

**VORTEKS TÜP MODELLERİ**

**Ömer Faruk YILDIZ**

**Y. Lisans Tezi**  
**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**  
**Doç. Dr. Mehmet YILMAZ**

**2009**

**Her hakkı saklıdır**

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

VORTEKS TÜP MODELLERİ

Ömer Faruk YILDIZ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ERZURUM  
2009

Her hakkı saklıdır

Doç. Dr. Mehmet Yılmaz'ın danışmanlığında, Ömer Faruk YILDIZ tarafından hazırlanan bu çalışma 16/07/2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. Kadir BİLEN

İmza : 

Üye : Doç. Dr. Mehmet YILMAZ

İmza : 

Üye : Doç. Dr. O.Nuri ŞARA

İmza : 

**Yukarıdaki sonucu onaylarım**

Prof. Dr. Ömer AKBULUT  
**Enstitü Müdürü**

## ÖZET

Y. Lisans Tezi

### VORTEKS TÜP MODELLERİ

Ömer Faruk YILDIZ

Atatürk Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Mehmet YILMAZ

1928 yılında, bir metalurjist ve fizikçi olan 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 tüpler günümüzde çok çeşitli kullanım alanları bulmakta ve ticari firmalar tarafından seri imalatları yapılmaktadır. Bu tezde, vorteks tüplerden elde edilebilecek sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarını belirlemek için çeşitli araştırmacılar tarafından geliştirilmiş olan vorteks tüp modelleri incelenmiştir. Bu vorteks tüp modelleri sıcak çıkış tarafındaki sıcaklık artışı üst limitinin ve soğuk çıkış tarafındaki sıcaklık düşümü alt limitinin hesaplanmasında kullanılmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca deneysel sistem kullanılarak soğuk akım kütleli debi oranının ve giriş basınçlarının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi belirlenmiştir.

**2009, 72 sayfa**

**Anahtar Kelimeler:** Vorteks Tüpü, Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü, Vorteks Tüp Modelleri, Enerji Ayrışması

## **ABSTRACT**

MS Thesis

### **VORTEX TUBE MODELS**

Ömer Faruk YILDIZ

Atatürk University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mehmet YILMAZ

Since its discovery in 1928 by a Frenchman, metallurgist and physicist Georges Joseph Ranque, the vortex tube has been the subject of considerable interest both from the theoretical and practical application standpoints. These tubes, widely called as “Ranque-Hilsch Vortex Tube”, have found many applications and mass-manufactured by commercial companies. On this thesis, vortex tube models developed by various researchers for the determination of hot and cold stream temperatures that can be obtained from vortex tubes, are investigated. These vortex tube models are used to calculate the upper limit for the temperature increase on the hot side and the lower limit for the temperature reduction on the cold side. The results obtained from these models have been compared with each other. In addition, using an experimental set up, the effect of the cold air mass ratio and the inlet pressure on the cold and hot temperatures is determined.

**2009, 72 pages**

**Keywords:** Vortex Tube, Ranque-Hilsch Vortex Tube, Vortex Tube Models, Energy Separation

## TEŞEKKÜR

Tezin hazırlanmasında her türlü desteği sağlayarak yardımlarını esirgemeyen saygıdeğer hocam Doç. Dr. Mehmet YILMAZ'a teőekkürlerimi sunarım.

Katkılarından dolayı Sayın Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI, Sayın Yrd. Doç. Dr. Süleyman KARSLI, Sayın Yrd. Doç. Dr. Sadık Erdoğan, Sayın Yrd. Doç. Dr. Ömer ÖZYURT, Sayın Yrd. Doç.Dr. Kadir BAKIRCI, Sayın Yrd. Doç. Dr. Őendoęan KARAGÖZ, Sayın Dr. Mehmet KAYA ve Sayın Mak. Yük. Müh. Adem ÇELİK'e Őükranlarımı sunarım.

Ömer Faruk YILDIZ

Temmuz 2009

## İÇİNDEKİLER

ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR .....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xii
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
1.1. Literatür Araştırması.....	4
1.2. Tezin Amacı ve Yapılan Çalışmalar.....	9
<b>2. VORTEKS TÜP MODELLERİ</b> .....	10
2.1. İzentropik Proses Modeli.....	10
2.2. İki Bileşenli Model.....	14
2.3. Isı Pompası Modeli.....	19
2.4. Shannak Modeli.....	22
2.5. Cockerill Modeli.....	26
2.6. İkincil Sirkülasyon Modeli.....	29
2.7. Düzeltilmiş İkincil Sirkülasyon Modeli.....	32
2.8. Fulton Modeli.....	36
<b>3. MATERYAL ve YÖNTEM</b> .....	38
3.1. Deney düzeneği.....	38
3.2. Yöntem.....	40
<b>4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA</b> .....	41
4.1. Vorteks Tüp Model Sonuçları.....	41
4.1.1. İzentropik proses modeli.....	41
4.1.2. İki bileşenli model.....	43
4.1.3. Isı pompası modeli.....	44
4.1.4. Shannak modeli.....	46
4.1.5. Cockerill modeli.....	49
4.1.6. İkincil sirkülasyon modeli.....	51

4.1.7. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli.....	54
4.1.8. Fulton modeli.....	56
4.2. Vorteks Tüp Modellerinin Karşılaştırılması.....	57
4.3. Deneysel Sonuçlar.....	62
<b>5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....</b>	<b>66</b>
5.1. Sonuçlar.....	66
5.2. Öneriler.....	69
KAYNAKLAR.....	70
ÖZGEÇMİŞ.....	73



## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

$A_c$	Soğuk Akışkanın Çıkış Lülesi Alanı
$A_g$	Akışkanın Giriş Lülesi Alanı
$A_{vt}$	Vorteks Tüp Akış Alanı
$c$	Özgül Isı
$D_g$	Akışkanın Giriş Lülesi Çapı
$D_{vt}$	Vorteks Tüp Akış Çapı
$g$	Yer Çekimi İvmesi
$h_c$	Soğuk Akışkan Çıkış Entalpisi
$h_g$	Akışkanın Giriş Entalpisi
$h_h$	Sıcak Akışkanın Çıkış Entalpisi
$J$	Lokal Isı Akısı
$k$	İzentropik Üs
$L$	Vorteks Tüp Boyu
$M_a$	Mach Sayısı
$\dot{m}$	Kütleli Debi
$P_c$	Soğuk Akışkanın Çıkış Basıncı
$P_g$	Akışkanın Giriş Basıncı
$P_h$	Sıcak Akışkanın Çıkış Basıncı
$Pr$	Prandtl Sayısı
$Q$	Isı Transfer Miktarı
$Q_K$	Çevreden Sisteme Olan Isı Geçişi
$q$	Boyutsuz Isı Transferi
$q_{max}$	Maksimum Boyutsuz Isı Transferi
$R$	Vorteks Tüp Yarıçapı
$R_{cr}$	Kritik Çap
$R_{vc}$	Vorteks Hücresi Çapı

$R_{vt}$	Vorteks Tüp Çapı
$s$	Entropi
$s_f$	Sistemde Olan Entropi Üretimi
$s_K$	Sisteme Olan Entropi Akışı
$T_c$	Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklığı
$T_K$	Çevreden Sisteme Isı Geçişinin Olduğu Sıcaklık
$T_g$	Akışkanın Giriş Sıcaklığı
$T_h$	Sıcak Akışkanın Çıkış Sıcaklığı
$u$	İç Enerji
$V$	Hız
$W$	Yapılan İş Mikatı
$X$	Boyutsuz Basınç Oranı
$x$	Soğuk Akım Sıcaklığının Giriş Akımı Sıcaklığına Oranı
$z$	Yükseklik
$\Delta T_{c,max}$	Giriş Akımı Sıcaklığıyla Soğuk Akım Sıcaklığı Arasındaki Fark Limiti
$\Delta T_c$	Giriş Akımı Sıcaklığıyla Soğuk Akım Sıcaklığı Arasındaki Fark
$\Delta T_h$	Sıcak Akım Sıcaklığıyla Giriş Akımı Sıcaklığı Arasındaki Fark
$\Delta T_{hc}$	Sıcak Akım Sıcaklığıyla Soğuk Akım Sıcaklığı Arasındaki Fark
$\Delta T_{iz}$	İzentropik Genişleme Sonucu Elde Edilen Sıcaklık Farkı
$\rho$	Yoğunluk
$\zeta$	Sürtünme Katsayısı
$\lambda$	Borunun Sürtünme Katsayısı
$\tau_R$	Vorteks Hücresi Geometrisine Bağlı İfade

## İndisler

$c$	Soğuk
$g$	Giriş
$h$	Sıcak

pl	plenum odası
sc	ikincil sirkülasyon

### **Kısaltmalar**

HVT	Hilsch Vorteks Tüpü
OSCM	Orginal Secondary Circulation Model
RHVT	Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü
RVT	Ranque Vorteks Tüpü

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. RHVT sisteminin şematik şekli.....	1
Şekil 1.2. Ranque-Hilsch vorteks tütünün sıcak ve soğuk gaz spiral akım çizgilerinin basitleştirilmiş gösterimi.....	2
Şekil 1.3. Paralel akışlı RHVT sisteminin şematik şekli.....	3
Şekil 1.4. Çift akışlı vorteks tütün şematik resmi.....	7
Şekil 2.1. Termodinamik analiz için seçilen kontrol hacmi.....	12
Şekil 2.2. İki bileşenli model (a) Eksenel akış, (b) Teğetsel akış.....	15
Şekil 2.3. Vorteks tütün çalışma sınırları.....	18
Şekil 2.4. İkincil sirkülasyon devresi, enerji akışı ve model noktaları.....	20
Şekil 2.5. Vorteks tütünde sıcaklık ayrışmasını incelemek için geliştirilen “T” şeklindeki kontrol hacmi.....	22
Şekil 2.6. İdeal vorteks tüp.....	28
Şekil 2.7. İkincil sirkülasyon ve çevresel döngüsüler. “0”-“5” sayıları proseslerin başlayıp bittiğini kabul ettiğimiz yerleri gösterir.....	30
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik resmi .....	38
Şekil 4.1. İzentropik proses modeli kullanılarak bulunan sıcaklıklar ( $y_c=0,3$ ).....	42
Şekil 4.2. İki bileşenli model kullanılarak bulunan sıcaklıklar ( $T_g = 293K$ ).....	43
Şekil 4.3. İki bileşenli modelde giriş sıcaklıklarının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi.....	44
Şekil 4.4. Isı pompası modeli kullanılarak bulunan sıcaklıklar ( $y_c=0.3$ ).....	45
Şekil 4.5. Isı pompası modelinde soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi.....	46
Şekil 4.6. Isı pompası modelinde soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi ( $p_g/p_c=10$ ).....	46
Şekil 4.7. Shannak modelinde soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi ( $p_g/p_c=10$ ).....	48
Şekil 4.8. Shannak modelinde basıncın sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi .....	48
Şekil 4.9. Shannak modelinde giriş sıcaklığının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi.....	49

Şekil 4.10. Altı vorteks tüp için tüp sabitlerinin bulunması.....	50
Şekil 4.11. Cockerill modeli kullanılarak bulunan sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının soğuk akım kütleli debi oranıyla değişimi ( $p_g/p_c=10$ ).....	51
Şekil 4.12. Cockerill modelinde giriş basıncının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi.....	51
Şekil 4.13. İkincil sirkülasyon modeli kullanılarak elde edilen sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g/p_c=10$ ).....	52
Şekil 4.14. İkincil sirkülasyon modelinde farklı giriş basınçları için sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları.....	53
Şekil 4.15. İkincil sirkülasyon modelinde sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının boyutsuz basınç oranıyla değişimi.....	53
Şekil 4.16. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli kullanılarak elde edilen sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g/p_c=10$ ).....	54
Şekil 4.17. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modelinde farklı giriş basınçları için bulunan sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları.....	55
Şekil 4.18. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modelinde sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının boyutsuz basınç oranıyla değişimi.....	55
Şekil 4.19. Fulton modelinde sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının boyutsuz basınç oranıyla değişimi (Hava).....	56
Şekil 4.20. Farklı akışkanlar için Fulton modeli kullanılarak bulunan sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları.....	57
Şekil 4.21. İzentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli ve Fulton modelinin karşılaştırılması.....	58
Şekil 4.22. Shannak modeli, Cockerill modeli, ikincil sirkülasyon modeli ve düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modelinin karşılaştırılması.....	60
Şekil 4.23. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 2$ ) .....	63
Şekil 4.24. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 3$ ) .....	63

Şekil 4.25. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 4$ ) .....	64
Şekil 4.26. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 5$ ) .....	64
Şekil 4.27. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 6$ ) .....	65
Şekil 4.28. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $y_c = 0,3$ ) .....	65

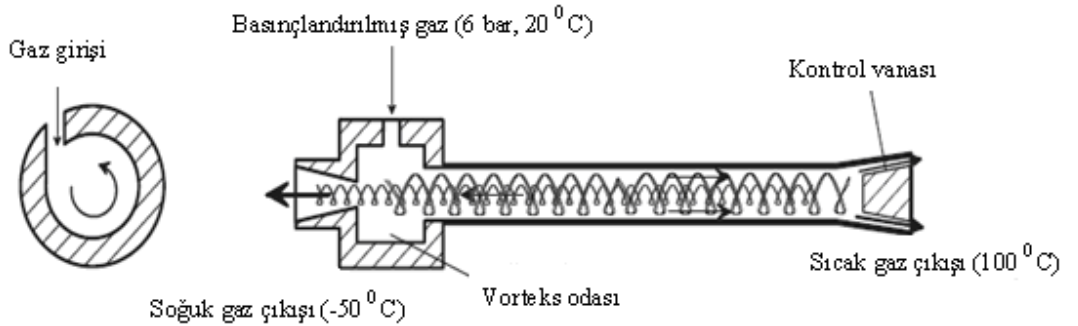
## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1 Deney düzeneği elemanları ve işlevleri.....	39
Çizelge 3.2. Vorteks tüp.....	40

## 1. GİRİŞ

Bir Ranque-Hilsch vorteks tüpü akışkanı giriş sıcaklığından daha soğuk ve daha sıcak olmak üzere iki kısma ayıran hiçbir hareketli parçası olmayan çok basit bir mekanik cihazdır. Vorteks tüpler, Ranque tarafından 1933 yılında bulunmuş ve soğuk gaz tarafında bir diyafram kullanan Alman fizikçi Hilsch (1947) tarafından geliştirilmiştir. Akışkanın vorteks tüp içerisinde akması sıcaklık farklılığı oluşturmaktadır. Vorteks tüpler Ranque Vorteks Tüp (RVT), Hilsch Vorteks Tüp (HVT) ve Ranque-Hilsch Vorteks Tüp (RHVT) olarak da adlandırılmaktadır (Gao 2005).

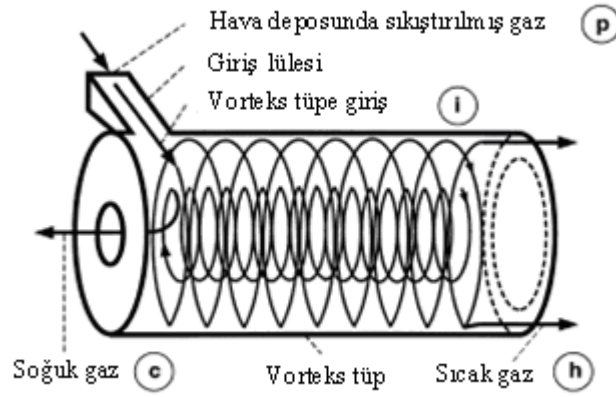
Şekil 1.1’de bir vorteks tüpün şematik resmi gösterilmiştir. Vorteks tüp, akışkan giriş lülesi, gövde, soğuk akım çıkışı, sıcak akım çıkışı ve sıcak çıkış kontrol vanasından oluşmaktadır. Yüksek basınçtaki akışkan vorteks tüpe girdiği zaman tüp içerisinde dönmeli akış oluşur. Gaz tüpün merkezinde dönerken genişler ve soğur. Tüpün çevresel kısmında ise sıcak akım oluşur. Gaz tüpün merkezinde bulunan soğuk akım çıkışından en düşük sıcaklıkta, tüpün çevresinde bulunan sıcak akım çıkışından ise en yüksek sıcaklıkta çıkar. Vorteks tüpten elde edilen sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları esas olarak vorteks tüpe giriş basıncına bağlıdır. Örneğin; 6 bar basıncında giren gaz durumunda sıcak gaz çıkışında  $100^{\circ}\text{C}$ ’lik sıcaklık ve soğuk gaz çıkışında ise  $-50^{\circ}\text{C}$ ’lik sıcaklıklar elde edilebilmektedir (Gao 2005).



**Şekil 1.1.** RHVT sisteminin şematik şekli (Gao 2005)



Şekil 1.2.'de bir vorteks tüpün çalışması şematik olarak gösterilmiştir. Giriş tarafındaki sıkıştırılmış hava (Şekilde p ile gösterilen) giriş kısmı boyunca teğetsel yönde vorteks tüpe girer ve hemen hemen aksenal simetrik bir vorteks akış gelişir. p noktasından i noktasına gelirken sıkıştırılabilir akış genişler ve hız kazanır. Vorteks tüpe giriş yapan gaz merkezkaç kuvvetinin etkisinin altında tüp cidarlarına basınç uygular. Tüp cidarının yakınlığında spiral gaz akışı sıcak çıkışa yönelir. i noktasından h noktasına kadar gaz özellikle hız gradyeninin en yüksek seviyede olduğu tüp cidarı yakınlığında sürtünme nedeniyle ısınır. Soğuk gaz ise vorteks tüpün merkezine doğru radyal genişlemeyle oluşur. Şekilde de gösterildiği gibi soğuk gaz soğuk gaz çıkışına (c noktasına) spiral akış şeklinde akar. Sıcak gaz vorteks tüpü giriş gazının sıcaklığından daha yüksek sıcaklıkta terk ederken, soğuk gaz ise daha düşük sıcaklıkta vorteks tüpü terk eder (Fröhlingsdorf and Unger 1999).



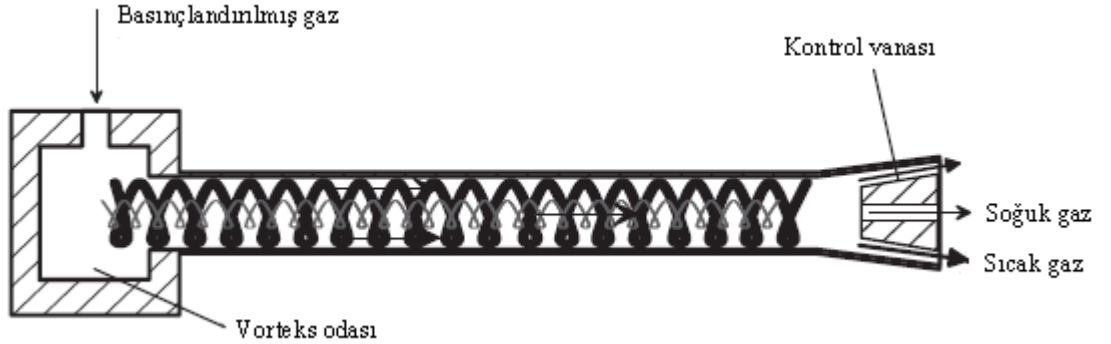
**Şekil 1.2.** Ranque-Hilsch vorteks tüpünün sıcak ve soğuk gaz spiral akım çizgilerinin basitleştirilmiş gösterimi (Fröhlingsdorf and Unger 1999)

Vorteks tüpler akış karakteristikleri bakımından ikiye ayrılırlar: i- Karşıt akışlı vorteks tüpler, ii- Paralel akışlı vorteks tüpler.

Karşıt akışlı vorteks tüplerde hava (iş yapan akışkan) tüpün giriş tarafına yerleştirilmiş teğetsel lülelerden geçerek vorteks tüpe girer (Şekil 1.1). Tüp içerisinde güçlü girdap akışı oluşur ve gaz tüp boyunca ilerler. Gaz sıcak ve soğuk olmak üzere iki kısma

ayrılır. Tüpün çevresinde bulunan sıcak gaz sıcak gaz çıkışından geçerek vorteks tüpü terk eder. Tüpün merkezindeki akış ise ters yöne dönerek giriş kısmının hemen arkasında bulunan orifisten çıkarak vorteks tüpü terk eder.

Paralel akışlı vorteks tüplerin ise ana görünüşü karşıt akışlıya benzerdir (Şekil 1.3). Bu tüplerin ayırt edici özellikleri sıcak ve soğuk akım çıkışlarının tüpün aynı tarafında bulunmasıdır. Tüpün giriş tarafında bulunan ucu kapalıdır. Paralel akışlı vorteks tüplerde soğuk akışkan merkeze yakın olarak tüpün ortasından çıkarken, sıcak akışkan tüp cidarına yakın bir yerden çevresel olarak tüpü terk eder. Birçok araştırmacı karşıt akışlı vorteks tüpün paralel akışlı vorteks tüpten daha verimli olduğunu öne sürmüşlerdir.



**Şekil 1.3.** Paralel akışlı RHVT sisteminin şematik şekli (Gao 2005)

Vorteks tüplerin diğer normal soğutma cihazlarına göre basit, hareketli parçası olmaması, elektrikli ve kimyasal olmaması, küçük, hafif, düşük maliyetli olması, hemen soğutması, dayanıklı olması ve sıcaklığı ayarlanabilir olması gibi avantajları bulunmaktadır (Khodorkov *et al.* 2003). Ancak uygulamalarda ana faktör ısı verimliliğidir. Ayrıca sıkıştırılmış gazın gürültüsü ve elde edilebilirliği vorteks tüpün uygulama alanlarını sınırlayabilir. Bu yüzden, yaygınlığı, güvenilirliği ve düşük ekipman maliyetleri ana faktörlerdir ve işletme verimi daha az önemli olmaya başlar.

RHVT'ler gazı ısıtmak, soğutmak, temizlemek, kurutmak ve karışık gazları ayrıştırmak, DNA uygulamaları, doğal gaz sıvılaştırması gibi uygulamalarda iyi bir cihazdır (Gao 2005).

### **1.1. Literatür Araştırması**

Vorteks tüplerde meydana gelen enerji ayrışmasını ilk defa bir metalurjist ve fizikçi olan Fransız bilim adamı Georges Joseph Ranque bulmuştur. Ranque vorteks tüp cidarındaki akışın merkezi bölgedeki akıştan daha sıcak olduğunu ve merkezi bölgedeki akışın sıcaklığının ise giriş sıcaklığından daha düşük olduğunu ifade etmiştir. Ranque yaptığı çalışmaları 1931 yılında tamamlamış ve yüksek basınçlı bir gaz akımının birisi giriş gazından daha sıcak, diğeri giriş gazından daha soğuk ve giriş basıncından daha düşük basınçlı iki akıma ayrılabilirdiğini keşfetmiştir.

Vorteks tüplerin termodinamik olarak verimsiz oldukları anlaşılınca bilim dünyasında vorteks tüplere olan ilgi azalmıştır. Daha sonra vorteks tüpler Alman fizikçi Hilsch tarafından incelenmiştir. Hilsch (1947) vorteks tüplerin verimini arttırmaya yönelik çalışmalar yapınca vorteks tüplere olan ilgi yeniden artmıştır. Hilsch (1947) yaptığı çalışmalarda sıcak uç ile soğuk uç arasındaki sıcaklık farkını arttırmış ayrıca vorteks tüp içerisindeki enerji ayrışma mekanizmasının izahını yapmıştır.

Fulton (1950) yaptığı çalışmada enerji ayrışma mekanizmasını açıklamıştır. Fulton vorteksin içteki tabakasının dış tabakaya baskı yaparken genişlediği ve soğumaya başladığını dış tabakanın ise ısındığı varsayımını yapmıştır.

Westley (1955) RHVT sistemi geometrisinin deneysel optimizasyonunu yapmıştır. Yaptığı çalışma sonucunda giriş alanı, soğuk çıkış lüle alanı, vorteks tüp kesit alanı, giriş basıncı ve soğuk çıkış basıncı arasında aşağıdaki ilişkilerin olması gerektiğini vurgulamıştır.

$$\frac{A_c}{A_{vt}} \cong 0,167 \quad \frac{A_g}{A_{vt}} \cong 0,156 + 0,176/\tau_p \quad \text{ve} \quad \tau_p = \frac{P_g}{P_c} = 7,5 \quad (1.1)$$

Martynovskii and Alexeev (1957) vorteks etkisiyle ilgili sistematik araştırmalar yapmışlardır. alışmalarında karşıt akışlı bir vorteks tüpte giriş lülesi konfigürasyonu, giriş lüleleri sayısı, giriş lülelerinin çapı, orifis çapı, boru uzunluğu ve çapı, nem, giriş basıncı, giriş sıcaklığı ve farklı gazların etkisi araştırılmıştır. şu sonuçlar bulunmuştur.

1. Maksimum sıcaklık düşümü oluşturan giriş lülesi konfigürasyonu teğetsel tasarıma sahip olan konfigürasyondur.
2. Optimum lüle sayısı 2'dir.
3. Optimum lüle çapı vorteks tüpün çapıyla değişmektedir. Optimum sonuçlar elde etmek için tp çapı arttıka lüle çapı da artmalıdır.
4. Eşeksenli delikli diyafram diğer diyafram konfigürasyonlarına (eksantrik diyaframlar, diyafram lüleleri, dairesel kesit dışında geometriye sahip diyaframlar) göre daha büyük sıcaklık farkları oluşturmaktadır.
5. Sıcak akış elde etmek için tp uzunluğu ve geometrisi oldukça önemlidir ve optimum  $L/D$  oranı mevcuttur. Optimum performans  $40 < L/D < 50$  arasında uzunluğa sahip tüplerle elde edilebilir.
6. Daralan ve genişleyen konik tüpler vorteks etkisini geliştirmede az bir etki yapmaktadırlar.
7. Optimum olarak dizayn edilmiş vorteks tüpün boyutlarını artırma verimi artırmaktadır.
8. Nem tüpün verimini oldukça azaltmaktadır.
9. Giriş basıncını artırma büyük durma sıcaklığı farkları oluşturmaktadır.

10. Giriş havasının sıcaklığını değiştirme durma sıcaklık farklarında değişim oluşturmamıştır.

11. Sıcak tüpün dış tarafının soğutulmasıyla soğuk akış sıcaklığında düşme elde edilmiştir.

1960'lardan itibaren Takahama (1960, 1965, 1966, 1979, 1981) RHVT ile ilgili seri yayınlar yayınlamıştır. Takahama yaptığı çalışmalar sonucunda giriş lülesinin çıkışındaki Mach sayısının 0,5-1 arasına ulaştığında vorteks tüpte maksimum sıcaklık ayrışması yada maksimum soğutma kapasitesine ulaşabilmek için aşağıdaki geometrik bağıntıların olması gerektiğini vurgulamıştır.

$$\frac{D_g}{D_{vt}} = 0,2 \quad \frac{A_g}{A_{vt}} = 0,08 - 0,17 \quad \frac{A_c}{A_g} = 2.3 \quad (1.2)$$

Burada  $D_g$  giriş lülesinin çapını,  $D_{vt}$  vorteks tüpün çapını,  $A_c$  soğuk akışkan çıkış ucu alanını,  $A_{vt}$  vorteks tüp akış alanını,  $A_g$  giriş lülesi alanını göstermektedir.

Linderstrom-Lang (1971) vorteks tüp performansı üzerine yaptıkları araştırmada vorteks tüp performansı üzerinde kontrol vanasının ve giriş lülesinin yerinin önemli olduğunu vurgulamıştır.

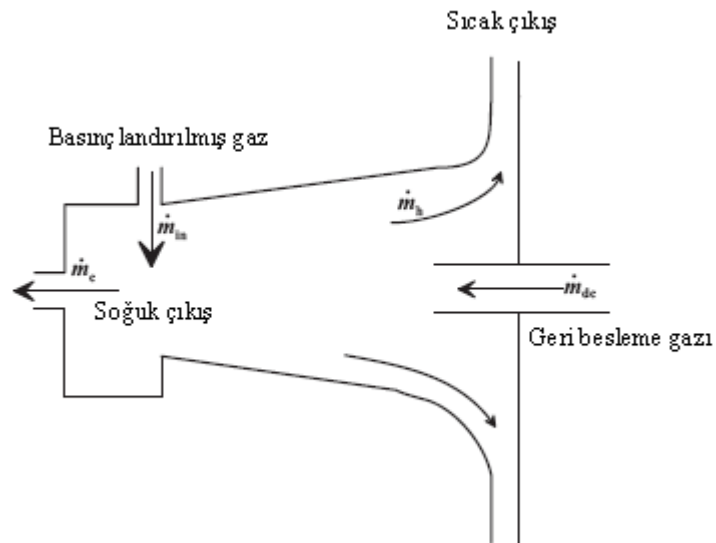
Collins (1979) vorteks tüpte iş yapan akışkan olarak iki fazlı propan kullanmıştır. Sıvı ve gaz propanın kuruluk derecesi 0,8'den yüksek olduğunda önemli sıcaklık ayrışması meydana geldiğini görmüştür.

Takahama (1981) tüp uzunluğunu kısaltmak için iraksak vorteks tüp tipini ortaya koymuştur. Bu iraksak vorteks tüp daha küçük boyda olmasına rağmen normal tüple aynı performansa ulaşabildiğini görmüştür. Iraksaklık açısının  $1,7^\circ - 5,1^\circ$  olmasını önermiştir.

Silverman (1982) ideal vorteks tüpün termodinamik analizini yaptığı çalışmasında vorteks tüpte meydana gelen enerji ayrışmasının limitlerini giriş basıncı, çıkış basıncı, giriş sıcaklığı ve soğuk akım kütlesel debi oranı cinsinden ifade etmiştir.

Ahlborn (1994) vorteks tüpteki enerji ayrışmasının limitleri üzerine yaptığı çalışmada vorteks tüpteki ısınma ve soğumanın ısının kinetik enerjiye, kinetik enerjinin ise ısıya dönüşerek olduğunu ifade etmiş ve sıcaklık ayrışmasının limitleri için bazı eşitlikler önermiştir. 18 mm giriş çapına sahip ve iş yapan akışkan olarak hava kullanılan vorteks tüplerde deneysel veriler için sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının bu eşitliklerdeki limitler arasında kaldığını ifade etmiştir.

Piralishvili and Polyaev (1996) performansı artırmak için koni biçiminde bir tüpe sahip çift akışlı vorteks tüp tipi ortaya koymuşlardır. Bu vorteks tüpün şematik resmi şekil 1.4'de görülmektedir. Sıcak ıkış tarafında kontrol vanasının merkezinde vorteks tüpe geri besleme yapan bir orifis bulunmaktadır. Bu geri besleme gazı giriş gazıyla aynı sıcaklığa sahipken giriş gazından daha düşük basına sahiptir. Piralishvili and Polyaev (1996)'in bu dizaynı sistemin soğutma gücünü yükseltmiş ve vorteks tüp performansını geliştirmiştir.



şekil 1.4. Çift akışlı vorteks tüpün şematik resmi (Piralishvili and Polyaev 1996)

Ahlborn (1996) 25,4 mm giriş çapına ve 60 cm uzunluğa sahip ısıya dayanıklı camı bulunan vorteks tüp ile yaptığı çalışma sonucunda sıcaklık ayrışmasının boyutsuz basınç oranının bir fonksiyonu olduğunu ifade etmiştir.

Gutsol (1997) yaptığı deneyde vorteks tüpte iş yapan akışkan olarak hemen hemen sıkıştırılmaz akışkan olan su kullanmış ve vorteks tüpte enerji ayrışması meydana geldiğini görmüştür. Bu enerji ayrışması her ne kadar gazda olduğu gibi fazla olmasa da dikkate değer olduğunu ve bu durumun vorteks tüp içerisindeki enerji ayrışmasının tamamen adyabatik olmadığını gösterdiğini vurgulamıştır.

Ahlborn (1997) bir pitot probu kullanarak vorteks tüpte eksenel ve açılal hızları ölçtüğü çalışmasında 25 mm çapındaki vorteks tüpün hız alanını ölçmüş ve yerel kütleli debiyi belirlemiştir. Ayrıca soğuk çıkış ucuna yönelen tüpün merkezindeki akışın, tüpün soğuk ucundan çıkış yapan akıştan daha fazla olduğu tespit etmiş ve bu durumun vorteks tüp içerisinde ikincil bir sirkülasyonun varlığını gösterdiğini ifade etmiştir.

Ahlborn (2000) yaptığı çalışmada vorteks tüpteki enerji ayrışmasını açıklamaya çalışmıştır. Ahlborn (2000), Ranque-Hilsch vorteks tüpünde ısıtma ve soğutmayı, iş yapan akışkanın kinetik enerjisinin azalmasına veya artmasına bağlamıştır. Vorteks tüpteki giriş orifis ve soğuk orifis arasında oluşan basınç düşümü (boyutsuz basınç oranı) nün kinetik enerjisi belirlediğini, bir veya daha fazla çıkış yerinden çıkış yapan sıcak bileşenin yavaşladığını ve başlangıçtaki kinetik enerjisinin ısıya dönüştüğünü dolayısıyla çıkış kısmında sıcaklığın daha yüksek olduğunu akışın diğer bileşeninin ise bir hızlanma geçirdiğini ifade etmiştir. Ahlborn (2000)'e göre akışın termal enerjisinin düşmesiyle kinetik enerjisi artış göstermektedir ve her iki proses de basınç alanı boyunca geçerlidir.

Guillaume and Jolly (2001) iki akışlı (kademeli) vorteks tüp sistemi geliştirmişler ve her kademedeki sıcaklık farklılığının tek kademeli vorteks tüpte meydana gelen sıcaklık farklılığından daha fazla olduğunu bulmuşlardır.

Shannak (2004) vorteks tüpteki enerji ayrışma mekanizması ve sürtünme kaybı üzerine detaylı bir çalışma yapmıştır. Vorteks tüpün sıcak ve soğuk çıkış uçlarındaki sıcaklıkları ölçmüştür. Deneilerini, giriş basıncını 3,5- 5- 7,5 ve 9 bar, giriş sıcaklıklarını 292,15 K ve 298,15 K, soğuk akım kütleli debi oranını ise 0–1 arasında alarak yapmıştır. Yaptığı deneyler sonucunda maksimum sıcak akım sıcaklığının soğuk akım kütleli debi oranı 0,82 olduğunda ve minimum soğuk akım sıcaklığının ise soğuk akım kütleli debi oranı 0,3 olduğunda elde edildiğini belirlemiştir.

## **1.2. Tezin Amacı ve Yapılan Çalışmalar**

Bu tezin amacı vorteks tüp modellerini incelemektir. Keşfinden itibaren vorteks tüpler ile ilgili geliştirilen vorteks tüp modelleri ayrıntılı olarak incelenmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Ayrıca deneysel bir sistem kullanılarak giriş basıncının ve soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi incelenmiştir.

Bu tezin amacı şu şekilde özetlenebilir:

1. Vorteks tüp modellerini incelemek.
2. Vorteks tüp modelleri kullanılarak vorteks tüplerden elde edilebilecek maksimum ve minimum sıcaklıkları belirlemek.
3. Farklı vorteks tüp modelleri kullanılarak bulunan sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarını karşılaştırmak.
4. Vorteks tüp modellerine ait genel bir değerlendirme yapmak.
5. Vorteks tüplerden deneysel olarak elde edilen sıcaklıkları vorteks tüp modelleri kullanılarak elde edilen sıcaklıklarla karşılaştırmak.



## 2. VORTEKS TÜP MODELLERİ

Vorteks tüplerden elde edilebilecek sıcaklıkları belirlemek amacıyla farklı araştırmacılar tarafından çok sayıda model geliştirilmiştir. Bu modeller şunlardır:

1. İzentropik proses modeli
2. İki bileşenli model
3. Isı pompası modeli
4. Shannak modeli
5. Cockerill modeli
6. İkincil sirkülasyon modeli
7. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli
8. Fulton modeli

Bu kısımda bu modeller ile ilgili bilgi verilecektir.

### 2.1. İzentropik Proses Modeli

Vorteks tüp içerisindeki akış, karmaşık, türbülanslı bir akış olduğundan, gerćek bir vorteks tüpün çalışması sadece termodinamik ile tamamen karakterize edilemez ayrıca akışkanlar mekaniğinin de dikkate alınması gerekir. Bununla birlikte, bazı basitleştirilmiş kabullerle ideal vorteks tüpün termodinamik analizi yapılabilir ve bu analiz sonucunda vorteks tüpten çıkan soğuk ve sıcak akımın sıcaklıkları; giriş sıcaklığı ve basıncı, çıkış basıncıları ve soğuk akım kütleli debi oranı cinsinden bulunabilir (Silverman 1982).

Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin birinci yasası

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç \left( h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç \right) - \sum \dot{m}_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilir. Burada  $\dot{Q}$  kontrol hacmi ile çevresi arasında birim zamanda olan ısı geçişini,  $\dot{W}$  kontrol hacmi tarafından çevresi veya çevre tarafından kontrol hacmi üzerinde yapılan birim zamanda olan işi,  $h$  entalpiyi,  $V$  hızı,  $g$  yerçekimi ivmesini ve  $z$  yüksekliği göstermektedir.  $\dot{c}$  indisi çıkış,  $g$  indisi giriş anlamlarındadır.

Vorteks tüpler enerjinin korunumu ilkesi gereğince termodinamiğin birinci yasasına uymaktadır. Birinci yasa Şekil 2.1’de gösterilen kontrol hacmi için uygulanırsa

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W} = & \dot{m}_c \left( h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c \right) + \dot{m}_h \left( h_h + \frac{V_h^2}{2} + gz_h \right) \\ & - \dot{m}_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \end{aligned} \quad (2.2)$$

bulunur. Vorteks tüplerde yükseklik değişiminin olmadığı düşünülerek potansiyel enerjideki değişim ihmal edilebilir. Ayrıca kinetik enerjideki değişim de ihmal edilirse

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_c h_c + \dot{m}_h h_h - \dot{m}_g h_g \quad (2.3)$$

eşitliği bulunur. Adyabatik vorteks tüplerde ısı transferi olmadığından  $\dot{Q} = 0$  olur.

Ayrıca  $\dot{W} = 0$  olduğundan

$$0 = \dot{m}_c h_c + \dot{m}_h h_h - \dot{m}_g h_g \quad (2.4)$$

olur. Süreklilik denklemi kullanıldığında (2.4) eşitliği

$$h_g - (1 - y_c)h_h - y_c h_c = 0 \quad (2.5)$$

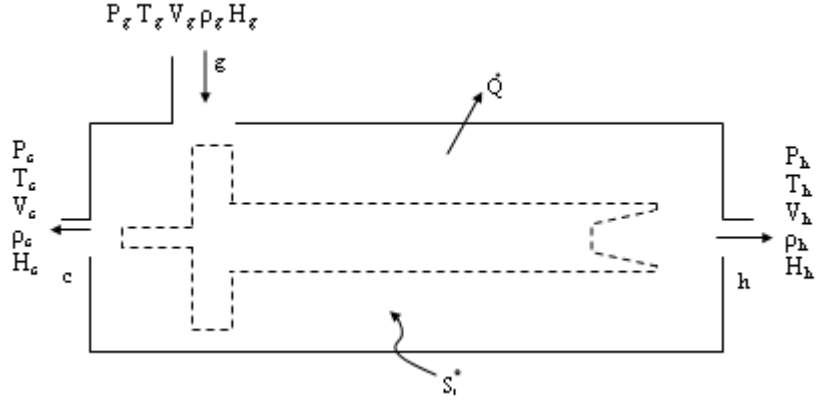
haline gelir. Akışkan ideal gaz olarak kabul edilirse

$$c_{pg} T_g - (1 - y_c)c_{ph} T_h - y_c c_{pc} T_c = 0 \quad (2.6)$$

olur. İdeal gazlarda özgül ısı  $c_p$  termodinamik halden bağımsız olduğundan (2.6)

eşitliğinin her iki tarafındaki  $c_p$  terimleri sadeleştirilebilir:

$$T_g - (1 - y_c)T_h - y_c T_c = 0 \quad (2.7)$$



**Şekil 2.1.** Termodinamik analiz için seçilen kontrol hacmi

Vorteks tüplerde aşağıdaki sıcaklık farkı tanımları yapılmaktadır:

$$\Delta T_h = T_h - T_g \quad (2.8)$$

$$\Delta T_c = T_g - T_c \quad (2.9)$$

$$\Delta T_{hc} = T_h - T_c \quad (2.10)$$

Burada  $\Delta T_h = T_h - T_g$  sıcak akımın ısıtma etkisini,  $\Delta T_c = T_g - T_c$  soğuk akımın soğutma etkisini,  $\Delta T_{hc} = T_h - T_c$  ise sıcak ve soğuk akım arasındaki sıcaklık farkını göstermektedir. (2.8)-(2.10) eşitlikleri soğuk akış kütleli debi oranı cinsinden aşağıdaki şekilde türetilir:

$$T_g = (1 - y_c)T_h + y_c T_c \quad (2.11)$$

$$y_c \Delta T_c = (y_c - 1) \Delta T_h \quad (2.12)$$

$$\Delta T_h = y_c \Delta T_{hc} \quad (2.13)$$

$$\Delta T_c = -(1 - y_c) \Delta T_{hc} \quad (2.14)$$

Bu eşitlikler kullanılarak giriş ve çıkış sıcaklıkları soğuk akış kütleli debi oranı cinsinden bulunabilir (Gao 2005).

Diğer taraftan Termodinamiğin İkinci Yasası aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\dot{S} = \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum_k \dot{S}_k^* + \sum_k \dot{S}_{ik} \quad \dot{S}_{ik} \geq 0 \quad (2.15)$$

burada sol taraftaki terim ( $\dot{S}$ ) sistemin entropisindeki artış miktarını,  $T_k$  çevreden sisteme ısı geçişinin ( $\dot{Q}_k$ ) olduğu sıcaklıkları,  $\dot{S}_k$  sisteme madde girişi nedeniyle sisteme olan entropi akışını,  $\dot{S}_i$  tersinmez prosesler nedeniyle entropi üretimini göstermektedir. Kararlı durumdaki vorteks tüp sistemi için  $\dot{S} = 0$ 'dır. Her bir entropi üretim terimi daima pozitifdir. Vorteks tüp sistemindeki en önemli tersinmez prosesler sıcaklık farkı nedeniyle ısı geçişi, basınç farkı nedeniyle kütle akışı ve viskoz dissipasyondur (Gao 2005).

Adyabatik vorteks tüp ( $\dot{Q} = 0$ ) için ikinci yasa uygulanırsa

$$0 = \dot{S}_g - \dot{S}_h - \dot{S}_c + \dot{S}_i \quad (2.16)$$

$$\dot{S}_i = \dot{S}_h + \dot{S}_c - \dot{S}_g \quad (2.17)$$

$$\dot{S}_i = \dot{m}_g \left[ (1 - y_c)(s_h - s_g) + y_c(s_c - s_g) \right] \quad (2.18)$$

İdeal gaz kabulü yapılırsa özgül entropi için aşağıdaki eşitlik bulunur:

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R_m \frac{dp}{p} \quad (2.19)$$

Yukarıdaki eşitlik 1 hali ve 2 hali arasında entegre edilirse

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R_m \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2.20)$$

bulunur. (2.20) eşitliği (2.18) eşitliğine yerleştirilirse ve  $p_c = p_h = p_a$  kabulü yapılırsa

$$\dot{S}_i = \dot{m}_g \left[ (1 - y_c)(s_h - s_g) + y_c(s_c - s_g) \right] \quad (2.21)$$

$$\dot{S}_i = \dot{m}_g \left[ (1 - y_c) \left( c_p \ln \frac{T_h}{T_g} - R_m \ln \frac{p_h}{p_g} \right) + y_c \left( c_p \ln \frac{T_c}{T_g} - R_m \ln \frac{p_c}{p_g} \right) \right] \quad (2.22)$$

elde edilir.

İkinci yasanın soğumaya nasıl bir sınırlama getirdiğini bulmak için (2.12) eşitliği ile (2.22) eşitliği birleştirilirse ve  $\Delta s \geq 0$  olduğu dikkate alınır

$$x^{y_c} \left[ \frac{(1 - y_c x)}{(1 - y_c)} \right]^{1 - y_c} \geq (p_g / p_c)^{-(k-1)/k} \quad (2.23)$$

eşitliği elde edilir (Silverman 1982). Buradaki  $x$  akışkanın soğuk uçtan çıkış sıcaklığının vorteks tüpe giriş sıcaklığına oranını göstermektedir ( $x = T_c/T_g$ ). Vorteks tüpe giriş ve soğuk uçtan çıkış basınçları biliniyorsa  $x$  yerine  $T_c/T_g$  yazıldığında (2.23) eşitliği vorteks tüpten elde edilebilecek minimum sıcaklığın hesaplanmasında kullanılabilir. Elde edilebilecek minimum sıcaklık ancak tersinir bir proses ile elde edilebilir. Tersinir bir proses ile elde edilecek soğutma sınırı yani minimum  $x$ , vorteks tüp içerisindeki akışın entropisinin değişmediği kabulü yapılarak bulunabilir. (2.23) eşitliğinde  $\Delta s = 0$  yazılarak minimum  $x$  elde edilebilir. İzentropik modelle (2.23) eşitliği kullanılarak soğuk akım sıcaklığı bulunduktan sonra (2.11)-(2.14) eşitliklerinden birisi kullanılarak sıcak akım sıcaklığı bulunabilir (Yılmaz vd. 2007).

## 2.2. İki Bileşenli Model

Ahlborn *et al.* (1994)'e göre Ranque-Hilsch tüpünün analitik modelleri, genellikle sadece enerjinin korunumu yasasına dayanmaktadır. Bu modellerde akışın bir bölümünde meydana gelen ısı kaybı diğer bölümündeki ısı kazançlarıyla dengelenmekte ve kinetik enerji göz önüne alınmamaktadır. Ahlborn *et al.* (1994) tarafından geliştirilen modelde ise diğer vorteks tüp modellerinin aksine akışkanın akışının bir bölümünde meydana gelen ısınma ve diğer bölümünde meydana gelen soğumanın aslında ayrı süreçler olduğu kabulü yapılmıştır. Ancak her ikisi de giriş akışının kinetik enerjisi tarafından oluşturulmaktadır. İki sürecin birbiriyle ilişkisi basınç alanı, ısı iletimi ve viskoziteden kaynaklanmaktadır. Ahlborn *et al.* (1994) kinetik enerjii de içeren enerjinin korunum yasasını her bir akım için ayrı ayrı uygulamışlardır. Akış hızını radyal ve aksenal dinamiklerle ilişkilendirmek için momentum denklemlerini kullanmışlardır. Sıcak ve soğuk bileşenlerin kütsel debilerini kütselin korunumu yasasıyla kontrol etmişlerdir.

Ahlborn *et al.* (1994) tarafından geliştirilen iki bileşenli model Şekil 2.2'de şematik olarak gösterilmiştir. Aksenal akışı gösteren Şekil 2.2a'da soğuk akış gölgeli olarak gösterilmiştir ve S durma noktasını göstermektedir.  $z=0$ 'daki teğetsel akışın gösterildiği



şeklinde ifade edilir. Burada J lokal ısı akısıdır. Akışın sıcak bölümünde fark edilebilir derecede ısı üretimi vardır. Ancak bu ısı üretimi (2.24) denkleminde görünmez, çünkü sıcak çıkışın ıslısında meydana gelen bu artış akışın kinetik enerjideki azalışıyla dengelenmiştir.

Kontrol hacmi için (2.24) denkleminin integrasyonu ve Gauss teoreminin kullanılmasıyla;

$$h_{\alpha} + \frac{1}{2}u_{\alpha}^2 = h_g + \frac{1}{2}u_g^2 - q_{\alpha} \quad (2.25)$$

elde edilir. Buradaki  $\alpha$  indisi sıcak veya soğuk bileşeni simgeler.  $h_g$ ,  $h_{\alpha}$ ,  $u_g$  ve  $u_{\alpha}$  giriş ve çıkış orifislerindeki ortalama değerleri göstermektedir.  $q_{\alpha} = Q'_{\alpha} / j_{\alpha}$  birim kütle için net ısı kaybını ve  $Q'_{\alpha}$  sıcak veya soğuk akıştaki net ısı akısını,  $j_{\alpha}$  soğuk veya sıcak bileşenin kütle akısını, h ise entalpiyi ifade eder. Entalpi, basınç ve yoğunluk veya ses hızı cinsinden

$$h = k / (k - 1) (p / \rho) = a^2 / (k - 1) \quad (2.26)$$

şeklinde ifade edilebilir.

(2.25) eşitliği sıcak akış için;

$$h_h + \frac{1}{2}u_h^2 = h_g + \frac{1}{2}u_g^2 - q_h \quad (2.27)$$

şeklinde yazılabilir. Akışkanın vorteks tüpe giriş ve sıcak uçtan çıkış hızları arasında  $u_h \ll u_g$  ilişkisi olduğundan (2.27) eşitliğinin sol tarafındaki  $\frac{1}{2}u_h^2$  ifadesi ihmal edilebilir. Bu durumda sıcak akım için enerji denklemi;

$$h_h = h_g + \frac{1}{2}u_g^2 - q_h \quad (2.28)$$

şekline dönüşür.

Enerji denklemleri aynı zamanda ses hızına ve Mach sayısına göre de ifade edilebilir. Bu parametreler dikkate alındığında (2.28) eşitliği

$$a_h^2 [1/(k-1)] = a_0^2 [1/(k-1) + \frac{1}{2} M_0^2] - q_h \quad (2.29)$$

şeklinde yazılabilir. Sıcak akımla soğuk akım arasında transfer edilen ısı miktarı ( $q_{hc}$ ) ile ilgili çok az şey bilinmektedir ancak  $q_h = q_{hc} + q_{hg} > 0$  kabulü kesin olarak yapılabilir. Bu terim ihmal edilirse (2.28) denkleminde

$$\Delta T_{hg} = T_h - T_g \leq T_g ((k-1)/2) M_0^2 \quad (2.30)$$

eşitliği elde edilir.

(2.30) eşitliği bize vorteks tüpün sıcak ucundan elde edilebilecek maksimum sıcaklık farkı için Mach sayısının önemini göstermektedir.

Maksimum giriş Mach sayısı için ( $M_0 = 1$ ) sıcaklık artışı için üst limit

$$\Delta T_{hg} / T_g \leq (k-1)/2 = \%20 \quad k=1.4 \quad (2.31)$$

olarak elde edilir.

(2.30) eşitliği aşağıdaki eşitlik ile birleştirilirse

$$M_0^2 \approx (2/k) X \quad (2.32)$$

bilinen parametreler olan  $P_g$  ve  $P_c$  cinsinden sıcak çıkıştaki sıcaklık ayrışmasının üst limiti için

$$\frac{T_h - T_g}{T_g} \leq \frac{k-1}{k} \frac{P_g - P_c}{P_g} = \frac{k-1}{k} X \quad (2.33)$$

ifadesi elde edilir. Bu bağıntı vorteks tüplerdeki sıcaklık artışının temel sınırlamasını gösterir.

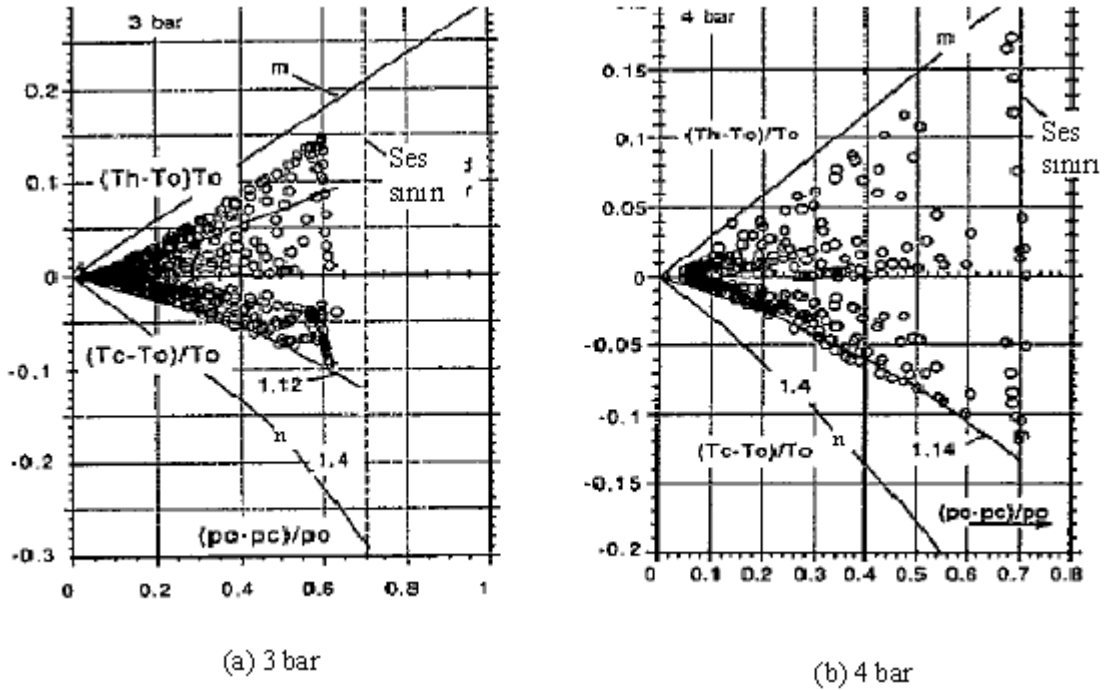
Vorteks tüpteki soğuk akış için de benzer bir analiz yapılırsa soğuk akış çıkış sıcaklığı için

$$T_c \geq T_g (1 - X)^{(k-1)/k} \quad (2.34)$$

eşitliği bulunur (Ahlborn et al. 1994).



Ahlborn *et al.* (1994) iç çapı 18 mm olan ve iş yapan akışkan olarak hava kullanılan vorteks tüpün deneysel verilerinin genellikle (2.33) ve (2.34) eşitlikleriyle bulunan limitler arasında kaldığını gözlemlemişlerdir. Şekil 2.3'te gösterilen m harfi (2.33) eşitliği, n harfi ise (2.34) eşitliği ile bulunan sınırları göstermektedir. Model X=0,7 için giriş hızının ses hızına eriştiğini göstermektedir. Yapılan deneylerde X>0,7 için değerler elde edilememiştir. Bu ise akışın sürekli olarak ses altı olarak kaldığını göstermektedir. Bu durum Şekil 2.3'te ses sınırı çizgisiyle gösterilmiştir. Ahlborn *et al.* (1994)'e göre maksimum sıcaklık artışı ve azalışı X arttıkça arttığından vorteks tüpün çalışması için optimum değer X=0,7 olmaktadır.



Şekil 2.3. Vorteks tüpün çalışma sınırları (Ahlborn *et al.* 1994)

İki bileşenli model izentropik proses modelinden daha gerçekçi bir modeldir. İki bileşenli modelde soğuk akım sıcaklığının ( $T_c$ ) soğuk akım kütleli debi oranından ( $y_c$ ) bağımsız olduğu kabulü yapılmaktadır ve bu nedenle aşırı basitleştirilmiş bir model olduğu ifade edilebilir (Yılmaz vd. 2007).

### 2.3. Isı Pompası Modeli

Ahlborn and Gordon (2000) vorteks tüpleri klasik termodinamik soğutma çevrimi olarak modellemişlerdir. Araştırmacılar vorteks tüpün ısıl ve akış dinamiklerinin klasik soğutma çevriminin özelliklerini taşıdığını ve performansının ısı makinası olarak belirtilebileceğini göstermişlerdir. Ahlborn and Gordon (2000) tarafından geliştirilen bu modelde akışkanın vorteks tüpten çıkış sıcaklıkları olan  $T_h$  ve  $T_c$  'nin doğru tahminine ulaşabilmek için öncelikle akış içerisindeki basınç profili ifadelerinin türetilmesi gerektiği ve içteki basınç oranının ( $P_{pl} / P_c$ ) boyutsuz basınç oranıyla nasıl değiştiğinin tahmin edilmesi gerektiği vurgulanmış olup vorteks tüp içerisindeki sıcaklık ve basınç profilleri için basit analitik formüller türetilmiştir.

Ahlborn and Gordon (2000)'e göre vorteks tüplerde sıcak akım sıcaklığının soğuk akım sıcaklığına oranı için

$$\frac{T_h}{T_c} \approx 1 + \left[ \frac{(k-1)}{k} X(y_c + 1) \right] \quad (2.35)$$

eşitliği yazılabilir. Buradaki X boyutsuz basınç oranıdır ve

$$X = \frac{(p_g - p_c)}{p_g} \approx \frac{(p_{pl} - p_c)}{(p_{pl} + 2p_c)} \quad (2.36)$$

eşitliğiyle bulunur. pl indisi plenum odasını, g indisi lüle çıkışını yani vorteks tüp girişini göstermektedir.  $p_c$ , giriş ve çıkış lülelerinin boyutları, tüp yarıçapı gibi vorteks tüp tasarımının ayrıntılarına bağlıdır. Enerji açısından  $y_c=0,5$  soğuk akım kütleli debi oranında sıcak akımın sıcaklık değişimi ( $\Delta T_h = T_h - T_{pl}$ ) ve soğuk akımın sıcaklık değişimi ( $\Delta T_c = T_{pl} - T_c$ ) birbirine eşit olmalıdır. Bu, (2.35) eşitliğiyle kullanılırsa

$$\Delta T_c(y_c = 0.5) = \Delta T_h(y_c = 0.5) \approx \frac{BX T_{pl}}{(1 + BX)} \quad (2.37)$$

olur. Buradaki B,  $B(k) = 3(k-1)/4k$  eşitliğiyle bulunur. (2.38) ve (2.39) denklemleri enerjinin korunuma dayanmaktadır. Sıcaklık farkını  $y_c$ 'nin fonksiyonu olarak bulmak için Ahlborn *et al.* (1997, 1998, 2000) deneysel datayı kullanmıştır. Bu verilere göre

$\Delta T_h$ ,  $0 < y_c < 0,8$  aralığında  $y_c$  ile yaklaşık olarak lineer bir şekilde artmaktadır.  $T_h(y_c)$  fonksiyonunun eğimi (2.37) eşitliğinden yararlanarak

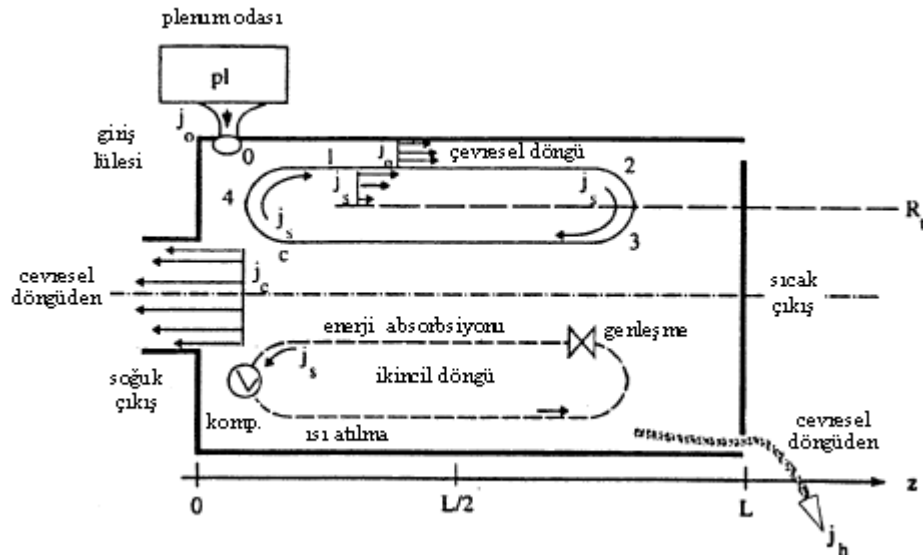
$$T_h(y_c) = 2\{T_h(y_c = 0.5) - T_{pl}\}y_c \quad (2.38)$$

olarak bulunur. Bu yaklaşımlar altında vorteks tüp için sıcak ve soğuk akım sıcaklığı sırasıyla

$$T_h = T_{pl} \left\{ 1 + \left( \frac{2BXy_c}{1+BX} \right) \right\} \quad (2.39)$$

$$T_c = T_{pl} \left\{ \frac{1 + \left( \frac{2BXy_c}{1+BX} \right)}{1 + \left( \frac{(k-1)X(1+y_c)}{k} \right)} \right\} \quad (2.40)$$

eşitlikleri kullanılarak bulunabilir.  $p_{pl}/p_c$  ve  $y_c$  değerlerini ölçerek (2.39) ve (2.40) denklemlerinin kullanılmasıyla  $T_h$  ve  $T_c$  hesaplanabilir. Ahlborn and Gordon (2000) bu eşitliklerle bulunan sıcaklıkları deneysel datalarıyla karşılaştırmışlar ve iyi bir uyum bulmuşlardır.



**Şekil 2.4.** İkincil sirkülasyon devresi, enerji akışı ve model noktaları (Ahlborn and Gordon 2000)

Bu model kullanılarak vorteks tüpten çıkan sıcak akım ve soğuk akım sıcaklıkları bulunabildiği gibi çevrimdeki ara noktalarındaki sıcaklıklar da tahmin edilebilmektedir. Örneğin vorteks tüp içerisine giriş yapan akışkanın sıcak uca yönelmeye başladığı nokta olan (1) noktasındaki sıcaklığı ( $T_1$ ) tahmin etmek için çevresel bölgedeki gaz hareketini (1) noktasından sıcak çıkış noktasına kadar göz önüne alırız. Cidar sürtünmesinden dolayı gaz ısınırken gaz hızı düşer. Tüpün sıcak çıkışı yakınlarında, hız  $u_g$ 'ye göre az miktarda artar. Birleştirilmiş enerji dengesi

$$T_h = T_1 + \frac{(k-1)M_0^2 T_1}{2} \quad (2.41)$$

olmasını gerektirir.

$$M_o^2 = u_g^2 / a_o^2 = \left( \frac{2}{k} \right) \left( \frac{p_g - p_c}{p_g} \right) = \frac{2X}{k} \quad (2.42)$$

denkleminin de kullanılmasıyla (2.41) denklemi

$$T_h = T_1 \left( 1 + \frac{(k-1)XT_1}{k} \right) \quad (2.43)$$

şeklinde yazılabilir.

$T_g$  sıcaklığını tahmin etmek için, (4) noktası ile (1) noktası arasındaki ısı akısı (3) noktası ile (c) noktası arasındaki ısı akısına eşitlenir. Bu durumda

$$\dot{m}_g (T_1 - T_g) = \dot{m}_c (T_h - T_c) \quad (2.44)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifade soğuk akım kütleli debi oranı ( $y_c$ ) cinsinden ise

$$T_g = T_1 - y_c (T_h - T_c) \quad (2.45)$$

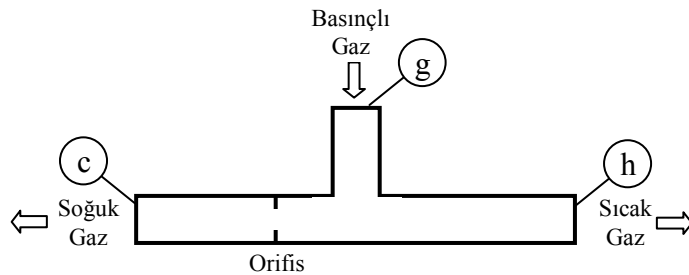
şeklinde yazılır (Ahlborn and Gordon 2000).

Bu model vorteks tüpten elde edilen sıcaklıkların soğuk akım kütleli debi oranına bağlılığını dikkate aldığından iki bileşenli modelden daha iyi bir modeldir.

## 2.4. Shannak Modeli

Shannak (2004) vorteks tüpteki enerji ayrışması ve sürtünme kaybı üzerine detaylı bir çalışma yapmıştır. Vorteks tüpün sıcak ve soğuk hava sıcaklıklarını deneysel olarak ölçmüştür. Deneyslerini giriş basıncını 3,5 - 5 - 7,5 ve 9 bar, giriş sıcaklığını 295,15 ve 298,15 K ve soğuk akım kütleli debi oranını 0-1 arasında alarak yapmıştır. Sonuç olarak, sıcak akım sıcaklığının, soğuk akım kütleli debi oranının yaklaşık 0,82 olduğu durumda maksimum olduğunu, soğuk akım sıcaklığının ise soğuk akım kütleli debi oranının 0,3 olduğu durumda minimum olduğunu bulmuştur. Soğuk ve sıcak çıkış gaz sıcaklıklarının belirlenmesi için iç enerjinin tanımı ve deneysel sonuçların yanı sıra enerji ve kütle dengesine dayanan yeni bir model ortaya koymuştur. Kullanılan model deneysel sonuçlarla ve literatürde yayınlanan datalarla desteklenmiştir. Analitik model, genel olarak sürtünme kayıpları ve ısı kayıplarını da dikkate alan enerji korunum denkleminde dayanmaktadır. Shannak (2004) tarafından kullanılan modelin şematik resmi Şekil 2.5’de gösterilmiştir. Modelde kullanılan varsayımlar şunlardır:

- a- Akış tek boyutludur.
- b- Akış stasyonerdir.
- c- Yerçekimi terimleri ihmal edilebilir.
- d- Vorteks tüp çevresinden iyice izole edilmiştir.
- e- Vorteks tüpte akan gaz ideal bir gazdır.



**Şekil 2.5.** Vorteks tüpünde sıcaklık ayrışmasını incelemek için geliştirilen “T” şeklindeki kontrol hacmi (Shannak 2004)

Şekil 2.5’de gösterilen kontrol hacmi için giriş kesiti (g) ile sıcak çıkış kesiti (h) arasında Bernoulli denklemi yazılırsa

$$p_g + \frac{\rho_g V_g^2}{2} = p_h + \frac{\rho_h V_h^2}{2} + \Delta p_{f(g-h)} \quad (2.46)$$

$$\Delta p_{f(g-h)} = \frac{\rho_h V_h^2}{2} \sum f(g-h) \quad (2.47)$$

$$\sum f(g-h) = \zeta_T + \sum \lambda \frac{L}{D} \quad (2.48)$$

benzer şekilde giriş kesiti (g) ile soğuk çıkış kesiti (c) arasında Bernoulli denklemi yazılırsa

$$p_g + \frac{\rho_g V_g^2}{2} = p_c + \frac{\rho_c V_c^2}{2} + \Delta p_{f(g-c)} \quad (2.49)$$

$$\Delta p_{f(g-c)} = \frac{\rho_g V_g^2}{2} \sum f(g-c) \quad (2.50)$$

$$\sum f(g-c) = \zeta_T + \zeta_O + \sum \lambda \frac{L}{D} \quad (2.51)$$

eşitlikleri yazılabilir. Bu eşitliklerde  $p$  statik basıncı,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $V$  akışkanın hızını,  $\zeta_T$ ,  $T$  bağlantısındaki sürtünme katsayısını,  $\zeta_O$  orifis levhasındaki sürtünme katsayısını,  $\lambda$  borunun sürtünme katsayısını,  $\Delta P_{f(g-h)}$  g ile h noktası arasında sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşümünü,  $\Delta P_{f(g-c)}$  g ile c noktaları arasındaki sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşümünü,  $D$  lülenin çapını ve  $L$  ise lülenin uzunluğunu göstermektedir (Yılmaz vd. 2007).

İdeal gazlar için yoğunluk,  $\rho_i = p_i / RT_i$  denkleminde bulunabilir. Sıcak ve soğuk akımların atmosfere çıktıkları kabul edilirse

$$P_h = P_c = P_{atm} \quad (2.52)$$

olur.  $A_g = A_h = A_c$  olduğundan  $\rho = p / RT$  ideal gaz denklemi (2.46) ve (2.49)

denkleminde yerleştirilirse soğuk akımın sıcaklığının sıcak akım sıcaklığına oranı

$$\frac{T_c}{T_h} = \frac{\dot{m}_h^2 \sum f(g-h)}{\dot{m}_c^2 \sum f(g-c)} \quad (2.53)$$

olarak bulunur.

Vorteks tüpteki iç enerji:

$$U_g = U_h + U_c \quad (2.54)$$

şeklinde ifade edilir. Diğer taraftan kontrol hacmi için termodinamiğin birinci yasası uygulanırsa ve akışkan ideal gaz kabul edilirse

$$\dot{m}_g c_v T_g = \dot{m}_h c_v T_h + \dot{m}_c c_v T_c \quad (2.55)$$

olur. Buradaki  $c_v$  sabit hacimdeki özgül ısıdır. Kütlenin korunumu yasası

$$\dot{m}_g = \dot{m}_h + \dot{m}_c \quad (2.56)$$

şeklindedir. (2.55) eşitliği

$$\frac{T_c}{T_h} = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_c} \frac{T_g}{T_h} - \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_c} \quad (2.57)$$

şeklinde yazılabilir. (2.56) ve (2.57) eşitlikleri (2.53) eşitliğine yerleştirilirse

$$\frac{T_g}{T_h} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_g} \left[ \frac{\dot{m}_h \sum f(g-h)}{\dot{m}_c \sum f(g-c)} + 1 \right] \quad (2.58)$$

elde edilir.

Shannak (2004) vorteks tüpteki enerji ayrışma mekanizması, enerji korunumu, enerji dağılımı ve sürtünme kaybının henüz tamamen anlaşılmadığını ve bu nedenle akış mekanizmasının ayrıntılı fiziksel açıklamasının hala mümkün olmadığını ifade etmektedir. Sürtünme kayıplarının yanı sıra enerji ayrışması, enerji dönüşümü ve enerji dissipasyonunun  $\Phi$ , model parametrelerinin de kullanımıyla giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki reaksiyon ve aksiyona göre dengelenebileceğini ifade etmiştir.

$$F_{(g-h)} = f[f(g-h), \Phi_{(g-h)}] \quad (2.59)$$

$$F_{(h-c)} = f[f(h-c), \Phi_{(h-c)}] \quad (2.60)$$

$F_{(g-h)}$  giriş ve sıcak çıkış arası için model parametresi,  $F_{(h-c)}$  sıcak ve soğuk çıkış arası için model parametresidir. (2.58) ve (2.53) eşitliklerindeki sürtünme katsayıları şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{\sum f(g-c)}{\sum f(g-h)} = f_{(g-h)} \Phi_{(g-h)} = F_{(g-h)} \quad (2.61)$$

$$\frac{\sum f(g-c)}{\sum f(g-h)} = f_{(h-c)} \Phi_{(h-c)} = F_{(h-c)} \quad (2.62)$$

(2.61) ve (2.62) eşitlikleri (2.58) ve (2.53) eşitliklerine yerleştirilirse giriş ve sıcak çıkış sıcaklıkları arasındaki bağıntı

$$\frac{T_g}{T_h} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_g} \left[ \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_c} \frac{1}{F_{(g-h)}} + 1 \right] \quad (2.63)$$

soğuk ve sıcak çıkış sıcaklıkları arasındaki bağıntı

$$\frac{T_c}{T_h} = \frac{\dot{m}_h^2}{\dot{m}_c^2} \frac{1}{F_{(h-c)}} \quad (2.64)$$

olarak bulunur. Burada  $F_{(g-h)}$  ve  $F_{(h-c)}$  deneysel dataya dayanan model parametreleridir ve ilgili parametrelere (giriş basıncı, giriş sıcaklığı ve soğuk akım kütleli debi oranı) bağlı deneysel korelasyon ile bulunurlar. Vorteks tüpten elde edilecek maksimum ve minimum sıcaklıkların hesaplanmasında kullanılacak olan  $F_{(g-h)}$  ve  $F_{(h-c)}$  giriş basıncı, giriş sıcaklığı ve soğuk akım kütleli debisine bağlı olarak şu şekilde hesaplanır.

$$\frac{1}{F_{(g-h)}} = \frac{T_g}{abT_g + b^2cd} - \frac{1}{a} \quad (2.65)$$

ve

$$\frac{1}{F_{(h-c)}} = \frac{T_g - 2bc[y_c e + bg]}{a^2 T_g + a^2 y_c c [y_c e + g(1 - y_c^4)]} \quad (2.66)$$

Buradaki a, b, c, d, e, g sabitleri ise şu şekilde hesaplanır:

$$a = \frac{1}{y_c} - 1 \quad (2.67)$$

$$b = 1 - y_c \quad (2.68)$$

$$c = 20,5 \left( \frac{P_1}{P_{atm}} \right)^{0,6} \quad (2.69)$$

$$d = d_1 + d_2 + d_3 \quad (2.70)$$

$$d_1 = -47,531y_c^6 + 126,69y_c^5 - 135y_c^4 \quad (2.71)$$

$$d_2 = 72,18y_c^3 - 20,922y_c^2 \quad (2.72)$$

$$d_3 = 4,8847y_c + 0,0022 \quad (2.73)$$



$$e = \ln \left[ \frac{1}{y_c} \right] \quad (2.74)$$

$$g = \ln \left[ \frac{1}{1 - y_c} \right] \quad (2.75)$$

Burada  $y_c$  soğuk akım kütleli debi oranı,  $T_g$  sıkıştırılmış gazın vorteks tüpe giriş sıcaklığı,  $P_1$  giriş basıncı ve  $P_{atm}$  atmosfer basıncıdır (Shannak 2004).

Temel parametreleri içeren önerilen modelin, deneysel sonuçları ve literatürde yayınlanan datayı yeterince iyi tahmin ettiği ifade edilmiştir. Shannak (2004) bu modele ait sonuçların Stephan *et al.* (1983), Mischner and Bepalov (2002) ve Ahlborn *et al.* (1994, 1996) tarafından bulunan deneysel sonuçlarla çok iyi bir uyum gösterdiğini ifade etmektedir. Modelin test edilen parametrelerin dışındaki normal değerler için kullanılmasının ve oksijen ve helyum gibi benzer akışkanlara uygulanmasının mümkün olduğu ifade edilmiştir (Yılmaz vd. 2007).

## 2.5. Cockerill Modeli

Cockerill (1998) vorteks tüp performansının yarı-deneysel bir modelini geliştirmiştir. Cockerill bu modeli geliştirmedeki amacının vorteks tüpte meydana gelen enerji ayrışmasını mümkün olduğunca fazla bağımsız değişkenle ifade etmek olduğunu belirtmiştir. Modelde vorteks tüpte oluşan sıcaklık ayrışmasını birçok bağımsız değişkene bağlayan (giriş basıncı, giriş sıcaklığı ve soğuk akım kütleli debi oranı vb.) analitik ifadeler elde edilmiştir. Boyut analizi, herhangi bir vorteks tüp sistemi için sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları arasındaki farkın (performansın) aşağıdaki boyutsuz sıcaklık oranıyla bulunabileceğini göstermektedir:

$$\frac{\Delta T_c}{T_g} = f \left( \frac{p_g}{p_c}, y_c \right) \quad (2.76)$$

Amaç bu fonksiyonun açık bir şekilde ifade edilmesidir. Stephan *et al.* (1984) analitik bağıntıyı belirlemek için deneysel eğri uydurma yöntemini kullanmıştır. Cockerill'in modeli geliştirirken kullandığı varsayımlar şunlardır (Yılmaz vd. 2007):

a. Dönme, akış alanının en önemli özelliğidir. Akışkanın vorteks tüpe giriş yaptığı giriş lülesi yakınlarında dönmeli akış oluşmaktadır. Bu dönme, vorteks tüp içerisindeki akışkanı hareket ettirir ve akışkanın enerji ayrışmasını da kapsayan özelliklerini oluşturur. Ayrıca dönme vorteks tüp içerisine giren sıkıştırılmış havanın potansiyel enerjisi ile kendiliğinden oluşur.

b. Giriş düzlemi yakınında zorlanmış vorteks oluşmaktadır. Giriş düzlemi yakınındaki dönme hızı profili hemen hemen zorlanmış vortekstir ve kabaca  $V = \Omega r$  şeklinde ifade edilir.

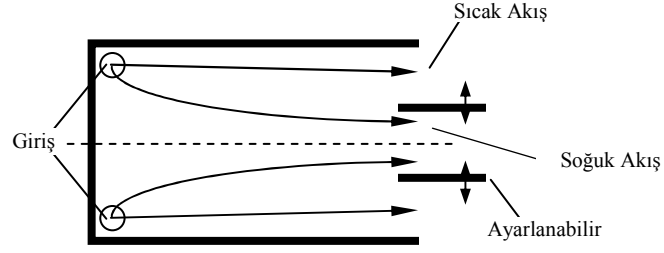
c. Giriş düzlemi yakınındaki radyal hızlar küçüktür ve akış, basit radyal denge ifadelerinin kullanılmasıyla aşağıdaki şekilde yaklaşık olarak modellenebilir:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho V^2}{r} \quad (2.77)$$

Bu eşitlik giriş lülelerinin çok yakınlarında doğru değildir, ancak giriş lülelerinden kısa mesafe uzaklarda geçerlidir.

d. Eksenel hız ve dönme hız alanları ayrıştırılabilir. Bu ise soğuk akış kütleli debi oranının sadece eksenel hız alanını etkileyeceği ve tüp girişindeki dönmeyi hiç etkilemeyeceği anlamına gelir. Ayrıca soğuk akım kütleli debi oranı,  $p_g/p_c$  oranını ve vorteks tüpün ayrışma performansını etkilemez kabul edilmektedir. İdeal vorteks tüplerde (Şekil 2.6) bu varsayımlar doğrudurken gerçek vorteks tüplerde ancak yaklaşık olarak doğru kabul edilebilir. Gerçek vorteks tüplerde soğuk akım kütleli debi oranı, sıcak çıkış kontrol vanasıyla kontrol edilmekte ve vananın pozisyonunun değiştirilmesiyle iç basınç alanı, tüpteki genişleme ve girişteki dönmeli akış etkilenmektedir. Örneğin soğuk akım kütleli debi oranının artırılması için vananın az bir miktar kapatılmasıyla iç basınç artmakta, tüpteki genişleme azalmakta ve dönmenin büyüklüğü azalmaktadır.

e. Giriş düzlemindeki statik sıcaklık çok fazla değişmemektedir. Giriş düzlemi yakınlarındaki statik sıcaklıkta meydana gelen değişiklikler yoğunlukta büyük etkiye sahip olacak kadar değildir. Model sadece akıştaki sıcaklığın etkisini dikkate alır.



**Şekil 2.6.** İdeal vorteks tüp (Cockerill 1998)

Cockerill modelinde ısı kapasite başına boyutsuz ısı transferi

$$q = y_c \Delta T_c = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} c_p} \quad (2.78)$$

eşitliğiyle verilmektedir. Buradaki  $\dot{Q}$  soğuk akımdan sıcak akıma transfer edilen enerjiyi,  $y_c$  soğuk akım kütleli debi oranını göstermektedir. Cockerill dönmeli ve radyal akışların kısmen ayrıştırılabileceği varsayımıyla (2.78) eşitliğini

$$q = T_g \cdot f_1 \left( \frac{p_g}{p_c} \right) \cdot f_2 (y_c) \quad (2.79)$$

şeklinde yazmış ve giriş basıncının etkisi ihmal edildiğinde

$$q = q_{\max} \cdot f_2 (y_c) \quad (2.80)$$

olacağını söylemiştir. Buradaki  $q_{\max}$   $0 \leq y_c \leq 1$  aralığında maksimum boyutsuz ısı transferini göstermektedir. Soğuk akım kütleli debi oranının boyutsuz ısı transferine etkisini bilmek gereklidir. Cockerill bu aşamada en basit analitik form olarak aşağıdaki eşitliği önermiştir:

$$q^* = \frac{q}{q_{\max}} = 16(y_c^2 - 2y_c^3 + y_c^4) \quad (2.81)$$

Cockerill ayrıca uygulanan basıncın ayrışma potansiyeline etkisi için aşağıdaki korelasyonu önermiştir:

$$q_{\max} = k \cdot \frac{T_g}{T_{\text{ref}}} \cdot \ln \left( \frac{p_g}{p_c} \right) \quad (2.82)$$

Buradaki  $k$  tüp sabiti katsayısı olup basınç farkı potansiyelinin sıcaklık ayrışmasına dönüşme derecesini göstermektedir.  $k$  tüp sabiti  $q_{\max} - \ln((p_g/p_c))$  grafikleri çizilip en iyi

uyan doğrunun eğimi hesaplanarak belirlenir. Benzer vorteks tüplerde  $k$  sabiti tüp yarıçapının karesiyle ters orantılı olarak değişmektedir:

$$\frac{k}{T_{\text{ref}}} \approx \frac{R}{r_o^2} \quad (2.83)$$

Tüp içerisinde şok oluşmadığı sürece (2.81) ve (2.82) eşitlikleriyle temsil edilen yarı-deneysel Cockerill modelinin şu sınırlamalarına dikkat edilmelidir:

- a. Model çoğunlukla ısı transferinden bağımsızdır. Bu nedenle enerji ayrışmasını hesaplamak için deneysel yaklaşım kullanılmıştır.
- b. Modelde türetilen eşitlikler, geometrik benzerlik şartı olmaksızın tüm vorteks tüpler için aynıdır. Bu nedenle model genel bir uygulamaya sahiptir. Ancak modelde deneysel değerler de kullanılmıştır. Kullanılan deneysel değerler araştırılan vorteks tüpe aittir. “Geometrik benzer vorteks tüplerin birbirleriyle ilişkili deneysel sabitleri bulunmaktadır” hipotezi test edilmediğinden ve her bir vorteks tüpün ayrı şekilde karakterize edilmesi gerektiğinden geliştirilen modelin özel vorteks tüpler için olduğu unutulmamalıdır (Yılmaz vd. 2007).

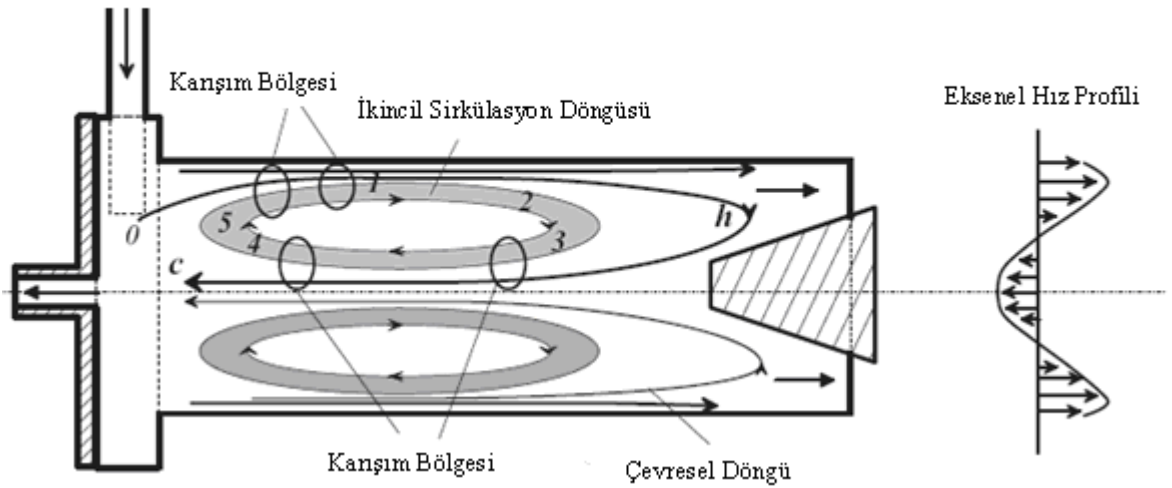
## 2.6. İkincil Sirkülasyon Modeli

RHVT sistemi içerisindeki akış profili Ranque'den beri birçok araştırmanın konusu olmuş ve bu araştırmaların tümünde RHVT içerisinde ikincil bir akışın varlığı ifade edilmiştir. Ahlborn soğuk uca yönelen ve vorteks tüpün soğuk çıkış eksenine doğrultusunda ilerleyen akışkanın debisinin soğuk uçtan çıkan akışkanın debisinden daha fazla olduğunu saptamıştır. Bu durum ise vorteks tüp içerisinde ikincil sirkülasyon akışının varlığını göstermektedir. Bu İkincil sirkülasyon modeliyle RHVT klasik soğutma cihazı olarak göz önüne alınabilir ve ikincil sirkülasyon akışı klasik çevrim olarak düşünülebilir (Ahlborn and Gordon 2000; Gao 2005). İkincil akış profili ayrıca Fulton (1950), Scheper (1951), Linderstrom-Lang (1967, 1971), Ahlborn and Groves (1997) ve Gao (2005) tarafından deneysel olarak gözlemlenmiş ve Cockerill (1998), Gutsol (1997), Fröhlingsdorf and Unger (1999) ve Aljuwayhel *et al.* (2005) tarafından sayısal olarak açıklanmıştır. Tüm bu ikincil akış profilleri arasındaki temel fark ikincil akışın kapalı çevrim olup olmadığıdır. Fulton, Scheper, Linderstrom-Lang ve Cockerill

açık çevrim olduğunu ileri sürerlerken, Fröhlingsdorf, Gutsol, Ahlborn and Groves, Gao *et al.* ve Aljuwayhel *et al.* kapalı çevrim olduğunu ileri sürmektedirler (Gao 2005).

Gao (2005) yaptığı tüm deneylerde ikincil sirkülasyonun varlığını görmüş ve ikincil sirkülasyonun başlayacağı yerin giriş kütleli debisine, soğuk akım kütleli debi oranına ve tüp geometrisine bağlı olduğunu ifade etmiştir. RHVT tarafından oluşturulan sıcaklık farklılıklarını hesaplamış ve bu farklılığın iş yapan akışkana, boyutsuz basınç oranına ve soğuk akım kütleli debi oranına bağlı olduğunu ifade etmiştir. Sıcak-tel anemometresi ile yaptığı deneyde ise kümülatif kütleli akış dağılımının ikincil sirkülasyonun varlığını gösterdiğini ve  $y_c = 0,90$  olsa bile ikincil sirkülasyonun var olduğunu ifade etmiş ve ikincil sirkülasyonun şeklini soğuk akım kütleli debi oranı  $y_c$  ve giriş akımı kütleli debisi  $m_g$  ile ilişkilendirmiştir.

Sistem içerisindeki prosesleri analiz etmek için Ahlborn and Gordon (2000) aşağıdaki prosesleri ifade etmiştir. Şekil 2.7’de ikincil sirkülasyon modeli içindeki proseslerin pozisyonları “0”-“5” numaralı yerlerle gösterilmiştir. Bu prosesler aşağıda anlatılmıştır (Gao 2005):



**Şekil 2.7.** İkincil sirkülasyon ve çevresel döngüleri. “0”-“5” sayıları proseslerin başlayıp bittiğini kabul ettiğimiz yerleri gösterir (Gao 2005)

1. Isı atılma prosesi (0→1, 5→1): Giriş lülesi yakınlarında çevresel devredeki gaz elemanın giriş sıcaklığı ( $T_0$ ) ikincil sirkülasyon devresindeki gaz elemanın sıcaklığından ( $T_5$ ) daha düşüktür. İkincil sirkülasyon devresindeki gaz elemanı ile vorteks tüpe giriş yapan gaz elemanı birlikte karışırlar. Karışma işleminden sonra sıcaklık  $T_1$  olur. Giriş akışı için kütleli debi  $\dot{m}_0$  ile ikincil sirkülasyon devresindeki kütleli debi ise  $\dot{m}_{sc}$  ile gösterilsin. Kinetik enerjiler ihmal edildiğinde enerjinin korunum yasasına göre aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\dot{m}_0(T_1 - T_0) = \dot{m}_{sc}(T_c - T_1) \quad (2.84)$$

Bu eşitlikte  $T_5$  sıcaklığı yerine  $T_c$  soğuk gaz sıcaklığı yazılmıştır.

2. Adyabatik yavaşlama prosesi: Sıcak uca yönelen çevresel gaz takip edildiği zaman (1) numaralı yerde gösterilen Mach sayısına sahip dönen gaz elemanları sürtünmeden dolayı yavaşlar. Bu proses adyabatik yavaşlama prosesi olarak kabul edilirse aşağıdaki eşitlik kullanılabilir:

$$T_h = T_1 \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{a,0}^2 \right) = T_1 (1 + \Gamma X) \quad (2.85)$$

burada  $X = \frac{k}{2} M_{a,0}^2$  şeklindedir.

3. Isı absorpsiyonu prosesi (h→4, 3→4): Çevresel devrede bulunan sıcak gaz (h) vorteks tüpün merkezine yakın bir yerde dönüş yaparak kısmen ( $\dot{m}_c$ ) kütleli debisiyle soğuk uca doğru döner. Burada sıcak gaz ikincil sirkülasyon devresiyle karışır.  $T_3$  sıcaklığı  $T_1$  sıcaklığına eşit kabul edilir. Karışım işleminden sonra sıcaklık  $T_c$  olur. Isıl dengeden

$$\dot{m}_{sc}(T_c - T_1) = \dot{m}_c(T_h - T_c) \quad (2.86)$$

bulunur. Bu bize sıcak gazın ikincil sirkülasyon devresindeki gaz ile karışarak soğuduğunu ifade eder. (2.84) ve (2.86) eşitliklerinde  $y_c = \dot{m}_c / \dot{m}_g$  olduğu da dikkate alınır:

$$T_1 = T_0 + y_c(T_h - T_c) \quad (2.87)$$

bulunur. (2.85) ve (2.87) eşitliklerini çözmek yerine Ahlborn *et al.* (1994)  $T_o$  ve  $T_1$  değerleri için basitleştirilmiş varsayımlara dayanan bir yaklaşım sunmuştur. Bu yaklaşımda  $T_o$  ve  $T_1$  sıcaklıklarının  $T_c$  sıcaklığına yakın değerlerde oldukları kabul edilmiştir. Bu yaklaşımın matematiksel doğruluğunu ispatlamak oldukça zordur. Bu yaklaşım sonucu aşağıdaki eşitlikler elde edilmiştir (Gao 2005):

$$\frac{T_h}{T_c} = 1 + \frac{(k-1)}{k} X(y_c + 1) = 1 + \Gamma X(y_c + 1) \quad (2.88)$$

$$\frac{T_h}{T_g} = 1 + \frac{6\Gamma X y_c}{4 + 3\Gamma X} \quad (2.89)$$

$$\frac{T_c}{T_g} = \frac{1 + \frac{6\Gamma X y_c}{4 + 3\Gamma X}}{1 + \Gamma X(y_c + 1)} \quad (2.90)$$

$$\frac{\Delta T_h}{T_g} = \frac{T_h - T_g}{T_g} = \frac{6\Gamma X y_c}{4 + 3\Gamma X} \quad (2.91)$$

$$\frac{\Delta T_c}{T_g} = \frac{T_c - T_g}{T_g} = \frac{\frac{6\Gamma X y_c}{4 + 3\Gamma X} - \Gamma X(1 + y_c)}{1 + \Gamma X(1 + y_c)} \quad (2.92)$$

$$X = \frac{k}{2} M_{a,0}^2 \quad (2.93)$$

## 2.7. Düzeltilmiş İkincil Sirkülasyon Modeli

Gao (2005) Ahlborn and Gordon(2000)'a ait orijinal ikincil sirkülasyon modelindeki (OSCM) eksikliklerden dolayı bu modeli düzeltmeye gerek duymuş ve bazı düzeltmeler önermiştir. Gao, aşağıdaki hususların vurgulanması gerektiğini ifade etmiştir (Yılmaz vd. 2007):

1. İş yapan akışkanın sıkıştırılabilirliği bazen ihmal edilmiş bazen de önemli bir öğe olarak ele alınmıştır. Örneğin; önemli bir olgu olan boğazdaki boğulma sadece sıkıştırılabilirliğe dayanan doğru formülasyonlar ile açıklanabilirken lüledeki giriş akışı

sıkıştırılmaz olarak tanımlanmıştır (Ahlborn *et al.* 1994). Ayrıca integral momentum dengesinin kullanılmasıyla bir lüle için çıkış Mach sayısını bulmak imkansızdır.

2. Çevresel akışkanın ve ikincil devredeki akışkanın kinetik enerjisi bazen dikkate alınmış bazen alınmamıştır. Parametreler verilmemiştir. En düşük sıcaklığın vorteks tüpün merkezine yakın yerde bulunduğu doğrudur. Ancak bu düşük sıcaklık doğrudan yüksek kinetik enerjinin sonucudur. Hala, giriş kısmına yakın yerde bulunan karışma bölgesinde (Çevresel akış için  $0 \rightarrow 1$  ikinci sirkülasyon bölgesindeki akış için  $5 \rightarrow 1$ ) kinetik enerji önemsenmezken entalpi akışının sabit kaldığı kabulü yapılmaktadır.

3. İkincil sirkülasyon modelinde, vorteks tüp içerisindeki hız dağılımının deneysel olarak ispatlanan ve kabul edilebilir olan Rankine vorteks hareketi olduğu kabul edilmiştir. Ancak tanımlamada sadece Rankine vorteks hareketinin merkezi bölgedeki katı cisim hareketi dikkate alınmış ve çevresel bölgedeki potansiyel vorteks hareketi dikkate alınmamıştır. Eğer çevresel bölge de dikkate alınsaydı X parametresi geometriye bağlı bilgiyi içerecekti.

4. Vorteks odasındaki  $T_o$  sıcaklığının adyabatik olarak  $T_g$  sıcaklığı ile ilişkili olduğu kabul edilip gerekli işlemler yapıldığında  $T_h = T_c = T_g$  bulunur. Bu sonucun ise gerçekte örtüşmeyen bir sonuç olduğu açıktır.

Gao (2005) Ahlborn and Gordon (2000)'a ait olan OSCM modelinin RHVT içerisindeki akışın tatminkar bir teorik modeli olarak düşünülmemeyeceğini ancak bu modelin faydasının RHVT performansının deneysel tanımlaması olarak başarılı olduğunu ifade etmektedir. Gao (2005) yukarıda belirtilen hususları dikkate alarak aşağıdaki modifikasyonları önermiştir:

1.  $M_{a,0}$  Mach sayısı boğazdan geçen sıkıştırılabilir akışa göre hesaplanmalıdır.

$$\frac{P_g}{P_0} = (1 + \Gamma_2 M_{a,0}^2)^{1/\Gamma} \quad (2.94)$$

2. Vorteks odasında geometri aksel simetrik olduğundan ve aksel hız ( $v_z$ ) ile radyal hız ( $v_r$ ) teğetsel hızdan ( $v_\theta$ ) çok daha küçük olup ihmal edilebildiğinden momentum



denklemini oldukça basit hale indirgenebilir. Bu durumda vorteks odasındaki basınç sadece teğetsel hız profiline bağlı olur. Böylece Rankine hız profili

$$v_{\theta} = \begin{cases} \Omega_v r & 0 \leq r \leq R_{cr} \\ \frac{\Gamma_c}{r} & R_{cr} \leq r \leq R_{vc} \end{cases} \quad (2.95)$$

şeklinde olur.

Burada  $\Gamma_c$  vorteks sirkülasyon ve  $\Omega_v$  vorteks miktarı (gücü) dür. Vorteks hücresi için birkaç tane vorteks çapı vardır. Bunlar vorteks hücresi çapı  $R_{vc}$ , kritik çap  $R_{cr}$ , vorteks tüp çapı  $R_{vt}$  ve sonuncusu ise soğuk çıkış lülesine benzer olarak düşünebileceğimiz merkez yakınındaki çaptır. Deneysel olarak  $R_{cr} = R_{vt}$  ye eşittir.  $r = R_{vc}$  olduğu zaman hız lüle çıkış hızı  $V_0$  olmalıdır.  $r = R_{cr} = R_{vt}$  'deki hızın sürekliliği  $\Gamma_c / R_{cr} = \Omega_v R_{cr}$  olmasını gerektirir. Vorteks sirkülasyon (2.95) eşitliğinden

$$\Gamma_c = V_0 R_{vc} \quad (2.96)$$

$$\Omega_v = \frac{V_0 R_{vc}}{R_{cr}^2} \quad (2.97)$$

olarak bulunur.  $r = R_{vc}$ ,  $P = P_0$  ve  $r = R_{cr}$  yaklaşımları yapılarak;

$$p_0 - p_c = p_0 \frac{k}{2} M_{a,0}^2 \frac{2R_{vc}^2 - R_{cr}^2}{R_{cr}^2} \quad (2.98)$$

elde edilir.

Burada boyutsuz basınç oranı;

$$X = \frac{k}{2} M_{a,0}^2 \frac{2R_{vc}^2 - R_{cr}^2}{R_{cr}^2} \quad (2.99)$$

$$M_{a,0}^2 = \frac{2}{k} X' \quad (2.100)$$

$X'$  azot için 0 ile 0,7 arasında değerler alır. Gao (2005) aynı zamanda yeni bir parametre ortaya koymuştur:

$$\tau_R = \frac{R_{cr}}{R_{vc}} = \frac{R_{vt}}{R_{vc}} \quad (2.101)$$

Burada  $\tau_R$  vorteks hücresi geometrisine bağlı olan ve 0 ile 1 arasında değişik değerler alabilen bir ifadedir ve  $X$  ile  $X'$  arasında ise aşağıdaki bağıntı vardır:

$$X' = \frac{\tau_R^2}{2 - \tau_R^2} X \quad (2.102)$$

yine burada  $X$  giriş ve soğuk çıkış basıncına bağlı olan boyutsuz basınç oranıdır diğer bir deyişle  $X$ ,  $X'$  ve  $\tau_R^2$ 'ye bağlı bir ifadedir.

3. Basınç oranı  $\tau_p$  (2.94) ve (2.98) numaralı denklemlerin kullanılmasıyla hesaplanır:

$$\begin{aligned} \tau_p &= \frac{P_g}{P_c} = \frac{(1 + \Gamma_2 M_{a,0}^2)^{1/\Gamma}}{1 - \frac{k}{2} M_{a,0}^2 \frac{2R_{vc}^2 - R_{cr}^2}{R_{cr}^2}} \\ &= \frac{(1 + \Gamma_2 M_{a,0}^2)^{1/\Gamma}}{1 - \frac{k}{2} M_{a,0}^2 \left( \frac{2}{\tau_R^2} - 1 \right)} \\ &= \frac{(1 + 0,2 M_{a,0}^2)^{7/2}}{1 - 0,7 M_{a,0}^2 \left( \frac{2}{\tau_R^2} - 1 \right)} \end{aligned} \quad (2.103)$$

$M_{a,0} = 0$  olduğunda  $\tau_p = 1$  olur.  $\tau_R = 1$  olduğu zaman lülenin çıkışında boğulma şartını elde etmek için  $\tau_p$  bulunabilir. Basınç oranı  $\tau_p$  Ahlborn and Gordon (2000) tarafından bulunan değerden çok daha az olan 6,3 civarında olması gerekir. Ahlborn and Gordon (2000) 'nin lüle akışına yanlış bir sıkıştırılmaz momentum dengesi uygulaması bu farklılığın oluşmasına neden olmuştur (Gao 2005).

Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli de oldukça kaba yaklaşımlara ve sorgulanabilir varsayımlara dayanan deneysel bir model olarak düşünülmelidir.

Sonuç olarak Gao (2005) düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeline ait aşağıdaki bağıntıları önermiştir:

$$\frac{T_h}{T_c} = 1 + \frac{\Gamma X'}{1 + y_c \Gamma X'} \quad (2.104)$$

$$\frac{T_c}{T_g} = \frac{1 + y_c \Gamma X'}{1 + \Gamma X'} \quad (2.105)$$

$$\frac{T_h}{T_g} = 1 + \frac{y_c \Gamma X'}{1 + y_c \Gamma X'} \quad (2.106)$$

$$\frac{\Delta T_h}{T_g} = \frac{y_c \Gamma X'}{1 + \Gamma X'} \quad (2.107)$$

$$\frac{\Delta T_c}{T_g} = \frac{(y_c - 1) \Gamma X'}{1 + \Gamma X'} \quad (2.108)$$

$$X = \frac{k}{2} M_{a,0}^2 \left( \frac{2}{\tau_R^2} - 1 \right) \quad (2.109)$$

$$X' = \frac{\tau_R^2}{2 - \tau_R^2} X \quad (2.110)$$

## 2.8. Fulton Modeli

Fulton modeline göre serbest vortekste merkezkaç kinetik enerji akısının merkezci ısı akısına oranı türbülans Prandtl sayısının iki katı kadar olmaktadır (Fulton 1950). Fulton'a göre giriş soğuk uç çıkış sıcaklıklarının maksimum farkı ile Prandtl sayısı arasında aşağıdaki ilişki bulunmaktadır:

$$\frac{\Delta T_{c,max}}{\Delta T_{iz}} = 1 - \frac{1}{2 Pr} \quad (2.111)$$

Bu eşitlikte  $\Delta T_{c,max}$  maksimum sıcaklık farkını,  $\Delta T_{iz}$  izentropik genişleme sonunda elde edilen sıcaklık farkını ve Pr Prandtl sayısını göstermektedir.  $\Delta T_{iz}$  ise şu şekilde hesaplanır:

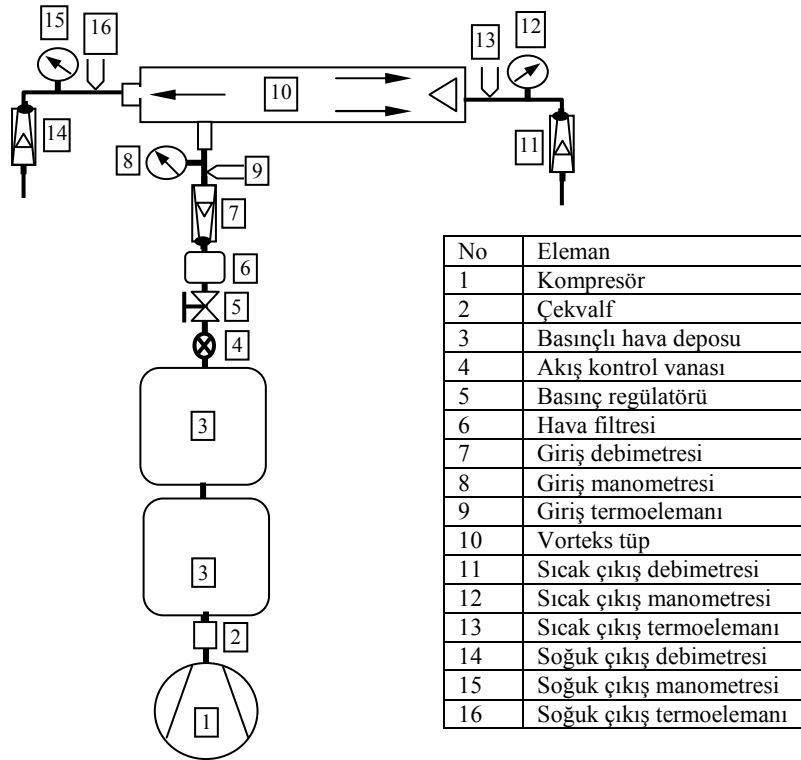
$$\Delta T_{iz} = T_g \left( 1 - \left( \frac{p_c}{p_g} \right)^{(k-1)/k} \right) \quad (2.112)$$

Görüldüğü gibi bu model sadece akışkan tipinin minimum sıcaklığa etkisini dikkate alan bir modeldir. Bu modelde soğuk akım kütleli debi oranının etkisi dikkate alınmamıştır (Yılmaz vd. 2007).

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Deney Düzenegi

Şekil 3.1 bu çalışmada kullanılan deney düzeneginin şematik resmini göstermektedir. Deney düzenegi temel olarak pistonlu hava kompresörü, basınçlı hava deposu (2 adet), basınç regülatörü, hava filtresi, vorteks tüpü, debimetreler, manometreler, termoelemanlar ve sıcaklık ölçerden oluşmaktadır. Deney elemanları ve işlevleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Deney düzeneginin şematik resmi

**Çizelge 3.1.** Deney düzeneği elemanları ve işlevleri

Deney Elemanı	İşlevi	Özellikleri
Pistonlu hava kompresörü	Deney için gerekli havayı basınçlandırmak.	40 bar basınca kadar hava sıkıştırabilir.
Çek valf	Deponun içerisindeki havanın kompresör tarafına kaçmasını önlemek.	1 inç çapında olup, paslanmaya karşı pirinç malzemeden üretilmiştir.
Basınçlı hava deposu	Deneylerde kullanmak amacıyla kompresörün bastığı havayı depolamak.	Her biri 0.5 m <sup>3</sup> kapasitesinde 2 adet basınçlı hava deposu birbirlerine seri olarak bağlanmıştır.
Akış kontrol vanası	Basınçlı hava deposundan vorteks tüpe giden havanın debisini ayarlamak.	1 inç boyutundadır ve basınçlı hava deposu ile regülatör arasında yer almaktadır.
Basınç regülatörü	Basınçlı hava deposundan gelen havanın sisteme sabit bir basınç altında gitmesini sağlamak.	Maksimum 40 bar basınca kadar basınç ayarı yapılabilir.
Hava filtresi	Toz, yağ ve su damlacıklarının vorteks tüpüne zarar vermesini ve akış karakteristiklerine etki yapmasını önlemek.	Basınçlı hava deposundan sonra vorteks tüpüne girmeden önce yerleştirilmiştir.
Vorteks tüpü	Temel deney elemanı	Farklı jeneratörleri bulunmaktadır.
Sıcaklık ölçer	Termoeleman telleri vasıtasıyla sıcaklıkları okumak.	12 kanallıdır.
Debimetre	Havanın debisini ölçmek.	Vorteks tüpe girişten önce ve sıcak ve soğuk akım çıkışlarında bulunmaktadır.  Debimetrelerde basınç düzeltme skalası bulunmakta ve 10 bar basınca kadar gerekli düzeltmelerle debi okunabilmektedir.
Manometre	Hava basıncını ölçmek.	Vorteks tüpe girişten önce ve sıcak ve soğuk akım çıkışlarında bulunmaktadır.  0-40 bar arasındaki basınçlar ölçülebilmektedir.
Termoeleman	Hava sıcaklıklarını ölçmek.	Vorteks tüpe girişten önce ve sıcak ve soğuk akım çıkışlarında bulunmaktadır.  0.25 mm çapında T tipi bakır-konstant termoeleman çiftleri kullanılmıştır.

**Vorteks tüp:** Vorteks tüp paslanmaz çelikten yapılmıştır ve uzunluğu 94 mm, iç çapı 10 mm, dış çapı ise 10,5 mm'dir. Vorteks tüpün tüm uzunluğu (susturucu ve içerisinde jeneratörlerin bulunduğu vorteks odası dahil) 210 mm'dir. Hava önce çapı 45 mm olan vorteks odasına girmekte ve burada bulunan jeneratörler vasıtasıyla havaya teğetsel hareket kazandırılmaktadır. Vorteks tüp karşıt akışlı bir vorteks tüptür. Yani sıcak hava giriş lülelerinin bulunduğu kısımdan uzakta bulunan uçtan çıkarken, soğuk hava vorteks tüp içerisinde geri dönerek giriş tarafında bulunan orifisten dışarı çıkmaktadır. Vorteks tüpten çıkan havanın sıcaklıkları ve debileri sıcak hava çıkış tarafında bulunan konik bir ayar vidası ile ayarlanabilmektedir. Vorteks tüpte kullanılan jeneratörler plastik

malzemedan yapılmıştır. Giriş lülelerini içeren jeneratör 6 lüleden oluşmakta ve bu lüleler akışa tüpe girerken teğetsel hareket kazandırmaktadır. Soğuk hava, lülelerin bulunduğu taraftaki uçtan jeneratörün ortasında bulunan soğuk çıkış orifisinden çıkmaktadır. Jeneratörün ortasında bulunan soğuk çıkış orifis çapı 6,2 mm, kesit alanı ise 30,2 mm<sup>2</sup>'dir. Deneylerde kullanılan vorteks tüpün karakteristikleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Deneysel sistem ile ilgili ayrıntılı bilgi için Çelik (2007) ve Yılmaz vd. (2007) kaynaklarına başvurulabilir.

**Çizelge 3.2.** Vorteks tüp

Parametre	Özellik
Malzeme	Paslanmaz çelik
Minimum soğuk hava sıcaklığı	-60°C
Maksimum sıcak hava sıcaklığı	+110°C
Sıcaklık hassasiyeti	±0.6°C
Debi	226-991 lt/dak
Kapasite	650-2400 Btu/h
Jeneratör	Soğuk ve sıcak çalışma modelleri için 5'er debi olmak üzere toplam 10 jeneratör

### 3.2. Yöntem

Kompresör çalıştırılarak hava deposu doldurulup deneylere hazır duruma getirilmiştir. Regülatör 2 bar basınca ayarlanmıştır. 2 bar basınçta deneylere başlanmış ve vorteks tüpün sıcak çıkış tarafında bulunan ayar vidasından sıcak çıkış debi ayarları yapılarak farklı soğuk akım kütleli debi oranları için ölçümler alınmıştır. Deney esnasında vorteks tüpe giren havanın sıcaklığı, debisi ve basınç değerleri okunmuştur. Aynı şekilde vorteks tüp sıcak çıkış ve soğuk çıkış uçlarında da debi ve sıcaklık değerleri okunmuştur. Daha sonra diğer giriş basınç değerleri (3, 4, 5 ve 6) için deneyler yapılmıştır. Deneysel ölçümlerden elde edilen değerler kullanılarak çeşitli basınçlara göre soğuk akım ve sıcak akım sıcaklıklarının soğuk akım kütleli debi oranıyla ve boyutsuz basınç oranıyla değişim grafikleri çizilmiştir.

## 4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Vorteks tüpler için çeşitli modeller geliştirilmiştir. Bu modeller ile ilgili ayrıntılı bilgi “2. Vorteks Tüp Modelleri” bölümünde verilmiştir. Bu bölümde ise bu vorteks tüp modelleri kullanılarak elde edilebilecek sıcaklıklar belirlenmiş ve tartışılmıştır. Ayrıca vorteks tüp modellerinin sonuçları birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Modeller incelenip sonuçların karşılaştırılması yapılırken tüm modellerde akışkan olarak hava ( $k=1,4$ ) ve giriş sıcaklığı olarak  $T_g = 20^\circ\text{C}$  alınmıştır.

### 4.1. Vorteks Tüp Model Sonuçları

#### 4.1.1. İzentropik proses modeli

İzentropik modele göre vorteks tüplerde elde edilebilecek maksimum ve minimum sıcaklıklar (2.23) eşitliği kullanılarak bulunmuştur:

$$x^{y_c} \left[ \frac{1 - y_c x}{1 - y_c} \right]^{1 - y_c} \geq \left( p_g / p_c \right)^{-(k-1)/k} \quad (2.23)$$

Burada  $x$ , soğuk akım sıcaklığının giriş sıcaklığına oranıdır ( $x = T_c / T_g$ ). Bu eşitlikten de görülebileceği gibi vorteks tüplerden elde edilebilecek sıcaklıklar giriş basıncının, çıkış basıncının, giriş sıcaklığının, soğuk akım kütleli debi oranının ve izentropik üssün fonksiyonudur. Maksimum soğutma çalışma modunda soğuk akım kütleli debi oranı 0,3 olduğundan  $y_c = 0,3$  ve hava gibi iki atomlu gazların özgül ısılar oranı  $k = 1.4$  olarak alınırsa (2.23) eşitliği

$$x^{0.3} (1 - 0.3x)^{0.7} = 0.779 (p_g / p_c)^{-0.2857} \quad (4.1)$$

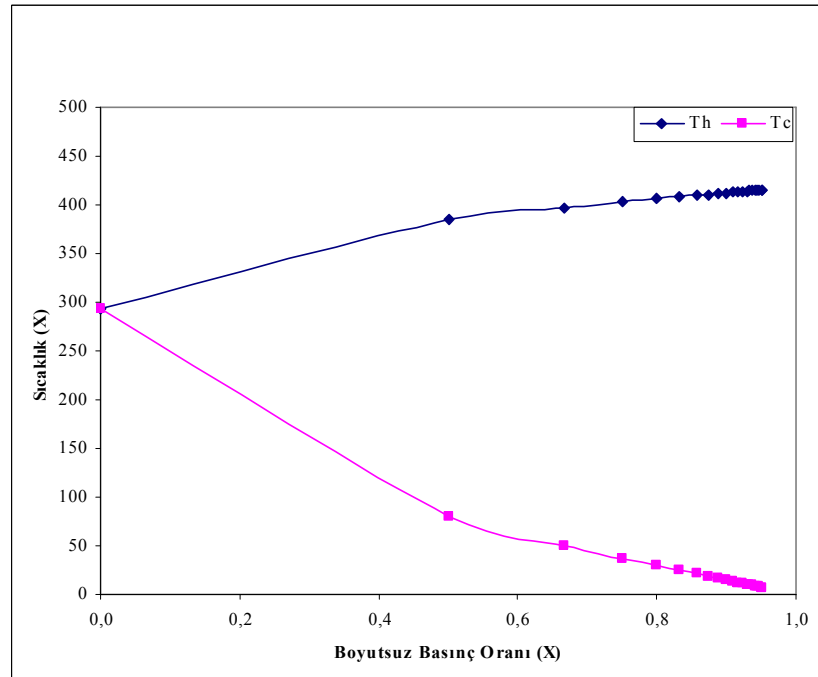
haline gelir. Şekil 4.1, bu eşitlik kullanılarak, izentropik proses modeline göre vorteks tüplerden elde edilebilecek maksimum ve minimum sıcaklıkları göstermektedir. Grafik, giriş basıncının 20 bar'a kadar olan değerleri için çizilmiştir. Şekilde görülen üstteki eğri termodinamiğin ikinci yasasına göre tersinir bir prosesle elde edilebilecek maksimum sıcaklıkları, alttaki eğri ise minimum sıcaklıkları göstermektedir. Görüldüğü



gibi boyutsuz basınç oranı ( $X = (p_g - p_c) / p_g$ ) arttıkça maksimum sıcaklık artarken minimum sıcaklık azalmaktadır. Bu ise vorteks tüpe giriş basıncı arttıkça sıcaklık ayrışmasının arttığı anlamına gelmektedir. Ancak bu model kullanılarak bulunan sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının gerçek sıcaklıklardan oldukça uzak değerler olduğu vurgulanmalıdır. Örnek olarak giriş basıncının çıkış basıncına oranı 10 olarak alınırsa (4.1) eşitliği

$$x^{0.3}(1 - 0.3x)^{0.7} = 0.404 \quad (4.2)$$

olur. Bu denklem çözüldüğünde  $x \cong 0.0559$  elde edilir. Buradan soğuk akım sıcaklığı  $-256,7^\circ\text{C}$  olarak bulunur. Buna göre  $20^\circ\text{C}$  sıcaklıkta vorteks tüpe giren hava ilke olarak  $-256,7^\circ\text{C}$  sıcaklığa kadar soğutulabilir. Vorteks tüpün gerçek performansı ise verilen koşullar için yaklaşık olarak  $T_c \cong -30^\circ\text{C}$ 'dir (Silverman 1982). Bu ise  $-256,7^\circ\text{C}$  olarak bulunan teorik değerden çok uzakta olan bir değerdir. Gerçek bir vorteks tüpteki sıcaklık ayrışmasının ideal değerden sapma miktarı; tersinmezlik derecesine, boyutsuz basınç oranına, soğuk akış kütleli debi oranına ve diğer geometrik ve çalışma parametrelerine bağlıdır (Yılmaz vd 2007).

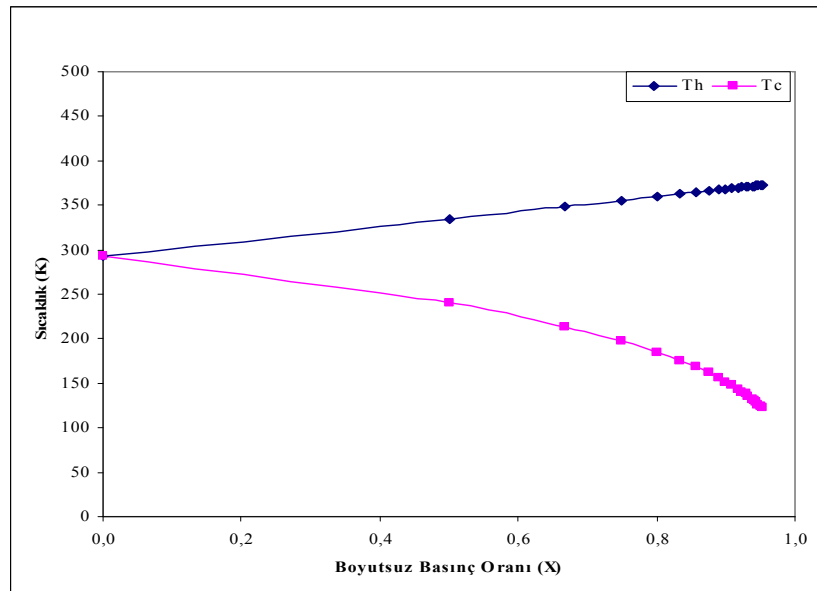


Şekil 4.1. İzentropik proses modeli kullanılarak bulunan sıcaklıklar ( $y_c=0,3$ )

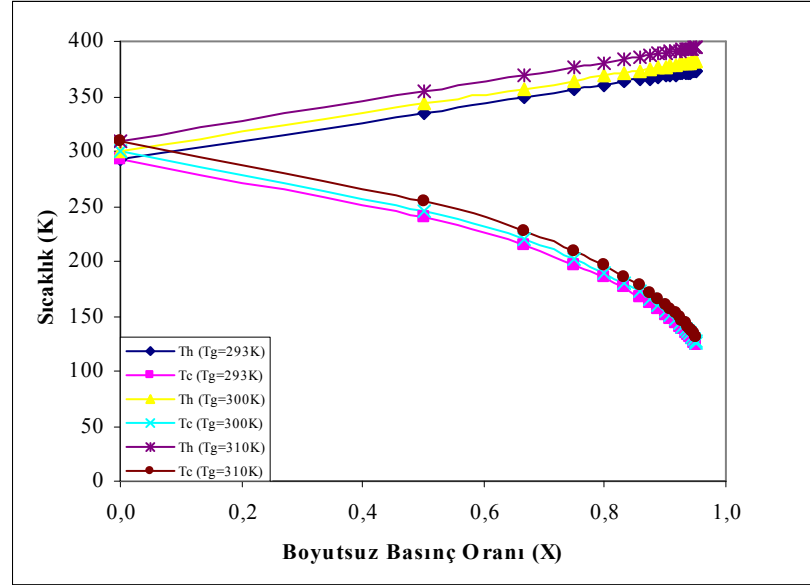
#### 4.1.2. İki bileşenli model

İki bileşenli modele göre vorteks tüplerden elde edilebilecek maksimum ve minimum sıcaklıklar sırasıyla (2.33) ve (2.34) eşitlikleri kullanılarak bulunmuştur. İki bileşenli modele göre vorteks tüplerden elde edilen sıcaklıklar giriş sıcaklığının, boyutsuz basınç oranının ve izentropik üssün fonksiyonudur. Şekil 4.2’de bu model kullanılarak bulunan maksimum ve minimum sıcaklıkların boyutsuz basınç oranına bağlı değişimi gösterilmiştir. Bu grafik çizilirken giriş sıcaklığı olarak  $T_g = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$  alınmıştır. Boyutsuz basınç oranı arttıkça maksimum sıcaklık artarken minimum sıcaklık azalmaktadır. Benzer sonuçlar izentropik proses modeli için de elde edilmiştir.

Giriş sıcaklığının 293 K ( $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) olması durumuna ek olarak giriş sıcaklığının 300 K ve 310 K değerleri için de sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları hesaplanmıştır. Şekil 4.3 vorteks tüpe giriş sıcaklığının vorteks tüp performansına etkisini göstermektedir. Şekilden giriş sıcaklığının artmasıyla sıcak akım sıcaklıklarının arttığı görülmektedir. Aynı zamanda giriş sıcaklığının artmasıyla soğuk akım sıcaklıkları da artmaktadır.



Şekil 4.2. İki bileşenli model kullanılarak bulunan sıcaklıklar ( $T_g = 293\text{K}$ )

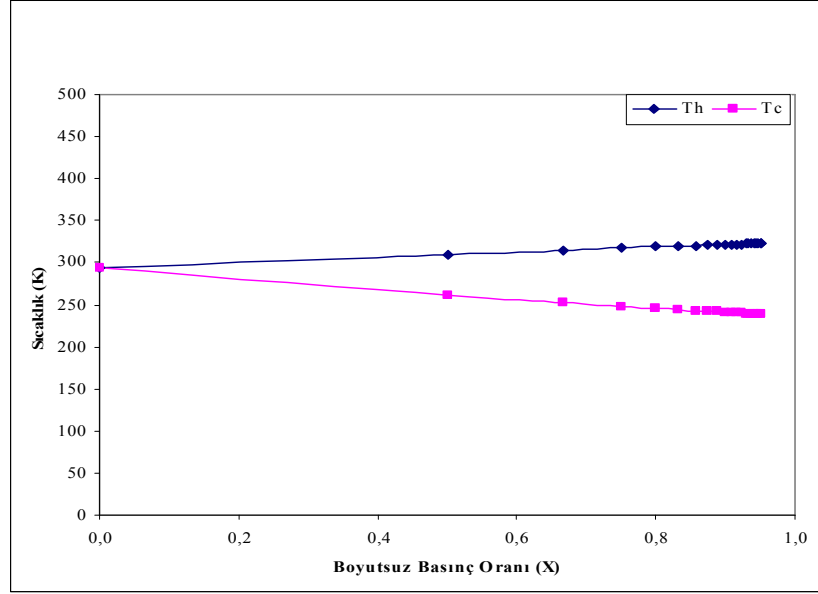


**Şekil 4.3.** İki bileşenli modelde giriş sıcaklıklarının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi

Bu modelde vorteks tüplerden elde edilecek sıcaklıkların soğuk akım kütleli debisine bağlılığı dikkate alınmamıştır.

#### 4.1.3. Isı pompası modeli

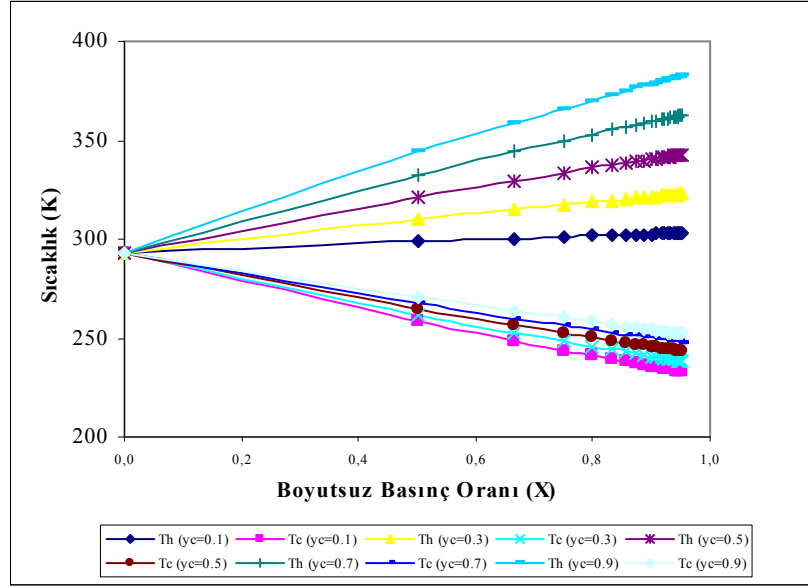
Isı pompası modeline göre vorteks tüplerden elde edilebilecek maksimum ve minimum sıcaklıklar (2.39) ve (2.40) eşitlikleri kullanılarak bulunmuştur. Bu eşitliklerden görüldüğü gibi, vorteks tüplerden elde edilebilecek sıcaklıklar giriş basıncının, çıkış basıncının, giriş sıcaklığının, soğuk akım kütleli debi oranının ve izentropik üssün ( $k$ ) fonksiyonudur. Bu modelde maksimum soğutma modu için ( $y_c=0,3$ ) akışkan olarak hava ( $k=1,4$ ) kullanıldığında bulunan sıcaklıklar Şekil 4.4'de gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi boyutsuz basıncın artırılması maksimum sıcaklıkları artırırken minimum sıcaklıkları azaltmaktadır. Başka bir deyişle giriş basıncı arttığında enerji ayrışması artmaktadır.



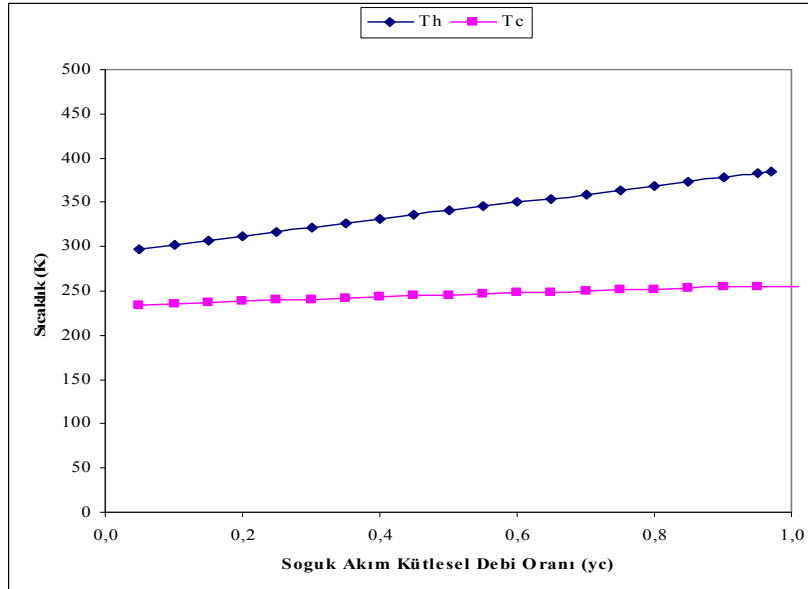
**Şekil 4.4.** Isı pompası modeli kullanılarak bulunan sıcaklıklar ( $y_c=0.3$ )

Farklı  $y_c$  değerleri için bulunan sıcaklıklar Şekil 4.5’de gösterilmiştir.  $y_c$  değerinin artması hem sıcak akım sıcaklıklarını hem de soğuk akım sıcaklıklarını arttırmaktadır.

Şekil 4.6’da  $p_g/p_c=10$  için soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisini gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi sabit basınç oranında soğuk akım kütleli debi oranının artması sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarını arttırmaktadır.



Şekil 4.5. Isı pompası modelinde soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi



Şekil 4.6. Isı pompası modelinde soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi ( $p_g/p_c=10$ )

#### 4.1.4. Shannak modeli

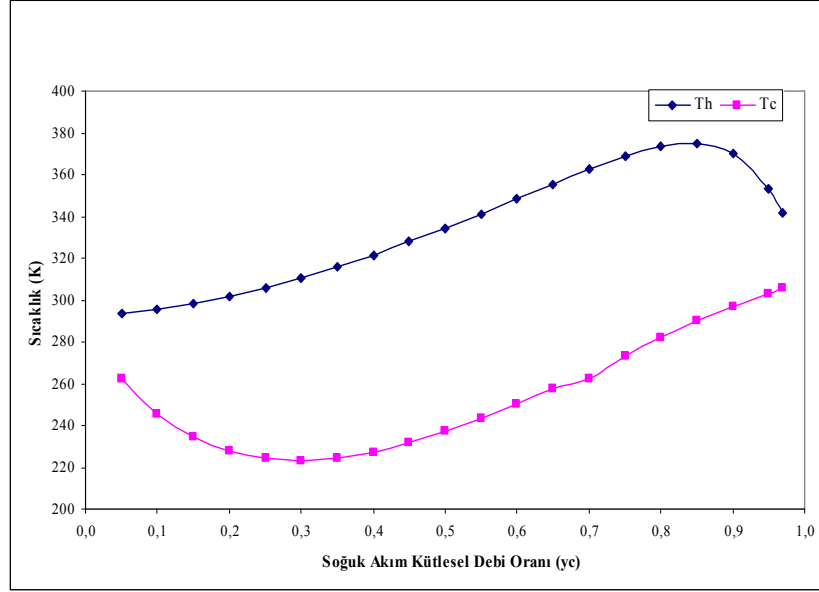
Bu modelden elde edilen maksimum ve minimum sıcaklıklar (2.63) ve (2.64) denklemleri kullanılarak bulunmuştur. Bu modelde vorteks tüpten elde edilebilecek

sıcaklıklar giriş ve çıkış basınçlarına, giriş sıcaklığına, soğuk akım kütleli debi oranına ve model parametrelerine ( $F_{(g-h)}$  ve  $F_{(h-c)}$ ) bağılı olarak değişmektedir.  $F_{(g-h)}$  ve  $F_{(h-c)}$  deneysel dataya dayanan model parametreleridir ve ilgili parametrelere (giriş basıncı, çıkış basıncı, giriş sıcaklığı ve soğuk akım kütleli debi oranı) bağılı deneysel korelasyon ile bulunurlar (Bkz. Bölüm 2.4).

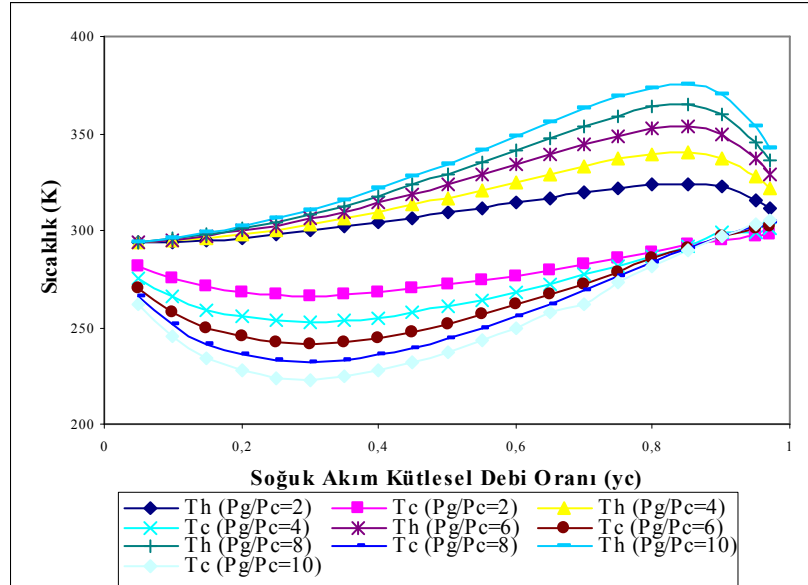
Şekil 4.7’de  $p_g/p_c = 10$  ve  $T_g = 20$  °C için vorteks tüp çıkışında elde edilen sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının soğuk akım kütleli debi oranına bağılı değişimi gösterilmiştir. Şekilden çıkarılabilecek sonuçlar şunlardır:

1. 0 değerinden itibaren  $y_c$  arttıkça minimum değere kadar ( $y_c=0,3$ ) soğuk akım sıcaklığı azalmaktadır.  $y_c=0,3$  değerinde soğuk akım sıcaklığı minimum olmaktadır. Minimum değerden itibaren  $y_c$ ’nin artırılması soğuk akım sıcaklığını arttırmaktadır.
2.  $y_c$  arttıkça bir maksimum değere kadar sıcak akım sıcaklığı artmaktadır. Bu maksimum değer  $y_c=0,8$  civarındadır. Bu değerden sonra  $y_c$ ’nin artması sıcak akım sıcaklığının düşmesine neden olmaktadır.
3.  $y_c=0,8$  değerinden sonra  $y_c$  arttıkça sıcak akım sıcaklığı azalmakta, soğuk akım sıcaklığı ise artmaya devam etmektedir. Bu ise  $y_c=0,8$ ’den büyük değerler için sıcaklık ayrışmasının azaldığı anlamına gelmektedir.

Giriş basıncının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi Shannak modeli kullanılarak elde edilmiş ve Şekil 4.8’de gösterilmiştir. Şeklin incelenmesi giriş basıncı arttıkça sıcaklık ayrışmasının arttığını göstermektedir. Yani giriş basıncının artırılması sıcak akım sıcaklığını arttırırken, soğuk akım sıcaklığını azaltmaktadır. Shannak’a (2004) göre giriş basıncındaki %40’lık bir değişim, sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarında % 2’lik bir değişime yol açmaktadır.

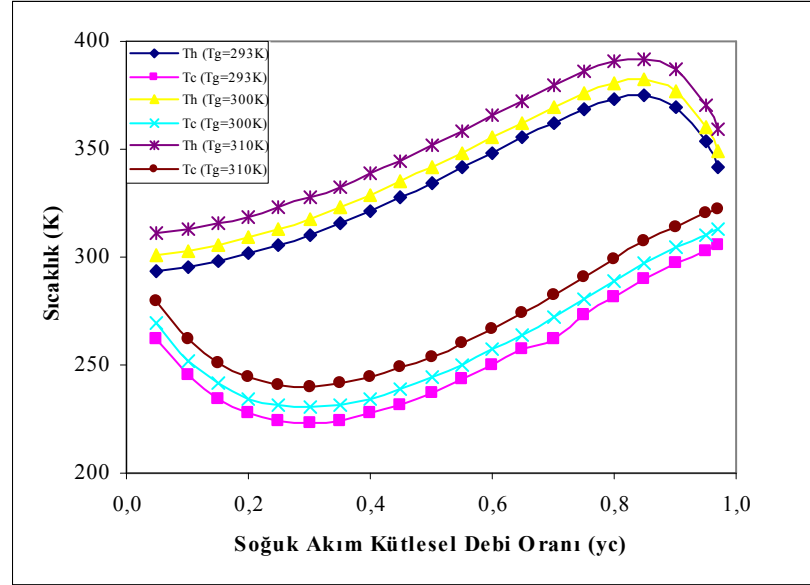


Şekil 4.7. Shannak modelinde soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi ( $p_g/p_c=10$ )



Şekil 4.8. Shannak modelinde basıncın sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi

Vorteks tüpe giriş sıcaklığının vorteks tüp performansına etkisi Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Giriş sıcaklığı arttıkça hem sıcak hem de soğuk akım sıcaklıkları artmaktadır. Shannak'a (2004) göre giriş sıcaklığındaki %2'lik bir değişim sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarında % 2'ye kadar bir değişime neden olmaktadır.



Şekil 4.9. Shannak modelinde giriş sıcaklığının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi

#### 4.1.5. Cockerill modeli

Cockerill modelinde boyutsuz ısı transferi, (2.81) eşitliği

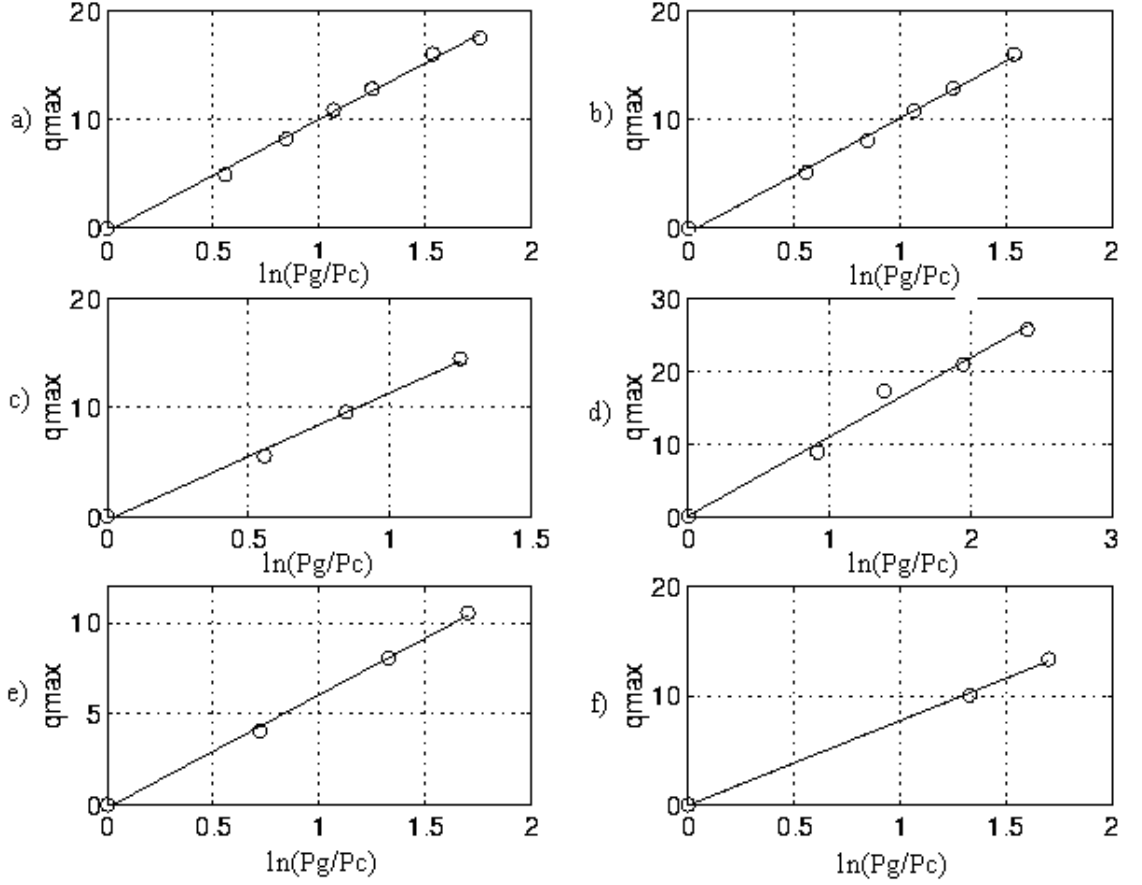
$$q^* = \frac{q}{q_{\max}} = 16(y_c^2 - 2y_c^3 + y_c^4) \quad (2.81)$$

ile verilmektedir. Bu eşitlikte ısı transfer miktarı  $q$  yerine  $q = y_c \Delta T_c$  yazıldığında soğuk akım sıcaklığı  $T_c$ 'nin  $q_{\max}$  ve  $y_c$ 'ye bağlı olduğu görülür.  $q_{\max}$   $0 \leq y_c \leq 1$  aralığında maksimum boyutsuz ısı transferini göstermektedir.  $q_{\max}$ 'ın  $\ln(p_g/p_c)$ 'ye bağlı değişimleri altı vorteks tüp için Şekil 4.10'da verilmiştir (Cockerill 1998). Bu çalışmada Şekil 4.10d kullanılarak  $q_{\max}$  değerleri bulunmuş ve (2.81) eşitliğinde yerine yazılarak  $T_c$  değerleri elde edilmiştir.  $T_h$  değerleri ise (2.11) eşitliği kullanılarak bulunmuştur. Bulunan sonuçlar Şekil 4.11'de gösterilmiştir. Bu şekil  $p_g/p_c=10$  için çizilmiştir. Giriş basıncının değiştirilmesinin etkileri ise Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Her iki grafikten çıkarılabilecek sonuçlar şöyle özetlenebilir:

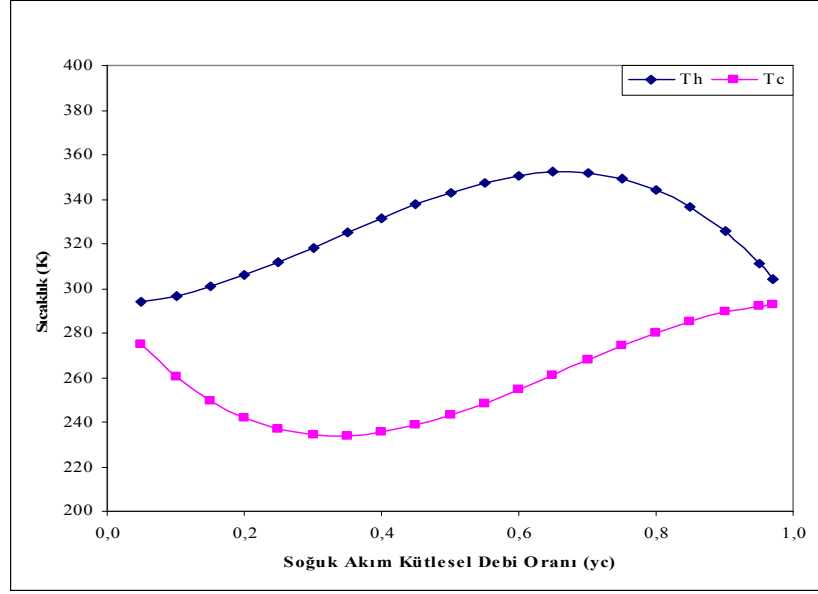
- Sıcak akım sıcaklığı,  $y_c$ 'nin artmasıyla yaklaşık 0,7  $y_c$  değerine kadar artmakta, bundan sonra ise azalmaktadır.
- Soğuk akım sıcaklığı  $y_c=0,3$  değerine kadar azalmakta, daha sonra ise  $y_c$ 'nin artmasıyla artmaktadır.



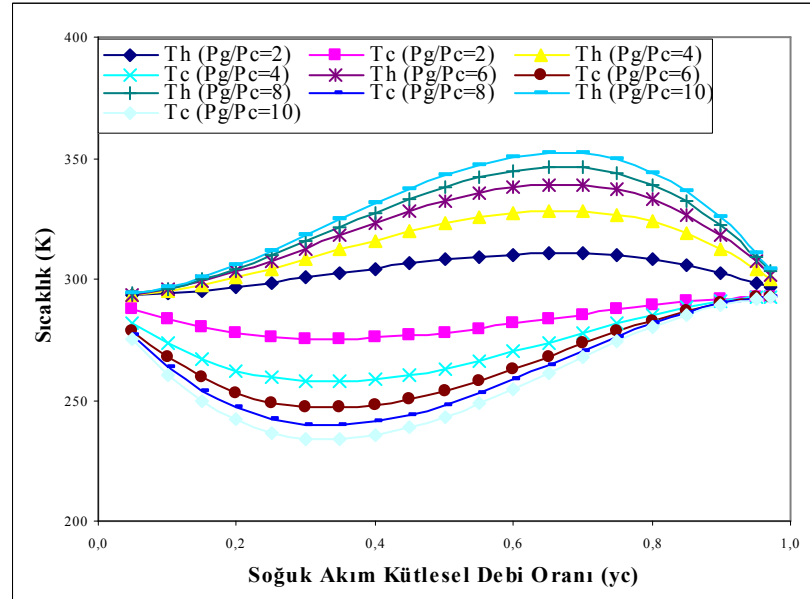
c. Vorteks tüpe giriş basıncının artmasıyla sıcak akım sıcaklığı artarken soğuk akım sıcaklığı azalmaktadır.



**Şekil 4.10.** Altı vorteks tüp için tüp sabitlerinin bulunması: a- Stephan *et al.* (1984) (Hava), b- Stephan *et al.* (1984) (Oksijen), c- Stephan *et al.* (1984) (Helyum), d- Hilsch (1947), e- Cockerill (1998) (tek lüle), f- Cockerill (1998) (İki lüle).



Şekil 4.11. Cockerill modeli kullanılarak bulunan sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının soğuk akım kütleli debi oranıyla değişimi ( $p_g/p_c=10$ )

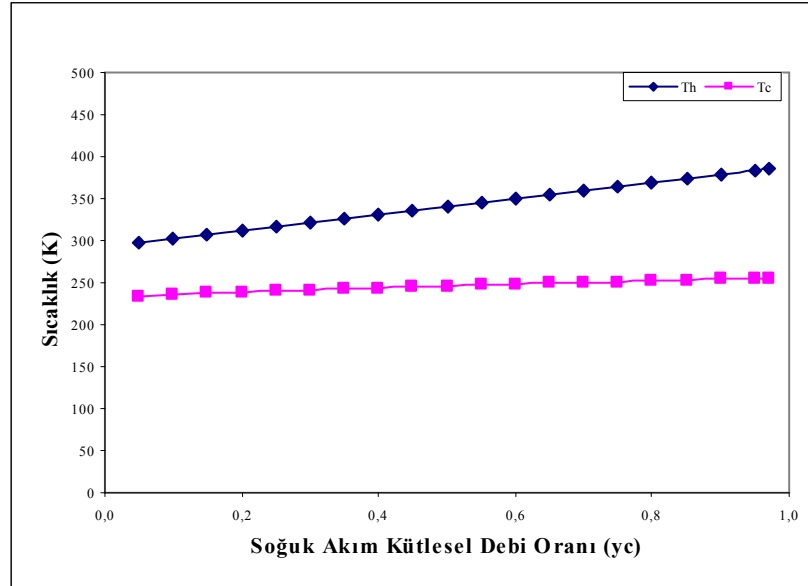


Şekil 4.12. Cockerill modelinde giriş basıncının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi

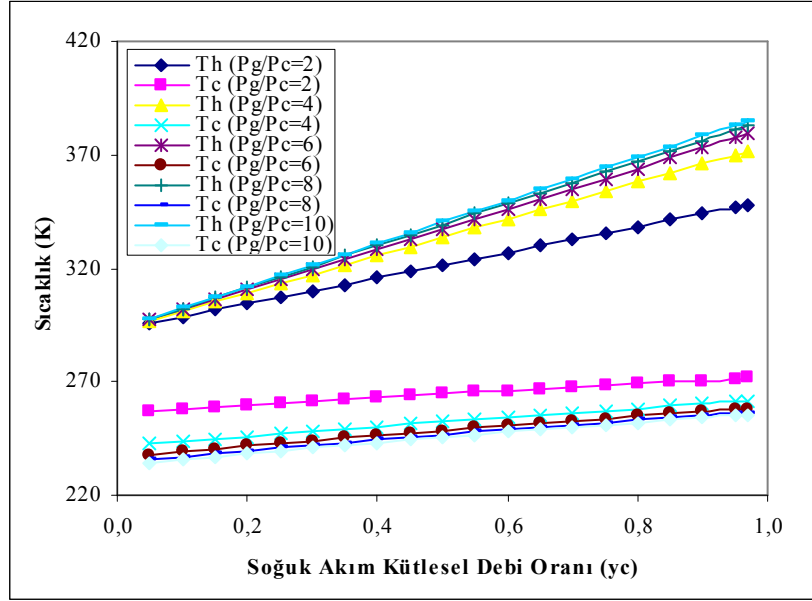
#### 4.1.6. İkincil sirkülasyon modeli

İkincil sirkülasyon modelinde vorteks tüplerden elde edilebilecek maksimum ve minimum sıcaklıklar (2.89) ve (2.90) denklemlerini kullanarak hesaplanmıştır. Bu

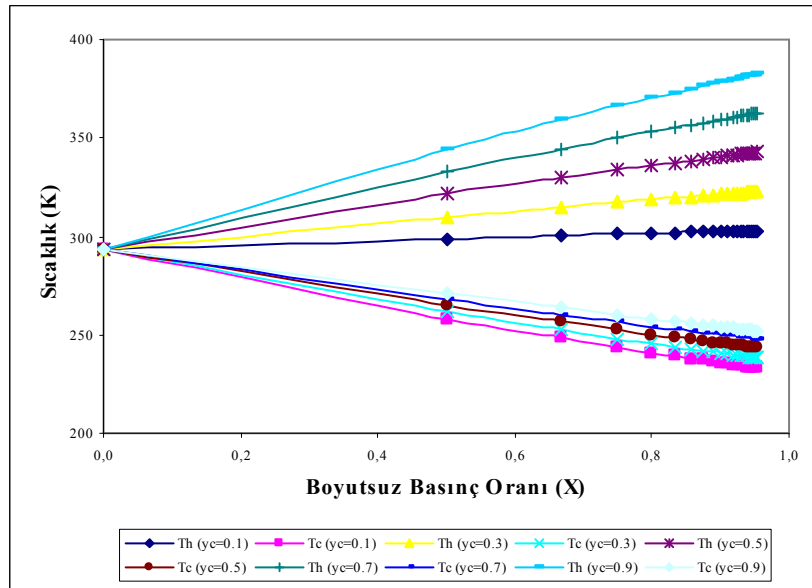
modelde vorteks tüpten elde edilebilecek sıcaklıklar giriş ve çıkış basınçlarına, giriş sıcaklığına, soğuk akım kütleli debi oranına ve izentropik üsse bağlı olarak değişmektedir. Şekil 4.13 bu sıcaklıkların değişimini göstermektedir. Soğuk akım kütleli debi oranının artırılması sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarını artırmaktadır. Giriş basıncının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi Şekil 4.14’de gösterilmiştir. Giriş basıncı arttıkça vorteks tüp çıkışında elde edilen sıcak akım sıcaklığı artarken soğuk akım sıcaklığı azalmaktadır. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının boyutsuz basınç oranına göre değişimini gösteren Şekil 4.15’de boyutsuz basınç oranı arttıkça sıcak akım sıcaklığının arttığı, soğuk akım sıcaklığının azaldığı görülmektedir.



**Şekil 4.13** İkincil sirkülasyon modeli kullanılarak elde edilen sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g/p_c=10$ )



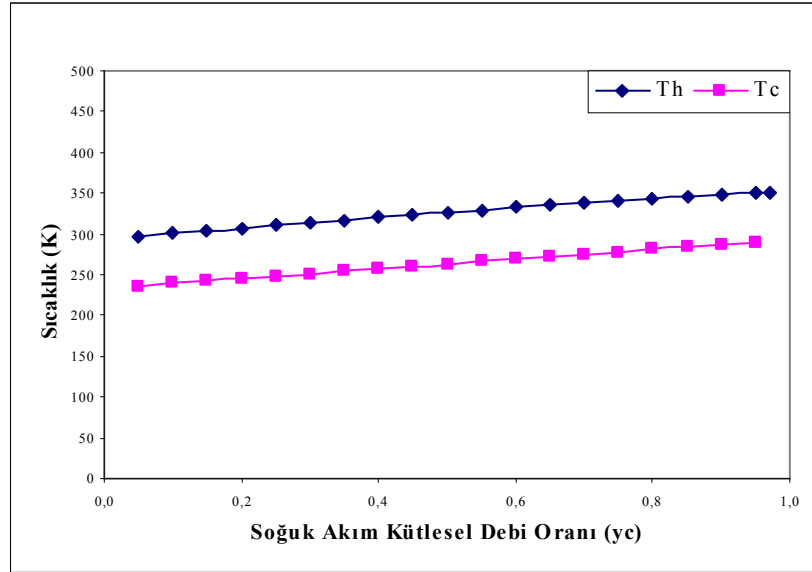
Şekil 4.14. İkincil sirkülasyon modelinde farklı giriş basınçları için sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları



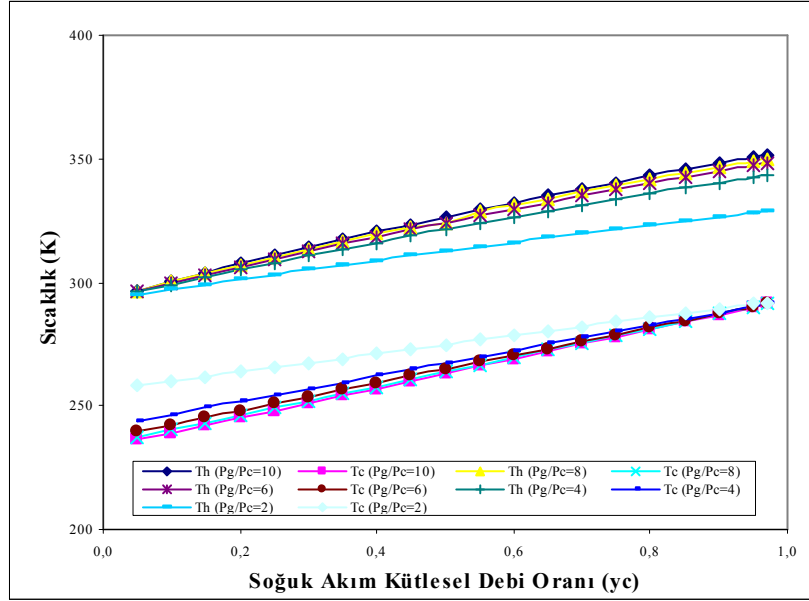
Şekil 4.15. İkincil sirkülasyon modelinde sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının boyutsuz basınç oranıyla değişimi

#### 4.1.7. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli

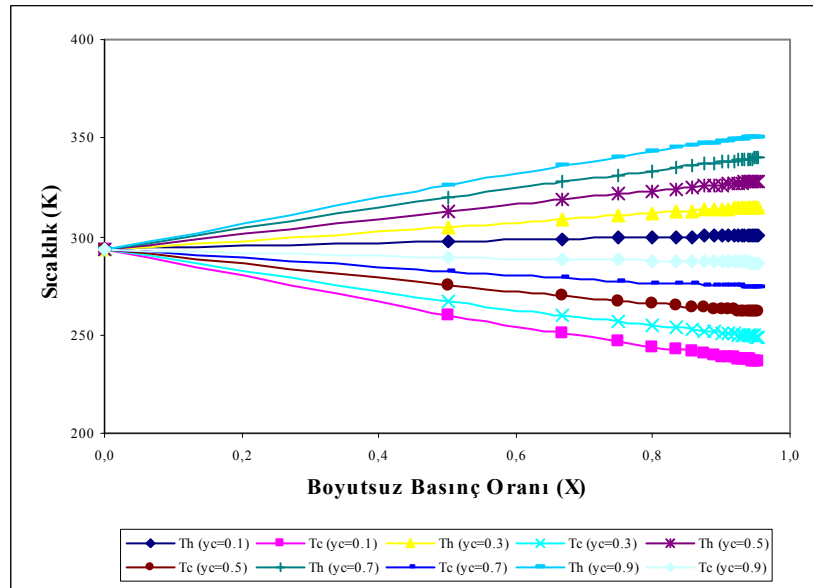
Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli kullanılarak elde edilen maksimum ve minimum sıcaklıklar (2.105) ve (2.106) denklemleri kullanarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda  $\tau_R = 0.5$  olarak alınmıştır. Şekil 4.16 bu sıcaklıkların değişimini göstermektedir. Soğuk akım kütleli debi oranlarının artırılması sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarını artırmaktadır. Şekil 4.17’de giriş basıncının, Şekil 4.18’de ise soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi gösterilmiştir. Şekil 4.17’nin incelenmesi sonucunda giriş basıncı arttıkça soğuk akım sıcaklığının azaldığı, sıcak akım sıcaklığının ise arttığı görülmektedir. Şekil 4.18 ise soğuk akım kütleli debi oranı arttıkça sıcak ve soğuk akım sıcaklığının arttığı göstermektedir.



Şekil 4.16. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli kullanılarak elde edilen sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g/p_c=10$ )



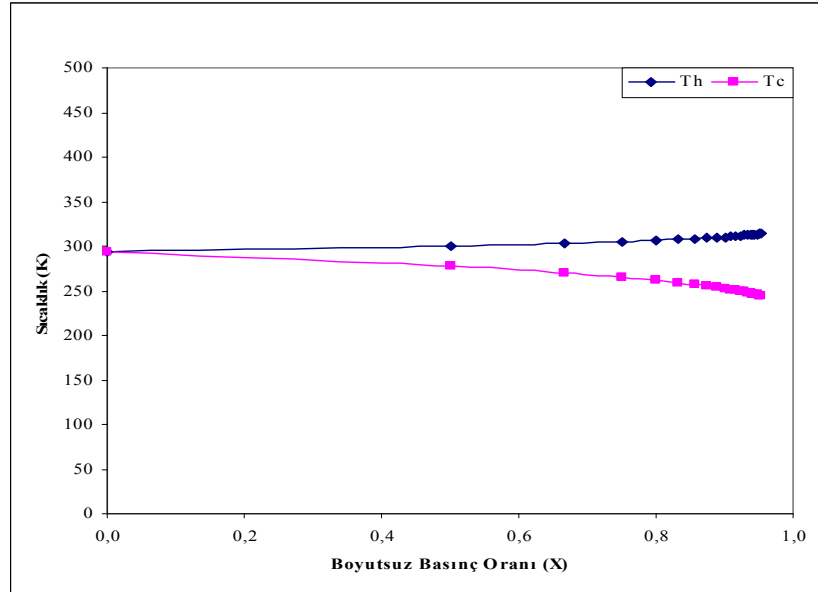
Şekil 4.17. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modelinde farklı giriş basınçları için bulunan sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları



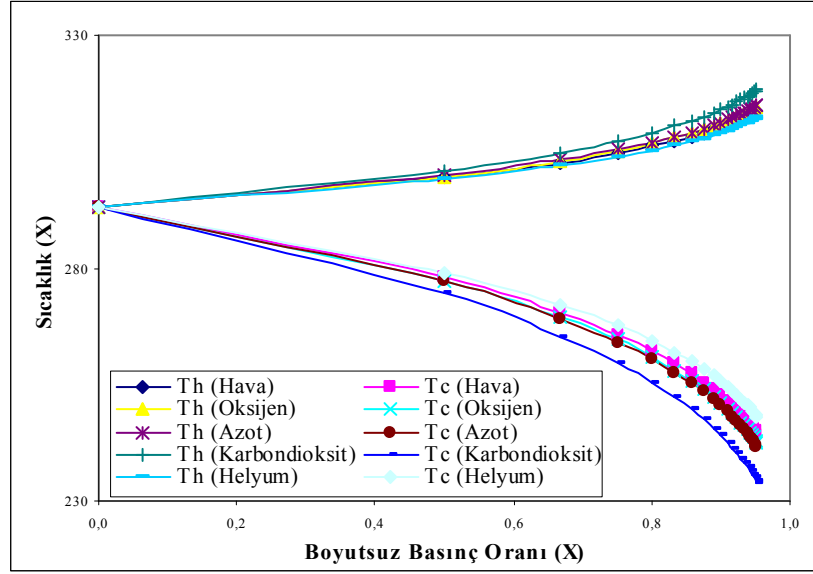
Şekil 4.18. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modelinde sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının boyutsuz basınç oranıyla değişimi

#### 4.1.8. Fulton modeli

Fulton modeline göre vorteks tüplerden elde edilen sıcak ve soğuk soğuk akım sıcaklığı; giriş basıncına, çıkış basıncına, giriş sıcaklığına, Prandtl sayısına ve izentropik üsse bağlıdır (Denklem 2.111 ve 2.112). Bu eşitlikler kullanılarak bulunan soğuk akım ve sıcak akım sıcaklıkları Şekil 4.19'da çizilmiştir. Bu grafik çizilirken Prandtl sayısı olarak havanın Prandtl sayısı (0,7) alınmıştır. Giriş basıncının artırılması sıcak akım sıcaklığını artırırken, soğuk akım sıcaklığını düşürmektedir. Şekil 4.20 Prandtl sayısının sıcak ve soğuk akım sıcaklığına etkisini göstermektedir. Hava, metan, azot, oksijen ve karbondioksitin Prandtl sayıları kullanılarak çizilen şekilden de görüleceği gibi en düşük soğuk akım sıcaklığı Prandtl sayısı en yüksek olan karbondioksite aittir. Yani Prandtl sayısı arttıkça soğuk akım sıcaklığı azalmaktadır.



Şekil 4.19. Fulton modelinde sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının boyutsuz basınç oranıyla değişimi (Hava)



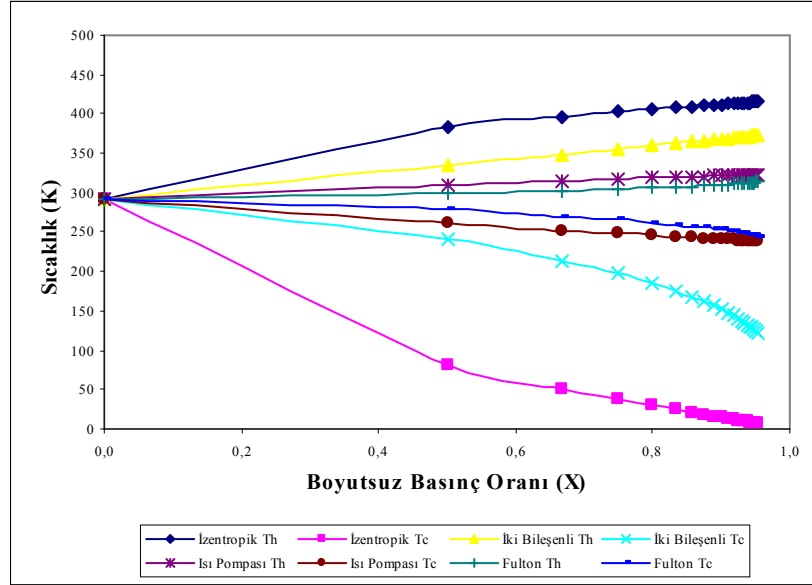
**Şekil 4.20.** Farklı akışkanlar için Fulton modeli kullanılarak bulunan sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları

## 4.2. Vorteks Tüp Modellerinin Karşılaştırılması

“4.1. Vorteks Tüp Model Sonuçları” bölümünde çeşitli vorteks tüp modelleri kullanılarak vorteks tüplerden elde edilen sıcaklıklar verilmişti. Bu bölümde ise bu modellerin karşılaştırması yapılmıştır.

Şekil 4.21 izentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli ve Fulton modellerinin karşılaştırmasını göstermektedir. İzentropik proses modeli ve ısı pompası modelinde sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları hem soğuk akım kütleli debi oranına hem de boyutsuz basınç oranına bağlıyken, iki bileşenli model ve Fulton modelinde sadece boyutsuz basınç oranına bağlıdır. Maksimum soğutma modunda  $y_c=0,3$  olduğundan bu modeller karşılaştırılırken izentropik proses modeli ve ısı pompası modelinde  $y_c=0,3$  olarak alınmıştır.





**Şekil 4.21.** İzentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli ve Fulton modelinin karşılaştırılması

Şekilden de görülebileceği gibi

1. Tüm modellerde boyutsuz basınç oranının,  $X = (p_g - p_c)/p_g$ , artmasıyla soğuk akım sıcaklıkları azalmakta, sıcak akım sıcaklıkları ise artmaktadır.
2. Modeller arasında en yüksek sıcak akım sıcaklığının ve en düşük soğuk akım sıcaklığının elde edildiği model izentropik proses modelidir.
3. Modeller arasında en düşük sıcak akım sıcaklığının ve en yüksek soğuk akım sıcaklığının elde edildiği model Fulton modelidir.
4. En yüksek sıcak akım sıcaklığından düşük sıcak akım sıcaklığına ve en düşük soğuk akım sıcaklığından yüksek soğuk akım sıcaklığına bir sıralama yapılırsa “izentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli ve Fulton modeli” sıralaması elde edilir.

Bu modellerle ilgili olarak şu hususların vurgulanması önemlidir:

1. İzentropik proses modeli isminden de anlaşılacağı gibi tersinmezliklerin dikkate alınmadığı ideal bir modeldir. “4.1.1. İzentropik Proses Modeli” kısmında da bahsedildiği gibi, bu modelde, giriş basıncının çıkış basıncına oranı 10 alınırsa 20°C sıcaklıkta vorteks tüpe giren hava ilke olarak -256,7°C sıcaklığa kadar soğutulabilir. Oysaki vorteks tüpün gerçek performansı verilen koşullar için yaklaşık olarak  $T_c \cong -30^\circ C$ ’dir. Görüldüğü gibi gerçek vorteks tüplerden elde edilen sıcak akım ve soğuk akım sıcaklıklarının izentropik proses modeliyle bulunanlara erişmesi mümkün değildir. Tersinmezlikler ne kadar yüksek olursa gerçek ile ideal sıcaklıklar arasındaki fark da o kadar yüksek olacaktır. Bu modelle teorik olarak çok yüksek sıcak akım ve çok düşük soğuk akım sıcaklıkları elde edilmektedir. Dolayısıyla aşırı basitleştirilmiş bir model olduğu ifade edilebilir.

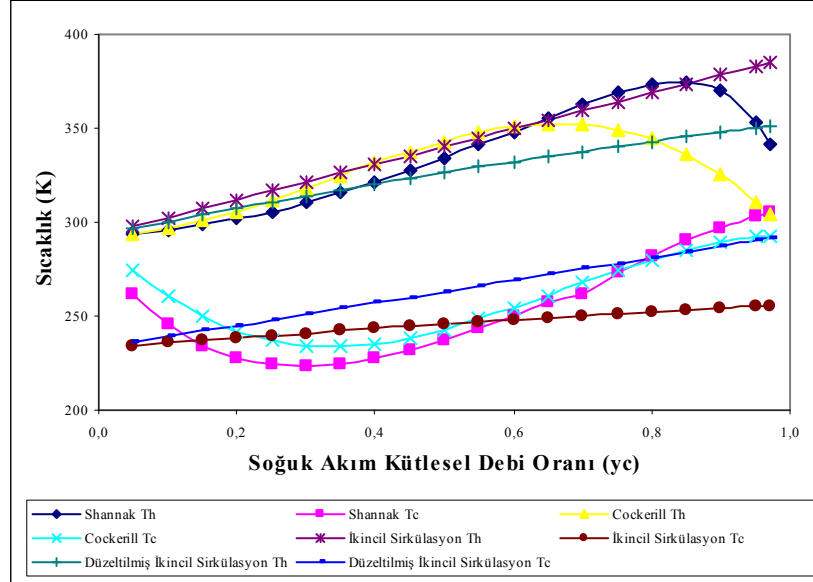
2. İki bileşenli model, sadece akışkan tipinin ve boyutsuz basınç oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisini dikkate alan bir modeldir. Bu modelde soğuk akım kütleli debi oranının etkisi dikkate alınmamıştır. İzentropik modele göre daha gerçekçi olmasına rağmen halen aşırı basitleştirilmiş bir modeldir.

3. Isı pompası modeli, izentropik proses ve iki bileşenli modellerin aksine yarı-teorik bir modeldir. Bu model, vorteks tüpten elde edilen sıcaklıkların soğuk akım kütleli debi oranına bağlılığını dikkate aldığından izentropik ve iki bileşenli modellerden daha gerçekçi bir modeldir.

4. Fulton modeli maksimum sıcaklık farkını izentropik genişleme sonucu elde edilen sıcaklık farkı ve Prandtl sayısına bağlı olarak veren bir modeldir. Bu modelde de soğuk akım kütleli debi oranının etkisi dikkate alınmamıştır.

Şekil 4.22 Shannak, Cockerill, ikincil sirkülasyon ve düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modellerinin karşılaştırmasını göstermektedir. Bu modeller karşılaştırılırken vorteks tüpe giriş sıcaklığı 20 °C, basınç oranı ise  $p_g/p_c=10$  olarak alınmıştır. Şekilden de görülebileceği gibi vorteks tüpten elde edilen sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının soğuk akım kütleli debi oranıyla değişimine ilişkin olarak iki farklı durum söz konusudur. Birinci durumda  $y_c$  değeri arttıkça sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları artmaktadır. Bu

duruma uyan modeller ikincil sirkülasyon ve düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modelleridir. Shannak ve Cockerill modelleri için geçerli olan ikinci durumda ise  $y_c$  arttıkça soğuk akım sıcaklığı bir minimum değere kadar azalmakta bu değerden sonra  $y_c$ 'nin artmasıyla soğuk akım sıcaklığı artmaktadır. Bu minimum değer her iki model için de yaklaşık olarak  $y_c=0,3$  değeridir. Sıcak akım sıcaklığı ise  $y_c$ 'nin belli bir değerine kadara artmakta, bu değerden sonra ise azalmaktadır. Bu maksimum değer Shannak modeli için  $y_c=0,8$  iken, Cockerill modeli için  $y_c=0,7$ 'dir. Literatürdeki diğer sonuçlarla karşılaştırıldığında Shannak ve Cockerill modelinin daha doğru sonuçlar verdiği görülür.



**Şekil 4.22.** Shannak modeli, Cockerill modeli, ikincil sirkülasyon modeli ve düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modelinin karşılaştırılması

Bu modellerle ilgili olarak şu hususların vurgulanması önemlidir:

#### 1. Shannak modeli:

- Enerji ve kütle dengesi, iç enerji ve deneysel sonuçlara dayanan bir modeldir.
- Model, vorteks tüpteki sürtünme ve ısı kayıplarını dikkate almaktadır.
- Deneysel dataya dayanan model parametrelerinin kullanılmasını gerektirmektedir. Model parametreleri ilgili parametrelere (giriş basıncı, giriş

sıcaklığı ve soğuk akım kütleli debi oranı) bağıli deneysel korelasyon ile bulunur.

d. Deneysel sonuçları ve literatürde yayınlanan datayı yeterince iyi tahmin etmektedir.

e. Model test edilen parametrelerin dışındaki normal değerler için kullanılabilir ve oksijen ve helyum gibi benzer akışkanlara uygulanabilir.

## 2. Cockerill modeli:

a. Vorteks tüpte oluşan sıcaklık ayrışmasını birçok bağımsız değişkene bağlayan (giriş basıncı, giriş sıcaklığı ve soğuk akım kütleli debi oranı vb.) analitik ifadeler içeren bir modeldir.

b. Isı transferinden bağımsız bir modeldir ve enerji ayrışmasını hesaplamak için deneysel yaklaşım kullanılmıştır.

c. Deneysel değerler kullanıldığından özel vorteks tüpler için geliştirilmiş bir modeldir ve diğer vorteks tüpler için kullanılırken bu durum dikkate alınmalıdır.

## 3. İkincil sirkülasyon modeli:

a. Vorteks tüplerinin klasik soğutma cihazı olarak ve ikincil sirkülasyon akışının klasik çevrim olarak göz önüne alındığı vorteks tüp performansını deneysel tanımlayan bir modeldir.

b. Tüm karşıt akışlı vorteks tüplerde ikincil sirkülasyon akışı oluşmakta ve ikincil sirkülasyonun başladığı pozisyon giriş debisi, soğuk akım kütleli debi oranı ve geometriye bağlı olmaktadır.

c. Oldukça kaba yaklaşımlara ve sorgulanabilir varsayımlara dayanan bir modeldir.

## 4. Düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli:

a. İkincil sirkülasyon modelindeki eksikliklerin düzeltilmesini içeren bir modeldir.

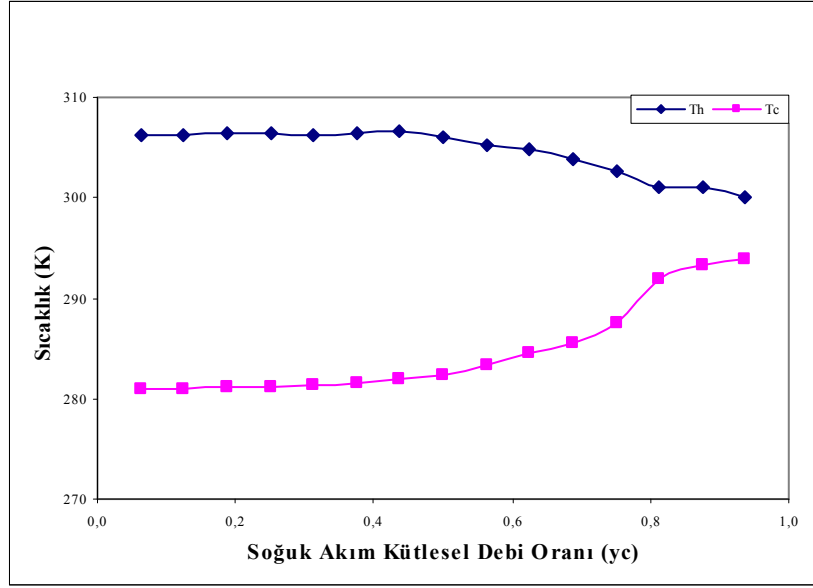
b. İkincil sirkülasyon modelinden daha hassas olmasına rağmen kaba yaklaşımlara ve sorgulanabilir varsayımlara dayanan bir model olduğu söylenebilir.

5. İkincil sirkülasyon ve düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modelleri teorik, Shannak ve Cockerill modelleri ise yarı-teorik modellerdir. Shannak ve Cockerill modelleri deneysel datayı da içerdiğinden ikincil sirkülasyon ve düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modellerine göre daha doğru sonuçlar vermektedir.

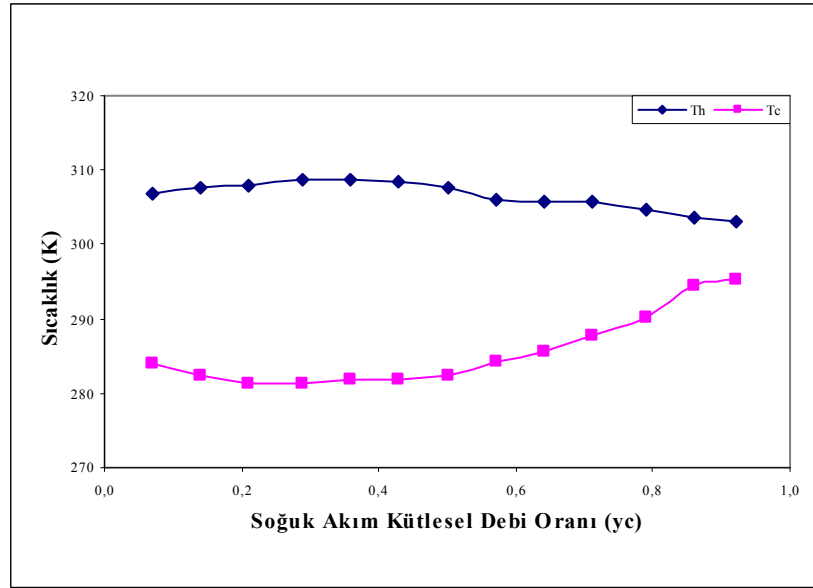
### 4.3. Deneysel Sonuçlar

Bu bölümde vorteks tüplerin deneysel analizi sonucu elde edilen bulgular sunulmuştur. Deneysel düzeneği kurulduktan sonra farklı basınç oranları için sıcak akım ve soğuk akım sıcaklıklarının soğuk akım kütleli debi oranıyla değişimi incelenmiştir.

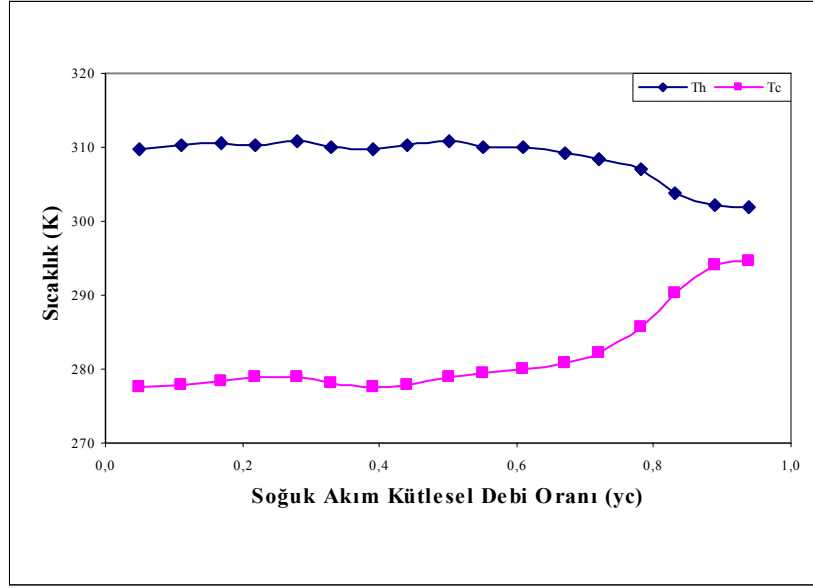
Şekil 4.23, 4.24, 4.25, 4.26 ve 4.27’de sırasıyla 2 bar, 3 bar, 4 bar, 5 bar ve 6 bar için sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının soğuk akım kütleli debi oranıyla değişimi gösterilmektedir. Şekillerden de anlaşılacağı gibi soğuk akım sıcaklığı, soğuk akım kütleli debi oranının belirli bir değere kadar azalmakta ve bu değerden sonra artmaya başlamaktadır. Sıcak akım sıcaklığı ise soğuk akım kütleli debi oranının yaklaşık 0.6 değerine kadar çok fazla değişmemekte, bu değerden sonra ise azalmaktadır. Bu sonuçlar diğer araştırmacıların sonuçlarıyla karşılaştırıldığında soğuk akım sıcaklığının değişiminin literatürdeki sonuçlarla uyumlu olduğu görülmektedir. Ancak sıcak akım sıcaklığının değişiminin literatürdeki bazı sonuçlarla pek uyumlu olmadığı gözlemlenmiştir. Örneğin; Shannak ve Cockerill modellerinde soğuk akım sıcaklığı, soğuk akım kütleli debi oranının ( $y_c = 0,3$ ) olduğu değere kadar azalmakta bu değerde minimum olmakta ve  $y_c$  ’nin artmasıyla soğuk akım sıcaklığı artmaktadır. Sıcak akım sıcaklığı ise Shannak modelinde ( $y_c = 0,8$ ), Cockerill modelinde ( $y_c = 0,7$ ) değerine kadar artış göstermekte bu değerde maksimum olmakta ve  $y_c$  ’nin artmasıyla sıcak akım sıcaklığı azalmaya başlamaktadır.



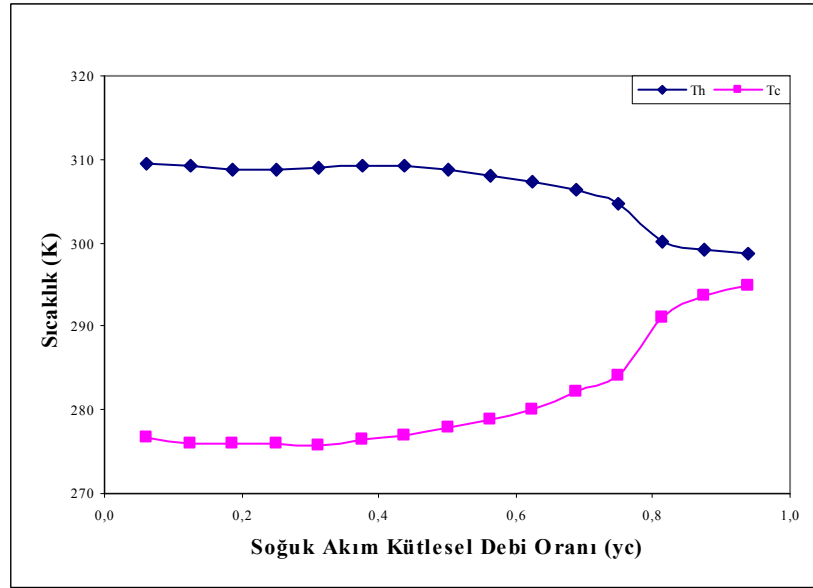
Şekil 4.23. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 2$ )



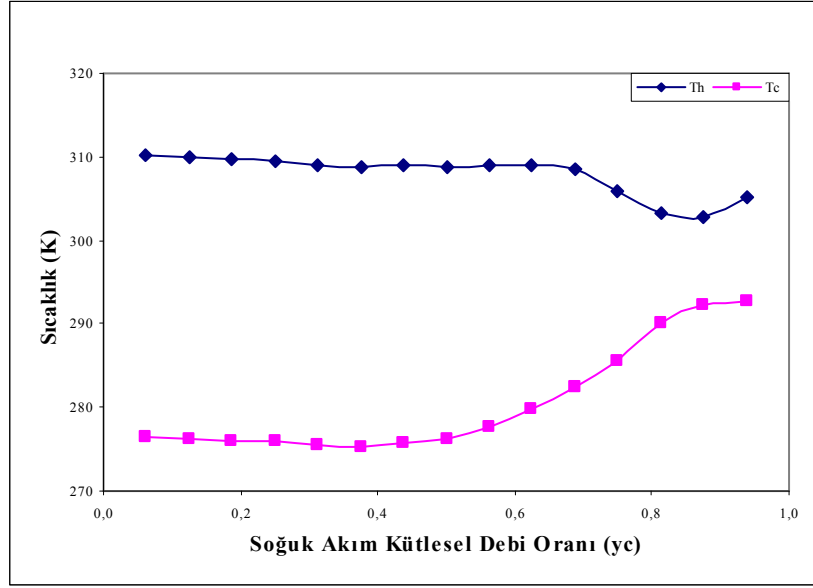
Şekil 4.24. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 3$ )



Şekil 4.25. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 4$ )

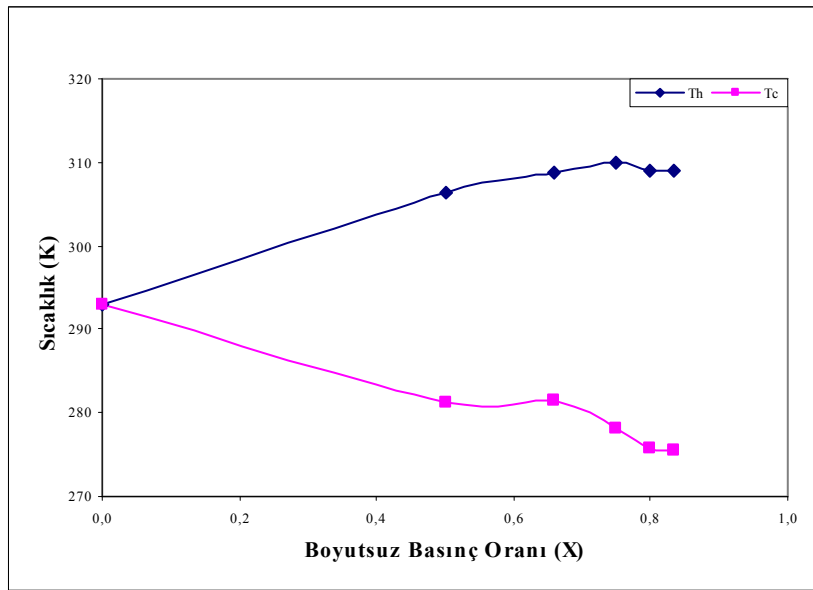


Şekil 4.26. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 5$ )



Şekil 4.27. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $p_g / p_c = 6$ )

Şekil 4.28’de  $y_c=0.3$  için sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının boyutsuz basınç oranıyla değişimi gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi boyutsuz basınç oranının artmasıyla sıcak akım sıcaklıkları artarken soğuk akım sıcaklıkları azalmaktadır. Benzer sonuçlar izentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli, ikincil sirkülasyon modeli, düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli ve Fulton modelinde de elde edilmişti.



Şekil 4.28. Sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları ( $y_c = 0,3$ )



## **5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER**

Bu tez aşağıda belirtilen dört temel amaç doğrultusunda hazırlanmıştır:

1. Vorteks tüpler ve çalışma prensipleri hakkında özet bilgiler vermek.
2. Vorteks tüpler kullanılarak elde edilebilecek maksimum ve minimum sıcaklıklar için geliştirilmiş olan vorteks tüp modellerini incelemek.
3. Bu modellerin tümü için vorteks tüplerden elde edilebilecek maksimum ve minimum sıcaklıkları hesaplamak ve elde edilen sonuçları karşılaştırmak.
4. Vorteks tüp modellerine ait genel bir değerlendirme yapmak.
5. Vorteks tüplerden deneysel olarak elde edilen sıcaklıkları vorteks tüp modelleri kullanılarak elde edilen sıcaklıklarla karşılaştırmak.

Bu amaçlar doğrultusunda vorteks tüpler ve çalışma prensipleri hakkında bilgi verilmiş, vorteks tüpler kullanılarak elde edilebilecek sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları için geliştirilmiş olan vorteks tüp modelleri ile ilgili ayrıntılı literatür taraması yapılmış ve her bir modelde farklı değişkenler için maksimum ve minimum sıcaklıklar hesaplanarak bu modellerin karşılaştırılması yapılmıştır. Ayrıca deney sistemi kullanılarak deneyler yapılmış ve giriş basıncı ile soğuk akım kütleli debi oranının sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarına etkisi incelenmiştir.

### **5.1. Sonuçlar**

1. Vorteks tüplerden elde edilebilecek sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları için geliştirilmiş birçok vorteks tüp modeli bulunmaktadır. Vorteks tüplerdeki akışı ve sıcaklık ayrışmasını birçok parametre etkilediğinden vorteks tüpten elde edilebilecek sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarını tam olarak veren formül(ler) veya model bulunmamaktadır.

2. Bir kısmı teorik, bir kısmı yarı deneysel bir kısmı da deneysel olan bu modellerin her birinde çeşitli varsayımlar yapılmıştır.
3. Modellerin çoğu sadece kendi çalışmalarını açıklayabilmekte ve diğer modellerle uyumsuzluk gösterebilmektedir. Bu modeller sadece nitel analiz için kullanılabilir. Bu durum modellerin tamam olmadığını göstermektedir.
4. Yukarıda açıklanan modeller araştırmaların iki yönüne işaret etmektedir. Birincisi termodinamik (sıkışma ve genleşme), türbülanslı akış, viskoz sürtünme üzerine yoğunlaşmaktadır. İkincisi ise ikincil sirkülasyon gibi akış profilleriyle ilgilenmektedir.
5. Vorteks tüplerden elde edilebilecek sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları için geliştirilmiş olan modellerin tamamında giriş basıncının etkisi dikkate alınırken soğuk akım kütleli debi oranının etkisi iki bileşenli model ve Fulton modelinde dikkate alınmamıştır.
6. İzentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli ve Fulton modelinde boyutsuz basınç oranının,  $X = (p_g - p_c)/p_g$ , artmasıyla soğuk akım sıcaklıkları azalmakta, sıcak akım sıcaklıkları ise artmaktadır.
7. İzentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli ve Fulton modeli arasında en yüksek sıcak akım sıcaklığının ve en düşük soğuk akım sıcaklığının elde edildiği model izentropik proses modelidir.
8. İzentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli ve Fulton modeli arasında en düşük sıcak akım sıcaklığının ve en yüksek soğuk akım sıcaklığının elde edildiği model Fulton modelidir.
9. İzentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli ve Fulton modeli arasında en yüksek sıcak akım sıcaklığından düşük sıcak akım sıcaklığına ve en düşük soğuk akım sıcaklığından yüksek soğuk akım sıcaklığına bir sıralama yapılırsa “izentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli ve Fulton modeli” sıralaması elde edilir.

10. Shannak ve Cockerill modellerinde  $y_c = 0.3$  oluncaya kadar soğuk akım sıcaklığı azalmakta ve bu değerden sonra  $y_c$ 'nin artmasıyla soğuk akım sıcaklığı artmaktadır. Sıcak akım sıcaklığı ise  $y_c$ 'nin belli bir değerine kadara artmakta, bu değerden sonra ise azalmaktadır. Bu değer Shannak modeli için  $y_c = 0.8$  iken, Cockerill modeli için  $y_c = 0.7$ 'dir.

11. İkincil sirkülasyon ve düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modellerinde soğuk akım kütleli debi oranı ( $y_c$ ) arttıkça sıcak ve soğuk akım sıcaklıkları artmaktadır. Bu modeller arasında enerji ayrışmasının daha fazla olduğu model ikincil sirkülasyon modelidir.

12. Yapılan deneylerde soğuk akım sıcaklığının  $y_c$ 'nin belirli bir değerine kadar azaldığı ( $y_c \approx 0,3 - 0,4$ ) bu değerden sonra  $y_c$ 'nin artmasıyla soğuk akım sıcaklığının artmaya başladığı görülmüştür. Sıcak akım sıcaklığının ise ( $y_c \approx 0,5$ ) değerinde maksimum olduğu bu değerden sonra  $y_c$ 'nin artmasıyla sıcak akım sıcaklığının azalmaya başladığı görülmüştür.

13. Deneylerden elde edilen sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının soğuk akım kütleli debi oranıyla değişim grafikleri çizildiğinde elde edilen grafiklerin Shannak ve Cockerill modellerinin kullanılmasıyla elde edilen grafiklerle benzer olduğu görülmüştür.

14. Yapılan deneylerde boyutsuz basınç oranının artmasıyla soğuk akım sıcaklıklarının azaldığı, sıcak akım sıcaklıklarının ise arttığı görülmüştür. Diğer bir ifadeyle boyutsuz basınç oranı arttıkça enerji ayrışması artmaktadır.

15. Deneylerden elde edilen sıcak ve soğuk akım sıcaklıklarının boyutsuz basınç oranıyla değişim grafikleri çizildiğinde elde edilen grafiklerin izentropik proses modeli, iki bileşenli model, ısı pompası modeli, ikincil sirkülasyon modeli, düzeltilmiş ikincil sirkülasyon modeli ve Fulton modellerinin kullanılmasıyla elde edilen grafiklerle benzer olduğu görülmüştür.

## 5.2. Öneriler

1. Vorteks tüplerden elde edilebilecek sıcaklıkları gerçeğe yakın olarak verebilecek modeli geliştirmek amacıyla araştırmalar devam ettirilmelidir.
2. Tümöyle teorik modeller yerine yarı-deneysel modeller kullanılmalıdır.
3. Modellerin geliştirilmesi için sayısal akışkanlar dinamiğinden yararlanılabilir.

## KAYNAKLAR

- Ahlborn, B., Keller, J.U., Staudt, R., Treitz, G., and Rebhen, E., 1994 . “Limits of temperature separation in a vortex tube”, *Journal of Physics, D: Applied Physics*, 27:pp. 480–488.
- Ahlborn, B., Camire, J., Keller, JU., 1996. Low-pressure vortex tubes. *J Phys D: Appl Phys* 29:1469–72.
- Ahlborn, B., Groves, S., 1997. Secondary flow in a vortex tube. *Fluid Dyn Res* 21:73-86.
- Ahlborn, B.H., Keller, J.U., Rebhan, E., 1998. The heat pump in a vortex tube, *J. Non-Equilib. Thermodyn.* 23 (2)159–165.
- Ahlborn, B., Gordon, JM., 2000. “The vortex tube as a classic thermodynamic refrigeration cycle”, *J Appl Phys*; 88(6): 3645.
- Aljuwayhel, N.F., Nellis, G.F., Klein, S.A., 2005. “Parametric and internal study of the vortex tube using a *CFD* model”, *Int J Refrigeration* 28 (3) 442–450.
- Cockerill, T.T. 1998. “Thermodynamics and fluid mechanics of a Ranque-Hilsch Vortex Tube”, Thesis, University of Cambridge. <http://www.southstreet.freeserve.co.uk/rhvtmat/>
- Collins, R.L., and Lovelace, R.B., May 1979. “Experimental study of two-phase propane expanded through the Ranque-Hilsch tube”, *Transactions of the ASME : Journal of Heat Transfer*, 101:pp. 300–305.
- Çelik, A. 2007. “Vorteks Tüplerin Deneysel ve Teorik İncelenmesi”, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum.
- Frohlingsdorf, W., Unger, H., 1999. Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque–Hilsch vortex tube. *Int J Heat Mass Transfer* 42(3):415–422.
- Fulton, C.D., 1950. Comments on the vortex tube. *J. ASRE Refrigerating Engng*, 58:984.
- Fulton, C.D., 1950.. Ranque’s tube. *J. ASRE Refrigerating Engng*, 58:473–479.
- Gao, C.M., Bosschaart, K.J., Zeegers, C.H., A.T.A.M.de Waele, 2005. “Experimental study on the Ranque –Hilsch vortex tube”, Thesis, Technische Universiteit Eindhoven.
- Guillaume, D.W., and Jolly, J.L., August 2001. Demonstrating the achievement of lower temperatures with two-stage vortex tubes. *Review of Scientific Instruments*, 72(8):3446–3448.
- Gutsol, A., 1997. “Vortex effect”, *Journal of Physical Successes*; 167 (6):665 –687.
- Gutsol, A., 1997. The Ranque effect. *Physics-Uspekhi*, 40(6):639–658.
- Hilsch, R., 1947 The use of the expansion of gases in a centrifugal field as a cooling process. *Rev Sci Instrum* 18(2):108–13.
- Khodorkov, L., Poshernev, N.V., and Zhidkov, M.A., July 2003. The vortex tube a universal device for heating, cooling, cleaning, and drying gases and separating gas mixtures. *Chemical and Petroleum Engineering*, 39(7-8):409–415.
- Linderstrom-Lang, C.U., April 1967. On gas separation in Ranque-Hilsch vortex tubes. *Z. Naturforschg.*, 22(a):835–837.

- Linderstrom-Lang, C.U., September 1971. Studies on transport of mass and energy in the vortex tube-The significance of the secondary flow and its interaction with the tangential velocity distribution. Riso report, Denmark.
- Martynovskii, V.S. and Alekseev, V.P., 1957. "Investigation of the vortex thermalseparation effect for gases and vapors", Soviet Physics : Technical Physics, 26(2):pp. 2233–2243.
- Mischner, J., Bespalov, V.I., 2002. "On the entropy generation in the Ranque-Hilsch tube", Forschung im Ingenieurwesen 67, 1-10.
- Piralishvili, SA., Polyayev, VM.,1996. Flow and thermodynamic characteristics of energy separation in a double-circuit vortex tube—an experimental investigation. Exp Thermal Fluid Sci 12(4):399–410.
- Ranque, G. J., 1933. Experiences sur la detente giratoire avec production simultanecs d'un echappement d'air chaud et d'air-froid, J. Phys. Radium 7(4), 112-116.
- Scheper, G.W., 1951. The vortex tube—internal flow data and a heat transfer theory. J. ASRE Refrigerating Engng, 59:985–989.
- Shannak, B.A., 2004. "Temperature separation and friction losses in vortex tube", Heat and Mass Transfer 40 779–785.
- Silverman, M.P., 1982. "The Vortex tube: a violation of the second law", Eur. J. Phys. 3, 88-92.
- Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F., and Seher, D., 1984. "A similarity relation for energy separation in a vortex tube", International Journal of Heat and Mass Transfer, 27(6):pp. 911–920.
- Takahama, H., and Kawashima, K., 1960. An experimental study of vortex tubes. Research.
- Takahama, H., 1965. Studies on vortex tubes (1) experiments on efficiency of energy separation (2) on profiles of velocity and temperature. Bulletin of JSME, 8(31):433–440.
- Takahama, H., and Soga, N., 1966. Studies on vortex tubes (2nd report): Reynolds number. The effects of the cold air rate and the partial admission of nozzle on the energy separation. Bulletin of JSME, 9(33):121–130.
- Takahama, H., and etc. 1966. Studies on vortex tubes (3rd report): Variations of velocity, temperature and energy with axial distance, the mechanism of energy separation. Bulletin of JSME, 235:503–510.
- Takahama, H., Kawamura, H., Kato, S., Yokosawa, H., 1979. Performance characteristics of energy separation in a steam-operated vortex tube. Int J Eng Sci 17:735–44.
- Takahama, H., Kawamura, H., Kato, S., and Yokosawa, H., 1979. "Performance characteristics of energy separation in a steam-operated vortex tube", International Journal of Engineering Science, 17:pp. 735–744.
- Takahama, H., and Yokosawa, H., 1981. An experimental study of vortex tubes (where the vortex chamber includes a divergent tube). Research.
- Takahama, H., and Yokosawa, H., May 1981. Energy separation in vortex tubes with a divergent chamber. Trans. ASME, J. Heat Transfer, 103:196–203.
- Westley, R., 1955. Optimum design of a Vortex Tube for achieving larger temperature dropratios. Cranfield College Note 30, College of Aeronautics.

Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Özyurt, Ö., Erdoğan, S., Bakırcı, K., Kaya, M., Karagöz, Ş.  
2007, “Vorteks Tüplerin Soğutma Tekniğinde Kullanılması”, TÜBİTAK  
105M028 Nolu Proje Sonuç Raporu.

## ÖZGEÇMİŞ

1983 yılında Gaziantep’te doğdu.

Lise öğrenimini 1997-2000 yılları arasında Gaziantep’te tamamladı.

2002 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde öğrenimine başladı. 2006 yılında aynı bölümden mezun oldu.

2007 yılında Erzurum Bayındırlık ve İskan Müdürlüğünde Makine Mühendisi olarak göreve başladı. Halen aynı kurumda görev yapmaktadır.

2006-2009 yılları arasında yüksek lisansını tamamladı.