

Akışkan olarak hava ve argon kullanılan vorteks tüpünde enerji ve ekserji analizi

Volkan KIRMACI*

G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi, 06500, Beşevler, Ankara, TÜRKİYE

Özet

Bu çalışmada, hacimsel debileri ayarlamak için bir kontrol vanası hariç hiçbir hareketli parçası bulunmayan vorteks tüpü kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda, sıcak akışkan çıkış tarafındaki kontrol vanası tam açık konumda bırakılmıştır. Yapılmış olan deneysel çalışmada, basınçlı akışkan olarak Hava ile hava içinde argon kullanılmıştır. Hava ve Argon (Ar) vorteks tüpüne giriş basınçları 2.0 bar'dan 7.0 bara kadar 0.5 bar aralıklarla değişik basınçlarda uygulanmıştır. Bu çalışmada, vorteks tüplerde oluşan enerji ayrışma olayı iki farklı akışkan için deneysel olarak incelenmiştir ve performansı termodinamik açıdan incelemeleri yapılmıştır. Ayrıca yapılan ekserji analizi ile sistemdeki kayıp iş ve verim hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ranque–hilsch vorteks tüp, enerji ayrışımı, ekserji analizi.

The energy and exergy analysis in vortex tube where air and argon is used as fluid

Abstract

In this study, the vortex tube, having no one moving part, except the control valve was used in order to arrange volumetric flows. In the experimental studies, the control valve on the outlet side of the hot fluid was open position. In the executed experimental study, Air and Argon (Ar) gases in the air, were used as pressured fluid. Air and Argon were applied to vortex tube for inlet pressure from 2.0 bar to 7.0 bar in 0.5 bar intervals. In this study, energy–separation case which occurs in the vortex tubes was investigated experimentally for two different fluids and the thermodynamic investigations studied. In addition, the lost work and the efficiency of the system were calculated by an exergy analysis.

Keywords: Ranque–hilsch vortex tube, energy separation, exergy analysis.

* Volkan KIRMACI, vkirmaci@gazi.edu.tr
Makalenin basım kararı 15.05.2007 tarihinde alınmıştır.

1. Giriş

Vorteks tüpler, 1931 yılında metalurjist ve fizikçi olan George Joseph Ranque tarafından bulunmuş ve Rudolph Hilsch tarafından geliştirilmiştir [1, 2]. Vorteks tüpü, hareketli bir parçası bulunmayan basit bir borudan ibaret olan basınçlı akışkan kullanılarak aynı anda hem soğuma hem de ısınma işlemi gerçekleştirebilen bir sistemdir [3]. Edatlarının küçük ve hafif olmaları, gecikmesiz rejime ulaşmaları, kimyasal soğutkanlar gerektirmemeleri ve dolayısıyla ekolojik açıdan zararlı olmaları gibi bir çok özellikleri ile vorteks tüpler günümüzde birçok soğutma ve ısıtma problemine çözüm olabilmektedirler [4, 5]. Vorteks tüpleri değişik özellikleri dikkate alındığında iki ana grupta toplanabilir. Bunlar; akış özellikleri ve tasarım özellikleridir.

A-) Akış özelliklerine göre;

I. Karşıt akışlı vorteks tüpler,

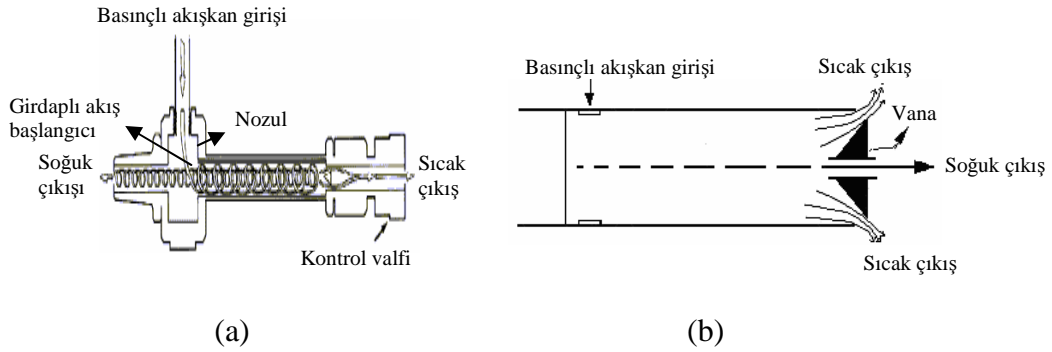
II. Paralel akışlı vorteks tüpler olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar.

B-) Tasarım özelliklerine göre;

I. Adyabatik vorteks tüpler,

II. Adyabatik olmayan vorteks tüpler,

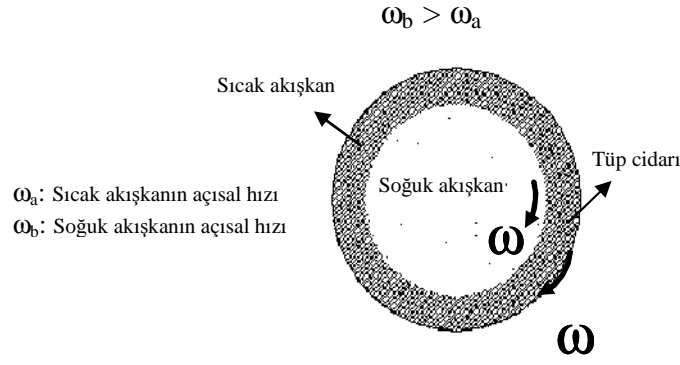
olmak üzere sınıflandırılmaktadırlar [6, 7]. Vorteks tüpler böyle bir sınıflandırmaya tabi tutulmalarına rağmen tüm cihazların çalışma prensipleri aynı ilkelere dayanır [8]. Karşıt akışlı ve paralel akışlı vorteks tüpünün çalışma prensibi Şekil 1 a ve b'de verilmiştir.



Şekil 1. Vorteks tüpünün yapısı [9].

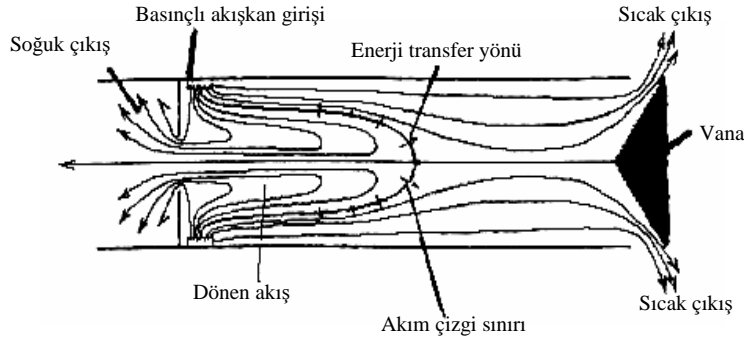
2. Vorteks tüpünün çalışma prensibi

Vorteks tüpü ile iki farklı sıcaklıkta akışkan elde edilmesinin temel prensibi, Şekil 2 ve Şekil 3'de görüldüğü gibi iki farklı açısız hızlarda dönen akışlar arasında, gerçekleşen mekanik enerji transferidir. Basınçlı bir akışkan vorteks tüpüne, tüpün giriş ağzında yer alan nozuldan geçerek vorteks tüpüne teğetsel olarak girer. Tüp girişinde nozul kullanılmasının sebebi, basıncın düşürülerek hızın artmasını sağlamaktır. Nozul sonrası hız, tüpe giren basınçlı akışkana bağımlı olarak tüpün silindirik yapısından dolayı dönmeye başlar. Çok yüksek açısız hızlarda dönen akış merkezkaç kuvvetin etkisi ile tüp cidarına doğru açılmaya zorlanır [8, 10]. Bu etki neticesinde tüp merkezindeki akışkan ile tüp cidarındaki akışkan arasındaki basınç farkı oluşur.



Şekil 2. Vorteks tüpün içindeki sıcak ve soğuk akışın hareketi [11]

Tüp cidarı ile tüp merkezi arasında oluşan basınç farkı nedeni ile akış radyal yönde merkeze doğru genişler. Merkeze gelen akışın açısal hızı, açısal momentumunun korunumu ilkesi gereğince tüp cidarındaki akışın açısal hızından daha yüksek değerlere ulaşır. Bu sebepten dolayı tüp içerisinde iki farklı hızda dönen iki akış oluşur. Merkezdeki akış daha yüksek hıza sahip olduğundan yüzeydeki akışı ivmelendirmeye çalışır. Bu durumda merkezdeki akış cidardaki akışa mekanik enerji transferi gerçekleştirir. Mekanik enerjisinde azalma olan merkezde ki akış soğuk akış, tüp cidardaki sürtünme etkisi ve merkezdeki akıştan aldığı mekanik enerjiden dolayı tüp cidarındaki akış sıcak akıştır. Karşıt akışlı vorteks tüp şekil 1.a 'da görüldüğü gibi, soğuk akış sıcak akışın çıktığı uca yerleştirilmiş olan vananın etkisi ile bir durgunluk noktasından sonra akış geriye doğru yönelir. Bu sayede tüpün bir ucundan sıcak akış diğer ucundan ise soğuk akış elde edilir [6].



Şekil 3. Karşıt akışlı bir vorteks tüpteki akış [12]

3. Deneysel Çalışma

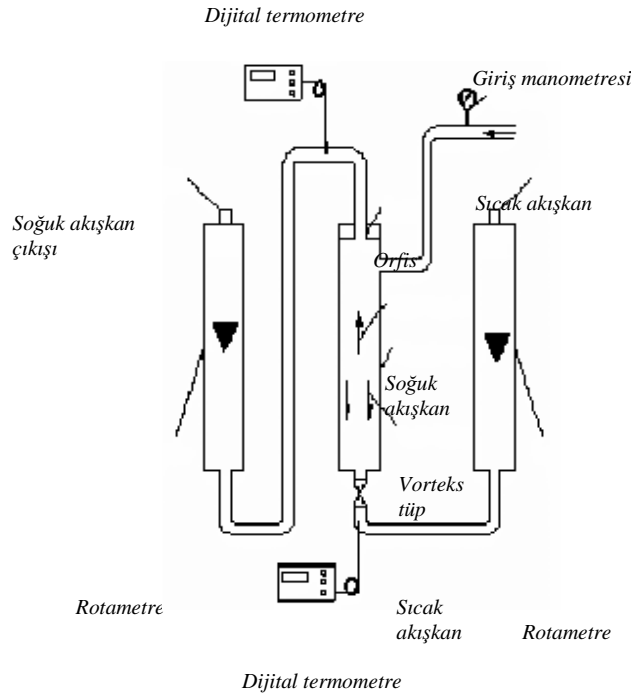
3.1. Deneysel sistem

Bu çalışmada, iç çapı 11 mm, gövde uzunluğu 160 mm olan abyabatik-karşıt akışlı bir vorteks tüpü kullanılmıştır. Yüksek basınca karşı dayanımını arttırmak için iç çapı 14 mm olan çelik bir boru vorteks tüpün üzerine kafes amacıyla geçirilmiştir. Vorteks tüp, genişliği 50 cm, yüksekliği 60 cm, kalınlığı 2 mm olan bir levha üzerine kontrol valfi aşağı tarafta olacak şekilde dik konumda şekil 4'deki gibi yerleştirilmiştir. Vorteks tüpüne, giren basınçlı akışkanın basıncını ölçmek için %1 hassasiyetinde manometre, çıkan soğuk ve sıcak akışkanın hacimsel debilerini ölçmek için %2 hassasiyetindeki rotametreler bağlanmıştır. Vorteks tüpünden çıkan soğuk ve sıcak akışkanların sıcaklıklarını ölçmek için ± 1 °C hassasiyetinde olan dijital termometreler kullanılmıştır.

Dijital termometrelerin problemleri vorteks tüpünün sıcak ve soğuk çıkış taraflarından 1 cm ilerisine 1 mm çapında delinmiş tüpün merkezine gelecek şekilde yerleştirilmiş, etrafı silikonla kapatılarak sızdırmazlık sağlanmıştır. Vorteks tüpünün sıcak akışkanın çıkış ucuna hacimsel debileri ayarlamak için bir kontrol valfi monte edilmiştir.

Vorteks tüpünün girişindeki vana ile hava kompresörü arasına yüksek basınca dayanıklı plastik hortum kelepçeler yardımıyla bağlanmıştır. Hava kompresörü çalıştırılmış ve vorteks tüpe akışkan girişindeki vana yardımıyla deneylerde başlangıç basıncı olan 2,0 bar'lık basınç sağlanmıştır. Yapılan basınç ayarlamasından sonra vorteks tüpünün sıcak ve soğuk akışkan çıkışına monte edilen dijital termometrelerdeki okunan sıcaklık değerleri sabit oluncaya kadar aynı basınçta hava kompresörden gönderilmiştir. Vorteks tüpe girişteki basınç, sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık değerleriyle birlikte hacimsel debileri de okunmuştur. Daha sonra 3,0 bar olan basınç değerindeki deneye başlamadan önce vorteks tüpünün 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 3,0 bar olan basınç değerindeki deney yapılmaya başlanmıştır. 3,0; 4,0; 5,0; 6,0 ve 7,0 bar basınç değerleri için yapılan deneysel çalışmalarda, 2,0 bar'daki yapılan işlemler tekrarlanmıştır.

Vorteks tüpünde 2,0 bar ve 7,0 bar arasında basınçlı hava gönderilerek yapılan deneyler tamamlandıktan sonra hava kompresör bağlantısı sistemden çıkarılarak, yerine Argon gazının muhafaza edildiği tüp bağlanmıştır. Vorteks tüpünde akışkan olarak kullanılan Argon gazı için 2,0 bar ve 7,0 bar basınç değeri arasındaki deneysel işlemler hava deneylerinde yapılan işlemler yapılmıştır.

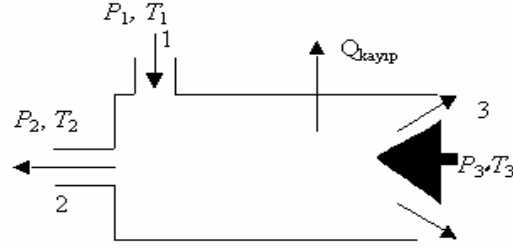


Şekil 4. Deneysel sistem

4. Bulgular ve tartışma

Bu çalışmada, genellikle oda sıcaklığında ve yüksek basınçtaki gazdan giriş sıcaklığına göre daha sıcak ve daha soğuk iki akım elde etmek için kullanılan vorteks tüplerin

Termodinamik analizi yapılmıştır. Çözümü esas alınan sistemin genel görünüşü Şekil 5’de verilmiştir [13].



Şekil 5. Sistemin genel görünüşü

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

$$\sum \dot{m}_{\text{gir}} - \sum \dot{m}_{\text{çıkış}} = 0 \quad (1)$$

şeklinde yazılabilir [14]. Denk. 1 vorteks tüpü için Denk. 2 şeklinde yazılabilir.

$$\dot{m}_{\text{çıkış}} = \dot{m}_a + \dot{m}_b \quad (2)$$

Vorteks tüpün adiyabatik olduğu ve dış yüzeyden ısı kaybının ihmal edilmiştir [13].

$$\sum \dot{m} h + \sum \dot{m} g z + \sum \dot{m} \frac{v^2}{2} = \dot{Q} - \dot{W}_s \quad (3)$$

$$\sum \dot{m} h + \sum \dot{m} \frac{v^2}{2} = 0 \quad (4)$$

Giriş ve soğuk ile sıcak çıkışların alanları dikkatle ayarlanıp, yaklaşık $v_1 \approx v_2 \approx v_3$ yapılabilir veya bu hızlar gerçekte de birbirinden çok fazla farklı olmayacağından, kinetik enerji terimlerinin katkısı yaklaşık sıfır alınabilir ve enerji denkliği entalpi denkliğine dönüşür (Denk. 5, 6, 7) [13].

$$\sum \dot{m} h = 0 \quad (5)$$

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (6)$$

$$\dot{m}_1 c_p (T_1 - T_r) = \dot{m}_2 c_p (T_2 - T_r) + \dot{m}_3 c_p (T_3 - T_r) \quad (7)$$

Referans sıcaklığı $T_r = 0$ K, alındığında, Denk. 8 yazılabilir [15].

$$\dot{m}_1 c_p T_1 = \dot{m}_2 c_p T_2 + \dot{m}_3 c_p T_3 \quad (8)$$

Termodinamiğin 2.Yasasına göre;

Vorteks tüpler çoğunlukla gazlar için uygulanır. İdeal gazlar için geçerli olan hal denklemi kullanılarak;

$$PV = nRT \quad (9)$$

Termodinamiğin 2. yasasının genel ifadesi $\Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} > 0$ ' dır. P_1, V_1, T_1 ilk halinden P_2, V_2, T_2 , son haline giden bir ideal gaz için;

$$\Delta S = \dot{n} c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \dot{n} R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (10)$$

olarak yazılabilir.

ΔS (entropi) de ΔV veya ΔH gibi hal fonksiyonudur. Şekil 5'de gösterilen vorteks tüp için;

$$S_2 + S_3 - S_1 > 0 \quad (11)$$

veya

$$\Delta S_{\text{Toplam}} = \Delta S_{\text{Soğuk akım}} + \Delta S_{\text{Sıcak akım}} > 0 \quad (12)$$

yazılabilir. Giren ve çıkan akımların sıcaklık ve basınçları dikkate alınarak molar birimler cinsinden;

$$\Delta S_{\text{Toplam}} = \left(\dot{n}_2 \tilde{c}_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \dot{n}_2 R \ln \frac{P_2}{P_1} \right) + \left(\dot{n}_3 \tilde{c}_p \ln \frac{T_3}{T_1} - \dot{n}_3 R \ln \frac{P_3}{P_1} \right) > 0 \quad (13)$$

olmalıdır. Kütleli birimler kullanılarak ise;

$$\Delta S_{\text{Toplam}} = \dot{m}_2 \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \right) + \dot{m}_3 \left(c_p \ln \frac{T_3}{T_1} - R \ln \frac{P_3}{P_1} \right) > 0 \quad (14)$$

şeklinde ifade edilebilir.

$\frac{T_1}{T_2}$ cinsinden $\frac{P_1}{P_2}$ ifadesinin Geliştirilmesi;

$P_2 \approx P_3$ olarak kabul edilerek Denk. 13 yeniden düzenlenirse;

$$\Delta S_{\text{Toplam}} = \dot{n}_2 \tilde{c}_p \ln \frac{T_2}{T_1} + \dot{n}_3 \tilde{c}_p \ln \frac{T_3}{T_1} - \left(\dot{n}_2 + \dot{n}_3 \right) R \ln \frac{P_2}{P_1} > 0 \quad (15)$$

gibi yazılabilir. Denk. 15'de $\dot{n}_2 + \dot{n}_3$ görüldüğü yere \dot{n}_1 olarak yazılırsa;

$$-\dot{n}_1 R \ln \frac{P_2}{P_1} > - \left(\dot{n}_2 \tilde{c}_p \ln \frac{T_2}{T_1} + \dot{n}_3 \tilde{c}_p \ln \frac{T_3}{T_1} \right) \quad (16)$$

$$+\dot{n}_1 R \ln \frac{P_1}{P_2} > \dot{n}_2 \tilde{c}_p \ln \frac{T_1}{T_2} + \dot{n}_3 \tilde{c}_p \ln \frac{T_1}{T_3} \quad (17)$$

Denk. 17'deki eşitsizliğin her 2 tarafıda n_1 ile bölünmüş ve Denk. 18 oluşturulmuştur [13, 16].

$$\frac{R}{c_p} \ln \frac{P_1}{P_2} > \frac{n_2}{n_1} \ln \frac{T_1}{T_2} + \frac{n_3}{n_1} \ln \frac{T_1}{T_3} \quad (18)$$

Kütleli debiler oranı;

$$y = \frac{m_2}{m_1} \quad (19)$$

olarak tanımlanmıştır [17]. Molar büyüklükler cinsinden y ve $1-y$ Denk. 20 şeklinde yazılmıştır.

$$y = \frac{m_2}{m_1} = \frac{n_2}{n_1} ve (1-y) = \frac{n_3}{n_1} \quad (20)$$

Denk. 18, Denk. 20 ile kullanılarak Denklem 21

$$\frac{R}{c_p} \ln \frac{P_1}{P_2} > y \ln \frac{T_1}{T_2} + (1-y) \ln \frac{T_1}{T_3} \quad (21)$$

elde edilmiştir. Denk. 8 molar büyüklükler cinsinden yazılıp T_3 sıcaklığı T_1 & T_2 cinsinden ifade edilebilir.

$$T_3 = \frac{(T_1 - y \cdot T_2)}{(1-y)} \quad (22)$$

elde edilir. Denk. 21 ile Denk. 22 birleştirilerek

$$\frac{R}{c_p} \ln \frac{P_1}{P_2} > y \ln \frac{T_1}{T_2} + (1-y) \ln \frac{T_1}{(T_1 - y T_2)/(1-y)} \quad (23)$$

yazılabilir. Bu ifadelerin tekrar düzenlenmesiyle de, vorteks tüpe girişteki basıncın soğuk çıkış tarafındaki basınca oranına göre değişimi Denk. 24 şeklinde yazılmıştır.

$$\left(\frac{P_1}{P_2} \right) > \left\{ \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^y \left[\frac{(T_1 / T_2)(1-y)}{(T_1 / T_2) - y} \right]^{(1-y)} \right\}^{\frac{c_p}{R}} \quad (24)$$

T_1 giriş sıcaklığıdır ve genellikle ortam sıcaklığına yakındır ve yine genellikle baştan bilinir. Termodinamiğin 2. Yasasından başlayarak geliştirilen yukarıdaki ifade, belirli bir y değeri için istenilen soğuk akım sıcaklığı olan T_2 'ye ulaşmak için P_1/P_2 'nin ne olması gerektiğini vermektedir [13].

Vorteks tüpler için ekserji denkliği:

Bir sistemden elde edilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir. Bu değer,

sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve kullanılabilirlik diye adlandırılır. Bir sistemden elde edilen işin tümünden amaçlarımız doğrultusunda yararlanamayabiliriz. Tersinir iş belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanır. Başka bir deyişle, sistemle çevre arasındaki ısı geçişinin tersinir olarak gerçekleştiği, ayrıca sistem içinde tersinmezliklerin olmadığı bir hal değişimi söz konusudur. Son hal ölü hal olduğu zaman tersinir iş kullanılabilirliğe eşittir. İş gerektiren hal değişimleri için tersinir iş, hal değişimini gerçekleştirmek için gerekli en az işi gösterir. Tüm tersinir bir hal değişimi için gerçek ve tersinir iş terimleri aynıdır, böylece tersinmezlik sıfırdır. Bu beklenen bir sonuçtur. Çünkü tüm tersinir bir hal değişimi sırasında tersinmezliklerin bir ölçüsü olan entropi üretimi olmaz. Tüm gerçek hal değişimleri sırasında tersinmezlik sıfırdan büyük (artı) bir değerdir [7]. 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 [7].

Kayıp ekserji Denk. 25 ile verilmiştir.

$$I = e_1 - e_{çık} \quad (25)$$

Vorteks tüp için giren ekserji;

$$e_1 = (h_1 - h_o) - T_o(s_1 - s_o) \quad (26)$$

sıcak akım tarafından çıkan ekserji;

$$e_3 = (h_3 - h_o) - T_o(s_3 - s_o) \quad (27)$$

soğuk akım tarafından çıkan ekserji;

$$e_2 = (h_2 - h_o) - T_o(s_2 - s_o) \quad (28)$$

şeklinde yazılabilir. Vorteks tüpler için sıcak ve soğuk olmak üzere 2 çıkış bulunmaktadır. Bu nedenle Denk. 27 ve Denk. 28 birlikte değerlendirilerek Denk. 29 elde edilmiştir.

$$e_{çık} = ye_2 + (1-y)e_3 \quad (29)$$

Bir hal değişimi sırasında, birim zamanda oluşan tersinmezlik hızı, \dot{I} ile gösterilmiş ve Denklem 30 şeklinde yazılmıştır.

$$\dot{I} = m_1 I \quad (30)$$

Adyabatik sistemler için, Denk. 14 kullanılarak Denklem 30 aşağıdaki gibi de yazılabilir.

$$\dot{I} \cong T_o \Delta S_{\text{Toplam}} = T_o \left[\dot{m}_2 \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \right) + \dot{m}_3 \left(c_p \ln \frac{T_3}{T_1} - R \ln \frac{P_3}{P_1} \right) \right] \quad (31)$$

Vorteks tüpler için yapılmış olan ekserji analizinde ise ikinci kanun verimi Denklem 32’de tanımlanmıştır [13, 16].

$$\eta_{II} = \frac{e_{çık}}{e_{gİR}} \cong 1 - \frac{T_o \Delta S_{Toplam}}{m_1 e_1} \quad (32)$$

5. Sonuç ve öneriler

Vorteks tüplerde, sıcak akışın çıkış tarafında bulunan vananın açılıp kapanması ile y_c oranı değişmektedir. Yapılmış olan bu deneysel çalışmada, vana tam açık konumda bırakılarak deneyler yapıldığından y_c oranı sabittir. Şekil 6’de hava ve argon’a ait sıcak ve soğuk akışkanın hacimsel debilerinin vorteks tüpüne giriş basıncına göre değişim değerleri gösterilmiştir. Hava ve argon’un soğuk ve sıcak akışkanların hacimsel debileri Vorteks tüpe giriş basıncı arttıkça lineer bir doğru şeklinde artmıştır.

Şekil 7’de hava ve argon gazlarının, sıcak akışkanın sıcaklığı (T_{sck}) ve soğuk akışkanın sıcaklığının ($T_{soğ}$) girişteki basınç ile değişimi verilmiştir. Sıcak akışkanın sıcaklığının en fazla hava, en az ise argon da olduğu görülmektedir. Ancak argon’un havaya göre az ısınmasına rağmen, daha fazla soğuma olayı argon gazında olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir.

Şekil 7’de görüldüğü gibi 7 bar giriş basıncında, hava ve argon gazlarının, vorteks tüpün sıcak çıkış tarafındaki sıcaklık değerleri sırasıyla 38,7 °C; 23,2 °C deneysel olarak ölçülmüştür. Vorteks tüpü giriş basıncının 7 bar olduğunda, hava ve argon gazlarının vorteks tüpünden çıkan soğuk çıkış sıcaklıkları sırasıyla -2,1 °C; -26,7 °C’dir. Yapılan deneyler, hava ve argon’un ölçülen en yüksek sıcaklık değerleri sırasıyla 6 bar basıncında 43,5 °C; 5,5 bar basıncında 32,8 °C’dir.

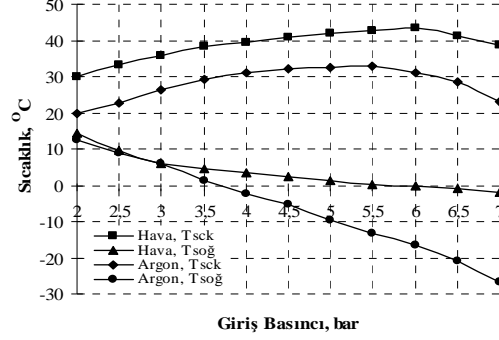


Şekil 6. Hava ve argon’un vorteks tüpünden çıkan soğuk ile sıcak akışkanın hacimsel debilerinin vorteks tüpüne girişteki basınca göre değişimi

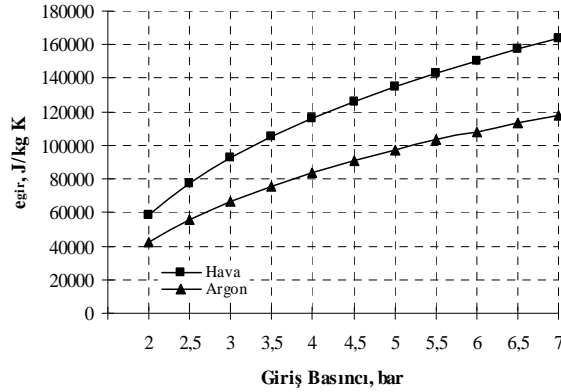
Vorteks tüpe girişteki basınç 2 bar’dan başlayarak 1 bar aralıklarla 7 bar’a kadar yükseltılarak yapılmış olan değişik giriş basıncındaki değişik gazlarla vorteks tüpünde yapılan deneyin deneysel verileri kullanılarak, ekserji analizi yapılmıştır. Ekserji analizi için gerekli olan entalpi, entropy değeri “CoolPack” bilgisayar programından yararlanılmıştır. Vorteks tüpünden çıkan sıcak ve soğuk akışkanın basınç değeri

atmosfer basıncı olarak kabul edilmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda en fazla giren ekserji, en fazla çıkan ekserji, kayıp ekserji ve İkinci kanun verimi hesaplanmıştır.

Deneysel çalışmada vorteks tüpünde kullanılan Hava ve Argon'un giriş basıncının artmasıyla girişteki ekserjide sürekli artış göstermiştir. Aynı basınç'ta, vorteks tüplerinin giriş ekserjileri birbiri ile mukayese edildiğinde, fazla giren ekserjinin, argon; az giren ekserji ise hava olmuştur (Şekil 8).



Şekil 7. Hava ve argon gazlarının T_{sck} ve T_{sog} 'nin vorteks tüpü girişteki basınç ile değişimleri

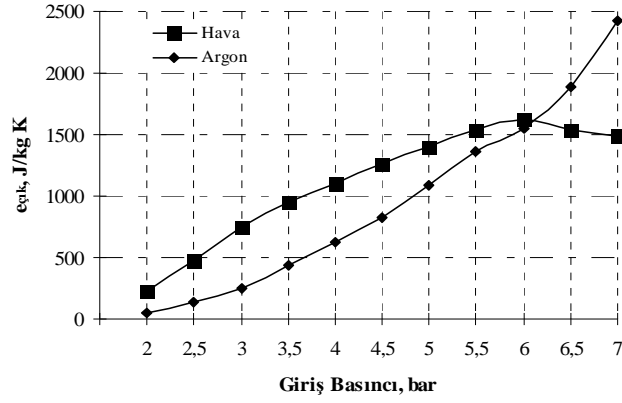


Şekil 8. Hava ve argon gazlarının e_{gir} değerlerinin vorteks tüpü girişteki basınç ile değişimleri

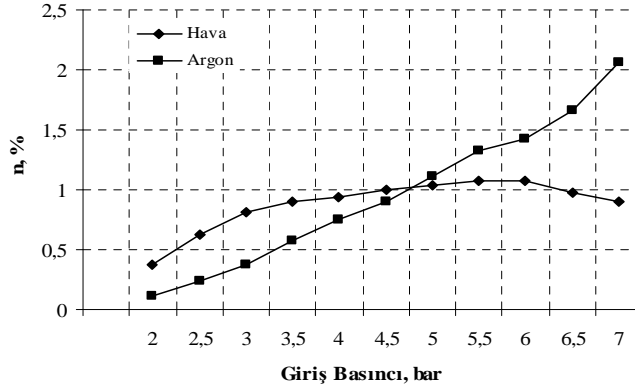
Vorteks tüpünde kullanılan Hava ve argon'un giriş basıncının artmasıyla çıkış ekserjide sürekli artış göstermiştir. Ancak Hava 6 bar'dan sonra çıkış ekserjide azalma olmuştur. Hava ve argon'un çıkış ekserjileri birbiri ile mukayese edildiğinde, hava 6 bar'a kadar argon'un çıkış ekserjininden fazla olmuştur. Ancak 6 bar'dan sonra hava'nın çıkış ekserjisinde azalma olurken argon da ise çıkış ekserjisinde artış devam etmiştir (Şekil 9).

Basıncın yükselmesi ile e_{gir} sürekli artış göstermiştir. Buna karşılık e_{cik} , e_{gir} 'e göre çok düşük değerlerde kalmıştır. Bu durum 2. kanun verimini etkilemiştir (Şekil 10). 2. kanun veriminin çok düşük değerler almasının nedeni, vorteks tüplerde gerçekleşen süreçlerin tersinmez olmasıdır. Vorteks tüplerde, faydalı iş enerjisinden (sıkıştırılmış akışkanın enerjisinden) yararlanılarak noktasal olarak ısıtma veya soğutma yapılmaktadır.

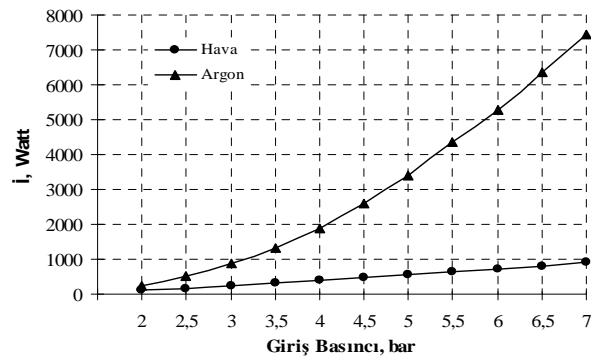
Şekil 11’de tersinmezlik hızı olan \dot{I} ’nin vorteks tüpe giriş basıncına göre değişimi verilmiştir. Tersinmezlik hızı, P_{gir} ’in yükselmesi ile artmıştır.



Şekil 9. Hava ve argon gazlarının $e_{çık}$ değerlerinin vorteks tüpü girişteki basınç ile değişimleri



Şekil 10. Hava ve argon gazlarının η değerlerinin vorteks tüpü girişteki basınç ile değişimleri



Şekil 11. Hava ve Argon gazlarının \dot{I} değerlerinin vorteks tüpü girişteki basınç ile değişimleri

6. Simgeler

c_p	sabit basınçtaki özgül ısı, $J kg^{-1} K^{-1}$
\tilde{c}_p	sabit basınçtaki özgül ısı, $J mol^{-1} K^{-1}$
e	ekserji, $kJ kg^{-1}$
h	entalpi, $kJ kg^{-1} K^{-1}$
I	kayıp ekserji, $kJ kg^{-1}$
\dot{I}	tersinmezlik hızı, kW
\dot{m}	kütle debisi, $kg s^{-1}$
\dot{n}	molar hız, $mol s^{-1}$
P	basınc, bar
R	gaz sabiti, $287 J kg^{-1} K^{-1}$
s	entropy, $kJ kg^{-1} K^{-1}$
T_0	çevre sıcaklığı, K
T_r	referans sıcaklığı, K
T_1	girişteki akışkanın sıcaklığı, K
T_2	soğuk akışkanın sıcaklığı, K
T_3	sıcak akışkanın sıcaklığı, K
ΔT	sıcak akışın sıcaklığı ile soğuk akışın sıcaklığı arasındaki fark, K
Q	ısı geçişi, kJ
V	hacim, m^3
η_{II}	ekserji verimi
y	soğuk akışın kütle debisinin girişteki akışın kütle debisine oranı
$1-y$	sıcak akışın kütle debisinin girişteki akışın kütle debisine oranı

7. İndisler

0	çevre hali
1	giriş
2	soğuk çıkış
3	sıcak çıkış
Δ	değişim
çık	çıkış
gir	giriş
sck	sıcak
soğ	soğuk

8. Kaynaklar

- [1] Yılmaz M., Çomaklı Ö., Kaya M., Karlı S., “Vorteks Tüpler: 1-Teknolojik Gelişim”, **Mühendis ve Makine**, 47, 554, s.42-51, (2006).
- [2] Özkul N., “**Uygulamalı Soğutma Tekniği**”, 5. Baskı, Makine Mühendisleri Odası Yayın No:115, Ankara, s.709 (1999).
- [4] Althouse A.D., Turnquist C.H., Bracciano A.F., “**Modern Refrigeration and Air Conditioning**”, The Goodheart-Willcox Company Inc., South Holland, s.633, (1979).

- [5] Balmer R., ‘‘Pressure Driven Ranque-Hilsch Temperature Separation in Liquids’’, **Journal of Fluids Engineering-Trans. of Asme**, 110, 2, pp.161-164. (1988).
- [6] Özgür A.E., Selbaş R., Üçgöl İ., ‘‘Vorteks Tüpler İle Soğutma Uygulamaları’’, **V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi**, s.387-397, (2002).
- [7] Özgür A. E., ‘‘Vorteks Tüplerin Çalışma Kriterlerine Etki Eden Faktörlerin ve Endüstrideki Kullanım Alanlarının Tespiti’’, **Yüksek Lisans Tezi**, Isparta Üniversitesi Fen Bil. Enst.,Isparta, s.70, (2001).
- [8] Usta H., Kırmacı V. ‘‘Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Hava Oksijen Karbondioksit Ve Azot Kullanılarak Isıtma–Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi’’, **BAÜ Fen Bil. Enst. Dergisi**, 8, 2, (2006).
- [9] Fröhlingdorf W., Unger H., ‘‘Numerical Investigations of Compressible Flow and the Energy Separation in the Ranque-Hilsch Vortex Tube. int’’, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 42, pp.415-422, (1999).
- [10] Coccerill T., ‘‘Thermodynamics and Fluid Mechanics of a Ranque Hilsch Vortex Tube’’ **MSc Thesis**, University of Cambridge (1998).
- [11] Usta H., Kırmacı V., Dincer K., ‘‘Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava, Oksijen Ve Karbondioksitin Soğutma–Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi’’ **Teknoloji**, 8, 4, s.311-319, (2005).
- [12] Hajdik B., Lorey M., Stemle J., Thomas K., ‘‘Vortex Tube can Increase Liquid Hydrocarbon Recovery at Plant Inlet’’ **Oil-Journal**, pp.76-83, (1997).
- [13] Dincer K., Uysal B.Z., Başkaya Ş., Sivrioğlu M., Üçgöl İ., ‘‘Vorteks Tüplerde Enerji ve Ekserji Analizi’’, **ULIBTK’05 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi**, Trabzon (2005).
- [14] Çengel Y., Boles M., ‘‘Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik’’, **Literatür Yayıncılık Ltd.**, İstanbul, s.780, (1996).
- [15] Usta H., Dincer K., Kırmacı V., Variyenli H.İ., ‘‘Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava İle Karbondioksitin Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel İncelenmesi’’, **C.Ü. Fen-Edebiyat Fakültesi Fen Bilimleri Dergisi**, 24, 2, s.28-39, (2003).
- [16] Dincer K., Uysal B.Z., Başkaya Ş., Sivrioğlu M., Üçgöl İ., ‘‘Altı Nozullu Vorteks Tüpünün Performansının İncelenmesi’’, **4. Internation Advanced Technologies Symposium**, Konya (2005).
- [17] Stephan K., Lin S., Durst M., Huang F., Seher D., ‘‘An Investigation of Energy Separation In A Vortex Tube’’, **Journal of Heat Mass Transfer**, 26, (3), s. 344-348, (1983).