

RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜNDE FARKLI GAZLARIN DEĞİŞKEN BASINÇ DEĞERLERİNDE SOĞUTMA PERFORMANSLARININ SAYISAL İNCELENMESİ

Hamdi KAÇMAZ
Selahaddin Orhan AKANSU

ÖZET

Fransız bilim adamı Georges Joseph Ranque tarafından keşfedilenden bu yana, vorteks tüpleri teorik ve pratik uygulamaları açısından oldukça ilgi çeken bir konu olmuştur. Yaygın olarak Ranque-Hilsch Vorteks Tube "olarak bilinen bu tüplerin, günümüzde ticari firmalar tarafından yapılan geniş uygulamalar ve büyük bir seri üretim yelpazeleri vardır. Yapılan çalışmada Ranque-Hilsch vorteks tüpünde farklı gazların soğutma performansları sayısal olarak incelenmiştir.

Çalışmada Hava ve CO₂ gazları kullanılmıştır. Kullanılan Fluent kodlu paket programda Standart k-ε türbülans modeli seçilmiştir.

Çalışmada, sıcak ve soğuk çıkışta basınç değerleri değiştirilerek vorteks tüpünün soğutma performansı, enerji ayrışımı, sıcaklık dağılımı ve akış hareketleri incelenmiştir. Enerji denge değerleri % 5'in altında literatür ile uyumludur.

Giriş sınır şartlarında 120 kPa basınç ve 294,2 K sıcaklık değeri seçilmiş, akışkan kütlesi 8.35 10⁻³ kg/s olarak belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Vorteks Tüp, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Isıtma-Soğutma, Isı Transferi, Enerji Dengesi

ABSTRACT

Since it was discovered by French scientist Georges Joseph Ranque, vortex tubes, in terms of theoretical and practical applications, has been a subject of much interest. These tubes, which are widely known as "Ranque-Hilsch Vortex Tube, have a wide range of applications and mass production are done by commercial firms nowadays. In this study theoretical studies of the vortex tube were done and the cooling performances of different gases of a vortex tube were numerically investigated.

Air and CO₂ gases are used in this study. In the Fluent coded packet program, the Standard k-ε turbulence model is selected. In the study, hot and cold exit pressure values by changing the vortex tube cooling performance, energy decomposition, temperature distribution and flow movements are examined. Energy balance is consistent with the literature values below 5%. The inlet stagnation conditions were selected as 120 kPa pressure and 294.2 K temperature and the mass flow rate is selected as 8.35 10⁻³ kg/s.

Keywords: Vortex Tube, Computational Fluid Dynamics, Heating-Cooling, Heat Transfer, Energy Balance.

1. GİRİŞ

Fransız bilim adamı Georges Joseph Ranque tarafından keşfedilmesinden itibaren, vorteks tüpleri, teorik ve pratik uygulama açısından oldukça ilgi çeken bir konu olmuştur. Yaygın olarak “Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü” ismi ile anılan bu tüplerin günümüzde çok çeşitli kullanım alanları bulunmakta ve ticari firmalar tarafından seri imatları yapılmaktadır [7,8]. Günümüzde ısıtma ve soğutma için gerekli enerjinin büyük bir kısmı fosil yakıtlar kullanılarak sağlanmaktadır. Fosil yakıtların gün geçtikçe azalması ve atmosfere verdiği zararlar insan hayatını olumsuz yönde etkilemektedir. Soğutma işlemlerinde soğutucu akışkanlar kullanılmakta, soğutucu akışkanlar ise atmosferde telafisi mümkün olmayan hasarlara neden olmaktadır. Bu durum alternatif enerji kaynaklarını ön plana çıkarmaktadır. Hava ile çalışan ısıtma veya soğutma sistemleri diğer sistemlere göre daha fazla avantaj arz etmektedir. Hava ile çalışan sistemlerin başında vorteks tüpleri gelmektedir.

2. AMAÇ VE KAPSAM

Vorteks tüpünde farkı sıcaklıklarda soğuk ve sıcak olmak üzere iki farklı akışkan elde edilir. Soğuk ve sıcak akışkanın sıcaklığını etkileyen birçok parametre vardır. Vorteks tüpün boyu, boyunun çapına oranı, nozul sayısı, akışkanın vorteks tüpe girişteki hızı, giriş açısı ve giriş basıncı bunlardan bazılarıdır. Bu çalışmadaki, sayısal çözümlemelerde giriş basıncının sabitlenerek soğuk ve sıcak basınçların aynı anda artırılması sonucunda vorteks tüpünün çalışma performansı irdelenmiştir. Sistemde enerji ayrışımı olduğundan sistemin performansı sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Vorteks tüpünün sayısal çözümlemesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılmıştır. Sayısal olarak incelenen vorteks tüpünde, akım sıcak ve soğuk taraftan ayrı ayrı kontrol edilerek vorteks tüplerin ısı performans analizi yapılmıştır. Problemin çözümü için sayısal çalışmada Fluent kodlu paket programı ve Standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Nümerik çalışmalar Hava, ve CO₂ gazları kullanılarak 2500–3000 arasında gerçekleştirilen iterasyonlar sonucunda belirtilen gazların literatürle uyumu sağlanarak soğutma performansları incelenmiş, enerji ayrışmaları yapılmış ve yapılabilecek iyileştirmeler belirtilmiştir.

3. NÜMERİK ÇÖZÜM TEKNİĞİ

Girdaplı akışlarda sayısal çözüm yaparken kararlı bir çözüm elde etmek için farklı momentum denklemleri, enerji denklemleri arasında girdaplı ve hızlı bir akışın olduğundan çözüm yapmak oldukça zordur. Sisteme çok fazla parametre etki etmektedir. Dolayısı ile, çözüm işlemi, çözüm şartları büyük önem taşımaktadır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) modellemede, akışın çözümü için gereken dört transfer denklemlerinin hepsi aktif hale getirilmiştir. Bu denklemler akış denklemleri, hız denklemleri, enerji denklemleri ve türbülans denklemleridir. Nümerik çözümleme yapılırken k-ε türbülans modeli kullanılmıştır [1]. Sayısal çözümlemelerde yakınsama kriteri momentum, süreklilik denklemleri için 10⁻⁵ ve enerji denklemleri 10⁻⁸ den olarak seçilmiştir.

\dot{Q} ısı transfer denklemi olmak üzere \dot{Q}_h sıcak bölgeden çıkan akışkandan elde edilen ısı transfer ve \dot{Q}_c soğuk akış bölgesinden elde edilen ısı transfer denklemleri olmak üzere aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$\dot{Q}_h = m_h \cdot c_p \cdot (T_h - T_i) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_c = m_c \cdot c_p \cdot (T_i - T_c) \quad (2)$$

Isıl değerler Hava ve CO₂ gazları için hesaplanmıştır. Bütün iterasyonlar sonucunda soğuk kütle çıkışı m_c ve sıcak kütle çıkışı m_h olarak bütün değerler tek tek not alınmıştır. Soğuk akım sonucunda elde edilen sıcaklık değeri T_c ve sıcak akım bölgesinde sıcak akış sıcaklığı T_h olarak belirlenmiştir. T_i ise

iterasyonlar sonucunda elde edilen giriş sıcaklık değeridir. Sistemdeki ısı kazanç ve kayıpların olduğunu hesapladığımız (1) ve (2) nolu denklemlerinin ortalaması alınarak toplam ısı transfer hesabı yapılmıştır.

Toplam ısı transferi (\dot{Q}_t) olarak gösterilirse:

$$\dot{Q}_t = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_c}{2} \quad (3)$$

Sistemdeki enerji denge hatası aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$E_{Hatası} \% = \frac{1}{2} \cdot \left| \frac{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c}{\dot{Q}_h + \dot{Q}_c} \right| \cdot 100 \quad (4)$$

Vorteks tüp çalışmalarında kütle transferi, kütle çıkış oranı ve enerji büyük önem taşımaktadır. Çalışmada soğuk kütle oranı $m_{fraction}$ olarak belirlenmiş ve aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$m_{fraction} \% = \frac{m_c}{m_t} \cdot 100 \quad (5)$$

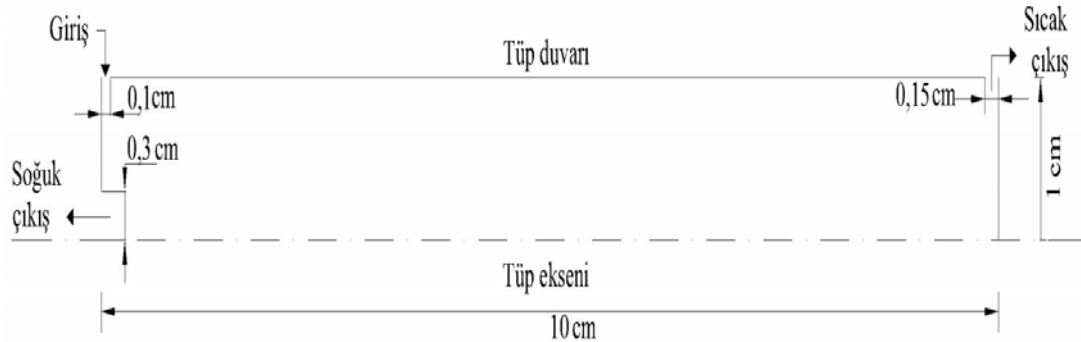
Burada $m_{fraction}$ soğuk kütle % oranını, m_c soğuk kütle çıkışını ve m_t toplam kütle miktarı olarak belirlenmiştir. Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde bir giriş iki adet sıcak ve soğuk olmak üzere çıkış bölümü bulunmaktadır.

Giriş kütlesi m_g , toplam çıkış kütle m_t oranından vorteks tüpteki kütle hatası aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

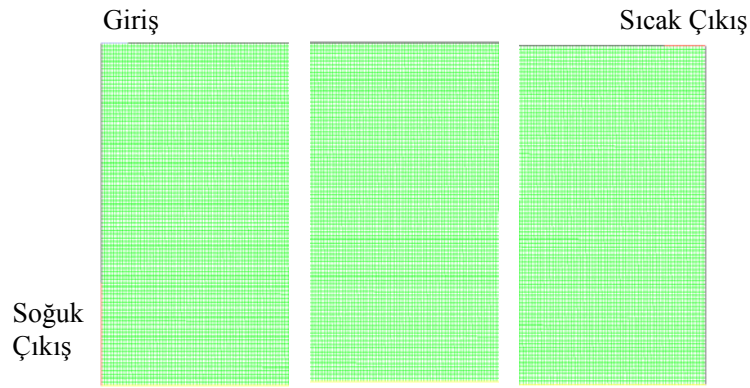
$$M_{Hatası} \% = \left| \frac{m_g - m_t}{m_g} \right| \cdot 100 \quad (6)$$

3.1. Had Geometrik Model ve Sınır Şartları

İki boyutlu karşıt akışlı bir vorteks tüpü HAD kodlu FLUENT™ program kullanılarak axisymmetric bir akış modeli seçilerek çözülmüştür. Farklı giriş şartlarında çözümlenmenin yapıldığı geometrik model (Şekil 1)'de gösterilmiştir. Çalışmada kullanılan HAD model olarak Aljuwayhel [2,3] ve Skye [4] modelleri seçilmiştir. Çalışmada farklı akışkanlar çıkış basınç şartları değiştirilerek araştırılmıştır. Nümerik çözümlenmenin yapıldığı vorteks tüpün grid yapısı (Şekil 2)'de gösterilmiştir.



Şekil1. Çalışmanın Yapıldığı Vorteks Tüp Modeli



Şekil 2. Vorteks Tüp Model Grid Yapısı

Giriş şartları (Tablo 1) belirtildiği gibi kütle girişi $8.35 \cdot 10^{-3}$ kg/s, toplam sıcaklık 292.4 K, statik basınç 120 kPa, ve açılma değeri 75° olarak sabitlenip iterasyonlar yapılmıştır.

Tablo 1. HAD Modelde Giriş Sınır Şartları

Giriş-(Kütle Girişi)	
Sınır Şartları	Giriş Değerleri
Kütle Debisi	$8.35 \cdot 10^{-3}$ kg/s
Toplam Sıcaklık	292.4 K
Toplam Basınç	120 kPa
Aksiyal Hız	0
Radial Hız (V)	-0.25 Vn
Teğetsel Hız ()	0.97 Vn
Türbülans Teknik Özellikler Metodu	Yoğunluk ve Değişken çap
Türbülans Yoğunluğu	% 5
Hidrolik Çap	0.1 cm

Soğuk akım çıkış sınır şartları (Tablo 2)'de gösterilmiştir. Değişken parametre sadece basınç değişimidir. Sıcaklık 284 K olarak sabitlenmiştir. Sıcak akım çıkış sınır şartları (Tablo 3)'de belirtilmiştir. Sıcak çıkış sıcaklığı 325 K'e sabitlenirken statik basıncın değiştiği görülmektedir.

Tablo 2. HAD Model Soğuk Çıkış Sınır Şartları

Soğuk Çıkış –(Basınç Çıkış)	
Sınır Şartları	Çıkış Değerleri
Statik Basınç	Değişken
Geri Akış Toplam Sıcaklık	284 K
Geri Akış Yön Özellikleri Metodu	Komşu Hücreden
Türbülans Teknik Özellikler Metodu	Yoğunluk ve Değişken çap
Türbülans Yoğunluğu	% 5
Hidrolik Çap	0.3 cm

Tablo 3. HAD Model Sıcak Çıkış Sınır Şartları.

Sıcak Çıkış –(Basınç Çıkışı)	
Sınır Şartları	Çıkış Değerleri
Statik Basıncı	Değişken
Geri Akış Toplam Sıcaklık	325 K
Geri Akış Yön Özellikleri Metodu	Komşu Hücreden
Türbülans Teknik Özellikler Metodu	Yoğunluk ve Değişken çap
Türbülans Yoğunluğu	% 5
Hidrolik Çap	0.15 cm

Çalışmada sıcak çıkış basıncı değerleri 50 kPa – 80 kPa arasında, soğuk çıkış basınç değerleri 5 Pa – 30 kPa arasında değiştirilerek nümerik çözümleme yapılmıştır. Sıcak çıkış basıncı 50 kPa değerine sabitlendiğinde soğuk çıkış basınç değeri 5 kPa – 30 kPa arasında değiştirilerek nümerik çözüme kavuşturulmuştur.

4. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI

4.1. Çalışmanın Doğruluğunun İncelenmesi

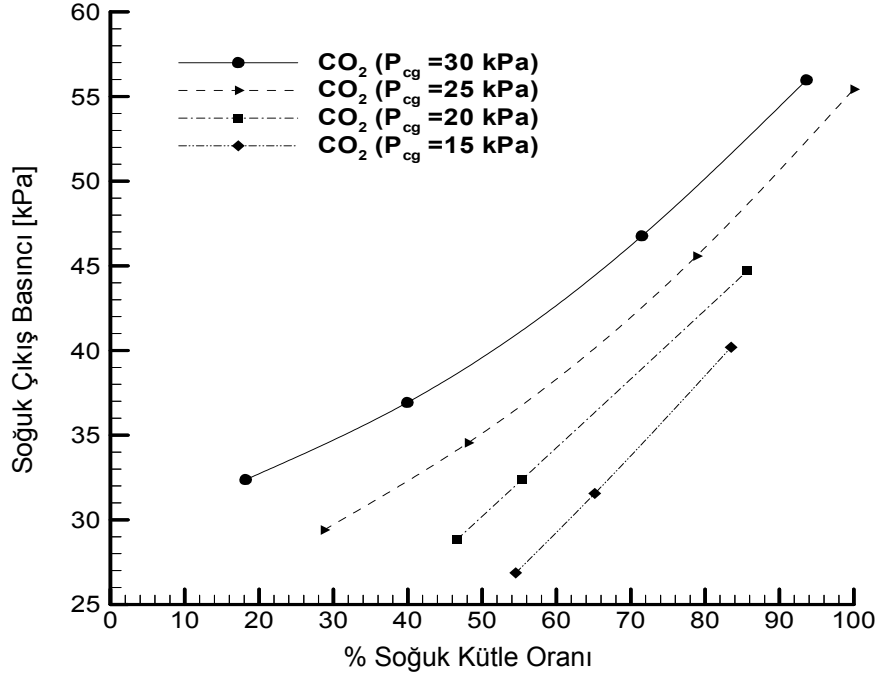
Çalışmanın doğruluğunu belirtmek için Ajuwahyel [2]'in çalışması referans alınarak çalışma incelenmiş ve Tablo-4'deki değerler elde edilmiştir. Tabloda görüldüğü gibi sayısal çalışma ile Ajuwahyel [2]'nin çalışması birbirine oldukça yakındır.

Tablo 4. Ajuwahyel ve Sayısal Çalışmanın Karşılaştırılması

	Kütle Akış Oranı (g/s)			Toplam Basınç (kPa)			Total Sıcaklık (K)		
	Giriş	Soğuk Çıkış	Sıcak Çıkış	Giriş	Soğuk Çıkış	Sıcak Çıkış	Giriş	Soğuk Çıkış	Sıcak Çıkış
Ajuwayhel [2]	12	2.8	9.2	300	153.3	101.3	300	271.9	308.8
Sayısal Hesaplama	12	2.5	9.5	274	154.6	100.5	300	282.1	304.6

4.2. Vorteks Tüpteki Basınç Dağılımının İncelenmesi

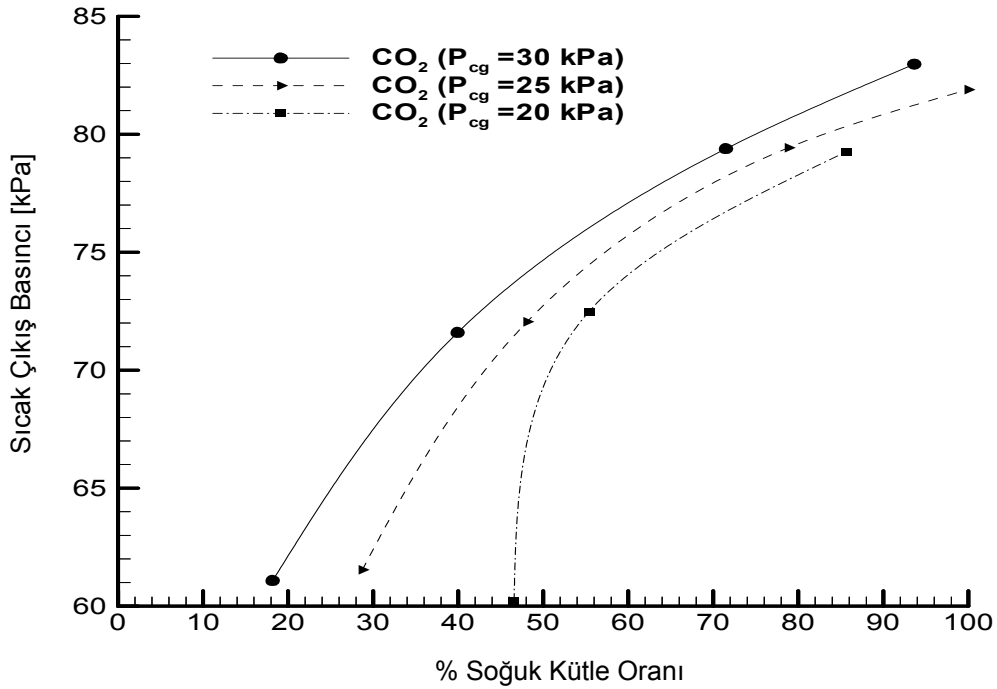
Belirtilen giriş şartlarında elde edilen nümerik çözümleme aşağıda açıklanmıştır. Soğuk çıkış basınç değişimine bağlı CO₂ için soğuk kütle oranı için standart k-ε türbülans modelden elde edilen sonuçlar (Şekil 3)'de gösterilmiştir. Bu modelden elde edilen sonuçların literatür ile uyum sağladığı görülmüştür [2,3,4]. Standart k-ε türbülans modelde en çok soğuk kütle çıkışı 25 kPa denemesinde ulaşılmıştır. En az soğuk kütle çıkışı 30 kPa denemesinde elde edilmiştir. Soğuk kütle çıkışı Standart k-ε türbülans modelde yaklaşık % 20 değerindedir. Basınç değerleri arasındaki farkın artması soğuk kütle çıkış oranını artırmaktadır.



Şekil 3. Soğuk Çıkış Basınç Değişimine Bağlı CO₂ için Soğuk Kütle Oranı

P_{cg} soğuk çıkış basınç değerini göstermektedir.

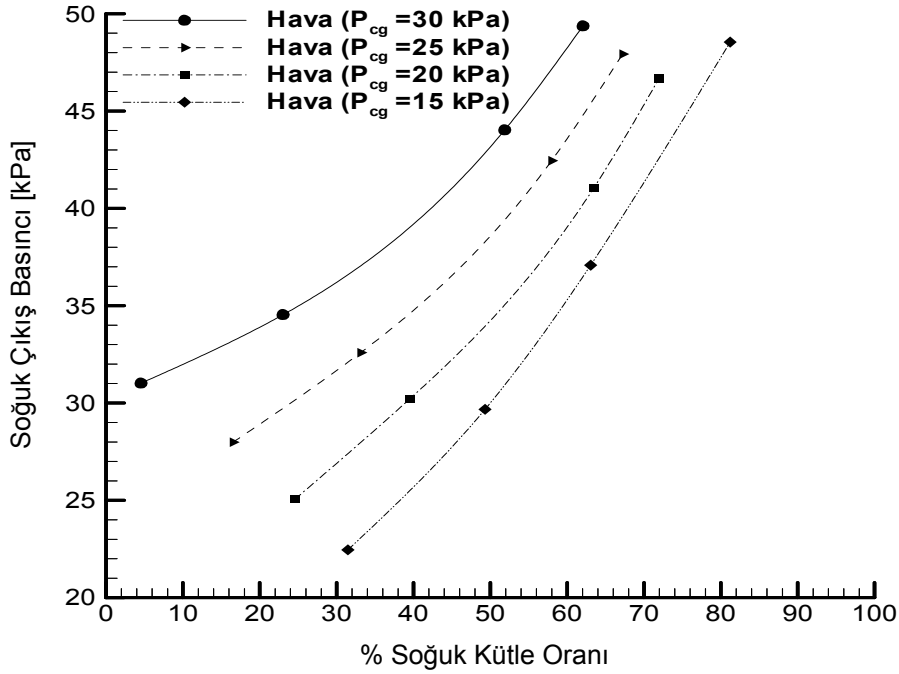
Şekil 4'de sıcak çıkış basınç değişimine bağlı CO₂ için soğuk kütle oranı elde edilmiştir. Sayısal sistemde belirtilen P_{cg} soğuk çıkış basınç değerini göstermektedir. P_{cg} 'nin 20 kPa, 25 kPa ve 30 kPa için soğuk kütle oranları elde edilmiştir. Sıcak çıkış basınç değerleri sırası ile artırılarak iterasyonlar yapılmıştır. 30 kPa'da denemesinde maksimum sıcaklık ve soğuk kütle oranı elde edilmiştir.



Şekil 4. Sıcak Çıkış Basınç Değişimine Bağlı CO₂ için Soğuk Kütle Oranı.

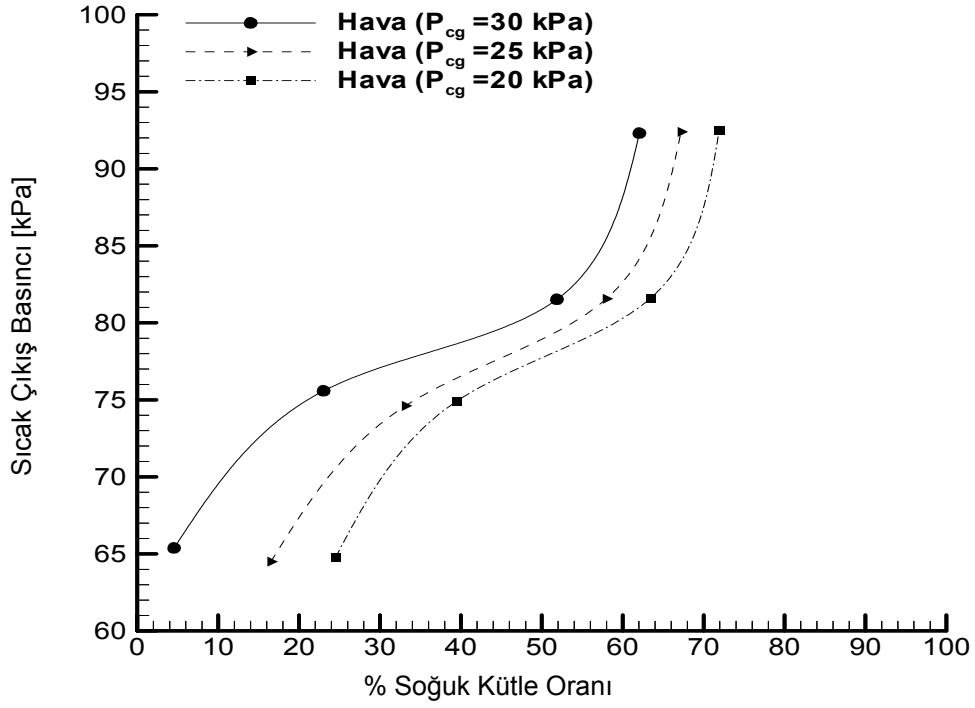
P_{cg} soğuk çıkış basınç değerini göstermektedir.

Soğuk kütle oranının düşmesi ile soğuk çıkış basınç değerinin arttığı görülmektedir. Soğuk kütle oranı ile sıcak çıkış basınç değeri düşmektedir. Vorteks tüp içindeki basınç dağılımları tüp merkezinde küçük değerlerdedir. Hava için belirlenen giriş şartlarında elde edilen sonuçlar aşağıda açıklanmıştır. Hava için (Şekil 5)'de soğuk çıkış basınç değerleri 15, 20, 25, 30 kPa denemelerinde soğuk kütle oranı verilmiştir. En büyük soğuk kütle oranı 15 kPa – 80 kPa denemesinde elde edilmiştir. En düşük soğuk kütle oranı 30 kPa – 50 kPa denemesinde elde edilmiştir. Yaklaşık % 50 soğuk kütle oranına 15 kPa – 60 kPa denemesinde yaklaşılmıştır. Soğuk kütle oranı sıcak çıkış basınç değeri artarken artmakta ve soğuk çıkış basınç değeri artarken azalmaktadır. Soğuk kütle oranını artırmak için sıcak çıkış veya giriş basınç değerlerini artırmak yeterlidir. Giriş ve sıcak çıkış basınç değerlerinin vorteks tüp çalışma aralığının üzerinde bir değerlere çıkarıldığında nümerik çözümlemenin yapılamadığı anlaşılmaktadır. HAD geometrik model çalışmasında bütün bunlar değerlendirilmiş ve vorteks tüp çalışma performans aralığı belirlenmiştir. Hava için giriş şartlarında en düşük soğuk çıkış basıncı 15 kPa ve en yüksek sıcak çıkış basınç değeri 80 kPa'dır. En düşük soğuk kütle oranında sıcak akım bölgesinden çıkan kütle miktarı maksimum olmaktadır. Soğuk kütle miktarı ile sıcak akım çıkış bölgesinden çıkan kütle miktarları arasında ters orantı vardır. Sıcak çıkış basınç değişimine bağlı hava için soğuk kütle oranı (Şekil 6)'da gösterilmiştir. Sıcak çıkış basınç değeri başlangıç giriş sınır şartlarında belirtilen değer üzerinde elde edilmiştir.



Şekil 5. Soğuk Çıkış Basınç Değişimine Bağlı Hava için Soğuk Kütle Oranı

P_{cg} soğuk çıkış basınç değerini göstermektedir.

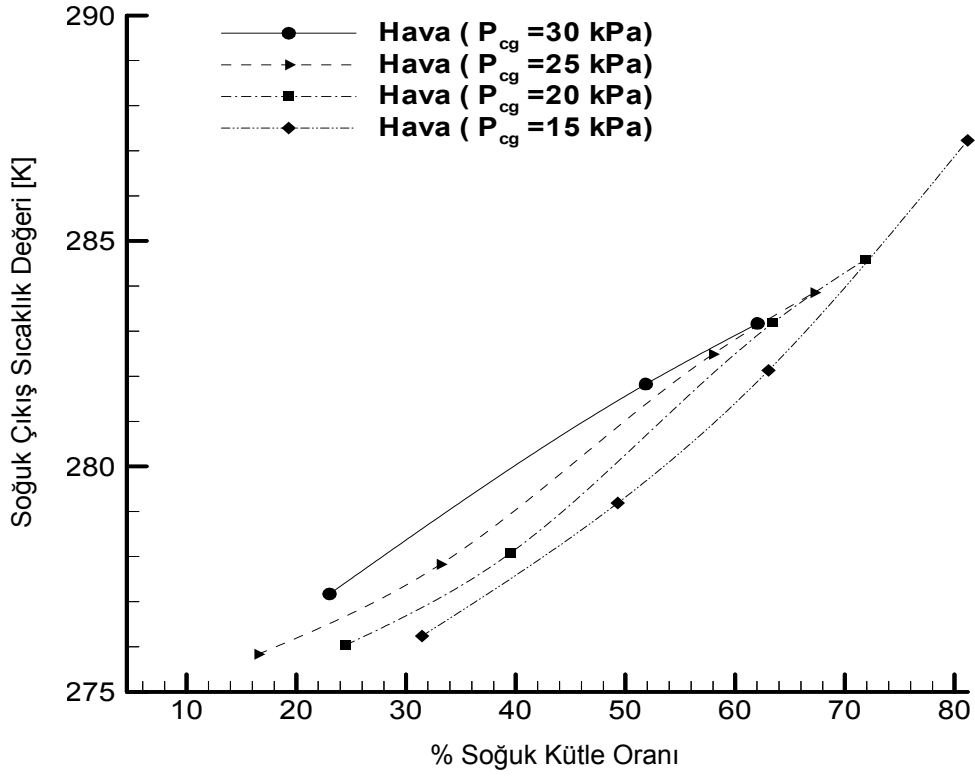


Şekil 6. Sıcak Çıkış Basıncı Değişimine Bağlı Hava için Soğuk Kütle Oranı

P_{cg} soğuk çıkış basıncı değerini göstermektedir.

4.3. Vorteks Tüpteki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

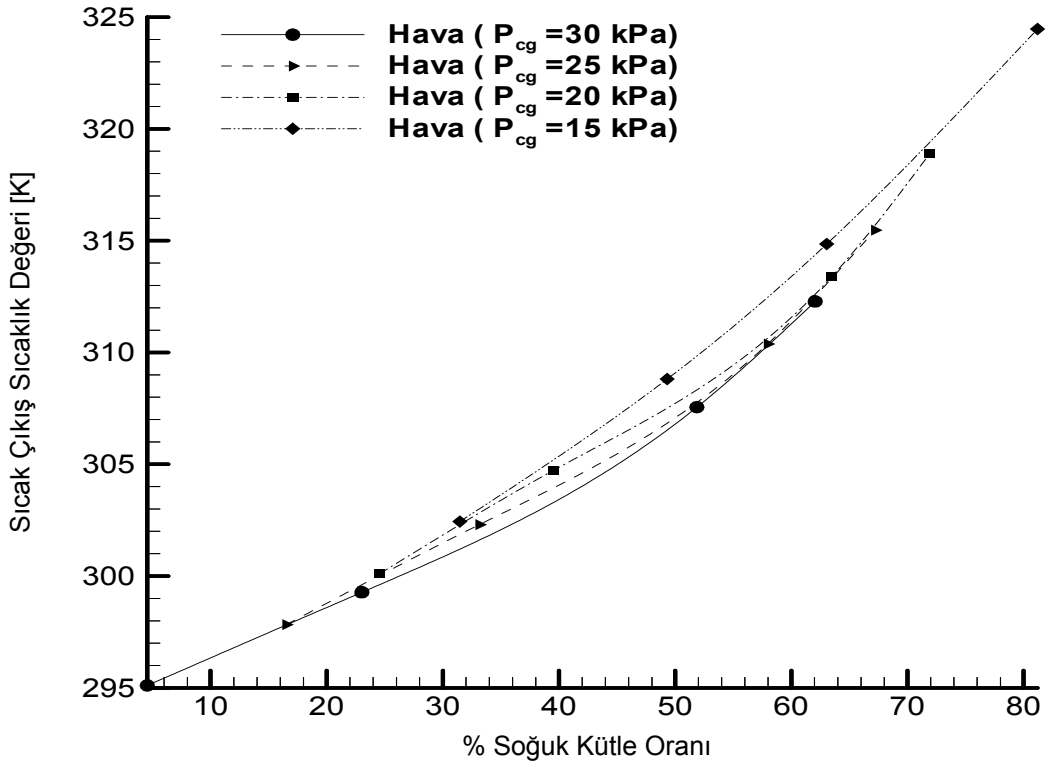
Giriş sınır şartlarının farklılaştırılması ve aynı şartlarda Standart k- ϵ türbülans modeli kullanılarak sıcaklık değişim değerlerinin nasıl değiştiği bu bölümde irdelenmiştir. Standart k- ϵ türbülans model giriş şartlarında soğuk kütle oranına bağlı hava için soğuk çıkış sıcaklık değerleri (Şekil 7)'de gösterilmiştir. Sıcaklık artışı en çok 15 kPa elde edilmiş ama sistemin en verimli hali 25 kPa' denemesinde elde edilmiştir sebebi ise sıcaklık düşüşü en çok bu değerde olmuştur. Sıcak çıkış basıncı, soğuk çıkış basıncın iki katı olduğu bu durum için maksimum sıcaklık düşüşü gözlemlenmiştir. Basıncı değerinin minimuma inmesi sıcaklık değeri farkının da azaldığını göstermektedir.



Şekil 7. Soğuk Kütle Oranına Bağlı Hava İçin Soğuk Çıkış Sıcaklık Değişimi.

P_{cg} soğuk çıkış basıncı değerini göstermektedir.

Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değerleri (Şekil 8)'de gösterilmiştir. Çalışmalar hava için değişken soğuk çıkış ve sıcak çıkış basıncı değişimine bağlı olarak yapılmıştır. Soğuk çıkış basıncının 15 kPa - 30 kPa arasında değiştiği sistemde sıcak çıkış basıncı 50 kPa - 80 kPa arasında küçükten büyüğe artan sıcak ve soğuk basıncı değişimleri oranlarında iterasyonlar yapılmış sistemin verimliliği irdelenmiştir. Standart k-ε model olarak yapılan çalışmada hava için soğuk çıkış kütle oranı arttıkça sıcak çıkış sıcaklığının arttığı (Şekil 8)'de görülmektedir. Sıcaklık değişimi maksimum değere 80 kPa sıcak basıncı ve 15 kPa soğuk basıncı değerinde ulaşmıştır. Buradan maksimum basıncı farkında en yüksek sıcaklık elde edilmiştir. 325 K değerine sabitlenen sıcak çıkış sıcaklığına en büyük basıncı farkında en çok yaklaşılmıştır. Soğuk kütle oranının düşmesi sistemin sıcak çıkış basıncının düşmesine neden olmakta böylelikle $\Delta T \geq 0$ şartı ile giriş sıcaklık değerine yaklaşmaktadır.

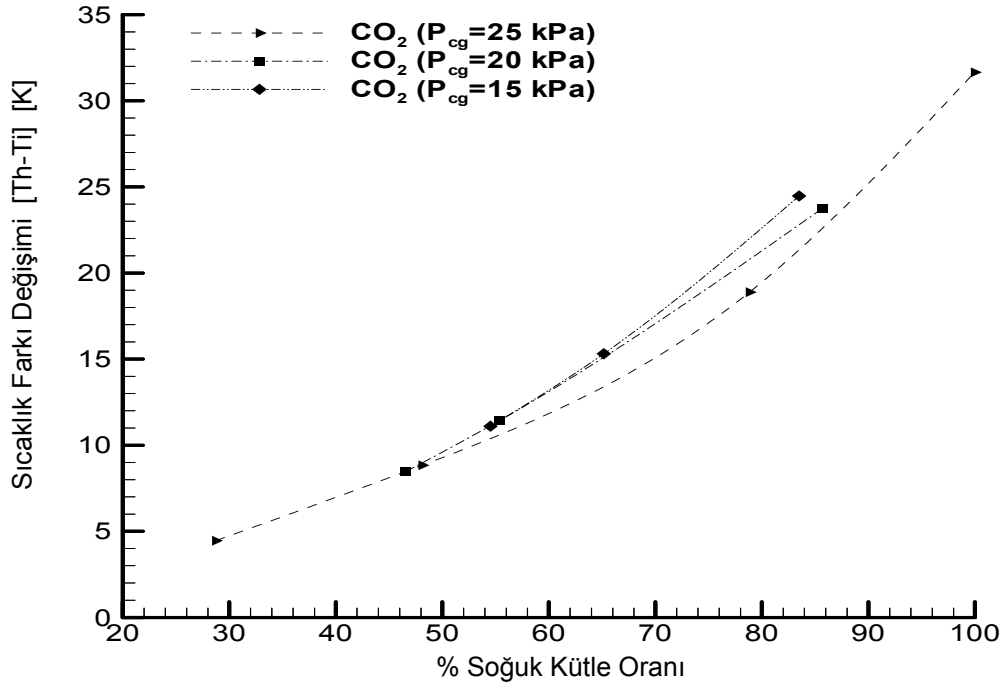


Şekil 8. Soğuk Kütle Oranına Bağlı Hava İçin Sıcak Çıkış Sıcaklık Değişimi

P_{cg} soğuk çıkış basınç değerini göstermektedir.

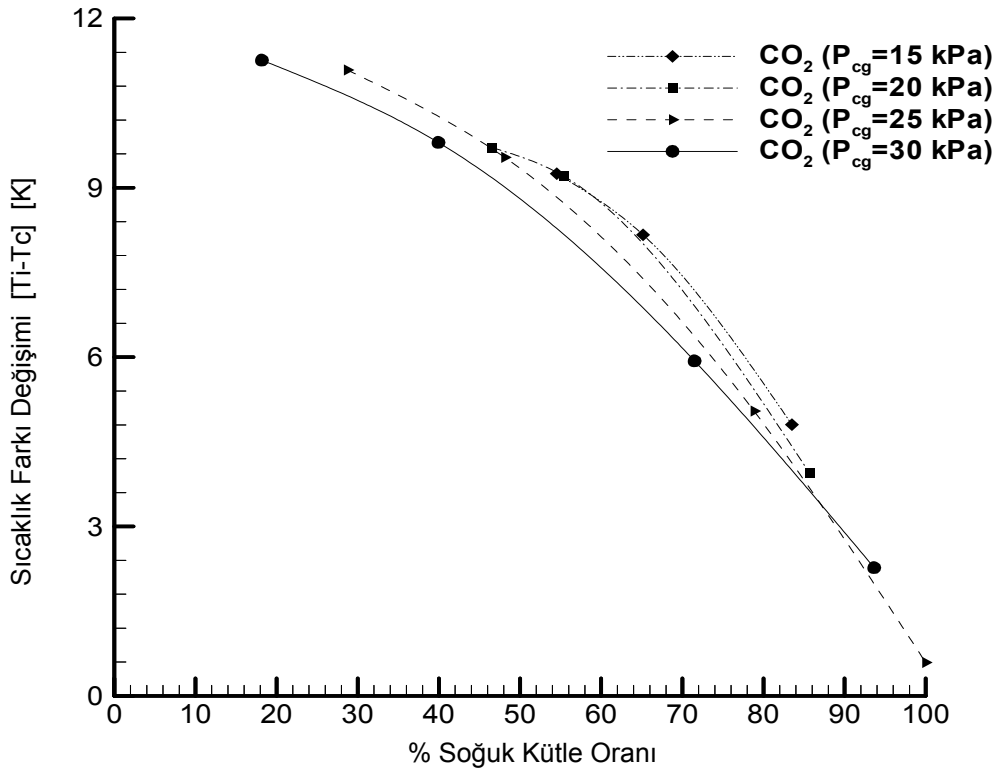
Şekil 9'da sıcaklık değişimine bağlı olarak $T_h - T_i$ gösterilmiştir. Sıcaklık farkı değişimi soğuk kütle oranına bağlı olarak değiştiği belirlenmiştir.

Soğuk kütle oranına bağlı CO₂ için sıcaklık farkı değişimi (Şekil 10)'da gösterilmiştir. Vorteks tüp içindeki girdap sonucunda soğuk akım çıkış sıcaklığının soğuk kütle oranına bağlı olarak düştüğü görülmektedir. Soğuk akım oranı % 100 oranına yaklaştıkça minimum soğuk çıkış değeri elde edilmiştir. En düşük sıcaklık 0,6 K olarak bulunmuştur. 25 kpa soğuk çıkış basınç ve 80 kPa sıcak çıkış basınç değerinde elde edilmiştir. Soğuk akım sıcaklığının düşmesi soğuk çıkış sıcaklığı ile giriş sıcaklığı arasındaki farkı ifade ettiği için en büyük düşüş 11,2 K değerinde 30 kPa ile 50 kPa sıcak çıkış statik basınç denemesinde gerçekleşmiştir.



Şekil 9. Soğuk Kütle Oranına Bağlı CO₂ İçin Sıcaklık Farkı Değişimi

P_{cg} soğuk çıkış basınç değerini göstermektedir.

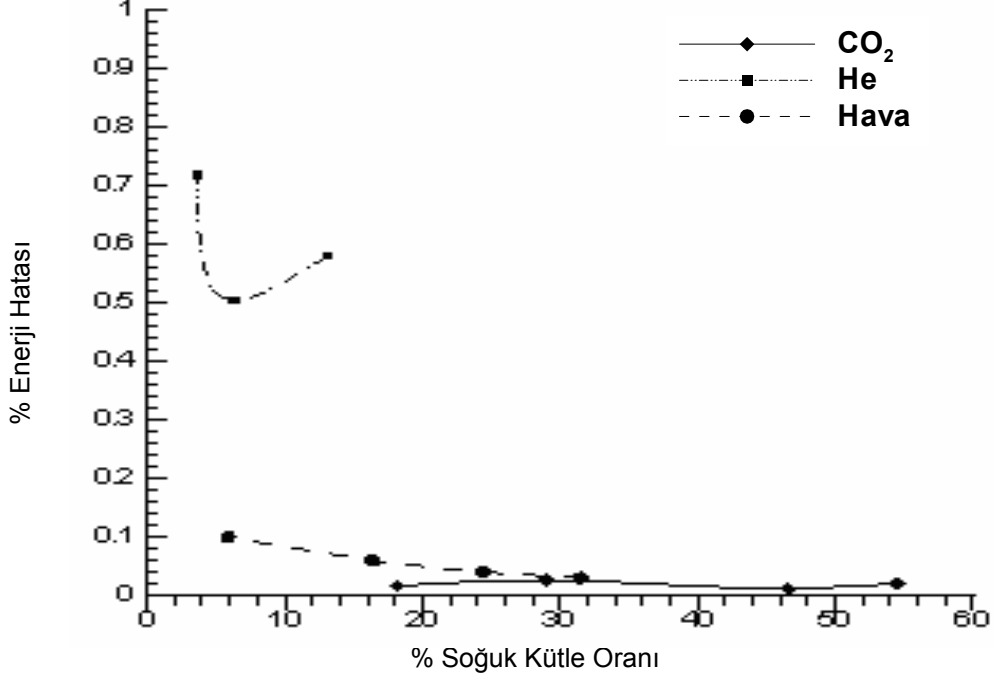


Şekil 10. Soğuk Kütle Oranına Bağlı CO₂ İçin Sıcaklık Farkı Değişimi

P_{cg} soğuk çıkış basınç değerini göstermektedir.

4.4. Vorteks Tüpteki Enerji Kayıp Hatasının İncelenmesi

Vorteks tüp enerji kayıp hatası eşitlik (4)'de belirtilen formülasyondan faydalanarak yapılmıştır. Giriş şartları için farklı akışkanların enerji hataları hesaplanmıştır. Farklı akışkanların soğuk kütle oranına bağlı enerji hatası (Şekil 11)'de gösterilmiştir.



Şekil 11. Farklı Akışkanların Soğuk Kütle Oranına Bağlı Enerji Hatası

Helyum, hava ve CO₂ için 50 kPa sabit sıcak çıkış statik basınçta ve değişken soğuk çıkış basınçlarında % enerji hatası bulunmuştur. Birinci durum giriş şartları içinde farklı akışkanların enerji hataları bulunmuştur. Enerji hatasının çok küçük aralıklarda değiştiği görülmektedir. Enerji hatasının % 5 oranından düşük olması yeterli olduğu belirtilmiştir [4].

SONUÇLAR

Akışkan olarak Hava ve CO₂ kullanılmıştır. Kullanılan akışkanların ideal gaz gibi davrandığı varsayımı yapılmış, ideal gazlar için geçerli olan hal denklemleri kullanılmıştır. Çözümlemede Fluent 6.1.22 kodlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği bilgisayar programı kullanılarak ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Vorteks tüpte sıcak çıkış bölgesindeki basınç değeri arttıkça soğuk kütle oranının arttığı görülmüştür.
- Vorteks tüp geometrisinde soğuk çıkış bölgesindeki basınç arttıkça soğuk kütle oranı azalmaktadır.
- Sıcak çıkış basıncının artması giriş ve soğuk çıkış basınçlarını artırmaktadır.
- Soğuk kütle oranı arttıkça soğuk çıkış sıcaklığı artmaktadır.
- Soğuk çıkışta sıcaklık düşüşü elde edilmiştir.
- Enerji dengesi uyum göstermiştir. % 5'in oldukça altındadır.
- Farklı giriş açı değerlerinde ısı transfer değerleri hesaplanmıştır.
- HAD model yardımı ile vorteks tüp çalışma şartları belirlenebilir.
- Farklı ve değişken basınç değerlerinde vorteks tüp içerisinde meydana gelen ısı transferi ve akış hareketleri [9]'da incelenmiş bu konuya paralel bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

ÖNERİLER

Yapılan çözümler bir HAD model üzerinde yapılmış, çalışma kriterleri ve çalışma performansı belirlenmiştir. Asıl amaç vorteks tüp çalışmasının ileriki uygulama alanlarına nasıl bir etki sağlayacağıdır.

- Vorteks tüplerin uygulama alanlarının ayrıntılı bir şekilde araştırılması [5].
- Yurt dışında yaygın olarak kullanılan vorteks tüplerin neden Türkiye’de kullanılmadığının belirlenmesi, Türkiye’de vorteks tüp uygulama alanlarının ve kullanımının yaygınlaştırılması.
- Farklı model, akışkan, giriş şartlarının detaylı bir şekilde değerlendirmelerinin yapılması.
- Kullanılacak alana göre özellikle ticari vorteks tüplerde tüm etken parametrelerin belirlenmesi ve optimizasyonun yakalanması konusunda çalışmaların yapılması.
- Vorteks tüp performansını etkileyen parametreler çok sayıdadır. Bunların tümünün tek bir deney düzeneğinde deneysel olarak araştırılması zaman ve emek açısından makul görünmemektedir. Bu nedenle bu çalışmanın Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kullanılarak vorteks tüplerin sayısal modellemesinin yapılarak devam ettirilmesinin önemi ve yararı açıkça görülmektedir [6].
- Çalışmada, Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpüne yönelik sayısal çalışma yapılmış ve elde edilen nümerik sonuçlar ortaya konmuştur. Yapılabilecek diğer çalışma ve vorteks tüp imalatlarında kabul edilebilecek değerlerin ve elde edilebilecek performans değerleri farklı akışkanlar için ve kullanılabilirliği açısından diğer çalışmalara ışık tutması hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Fluent 6.1.22 user's guide. Fluent Incorporated. Centerra Resource Park. 10. Cavendish Court. Lebanon (NH) 03766. USA; 2001.
- [2] Aljuwayhel, N.F., "Internal Study of The Vortex Tube Using A CFD Package". Master Thesis University of Wisconsin-Madison. 2003.
- [3] Aljuwayhel, N. F., Nellis, G. F. ve Klein, S. A., "Parametric and Internal Study of The Vortex Tube Using A CFD Model". International Journal of Refrigeration. 28: 442–450 2005.
- [4] Skye, H. M., Nellis, G. F. ve Klein, S. A., "Comprasion of CFD Analysis to Empirical Data in A Commercial Vortex Tube". International Journal of Refrigeration. 1–10 2005.
- [5] Çelik, A., "Vorteks Tüplerin Termodinamik Analizi ve Deneysel İncelenmesi" Yüksek Lisans Tezi. Atatürk Üniversitesi 2007.
- [6] Dinçer, K., "Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünün Performansının İncelenmesi", Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı. PhD. 2005.
- [7] Ranque, M. G., Expériences sur la detente giratoire avec production simlanees d'un echappement d'air chaud et d'air froid, Journal de Physique et le Radium (in French), Supplement, Vol. 7, No. 4, pp. 112–114. 1933.
- [8] Hilsch, R., "The Use of the Expansion of Gases in a Centrifugal Field as Cooling Process", The Review of Scientific Instruments, Vol. 18, No. 2, pp. 108–113. 1947.
- [9] Kacmaz, H., Akansu, S.O., Numerical Analysis of Heat Transfer and Pressure Variation In A Vortex Tube, 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, HEFAT, Antalya, Türkiye, 19-21 Temmuz 2010.

ÖZGEÇMİŞ

Hamdi KAÇMAZ

1986 yılında Nevşehir’de doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Nevşehir’de tamamladı. 2004 yılında Niğde Üniversitesi Aksaray Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandı ve 2008 yılında mezun oldu. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim

Dalında yüksek lisans eğitimine ve Nevşehir İl Özel İdaresi Yatırım İnşaat Şubesinde Makine Mühendisi olarak göreve başladı halen aynı bölümde görevine devam etmektedir.

Selahaddin Orhan AKANSU

Erciyes Üniversitesi Makine Mühendisliği Enerji Anabilim dalında öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Yenilenebilir Enerji Sistemleri, İçten Yanmalı Motorlar, Yakıt ve Yanma, Nükleer Teknoloji, Alternatif Enerji Sistemleri, Isı transferi, Motorlarda alternatif yakıtlar, Türbo makineler, araştırma alanlarıdır. International Journal of Hydrogen Energy, Energy@Fuel, Energy, International Journal of Thermal Science dergilerinde hakemlik görevini yürütmektedir. Motorlar-I, Termik Turbo Makineler, Hidrolik Makinalar, Gaz Türbinleri, Lisans, Enerji Yönetimi, Alternatif Enerji Kaynakları, Nükleer Isı Transferi, dersleri vermektedir.