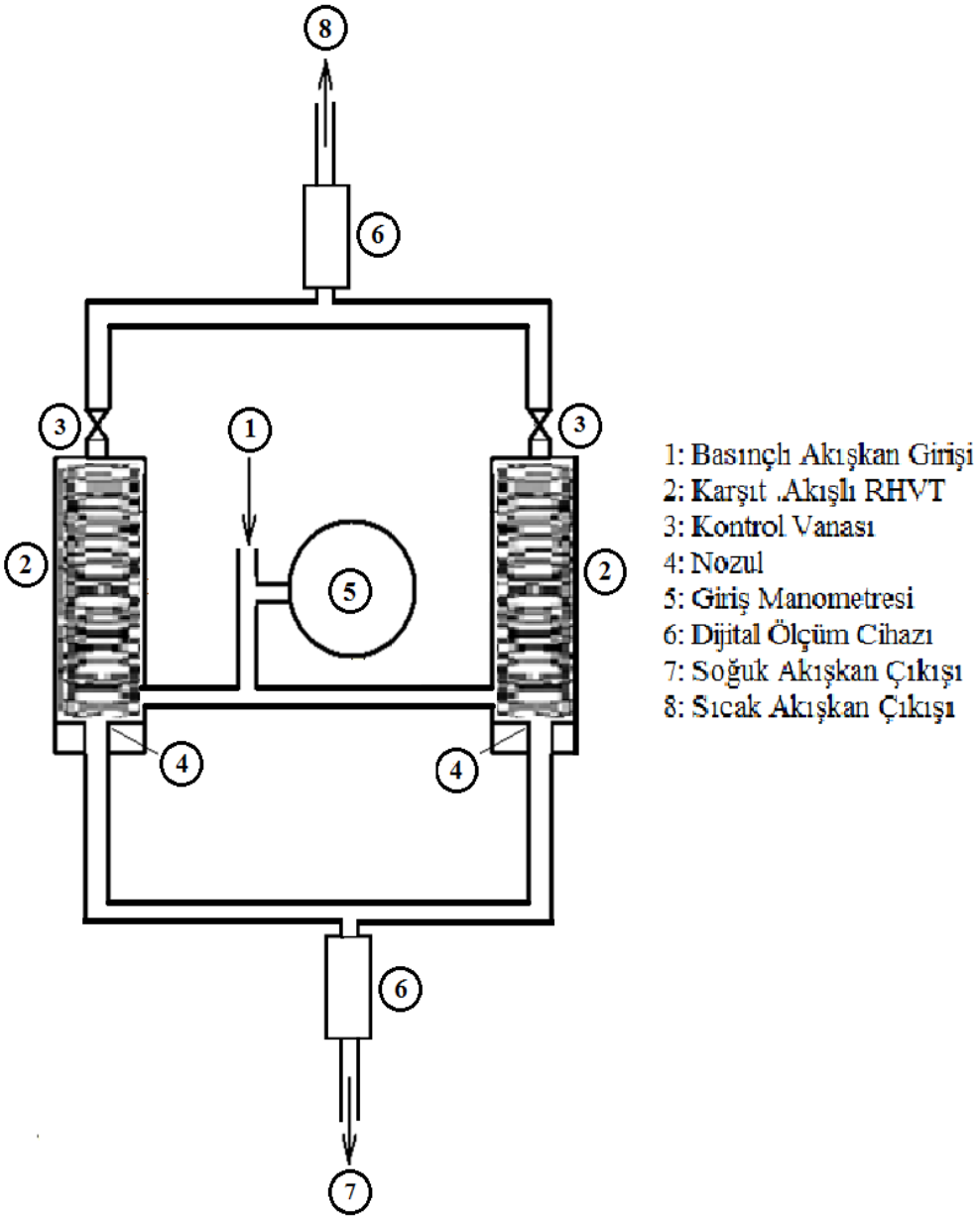
yeni bir vorteks üreteci geometrisi tasarımı ile vorteks üreteci uzunluğu, tüp uzunluğu, giriş basıncı ve tapa uç açısının sistem performansına olan etkisini incelemiştir [14]. Azeez vd. (2010), yaptıkları deneysel çalışmalarında uzunluğun çapa oranı ile soğuk çıkış orifis çapının performansa etkilerini deneysel incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda; L/D oranının performansa doğrudan etkisi olduğunu ve artan L/D oranlarında enerji ayrışmasının arttığını, soğuk çıkış orifis çapının ayrışma ve vorteks tüp performansı için önemli bir parametre olduğunu bulmuşlardır [15]. Aydın v.d (2010), yaptıkları deneysel çalışmalarında vorteks tüplerin akış performansları ve tasarım parametrelerini deneysel incelemişlerdir. Vorteks tüpüne farklı giriş basınçları altında değişik geometrik parametrelerde vorteks tüplerin ısıl performanslarını deneysel incelemişlerdir. Bu değişken parametreler vorteks tüpünün uzunluğu, tüp çapı, nozul giriş sayısı ve açısı ayrıca kontrol valfi olarak belirlemişlerdir [16].

Bu çalışmada, iç çapı 7 mm (D), gövde uzunluğu 100 mm (L) olan iki adet karşıt akışlı RHVT paralel olarak birbirine bağlanmıştır. Paralel bağlı RHVT'ler de polyamid, alüminyum ve prinç malzemelerinden üretilmiş 2, 4 ve 6 Nozullu orifis kullanılmıştır. Deneysel çalışmada, uzunluğunun çapa oranı (L/D) 7 olan paralel bağlı RHVT giriş basıncı 150 kPa' dan 450 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı hava kullanılarak oluşturulan sistemin soğutma–ısıtma performansları deneysel olarak etkileşimini incelenmiş ve deneysel sonuçlar grafiklerle değerlendirilerek performanslarının arttırılmasına yönelik önerilerde bulunulmuştur.

2. Deneysel Çalışma

Bu çalışmada, iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı RHVT kullanılmıştır. RHVT genişliği 55 cm, boyu 33 cm, kalınlığı 1,2 mm olan bir sac levha üzerine yatay konumda Şekil 2' de ki gibi sabitlenmiştir. RHVT giren havanın basıncını ölçmek için %5 hassasiyetinde PAKKENS marka gliserinli manometre, hacimsel debilerini ölçmek için %3 hassasiyetinde TSI (Trust. Science, Innovatıon) marka debimetreler RHVT çıkışlarına bağlanmıştır. Ayrıca kullanılan debimetre ile bağlandığı noktadaki basınç ve hacimsel debi değerleri okunmaktadır. RHVT çıkan soğuk ve sıcak akışkanların sıcaklıklarını ölçmek için ±1 ^{o}C hassasiyetinde olan dijital termometreler kullanılmıştır. Dijital termometrelerin probları RHVT sıcak ve soğuk çıkış taraflarından 1 cm ilerisine 1 mm çapında delinmiş tüpün merkezine gelecek şekilde yerleştirilmiş, etrafı silikonla kapatılarak sızdırmazlık sağlanmıştır. Sistemde basınçlı akışkan kaynağı olarak kompresör kullanılmıştır. Sistem elemanları arasındaki bağlantılar basınca dayanıklı pnömatik hortum vasıtasıyla yapılmıştır. RHVT'nün girişi ile hava kompresörü arasında, 10 bar basınç dayanımı olan pnömatik hortum, quick kuplin vasıtasıyla bağlanmıştır. Hava kompresörü çalıştırılmış ve tüpün akışkan girişindeki vana yardımıyla deneylerde başlangıç basıncı olan 150 kPa'lık basınç sağlanmıştır. Yapılan basınç ayarlamasından sonra RHVT'ün sıcak ve soğuk akışkan çıkışına monte edilen ölçüm cihazlarında okunan sıcaklık değerleri sabit oluncaya kadar aynı basınçta hava, kompresörden gönderilmiştir. RHVT girişteki basınç, RHVT den çıkan sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık değerleriyle birlikte hacimsel debileri de okunmuştur. Daha sonra 200 kPa olan basınç değerindeki deneye başlamadan önce RHVT'ün soğuk ve sıcak akışkan sıcaklığını ölçen dijital termometre ile ortam sıcaklığını ölçen dijital termometrelerin eşit sıcaklık değerine gelinceye kadar beklenmiş ve okunan değerler eşitlendikten sonra 200 kPa olan basınç değerindeki deneyler yapılmaya başlanmıştır. Daha sonra sırasıyla 250, 300, 350, 400 ve 450 kPa basınç değerlerinde polyamid,

alüminyumun ve pirinç malzemesinden imal edilmiş olan 2, 4 ve 6 nozullarda deneyler yapılmıştır. Tüm deneyler 21 ^{0}C'lik ortam sıcaklığında yapılmıştır. Deneyde elde edilen sonuçların doğruluğu için bir deney 3 kez tekrarlanmış ve elde edilen değerlerin ortalamaları alınmıştır.



Şekil 2. Deneysel sistem

3. Bulgular ve Tartışma

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistemler için kütlenin korunumu,

$$\sum \dot{m}_{gir} = \sum \dot{m}_{çkş} \tag{1}$$

$\dot{m}_{gir}$: Girişteki akışkanın kütlesel debisi, kg/s

$\dot{m}_{çkş}$: Çıkıştaki akışkanın kütlesel debisi, kg/s

şeklinde yazılabilir. Eşitlik 1 RHVT için Eşitlik 2 şeklinde yazılabilir.

$$\dot{m}_{çkş} = \dot{m}_a + \dot{m}_b \tag{2}$$

$\dot{m}_a$: Sıcak akışkanın kütlesel debisi, kg/s

$\dot{m}_b$: Soğuk akışkanın kütlesel debisidir, kg/s.

Girişteki akışkan sıcaklığı (T_{gir}) ile soğuk uçtaki akışkan sıcaklık (T_{sgk}) farkı, soğuk akışkan sıcaklık farkı ΔT_{sgk} olarak tanımlanmış ve Eşitlik 3 ile verilmiştir.

$$\Delta T_{sgk} = T_{sgk} - T_{gir} \tag{3}$$

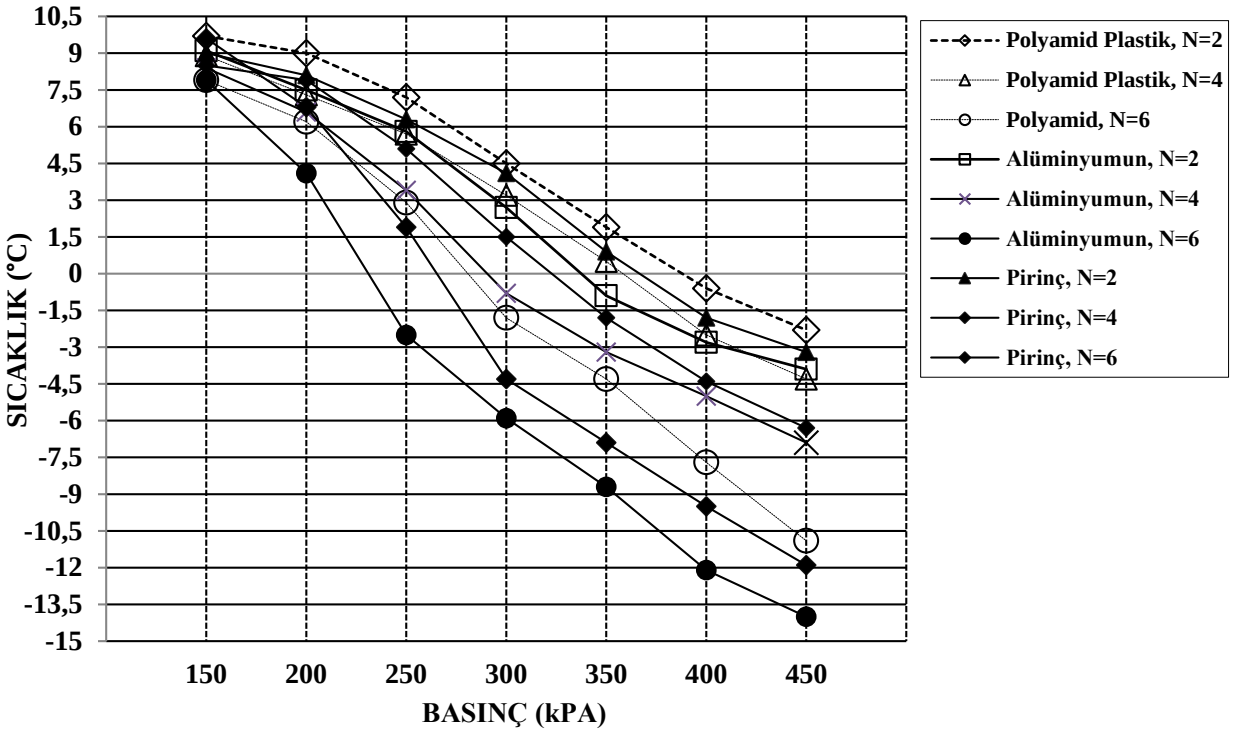
Girişteki akışkan sıcaklığı (T_{gir}) ile sıcak uçtaki akışkan sıcaklık (T_{sck}) farkı, sıcak akışkan sıcaklık farkı ΔT_{sck} olarak tanımlanmış ve Eşitlik 4 ile verilmiştir.

$$\Delta T_{sck} = T_{sck} - T_{gir} \tag{4}$$

Deneysel sistemin performansı, sıcak akışkanın sıcaklığı ile soğuk akışkanın sıcaklığı arasındaki fark olan cinsinden Eşitlik 5 ile ifade edilmiştir (4).

$$\Delta T = T_{sck} - T_{sgk} \tag{5}$$

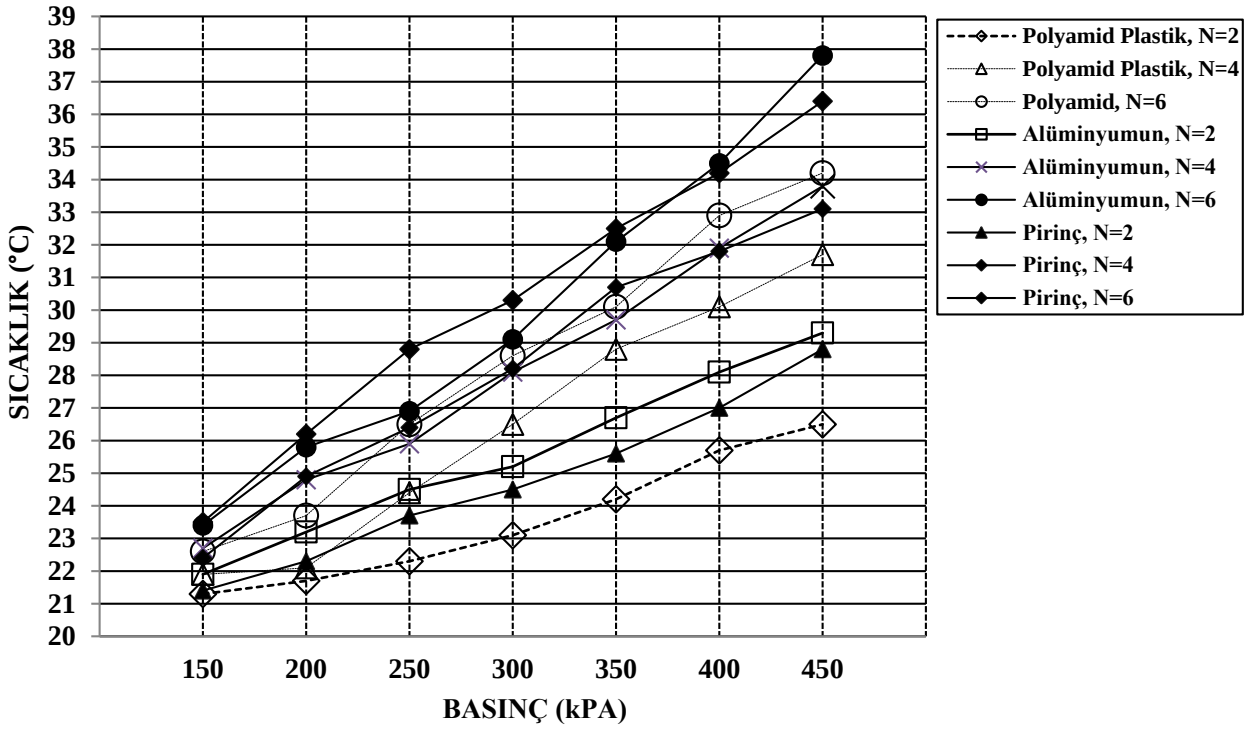
Karşıt akışlı RHVT de giriş basıncı (P_{gir}) 150 kPa' dan 50 kPa aralıklarla 450 kPa basınca kadar basınçlı hava Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4, 6 nozullar kullanılarak soğuk akış çıkış ucunda ölçülen sıcaklıklar (T_{sog}) Şekil 3 de verilmiştir.



Şekil 3. Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç için T_{sog} değişimleri

Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4, 6 nozul sayıları (N) için en düşük $T_{soğ}$ incelendiğinde, Alüminyumun malzemeden üretilmiş N=4 ve P_{gir}=450 kPa değerinde -14.0 ^{0}C olduğu, en yüksek $T_{soğ}$ değeri ise Polyamid Plastik malzemeden üretilmiş N=3 ve P_{gir}=150 kPa değerinde 8.9 ^{0}C olarak ölçülmüştür (Şekil 3).

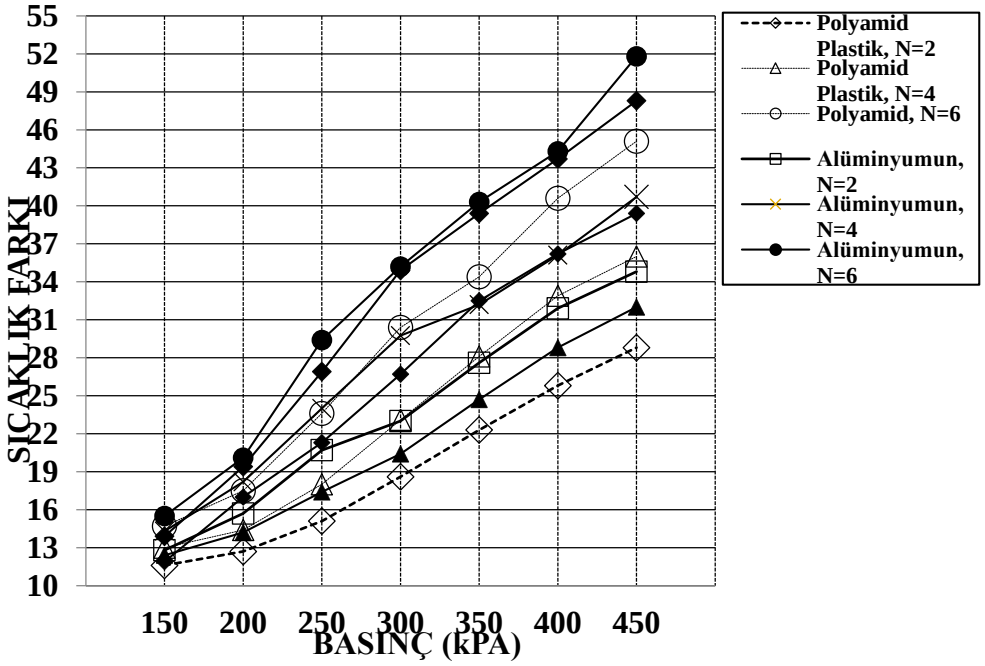
Karşıt akışlı RHVT de giriş basıncı (P_{gir}) 150 kPa' dan 50 kPa aralıklarla 450 kPa basınca kadar basınçlı hava Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4, 6 nozullar kullanılarak sıcak akış çıkış ucunda ölçülen sıcaklıklar (T_{sck}) Şekil 4 de verilmiştir.



Şekil 4. Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç için T_{sck} değişimleri

Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4, 6 nozul sayıları (N) için en yüksek T_{sck} incelendiğinde, Alüminyumun malzemeden üretilmiş N=4 ve P_{gir}=450 kPa değerinde 37.8 ^{0}C olduğu, en düşük T_{sck} değeri ise Polyamid Plastik malzemeden üretilmiş N=2 ve P_{gir}=150 kPa değerinde 21.3 ^{0}C olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir (Şekil 4).

Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4, 6 nozullar için basınçlı akışkan olarak havanın kullanıldığı ve 150 kPa' dan 50 kPa aralıklarla 450 kPa basınç değerlerindeki RHVT performans değeri olarak da adlandırılan sıcak akışkan çıkış ucunda ölçülen T_{sck} ile soğuk akışkan çıkış ucunda ölçülen T_{sgk} arasındaki fark olan, ΔT değerleri Şekil 5 de verilmiştir.



Şekil 5. Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç için ΔT ($T_{sıc}$ - T_{sog}) değişimleri

Polyamid, alüminyumun ve Pirinç malzemeden 2, 4, 6 nozul sayıları (N) için en yüksek ΔT incelendiğinde, Alüminyumun malzemeden üretilmiş N=4 ve P_{gir}=450 kPa değerinde 51.8 ^{0}C olduğu, en düşük T_{sck} değeri ise Polyamid Plastik malzemeden üretilmiş N=2 ve P_{gir}=150 kPa değerinde 11.8 ^{0}C olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir (Şekil 5).

3. Sonuç ve Öneriler

Deneysel olarak yapılan bu çalışmada, iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı RHVT'de nozul sayısı 2, 4, 6 olan Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş, basınçlı akışkan olarak hava kullanılan, 150 kPa' dan başlayarak 400 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, soğutma – ısıtma performansı deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışma, Ranque - Hilsch vorteks tüpler performansları nozul malzemesi, nozul sayısı ve giriş basıncına göre deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde en iyi performans değerini giriş basıncı 450 kP'da Alüminyumun malzemeden yapılmış 6 nozullu Ranque - Hilsch vorteks tüpü sağlamıştır. Giriş basıncı artıkça soğutma – ısıtma performansı artacağı önerilmektedir. Yapılan bu çalışma farklı nozul malzemeleri, sayısı ve geometrik yapı ile yapılacak olan diğer çalışmalar için temel alınarak uygulanabileceği görüşüne sahip olunmuştur.

Kaynakçalar

[1] Cebeci, İ., Kırmacı V., Topcuoglu U., Vorteks The Effects of Orifice Nozzle Number and Nozzle Made of Polyamide Plastic and Aluminum with Different Inlet Pressures on Heating and Cooling Performance of Counter Flow Ranque–Hilsch Vortex Tubes: An Experimental Investigation. International Journal of Refrigeration 2006, 72: 140-146.

[2] Dincer K., Ateş A., Başkaya Ş., Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünün Performansına Tapa Hareketinin Etkisinin Yapay Sinir Ağları Yöntemi İle Modellenmesi. Uluslar Arası İleri Teknolojiler Sempozyumu (İats'09) 13-15 Mayıs 2009, Karabük, Türkiye.

[3] Cebeci İ., Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Hava Ve Oksijen Akışkanlarının Farklı Nozul Numaralarında Enerji-Ekserji Analizlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi Fen Bilimleri Enstitüsü Bartın Üniversitesi 2013.

[4] Kırmacı V., Uluer O., Dincer K., Exerg Analysis And Performance Of A Counter Flow Vortex Tube: An Experimental Investigation With Various Nozzle Numbers At Different Inlet Pressures Of Air, Oxygen, Nitrogen And Argon. Journal Of Heat Transfer-Transactions Of The Asme 2010: 12: 121701-121701.

[5] Balmer R., Pressure Driven Ranque-Hilsch Temperature Seperation İn Liquids. Journal Of Fluids Engineering- Transactions Of Asme 1998: 110 (2): 161-164.

[6] Liu X., Liu Z., Investigation of The Energy Separation Effect and Flow Mechanism Inside a Vortex Tube. Applied Thermal Engineering 2014: 67: 494-506.

[7] Fröhlıngsdorf W., Unger H., Numerical Investigations Of Compressible Flow And The Eneryg Seperation İn The Ranque-Hilsch Vortex Tube. International Journal Of Heat And Mass Transfer 1999: 42: 415-422.

[8] Saidi, M. H., Valipour M. S., Experimental Modeling Of Vortex Tube Refrigerator. Applied Thermal Engineering 2003: 23: 1971-1980.

[9] Dincer K., Başkaya Ş., Ekserji Analiz Metoduyla Karşıt Akışlı Ranque Hilsch Vorteks Tüpün Tapa Açısının Ekserji Verimliliğine Etkisinin Değerlendirilmesi. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi 2009: 24 (3): 533-538.

[10] Kırmacı V., Exergy Analysis And Performance Of A Ranque-Hilsch Counter Flow Vortex Tube Having Various Nozzle Numbers At Different Inlet Pressures Of Oxygen And Air. International Journal Of Refrigeration 2009: 32 (7): 1626-1633.

[11] Kırmacı V., Uluer O., An Experimental Investigation Of The Cold Mass Fraction, Nozzle Number And Inlet Pressure Effects On Performance Of Counter Flow Vortex Tube. Journal Of Heat Transfer-Transactions Of The Asme 2009: 131 (8): 081701- 081709.

[12] Dincer K., Başkaya Ş., Üçgül İ., Uysal B. Z., Giriş Ve Çıkış Kütlesel Debilerinin Bir Vorteks Tüpün Performansına Etkisinin Deneysel İncelenmesi. 14.Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi Bildiri Kitabı Isparta 2003: 13-18.

[13] Kırmacı V., Uluer O., The Effects Of Orifice Nozzle Number On Heating And Cooling Performance Of Vortex Tubes: An Experimental Study. Instrumentation Science And Technology 2008: 36 (5): 493-502.

[14] Markal B., Ranque-Hılsch Vorteks Tüpünde Enerji Ayrışmasının Deneysel ve Termodinamik İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü 2010.

[15] Azeez N.T., Al-Barwari R.R., Talabani Z.J., An Experimental Investigation of The Geometric Parameters on The Performance for The Counter-Flow Vortex Tubes. International Conference on Mechanical and Electrical Technology 2010: 467- 470.

[16] Aydın O., Markal B., Avcı M., A new vortex generator geometry for a counter-flow Ranque–Hilsch Vortex Tube. Applied Thermal Engineering 2010: 30: 2505-2511.