

**GÜMÜŞHANE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KARŞIT AKIŞLI KONİK VORTEKS TÜP KARAKTERİSTİKLERİNİN  
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yiğit Serkan ŞAHİN**

**Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**

**“Makine Mühendisliği Anabilim Dalı”**

**Yüksek Lisans Programında Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07.06.2013**

**Tezin Sözlü Savunma Tarihi : 18.06.2013**

**HAZİRAN 2013**



## KABUL VE ONAY



Yrd. Doç. Dr. Kemal KUVVET danışmanlığında **Yiğit Serkan ŞAHİN** tarafından hazırlanan **“KARŞIT AKIŞLI KONİK VORTEKS TÜP KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ”** isimli bu çalışma jürimiz tarafından Gümüşhane Üniversitesi **Makine Mühendisliği** Anabilim Dalı’ nda Yüksek Lisans Tezi olarak Oy Birliği ile kabul edilmiştir.

Başkan :.....

Doç. Dr. İsmet SEZER

Üye (Danışman)

Yrd. Doç. Dr. Kemal KUVVET

Üye

Yrd. Doç. Dr. Osman ÜÇÜNCÜ

ONAY

Bu tez ....../....../.... tarihinde Enstitü Yönetim Kurulunca kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Temel BAYRAK  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Bu çalışma Gümüşhane Üniversitesi Rektörlüğü Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından BAP projesi kapsamında desteklenmiştir.

Proje No: 2012.02.1713.3

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

## KARŞIT AKIŞLI KONİK VORTEKS TÜP KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Yiğit Serkan ŞAHİN

Gümüşhane Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Kemal KUVVET

2013, 120 Sayfa

Vorteks tüpler dışarıdan herhangi bir kimyasal etki ve ısı transferi olmaksızın, basınçlı gaz akışını, sıcak ve soğuk olmak üzere iki ayrı akışa ayıran basit yapılu mekanik cihazlardır. Vorteks tüplerle ilgili deneysel çalışmaların büyük bir kısmı silindirik vorteks tüpler kullanılarak gerçekleştirilmiş olup konik vorteks tüplerin kullanıldığı çalışmaların sayısı oldukça sınırlıdır.

Kurulan deney düzeneğinde, literatürde önerilen bir vorteks üretici kullanılarak farklı koniklik açıları ( $\beta=0\div6^\circ$ ), giriş basınçları ( $P_1=2\div5$  bar), tüp uzunlukları ( $L/D=6\div12$ ) ve tapa konumlarının ( $TK=L-5\div L+10$ ) konik vorteks tüplerin performansına etkileri

incelenmiştir. Vorteks tüplerin sıcak ve soğuk çıkışlarındaki akışkan sıcaklık farkları dikkate alınarak konik ve silindirik vorteks tüplerin performansları mukayese edilmiştir.

Yapılan çalışmanın sonucunda vorteks tüplerin performansının kritik bir koniklik açısına kadar arttığı, bu açıdan sonra ise azaldığı görülmüştür. Elde edilen bulgulardan kritik koniklik açısı  $2^\circ$  olarak tespit edilmiştir. Tapa konumunun, incelenen diğer parametreler içinde vorteks tüp performansı üzerinde en az etkiye sahip olan parametre olduğu belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Enerji ayrışması, Konik vorteks tüp, Vorteks tüp, Vorteks üretici.

**ABSTRACT**

**MS THESIS**

**INVESTIGATION OF COUNTERFLOW DIVERGENT VORTEX TUBE  
CHARACTERISTICS**

Yiğit Serkan ŞAHİN

Gümüşhane University  
The Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Kemal KUVVET

2013, 120 pages

Vortex tubes are simple devices, which splits compressed gas stream into one of the cold and the other hot stream without any chemical effect or heat transfer. A large part of the experimental studies on vortex tubes is performed by using a cylindrical vortex tubes, the number of studies using conical vortex tubes are very limited.

In this study, the effects of the divergence angle( $\beta=0\div6^\circ$ ), input pressure ( $P_i=2\div5$  bar), length to diameter ratio ( $L/D=6\div12$ ), placement of the plug ( $TK=L-5\div L+10$ ) on the performance of the vortex tube investigated by used a helical vortex generator suggested by the literature. Performances of the conical and cylindrical vortex tubes are compared, taking into account change of the differences between vortex tube inlet temperature and hot and cold outlet temperature.

As a result of the work, performance of the vortex tubes increased up to a critical divergence angle and decreased thereafter. According to the findings optimum divergence angle has been identified as  $2^\circ$ . Position of the plug is parameter that is determined with the minimal impact on the performance of the vortex tube within the parameters.

**Key Words:** Energy separation, Divergent vortex tube, Vortex tube, Vortex generator.

## TEŞEKKÜR

Karşıt akışlı konik vorteks tûp parametrelerinin vorteks tûp performansı üzerindeki etkilerinin incelendiği bu alışma, Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda, Yüksek Lisans Tezi olarak hazırlanmıştır.

Çalışmalarım boyunca maddi-manevi hiçbir desteği esirgemeyen ve değerli katkılarıyla beni yönlendiren danışman hocam Sayın Yrd. Doç Dr. Kemal KUVVET'e, deney düzeneğinin imalatında ve malzeme temininde yardımları dokunan arkadaşlarım Öğr. Gör. Erdar KAPLAN, Arş. Gör. Emre YURTKURAN, Arş. Gör. Faruk NKER ve Tekniker Emrah KARA'ya teşekkür ederim.

Bu alışma 2012.02.1713.3 kod nolu Gümüşhane Üniversitesi BAP projesi ile desteklenmiştir.

Ayrıca manevi destekleriyle her zaman yanımda olan aileme ve çalışmamın her aşamasında varlığıyla bana g veren değerli eşim Yasemin şAHİN'e teşekkür ederim.

Yiğit Serkan şAHİN  
Gümüşhane, 2013

## İÇİNDEKİLER

### Sayfa No

ÖZET .....	III
ABSTRACT .....	V
TEŞEKKÜR .....	VII
İÇİNDEKİLER.....	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	X
TABLolar DİZİNİ.....	XVI
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	XVII
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Vorteks Tüplerde Enerji Ayrışması.....	1
1.3. Vorteks Tüplerin Sınıflandırılması.....	3
1.4. Vorteks Tüplerin Uygulama Alanları.....	4
1.5. Literatür Araştırması .....	5
1.5.1. Konik vorteks tüp çalışmaları .....	10
1.6. Tezin Amacı ve Kapsamı .....	13
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR .....	14
2.1. Deney Düzeneği .....	14
2.2. Deneysel Ölçüm Prosedürü ve Ölçüm Cihazları.....	18
2.2.1. Sıcaklık ölçümü.....	18
2.2.2. Basınç ölçümü .....	18
2.2.3. Debi ölçümü .....	18
2.3. Deneysel Hesaplama Prosedürü .....	19
2.3.1. Vorteks tüpler için temel ifadeler .....	19
2.4. Belirsizlik Analizi .....	21
3. BULGULAR .....	26
3.1. Konikliğin Vorteks Tüp Performansına Etkisi.....	27
3.2. Giriş Basıncının Vorteks Tüp Performansına Etkisi .....	87
3.3. Tapa Konumunun Vorteks Tüp Performansına Etkisi .....	91
3.4. Tüp Uzunluğunun Çapına oranının Vorteks Tüp Performansına Etkisi ....	93
3.5. Belirsizlik Analizi Bulguları .....	94



4.	İRDELEME.....	95
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	100
6.	KAYNAKLAR.....	102
	ÖZGEÇMİŞ	

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa No

Şekil 1.1.	Karşıt akışlı vorteks tüp (Gao, 2005) .....	3
Şekil 1.2.	Paralel akışlı vorteks tüp (Gao, 2005) .....	3
Şekil 1.3.	Vorteks tüplerin kullanıldığı bazı soğutma uygulamaları (Özgür, 2001) ....	4
Şekil 1.4.	Dıştan soğutmalı konik vorteks tüp.....	12
Şekil 2.1.	Deney düzeneğinin şematik gösterimi .....	15
Şekil 2.2.	Deney düzeneğinin fotoğrafı .....	15
Şekil 2.3.	Vorteks üretici .....	16
Şekil 2.4.	Deneyleerde kullanılan vorteks tüp gövdeleri .....	17
Şekil 2.5.	Tapa konumlarının şematik gösterimi.....	17
Şekil 3.1.	$L/D=6$ , $P_i=2$ bar, $TK=L+10$ için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve $YDO(b)$ ' nin $Y_c$ ile değişimi .....	27
Şekil 3.2.	$L/D=6$ , $P_i=2$ bar, $TK=L+5$ için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve $YDO(b)$ ' nin $Y_c$ ile değişimi .....	28
Şekil 3.3.	$L/D=6$ , $P_i=2$ bar, $TK=L$ için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve $YDO(b)$ ' nin $Y_c$ ile değişimi .....	29
Şekil 3.4.	$L/D=6$ , $P_i=3$ bar, $TK=L+10$ için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve $YDO(b)$ ' nin $Y_c$ ile değişimi .....	30
Şekil 3.5.	$L/D=6$ , $P_i=3$ bar, $TK=L+5$ için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve $YDO(b)$ ' nin $Y_c$ ile değişimi .....	31
Şekil 3.6.	$L/D=6$ , $P_i=3$ bar, $TK=L$ için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve $YDO(b)$ ' nin $Y_c$ ile değişimi .....	32
Şekil 3.7.	$L/D=6$ , $P_i=4$ bar, $TK=L+10$ için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve $YDO(b)$ ' nin $Y_c$ ile değişimi .....	33
Şekil 3.8.	$L/D=6$ , $P_i=4$ bar, $TK=L+5$ için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve $YDO(b)$ ' nin $Y_c$ ile değişimi .....	34

Şekil 3.9.	L/D=6, $P_i=4$ bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO (b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	35
Şekil 3.10.	L/D=6, $P_i=5$ bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	36
Şekil 3.11.	L/D=6, $P_i=5$ bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	37
Şekil 3.12.	L/D=6, $P_i=5$ bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	38
Şekil 3.13.	L/D=8, $P_i=2$ bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	39
Şekil 3.14.	L/D=8, $P_i=2$ bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	40
Şekil 3.15.	L/D=8, $P_i=2$ bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	41
Şekil 3.16.	L/D=8, $P_i=2$ bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	42
Şekil 3.17.	L/D=8, $P_i=3$ bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	43
Şekil 3.18.	L/D=8, $P_i=3$ bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	44
Şekil 3.19.	L/D=8, $P_i=3$ bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	45
Şekil 3.20.	L/D=8, $P_i=3$ bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	46
Şekil 3.21.	L/D=8, $P_i=4$ bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	47
Şekil 3.22.	L/D=8, $P_i=4$ bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	48
Şekil 3.23.	L/D=8, $P_i=4$ bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	49
Şekil 3.24.	L/D=8, $P_i=4$ bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)' nin $Y_c$ ile değişimi .....	50

Şekil 3.25.	L/D=8, $P_i=5$ bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	51
Şekil 3.26.	L/D=8, $P_i=5$ bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	52
Şekil 3.27.	L/D=8, $P_i=5$ bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	53
Şekil 3.28.	L/D=8, $P_i=5$ bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	54
Şekil 3.29.	L/D=10, $P_i=2$ bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	55
Şekil 3.30.	L/D=10, $P_i=2$ bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	56
Şekil 3.31.	L/D=10, $P_i=2$ bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	57
Şekil 3.32.	L/D=10, $P_i=2$ bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	58
Şekil 3.33.	L/D=10, $P_i=3$ bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	59
Şekil 3.34.	L/D=10, $P_i=3$ bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	60
Şekil 3.35.	L/D=10, $P_i=3$ bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	61
Şekil 3.36.	L/D=10, $P_i=3$ bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	62
Şekil 3.37.	L/D=10, $P_i=4$ bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	63
Şekil 3.38.	L/D=10, $P_i=4$ bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	64
Şekil 3.39.	L/D=10, $P_i=4$ bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	65
Şekil 3.40.	L/D=10, $P_i=4$ bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin $Y_c$ ile değişimi .....	66

Şekil 3.41.	L/D=10, P <sub>i</sub> =5 bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	67
Şekil 3.42.	L/D=10, P <sub>i</sub> =5 bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	68
Şekil 3.43.	L/D=10, P <sub>i</sub> =5 bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	69
Şekil 3.44.	L/D=10, P <sub>i</sub> =5 bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	70
Şekil 3.45.	L/D=12, P <sub>i</sub> =2 bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	71
Şekil 3.46.	L/D=12, P <sub>i</sub> =2 bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	72
Şekil 3.47.	L/D=12, P <sub>i</sub> =2 bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	73
Şekil 3.48.	L/D=12, P <sub>i</sub> =2 bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	74
Şekil 3.49.	L/D=12, P <sub>i</sub> =3 bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	75
Şekil 3.50.	L/D=12, P <sub>i</sub> =3 bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	76
Şekil 3.51.	L/D=12, P <sub>i</sub> =3 bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	77
Şekil 3.52.	L/D=12, P <sub>i</sub> =3 bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	78
Şekil 3.53.	L/D=12, P <sub>i</sub> =4 bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	79
Şekil 3.54.	L/D=12, P <sub>i</sub> =4 bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	80
Şekil 3.55.	L/D=12, P <sub>i</sub> =4 bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	81
Şekil 3.56.	L/D=12, P <sub>i</sub> =4 bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	82

Şekil 3.57.	L/D=12, P <sub>i</sub> =5 bar, TK=L+10 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	83
Şekil 3.58.	L/D=12, P <sub>i</sub> =5 bar, TK=L+5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	84
Şekil 3.59.	L/D=12, P <sub>i</sub> =5 bar, TK=L için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	85
Şekil 3.60.	L/D=12, P <sub>i</sub> =5 bar, TK=L-5 için farklı konikliklerde $\Delta T(a)$ ve YDO(b)'nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	86
Şekil 3.61.	L/D=10, $\beta=0^\circ$ , TK=L için farklı giriş basınçlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	87
Şekil 3.62.	L/D=10, $\beta=0^\circ$ , TK=L-5 için farklı giriş basınçlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	87
Şekil 3.63.	L/D=12, $\beta=0^\circ$ , TK=L için farklı giriş basınçlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	88
Şekil 3.64.	L/D=12, $\beta=0^\circ$ , TK=L-5 için farklı giriş basınçlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	88
Şekil 3.65.	L/D=10, $\beta=2^\circ$ , TK=L için farklı giriş basınçlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	89
Şekil 3.66.	L/D=10, $\beta=2^\circ$ , TK=L-5 için farklı giriş basınçlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	89
Şekil 3.67.	L/D=12, $\beta=2^\circ$ , TK=L için farklı giriş basınçlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	90
Şekil 3.68.	L/D=12, $\beta=2^\circ$ , TK=L-5 için farklı giriş basınçlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	90
Şekil 3.69.	L/D=10, $\beta=0^\circ$ , P <sub>i</sub> =5 bar için farklı tapa konumlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	91
Şekil 3.70.	L/D=12, $\beta=0^\circ$ , P <sub>i</sub> =5 bar için farklı tapa konumlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	91
Şekil 3.71.	L/D=10, $\beta=2^\circ$ , P <sub>i</sub> =5 bar için farklı tapa konumlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	92
Şekil 3.72.	L/D=12, $\beta=2^\circ$ , P <sub>i</sub> =5 bar için farklı tapa konumlarında $\Delta T'$ nin Y <sub>c</sub> ile değişimi .....	92

- Şekil 3.73.  $TK=L$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  $P_i=5$  bar için farklı  $L/D$  oranlarında  $\Delta T'$  nin  $Y_c$  ile değişimi .....93
- Şekil 3.74.  $TK=L$ ,  $\beta=2^\circ$ ,  $P_i=5$  bar için farklı  $L/D$  oranlarında  $\Delta T'$  nin  $Y_c$  ile değişimi .....93

## TABLÖLAR DİZİNİ

	<b><u>Sayfa No</u></b>
Tablo 2.1. Ölçüm cihazlarının ölçüm aralıkları ve belirsizlik değerleri.....	19
Tablo 3.1. Belirsizlik analizi sonucu elde edilen bulgular .....	94
Tablo 4.1. Farklı akış ve geometrik parametrelerde elde edilen maksimum $\Delta T_c$ değerleri .....	97
Tablo 4.2. Farklı akış ve geometrik parametrelerde elde edilen maksimum $\Delta T_c$ değerleri .....	98



## SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

- D : Tüpün iç çapı (m)  
DVT : Düz(Silindirik) vorteks tüp  
KVT : Konik vorteks tüp  
L : Uzunluk (m)  
P : Basınç (bar)  
R : İdeal gaz sabiti (kJ/kgK)  
TK : Tapa konumu  
V : Hacim  
Y<sub>c</sub> : Soğuk kütle oranı  
YDO : Yüzde değişim oranı  
m : Kütle (kg)  
x : Ölçülmesi gereken büyüklüğe etki eden değişkenler  
w : Belirsizlik değeri  
ṁ : Kütleli debi (kg/s)  
Ṃ : Hacimsel debi (m<sup>3</sup>/s)  
β : Koniklik Açısı (°)  
ΔT : Sıcaklık farkı (°C)  
ρ : Yoğunluk (kg/m<sup>3</sup>)

### İndisler

- c : Soğuk çıkış  
h : Sıcak çıkış  
i : Giriş

## **1. GENEL BİLGİLER**

### **1.1. Giriş**

Vorteks tüpler, dışarıdan herhangi bir kimyasal etki ve ısı transferi olmaksızın, basınçlı gaz akışını, sıcak ve soğuk olmak üzere eş zamanlı iki ayrı akışa ayıran basit yapılı mekanik cihazlardır.

Kontrol valfi hariç hareketli parçasının olmaması, basit yapılı, küçük ve hafif olması, maliyetinin düşük olması bakım gerektirmemesi, anında soğuk hava sağlaması, elektriksel veya kimyasal güce ihtiyaç duymaması, sıcaklığın ayarlanabilmesi, çevreye zararlı soğutucu akışkanların kullanılmaması vorteks tüplerin başlıca avantajlarıdır. Bununla birlikte ısı verimlerinin düşük olması, sıkıştırılmış gaz gerektirmesi ve gürültülü çalışmaları ise dezavantajları olarak sayılabilir.

Uygulamada geniş bir alanı kapsamakta olan vorteks tüplerin performanslarının iyileştirilmesi ile endüstriyel uygulamalarda yüksek düzeyde enerji tasarrufu sağlanması söz konusu olup, ayrıca karmaşık bir yapıya sahip olmamaları sebebiyle işletme maliyetleri oldukça düşüktür. Bu sebeple, vorteks tüplerin uygulama yeri ve amacına göre etkin tasarımlarının gerçekleştirilmesi, vorteks tüplerin daha yaygın kullanılmasını sağlarken, buna bağlı olarak ciddi düzeyde enerji tasarrufu ve ekonomik kazanç oluşturması söz konusudur.

### **1.2. Vorteks Tüplerde Enerji Ayrışması**

Dışarıdan herhangi bir ısı ve iş transferine ihtiyaç duymayan basit yapılı cihazlar olan vorteks tüplerin, icadının üzerinden yaklaşık 80 yıl geçmiş olmasına rağmen; enerji ayrışması mekanizması için hala yeterli bir açıklama getirilememiştir. Günümüze kadar bu etkiyi açıklamak amacıyla ortaya atılan teorilerin her biri vorteks tüplerin belirli yönlerine açıklama getirebilirken; hiçbiri sıcaklık ayrışmasının optimizasyonuna olanak sağlayacak yeterlilikte değildir. (Yılmaz vd., 2006)

Ranque (1934), vorteks tüplerdeki enerji ayrışması etkisini keşfeden kişi olarak patentinde bu etkiyi; akışın dönme hareketiyle iki tabaka meydana geldiğini, merkezkaç kuvveti etkisi altında genişleyen içteki tabakanın dıştaki tabakayı sıkıştırdığını, sıkıştırılan

dıştaki tabakada sıcaklık artışı meydana gelirken genişleyen içteki tabakanın ise soğuduğunu belirterek açıklamıştır.

Hilsch (1946), enerji ayrışmasını açıklamak için Ranque'nın görüşlerine çevresel tabaka ile iç tabaka arasındaki iç sürtünmeyi de ilave etmiştir. Hilsch, girişte dönme hareketi kazanan akışın tüp cidarında yüksek basınçlı bir tabaka ve eksene yakın kısımda ise düşük basınçlı bir tabaka meydana getirdiğini belirtmiştir. Merkezdeki düşük basınçlı tabakanın yüksek kinetik enerjiye sahip olduğunu ve enerji ayrışmasının farklı hızlardaki iki tabaka arasındaki iç sürtünmeden dolayı meydana geldiğini belirtmiştir.

Fulton (1950), enerji ayrışmasının tüp içinde üretilen serbest ve zorlanmış vorteks akıştan dolayı meydana geldiğini savunmuştur. Hilsch'in teorisine oldukça benzeyen bu teoriye göre tüpe teğetsel olarak giren gaz dönme hareketi kazanır. Çevresel katmanda açısız hızı düşük hemen hemen serbest bir vorteks meydana gelirken; merkezdeki katmanda açısız hız yüksektir. Hızı yüksek olan merkezdeki akış çevredeki akışı ivmelendirmeye çalışır. Bunun neticesinde merkezdeki akıştan çevresel katmandaki akışa doğru bir mekanik enerji transferi gerçekleşirken bu sırada meydana gelen sıcaklık farkından dolayı ise merkezi katmana doğru ısı transferi gerçekleşir. Merkezi katman ile çevresel katman arasındaki iç sürtünme sırasında dıştaki gaz kaybettiği iç enerjiden daha fazla mekanik enerji kazanarak sıcaklığı yükselirken, merkezdeki gazın ise kaybettiği mekanik enerjiden dolayı sıcaklığı düşer. (Gao, 2005 - Markal, 2010)

Kurosaka (1980), Ranque Hilsch etkisini akustik akım olayıyla açıklamıştır. Araştırmasında düzenli/düzensiz türbülansın temel fonksiyonları üzerine yoğunlaşmış ve akustik rezonans frekansları ile zorlanmış vorteks hareketi frekansı arasında bir ilişki bulmuş, enerji ayrışmasının sıcak çıkış yönünde tüp eksenine boyunca akustik akımın sönümlenmesinden kaynaklandığını belirtmiştir. (Gao, 2005 – Yılmaz vd., 2007)

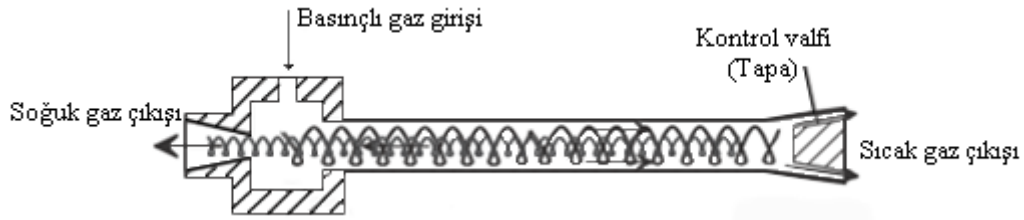
Ahlborn (1997), vorteks tüp içinde soğuk çıkış yönünde ilerleyen akışın kütlelerinin, soğuk uçtan çıkış yapan akışın kütlelerinden daha büyük olduğunu göstermiş; bunu ise vorteks tüp içinde ikincil bir sirkülasyonun varlığıyla açıklamıştır.

Enerji ayrışması ile ilgili teorilerin büyük kısmı ya sadece araştırmacıların deneysel sonuçlarını açıklamak için kullandığı ve diğer çalışmalarla karşılaştırma yapılmayan ya da yalnızca nitel analiz için kullandıkları teorilerdir. Bu da bu teorilerin tamamlanmamış olduğunu göstermektedir (Gao, 2005).

### 1.3. Vorteks Tüplerin Sınıflandırılması

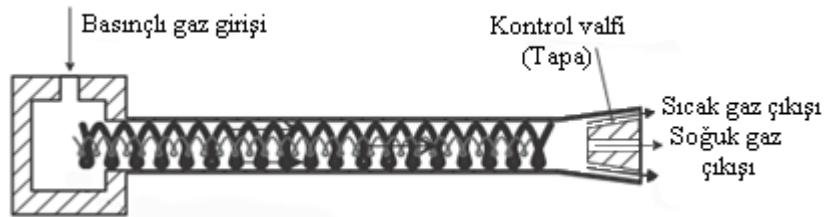
Vorteks tüpler genellikle akış karakteristiklerine göre sınıflandırılırlar. Bu sınıflandırma yöntemine göre vorteks tüpler, paralel akışlı vorteks tüpler ve karşıt akışlı vorteks tüpler olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadır.

Karşıt akışlı vorteks tüplerde, tüpe teğetsel olarak giren basınçlı akışkan, vorteks üreticinden geçerek dönme hareketi kazanır. Bir durma noktasından itibaren soğuk ve sıcak olmak üzere iki kısma ayrılan akışkan tüpün iki ucunda bulunan çıkışlardan tüpü terk eder (Şekil 1.1). Bunlardan sıcak akışkanın tüpü terk ettiği kısım sıcak çıkış, soğuk akışkanın tüpü terk ettiği kısım ise soğuk çıkış olarak adlandırılmaktadır. Akış kontrolü genellikle; vorteks tüpün sıcak çıkış tarafında bulunan, vorteks tüp ile eş eksenli olarak yerleştirilmiş konik bir valfin ileri-geri hareketi ile gerçekleştirilir. Sıcak akışkan bu valfin çevresinden; soğuk akışkan ise diğer uca bulunan orifisten geçerek tüpü terk eder.



Şekil 1.1. Karşıt akışlı vorteks tüp (Gao,2005)

Paralel akışlı vorteks tüplerde, enerji ayrışması sebebiyle meydana gelen farklı sıcaklık ve hızlardaki her iki akış da tüpü aynı uçtan terk eder (Şekil 1.2). Akış kontrolü ortasında delik bulunan bir kontrol valfi ile bu uçtan yapılır. Sıcak akışkan, vorteks tüpü bu valfin çevresinden, soğuk akışkan ise valfin ortasında bulunan delikten geçerek tüpü terk eder. Paralel akışlı vorteks tüpler, sıcak ve soğuk akışlardaki bozulmalar ve akışların karışma ihtimalinden dolayı fazla tercih edilmezler. (Yılmaz vd.,2007 - Markal,2010)

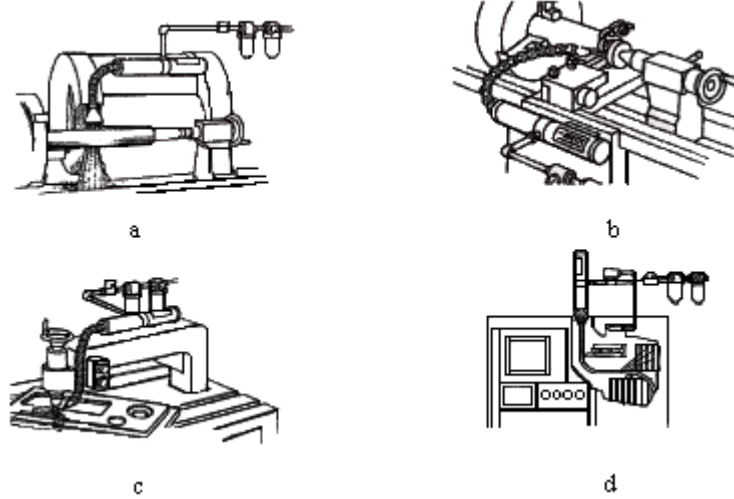


Şekil 1.2. Paralel akışlı vorteks tüp (Gao,2005)

#### 1.4. Vorteks Tüplerin Uygulama Alanları

Vorteks tüpler; ısıtma ve soğutma uygulamaları, gaz karışımlarının ayrıştırılması, gazların sıvılaştırılması, DNA uygulamaları, gazların kurutulması ve kar yapımı gibi birçok uygulama alanı bulmaktadır. Düşük verimlerine rağmen; özellikle basit yapıları, hareketli parçalarının olmaması ve yalnızca basınçlı bir akışkana ihtiyacın olması vorteks tüpleri cazip hale getirmektedir.

Vorteks tüpler; torna, freze tezgâhlarında kesici takımların soğutulmasında, bazı malzemelerin işlenmesi sürecinde sıcaklığının belirli bir aralıkta tutulmak istendiğinde, taşlama tezgâhlarında da taşlama taşının soğutulmasında, CNC tezgahların elektronik ünitelerinin soğutulmasında (Şekil 1.3), çalışma sırasında aşırı ısınan termal kamera merceklelerinin soğutulmasında kullanılabilir. Yine, elektronik devrelerin çalışma sırasında meydana gelen ısınmanın önlenmesi ve devrelerin performansının ve ömürlerinin uzatılması için atıl ısının devrelerin bulunduğu ortamdan uzaklaştırılmasında ve termostat kontrollü vorteks tüplerin kullanımı ile sabit uygun çalışma sıcaklığı şartları sağlanmasında kullanılmaktadır.



Şekil 1.3. Vorteks tüplerin kullanıldığı bazı spot soğutma uygulamaları  
a. Taşlama taşının soğutulması b. Torna kaleminin soğutulması  
c. Freze çakısının soğutulması d. CNC elektronik devresinin soğutulması (Özgür,2001)

Basınçlı hava hatlarının nemden arındırılmasında, absorblayıcı madde içeren kurutucuların yerine ilk maliyeti daha uygun olan ve bakım gerektirmeyen vorteks tüpler kullanılabilir. Bazı kimyasal analizlerde, sağlıklı sonuçlar için analiz edilecek numunenin nemden arındırılması gerekebilir. Bu durumda ters etkili bir ısı

eşanjörünün girişlerinden birine vorteks tüpün soğuk akışkan çıkışı, diğer ucuna ise analize tabi tutulacak numune bağlanarak, kimyasal içerisindeki nem yoğunlaştırılarak bir haznede biriktirilebilmekte ve böylece numuneden uzaklaştırılabilmektedir. Sıvı çözeltilerde çözünen maddenin konsantrasyonunu artırmak amacıyla çözücü maddenin buharlaşmasının kontrol edilmesinde de yine vorteks tüplerden yararlanmak mümkündür.

Gövdesi üzerine yerleştirilen kanatçıklar ve soğuk çıkış ucuna yerleştirilen bir ısı eşanjörü yardımıyla vorteks tüpler, kar üretimi amacıyla kullanılabilir. Bu tür uygulamalarda, vorteks tüpten çıkan soğuk hava ile bir su jetinden püskürtülen su tanecikleri kesiştirilerek kar üretilebilmektedir.

Vorteks tüpler; havanın ayrıştırılması, doğalgazdaki ağır hidrokarbonların ayrıştırılması, doğalgazdan ve baca gazından CO<sub>2</sub>'nin ayrıştırılması gibi birçok gaz karışımının ayrıştırılması işleminde kullanılabilir. (Özgür,2001 – Dinçer,2005)

### **1.5. Literatür Araştırması**

Hilsch (1946), gerçekleştirdiği deneysel ve teorik çalışmada vorteks tüplerin verimliliğini artırmaya yönelik çalışmalar gerçekleştirmiştir. Ayrıca; enerji ayrışmasının tüpün cidarındaki ve eksenine yakınındaki tabakalar arasındaki iç sürtünmelerden kaynaklandığını belirtmiştir.

Fulton (1950), çalışmasında enerji ayrışmasını sistem içinde üretilen serbest ve zorlanmış vorteks akışa bağlı olarak açıklamıştır. (Gao, 2005)

Kurosaka (1980), diğer çalışmalardan farklı olarak enerji ayrışmasına akustik etkinin sebep olduğunu belirtmiş ve bunu gerçekleştirdiği deneylerle de desteklemiştir. Ayrıca akustik etkinin enerji ayrışmasında türbülans çok daha etkin olduğunu belirtmiştir.

Ahlborn vd. (1994), yaptıkları çalışmada vorteks tüpteki ısınma ve soğumayı, kinetik enerjinin ısıya ve ısının kinetik enerjiye dönüşmesine dayandırmışlardır. Giriş ve soğuk çıkış basınçları arasında  $X = (P_i - P_c) / P_i$  şeklinde tanımladıkları “normalize edilmiş basınç düşümü” ifadesinin girişteki kinetik enerjiyi belirlediğini belirtmişlerdir.

Ahlborn vd. (1996), çalışmalarında basınçlı hava kullanmayı; vorteks tüpün sıcak ve soğuk uçlarından vakum uygulayarak havanın tüp içine emilmesini sağlamış ve tüpteki sıcaklık ayrışma etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda vorteks tüpün atmosfer

basıncının altındaki ve üstündeki basınç rejimlerinde aynı davranışı gösterdiğini belirtmişlerdir.

Ahlborn ve Groves (1997), gerçekleştirdikleri deneysel çalışmada açılmal ve eksenel hızların ölçümlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda; soğuk çıkış doğrultusunda ilerleyen akışın kütleli debisinin soğuk çıkıştan tüpü terk eden akışın kütleli debisinden büyük olduğunu bulmuşlar ve bunu tüp içinde ikincil bir sirkülasyonun varlığına dayandırmışlardır.

Fröhlingsdorf ve Unger (1999), çalışmalarında sıkıştırılabilir akışı ve enerji ayrışması olaylarını CFX yazılımını kullanarak nümerik olarak modellemişler, soğuk gazdan sıcak gaza olan enerji transferini mekanik iş transferi ile açıklamışlardır.

Saidi ve Yazdi (1999), yaptıkları teorik ve deneysel çalışmada vorteks tüpteki enerji ayrışmasını incelemek için termodinamik bir model kullanmışlardır. Vorteks tüpün boyutlarını ve çalışma koşullarını optimize etmek için; deneyler neticesinde elde ettikleri verilerle ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda; giriş basıncı arttıkça ekserji yıkımının azaldığını, tüp uzunluğu arttıkça sıcaklık farkının arttığını ve giriş lülesi çapı arttıkça ekserji yıkımının azaldığını ifade etmişlerdir. Ayrıca çalışmalarında soğuk kütle oranının 0,7 değeri için en iyi sonuçların elde edildiğini belirtmişlerdir.

Ahlborn ve Gordon (2000), çalışmalarında deneysel sonuçlarını baz alan bir ikincil akış modeli önermişlerdir. Bu model ile vorteks tüpün klasik bir soğutma cihazı olarak kabul edilebileceğini ve ikincil döngünün ise klasik bir soğutma çevrimi olarak düşünülebileceğini belirtmişlerdir.

Khodorkov vd. (2003), çalışmalarında vorteks tüplerin sınıflandırmasını gerçekleştirmiş ve gaz, petrol ve doğalgaz ve kimya endüstrisindeki uygulama alanları hakkında genel bilgiler vermişlerdir.

Shannak (2004), çalışmasında enerji ve kütle dengelerinin yanı sıra iç enerjinin tanımına dayanarak; sıcak ve soğuk çıkış gazı sıcaklığının tayini için yeni bir model geliştirmiştir. Model kullanılarak elde edilen verilerin, deneysel sonuçlarla ve literatürle uyum içinde olduğunu belirtmiştir.

Usta vd. (2004), (2005) yaptıkları deneysel çalışmalarda, çalışma akışkanı olarak havanın yanısıra N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> ve O<sub>2</sub> gazlarını kullanarak; enerji ayrışmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Giriş basıncı değiştirilerek ve Y<sub>c</sub> sabit tutularak yapılan deneylerin sonucunda N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> ve O<sub>2</sub> gazlarının havaya göre daha yüksek performans gösterdiği

sonucunu elde etmişler ve havanın içindeki miktarları arttırılırsa daha büyük sıcaklık farklarına ulaşılabileceğini önermişlerdir. Ayrıca artan giriş basıncı değerlerinin, performansı arttırdığını belirtmişlerdir.

Yılmaz vd. (2005), çalışmalarında vorteks tüplerin sınıflandırılması, konstrüksiyonu, vorteks tüplerde kullanılan akışkanlar ve vorteks tüplerin uygulama alanları hakkında bilgiler vermişlerdir. Literatür özeti niteliğindeki çalışmalarında vorteks tüplerin ticari üretimine de değinmişlerdir.

Yılmaz vd. (2005), çalışmalarında vorteks tüp araştırmaları, vorteks tüp inceleme yöntemleri, enerji ayrışması ve vorteks tüp performansına etki eden parametreler hakkında bilgiler vermişlerdir.

Aljuwayhel vd. (2005), çalışmalarında karşıt akışlı vorteks tüpündeki sıcaklık ayrışmasını ve akışı incelemek için Fluent Yazılımını kullanarak iki boyutlu aksisimetrik model oluşturmuşlardır. K- $\epsilon$  ve RNG k- $\epsilon$  türbülans modellerini kullanarak yaptıkları hesaplamaların sonuçlarını deneysel sonuçlarla kıyaslamışlardır. Çalışmalarının sonucunda; vorteks tüplerdeki enerji ayrışmasının sıcak ve soğuk akımlar arasındaki viskoz kayma gerilmesi ile ilişkili iş transferinden kaynaklandığını, kullanılan türbülans modelinin vorteks tüpün performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğu ancak temel fiziksel mekanizmasını etkilemediği, vorteks tüp uzunluğunun kritik bir uzunluğa kadar arttırılmasının performansı iyileştirdiği bu kritik uzunluktan sonra ise performansı etkilemediği, vorteks tüp çapının arttırılmasının açılal hızı düşürmesi sebebiyle enerji ayrışmasını olumsuz etkilediği bulgularını elde etmişlerdir.

Dinçer (2005), doktora tez çalışmasında vorteks tüpler üzerinde teorik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmiştir. Uzunluğun çapa oranı, tapa uç açısı, tapa konumu, lüle sayısı, giriş basıncı gibi parametrelerin vorteks tüp performansına olan etkisini incelemiştir.

Usta ve Kırmacı (2006), çalışma akışkanı olarak hava, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> ve CO<sub>2</sub> kullanarak farklı giriş basınçlarına göre vorteks tüpün soğuk ve sıcak çıkışlarındaki sıcaklık performanslarını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarının sonucunda her üç gazın da havaya göre daha iyi performans sağladığını, kendi aralarında sıralandığında ise CO<sub>2</sub> kullanılan durumda N<sub>2</sub> ve O<sub>2</sub> kullanılan duruma göre daha düşük soğuk çıkış sıcaklıklarına erişildiğini göstermişlerdir.

Aydın ve Baki (2006), yaptıkları deneysel çalışmada vorteks tüpün tasarım parametrelerini ve performansını incelemiştir. Çalışma akışkanı olarak hava, oksijen ve azot kullandıkları çalışmalarında farklı giriş basınçlarında; vorteks tüp uzunluğu, giriş



nozul çapı ve kontrol valfi açısı parametrelerini incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda elde ettikleri optimum değerlerle yeni bir vorteks tüp imal ederek akış görüntüleme deneyleri gerçekleştirmişlerdir.

Skye vd. (2006), sayısal ve deneysel nitelikli çalışmalarında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kullanarak elde ettikleri sonuçları, ticari bir vorteks tüple yaptıkları deneylerin sonuçlarıyla kıyaslamışlardır. CFD modeli için FLUENT yazılımını kullanarak; iki boyutlu aksisimetrik model ve standart k- $\epsilon$  ile RNG k- $\epsilon$  türbülans modellerini kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda; sayısal ve deneysel sonuçların uyum içinde bulunduğunu belirtmiş, vorteks tüp performansını etkileyen parametrelerin CFD kullanımı ile zamandan tasarruf sağlayarak ve daha uygun maliyetle incelenebileceğini bildirmişlerdir.

Wu vd. (2007), çalışmalarında vorteks tüpün geometrik parametrelerinde yenilikçi değişimler gerçekleştirerek vorteks tüpün performansını arttırmayı hedeflemişlerdir. Bu amaçla giriş kısmı için yeni bir lüle, sıcak çıkış kısmında ise bir difüzör tasarlayıp sisteme dahil etmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda yalnızca geleneksel vorteks tüplere göre değil, büyük soğuk kütle oranları için ticari olarak üretim yapan iki firmanın vorteks tüplerine göre de daha iyi performans değerleri elde etmişlerdir.

Dincer vd. (2008), (2009), çalışmalarında karşıt akışlı RHVT'nin tapa uç açısının ve tapa hareketinin performansa olan etkisi incelemişler, deney sonuçlarını YSA model ile karşılaştırmışlardır. Deneylerde yapılmayan ara değerleri YSA ile tespit etmişler, YSA'nın RHVT'nin performansını belirlemede etkin bir biçimde kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Kırmacı ve Uluer (2008), yaptıkları deneysel çalışmada orifis nozul sayısının ve giriş basıncının, karşıt akışlı vorteks tüpün ısıtma ve soğutma performanslarına olan etkisini incelemişlerdir. Soğuk kütle oranı sabit tutularak gerçekleştirilen deneylerin sonucunda, sıcak ve soğuk çıkışlar arasındaki sıcaklık farkının; artan giriş basıncıyla arttığı, artan nozul sayısı ile azaldığını tespit etmişlerdir.

Xue ve Arjomandi (2008), yaptıkları deneysel çalışmada farklı vorteks açılı jeneratörler kullanarak; vorteks açısının vorteks tüpün etkinliği ve performansına olan etkisini araştırmışlardır. Küçük vorteks açıları için; vorteks tüpteki sıcaklık farklarının daha büyük ve ısıtma etkinliğinin daha iyi olduğunu, soğutma etkinliğinin ise yalnızca daha küçük giriş basınçlarında daha iyi olduğunu bulmuşlardır.

Dinçer ve Başkaya (2009), yaptıkları deneysel çalışmada karşıt akışlı RHVT'yi açık bir sistem olarak ele alarak ekserji analizi metoduyla tapa açısının ekserji verimliliğine

etkisini incelemişlerdir. Ekserji verimliliğinin, giriş basıncının düşük değerlerinde düşük; artan değerlerinde ise yüksek çıktığını bulmuşlar, tapa açısının 90° olduğu durumda en yüksek ekserji verimini elde etmişlerdir.

Pınar vd. (2009), çalışmalarında karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüpün performansının bir ölçüsü olan maksimum sıcaklık gradyanını belirlemek amacıyla Taguchi Metodu'nu kullanmışlardır. Gerçekleştirilen deney sonuçlarına göre performans üzerinde en büyük etkiyi oluşturan parametrenin %89.89'lük etkiyle basınç olduğunu bulmuşlardır. Yapılan deneyler ile tahmin sonuçlarının karşılaştırılmasında %5.67 lik bir sapma tespit ederek Taguchi metodunun karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüplerin optimizasyonunda başarılı bir şekilde kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Markal (2010), yüksek lisans tez çalışmasında yeni bir vorteks üretici geometrisi tasarımı gerçekleştirmiş, vorteks üretici uzunluğu, tüp uzunluğu, giriş basıncı ve tapa uç açısının sistem performansına olan etkisini deneysel olarak incelemiştir. Bununla birlikte yalıtım, ortam sıcaklığı ve nem etkisinin vorteks tüp performansı üzerindeki etkisini de gözlemlemiş, durma noktasının yerini tespit edebilmek için termal kamera kullanarak; vorteks tüp yüzeyinin sıcaklık dağılımını belirlemiştir.

Prabakaran ve Vaidyanathan (2010), yaptıkları deneysel çalışmada farklı orifis ve lüle çaplarının vorteks tüp performansına etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, orifis çapı arttırıldığında sıcaklık farkının azaldığını, lüle çapı küçük ya da çok büyük olduğunda ise düşük soğutma etkisinin oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca vorteks tüpün her türlü spot soğutma uygulaması için kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Azeez vd. (2010), yaptıkları deneysel çalışmalarında uzunluğun çapa oranı ile soğuk çıkış orifis çapının performansa etkilerini ve vorteks tüpün izentropik etkinliği ile COP değişimini incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda; L/D oranının performansa doğrudan etkisi olduğunu ve artan L/D oranlarında enerji ayrışmasının arttığını, soğuk çıkış orifis çapının ayrışma ve vorteks tüp performansı için önemli bir parametre olduğunu ve izentropik etkinlik ve COP'nin en yüksek değerine soğuk kütle oranı 0,6 olduğunda erişildiğini bulmuşlardır.

Kaçmaz ve Akansu (2011), yaptıkları sayısal çalışmalarında, vorteks tüpte çalışma akışkanı olarak hava ve CO<sub>2</sub> gazlarını kullanarak soğutma performanslarını incelemişlerdir. Fluent programında standart k-ε türbülans modelini kullanarak gerçekleştirdikleri çalışmalarında; vorteks tüpün soğutma performansı, enerji ayrışımı, sıcaklık dağılımı ve akış hareketlerini incelemişlerdir.

Valipour ve Niazi (2011), yaptıkları çalışmada esas tüpün üniform eğriliğinin vorteks tüp performansına olan etkisini incelemişlerdir. Maksimum sıcaklık farkı, düz olan vorteks tüpte meydana gelirken; maksimum soğutma kapasitesinin 110° lik dönüş açısına sahip vorteks tüpte meydana geldiğini gözlemlemişlerdir.

Dinçer (2011), yaptığı deneysel çalışmada üç farklı durumda -ilk durumda klasik tip vorteks tüpün, ikinci durumda trifold tip vorteks tüp sisteminin, üçüncü durumda ise altılı kaskad tip vorteks tüp sisteminin- Ranque-Hilsch Vorteks Tüp performansının değişimini incelemiştir. Her üç durum için de, artan giriş basıncı ve soğuk kütle oranıyla, vorteks tüp performansının arttığını gözlemlemiştir, en yüksek performans değerini üçüncü durumda elde etmiştir.

Hamdan vd. (2011), yaptıkları deneysel çalışmada geometrik ve termofiziksel parametrelerin vorteks tüpün termal performansına olan etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, giriş basıncı ve soğuk kütle oranının vorteks tüp performansını en çok etkileyen parametreler; yalıtımın ise en az etkiye sahip olan parametre olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca aynı giriş basıncı değerlerinde lüle sayısı arttıa enerji ayrışmasının da arttığını tespit etmişlerdir.

Avcı (2013), gerçekleştirdiği çalışmada farklı en-boy oranı ve nozul sayılarına sahip helisel kanallı vorteks retelerinin vorteks tüp performansı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmasının sonucunda, düşük en-boy oranına ve tek nozula sahip üreteçlerin daha iyi performans gösterdiğini belirtmiştir.

### **1.5.1. Konik vorteks tüp alışmaları**

Parulekar (1961), kısa bir vorteks tüp tasarlayarak çeşitli koniklik açılarının performansa olan etkisini incelemiştir. Çalışmasının neticesinde L/D oranının 3'e kadar kısaltılabileceğini bulmuştur. Ayrıca vorteks tüpün iç yüzeyindeki pürüzlülüğün performansa %20 nin üzerinde bir etkisi olduğunu savunmuştur. (C. Gao, 2005)

Gulyaev (1966), yaptığı deneysel çalışmada 2.3° koniklik açısına ve 400-840 mm uzunluğa sahip uzun konik vorteks tüpler kullanmıştır. Akışkan olarak azot kullandığı ve kapalı bir sistemde gerçekleştirdiği deneyler sonucunda; konik vorteks tüplerin termal etkinliğinin ve soğutma kapasitesinin silindirik vorteks tüplerden %20-25 daha iyi olduğu bulgusunu elde etmiştir. Ayrıca zgl ısılar oranının termal etkinliğe olan etkisini incelemek için gerçekleştirdiği deneylerde; akışkan olarak özgül ısılar oranı 1.40 olan

azotun yanında, 1.67 olan hidrojeni kullanmış ve özgül ısılar oranının termal etkinlik üzerindeki etkisinin çok küçük olduğu sonucuna ulaşmıştır. Bunun yanı sıra Gulyaev, vorteks tüpün; çapının en az 13 katı uzunlukta bir konstrüksiyona sahip olması gerektiğini belirtmiştir.

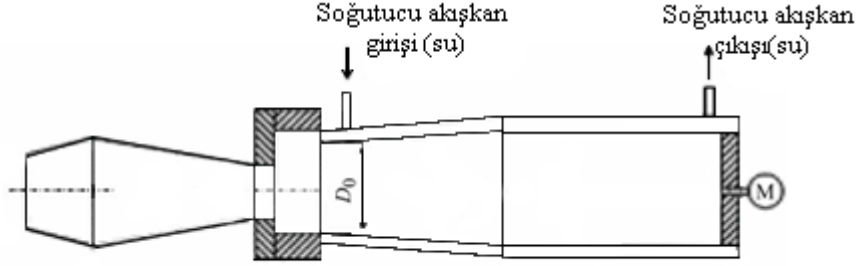
Borisenko vd. (1968), deneysel çalışmalarında çeşitli geometrik parametrelerin sistem performansına olan etkilerini incelemiştir. Konikliğin sıcaklık ve enerji etkinliği üzerindeki etkisini incelemek amacıyla  $1^{\circ}$ - $5^{\circ}$  arasında değişen koniklik açılarında ve sabit uzunlukta ( $L/D=14$ ) deneyler gerçekleştirmişler,  $3^{\circ}$ 'lik koniklik açısının en iyi performansı sağladığını belirtmişlerdir.

Raiskii ve Tunkel (1974), yaptıkları deneysel çalışmada uzun boylu silindirik ve konik vorteks tüpler karşılaştırıldığında, konik vorteks tüpün verimliliğinin silindirik tüplerden daha düşük olduğu sonucunu elde etmişlerdir.

Takahama ve Yokosowa (1981), çalışmalarında vorteks tüpün boyunu kısaltırken enerji ayrışması performansının aynı kalmasını amaçlamışlar ve konik bir vorteks tüp imal ederek deneyler gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda;  $1.72^{\circ}$  ve  $5.15^{\circ}$ 'lik koniklik açılarında düz vorteks tüplere göre daha iyi performans elde edildiğini, aynı uzunluktaki konik bir vorteks tüpün enerji ayrışma performansının düz bir vorteks tüpe göre %10 daha iyi olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca; girdap yoğunluğunun düz vorteks tüplerde akış yönünde azalırken, konik vorteks tüplerde akış yönünde nispeten arttığını ifade etmişlerdir. Akış yönündeki hız bileşenlerinde ve durma sıcaklığındaki değişimin konik vorteks tüplerde daha büyük olduğunu, dolayısıyla enerji ayrışmasının daha seri bir şekilde gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Durma sıcaklığında meydana gelen düşüş ve durma entalpisi değerleri düz ve konik vorteks tüpler için kıyaslandığında, aralarında çok küçük farklılıklar olmasına rağmen; aynı miktarda havayı sisteme dahil etmek için gereken sıkıştırma işinin konik vorteks tüplerde daha küçük olduğunu ifade etmişlerdir. Tüm bu sonuçlara dayanarak enerji ayrışması etkinliğinin konik vorteks tüplerde daha iyi olduğunun savunmuşlardır.

Poshernev ve Khodorkov (2003), (2004) yaptıkları çalışmada karşıt akışlı konik bir vorteks tüpü tasarlayarak, bu tüpün termodinamik karakteristiklerini incelemiştir. Çalışma sonucunda konik vorteks tüpün soğuk akış kısmının doğalgazın sıvılaştırılması işleminde ilave bir soğuk üretimi olarak, sıcak akış kısmının da ısı değiştiricilerin periyodik ısıtması için kullanabileceğini önermişlerdir.

Yaptıkları diğer çalışmada yine konik bir vorteks tüp kullanarak doğalgazın sıvılaştırılması ve saflaştırılmasını gerçekleştirmişler; bu kez vorteks tüpün sıcak tüp kısmının dışından soğuk su geçirerek dış soğutma yapmışlardır. Çalışmalarında kullandıkları vorteks tüpün şematik görünümü Şekil 1.6 da verilmiştir.



Şekil 1.4. Dıştan soğutmalı konik vorteks tüp

Chang vd. (2011), çalışma akışkanı olarak azot kullandıkları deneysel çalışmalarında; sıcak tüpün koniklik açısı, sıcak tüp uzunluğu ve girişteki lüle sayısı parametrelerine odaklanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, soğuk kütle oranının 0.2 ve koniklik açısı 4° derece iken “giriş ile soğuk çıkış arasındaki maksimum sıcaklık farkını” 44.6 K ile koniklik olmayan duruma göre yaklaşık %11.7 daha yüksek performans elde etmişlerdir. Buradan konikliğin performansı arttırdığı ve maksimum soğutma performansını elde etmek için optimum bir koniklik açısı olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca çalışmalarında kritik L/D oranını 12 olarak tespit etmiş ve girişteki lüle sayısının performansa olan etkisinin Xc ile sıkı bir ilişkide olduğunu da belirlemişlerdir.

Pouraria ve Zangoee (2012), konik tüp kullanımının etkisini incelemek ve optimum koniklik açısını bulmak için sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Enerji ayrışma etkisini Fluent programında standart k-ε türbülans modelini kullanarak modellemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda kritik bir koniklik açısına kadar, artan koniklik açısıyla vorteks tüpün soğutma performansının arttığını; kritik koniklik açısından sonra ise cihazın soğutma performansının azaldığını tespit etmişlerdir. Sayısal çözümlerini “0, 2, 3, 4 ve 6° koniklik açılarında” diğer tüm parametreleri sabit tutarak gerçekleştirmişlerdir. Silindirik vorteks tüplerdeki sıcaklık düşüşünün konik vorteks tüplerdekine oranla daha az olduğunu gözlemlemişler, optimum koniklik açısını ise  $\beta=2^\circ$  olarak tespit etmişlerdir. Ayrıca soğuk kütle oranının 0.4’ten büyük değerleri için konikliğin daha önemli rol oynadığı ifade etmişlerdir.

## 1.6. Tezin Amacı ve Kapsamı

Vorteks tüplerdeki enerji ayrışması etkisinin Ranque tarafından bulunmasından günümüze kadar geçen sürede, konuyla ilgili teorik ve deneysel yüzlerce çalışma gerçekleştirilmiştir. Buna rağmen enerji ayrışması olayının fiziksel açıklaması tam olarak yapılamadığından vorteks tüpler ilgi odağı olmaya devam etmektedir. Vorteks tüplerle ilgili deneysel çalışmaların büyük bir kısmı silindirik vorteks tüpler kullanılarak gerçekleştirilmiş olup konik formlu vorteks tüplerin kullanıldığı çalışmaların sayısı oldukça sınırlıdır. Bu tez çalışmasının temel amacı, bu alanda kaynak oluşturabilecek bulgular elde ederken, akış parametreleri ve çeşitli geometrik parametrelerin, vorteks tüplerin performanslarına etkilerini araştırmaktır.

Bu tez çalışması kapsamında; kurulan deney düzeneğinde, farklı koniklik açıları (0 - 6°), giriş basınçları (2 - 5 bar), L/D oranları (6 - 12) ve tapa konumlarında ( $L-5 - L+10$  mm) ölçümler gerçekleştirilmiştir. Vorteks tüplerin tasarımında etkin olan bu parametrelerin etkileri incelenerek, performans açısından en uygun vorteks tüp geometrisini belirlemek için optimizasyon çalışması yapılmıştır. Farklı çalışma parametrelerinde elde edilen sonuçlar, vorteks tüp giriş sıcaklığı ile sıcak ve soğuk çıkış sıcaklıkları arasındaki farkların değişimi şeklinde ifade edilmiştir. Konik vorteks tüplerin silindirik vorteks tüplerle performansını kıyaslamak amacıyla Yüzde Değişim Oranı (YDO) isimli bir parametre tanımlanmış ve soğuk kütle oranına göre değişimi grafikler aracılığıyla gösterilmiştir.

## 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu tez çalışmasında; koniklik açısı başta olmak üzere çeşitli geometrik ve termofiziksel parametrelerin vorteks tüp performansı üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler karşıt akışlı bir vorteks tüp kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kurulan deney düzeneğinde; farklı akış koşulları ve geometrik koşullarda yapılan ölçümlerle en uygun vorteks tüp geometrisi belirlenmeye çalışılmıştır.

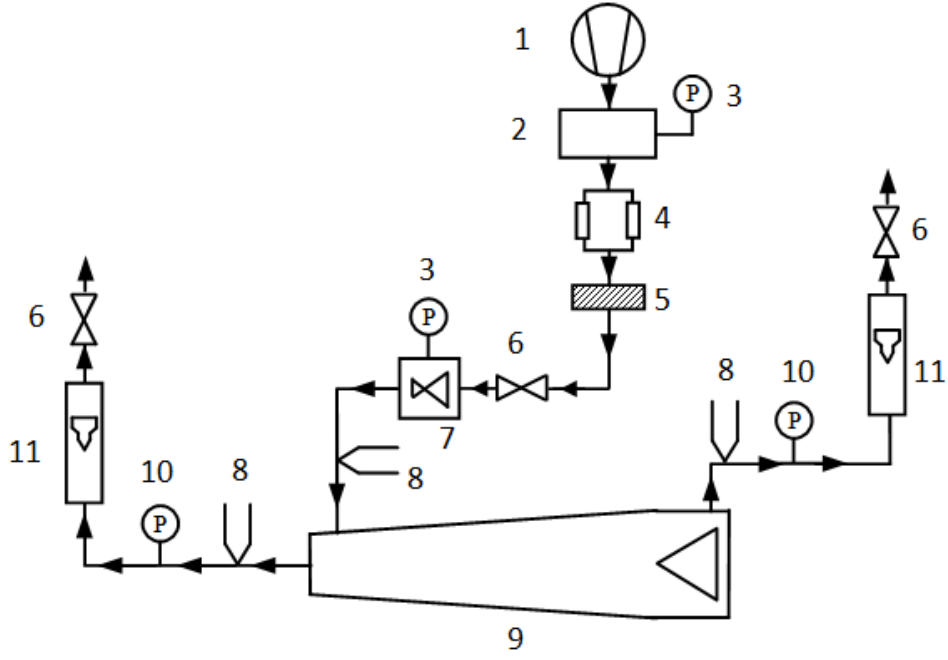
En uygun şartları belirlemek amacıyla gerçekleştirilen deneylerde kullanılan çalışma parametreleri; uzunluğun çapa oranı- $L/D$  (  $6 \div 12$  ), koniklik açısı- $\beta$  (  $0 \div 6^\circ$  ), tapa konumu-TK (  $L-5 \div L+10$  ) ve giriş basıncı- $P_i$  (  $2 \div 5$  bar ) olarak belirlenmiştir.

Çalışmada, basınçlı havanın vorteks tüpe girerken karşılaştığı ani yön değişiminden kaynaklanan basınç kaybını en aza indirmek amacıyla literatürden faydalanarak; kesit alanı  $1,5 \times 6 = 9 \text{ mm}^2$  ve helis uzunluğu 10 mm olan helisel formlu bir vorteks üretici ile akışın vorteks tüpü simetrik olarak terk etmesini sağlamak amacıyla  $45^\circ$  lik konik uç açısına sahip bir tapa imal edilmiştir (Markal, 2010 – Avcı, 2013).

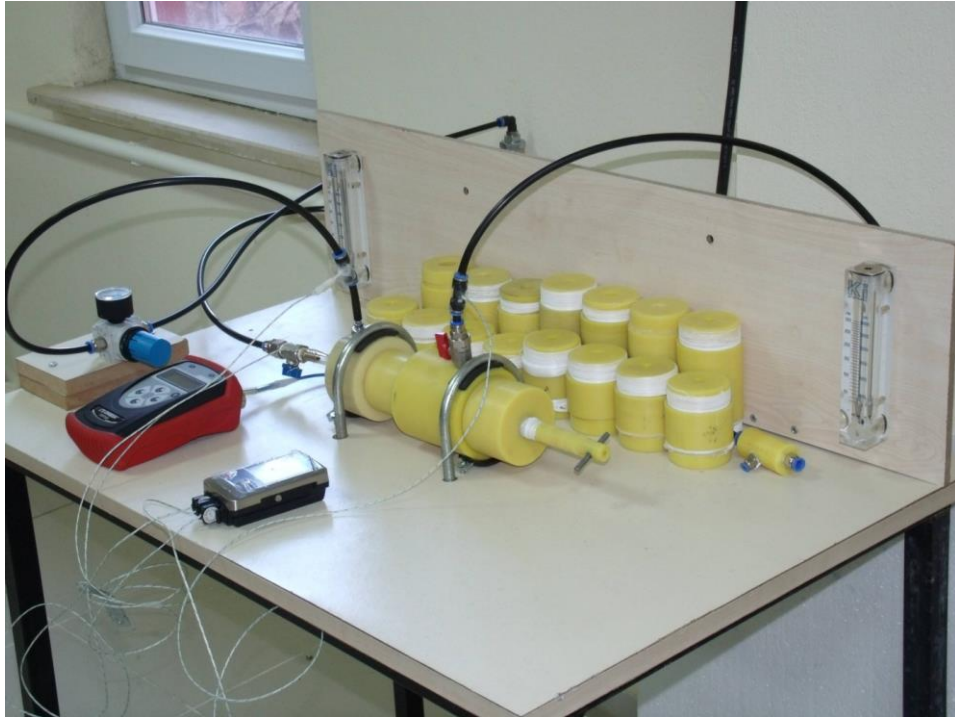
Deneylerde kullanılan vorteks tüp ve konik tapa kestamid malzemedir, vorteks üretici ise pirinç malzemedir imal edilmiştir. Deneylerde çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır.

### 2.1. Deney Düzeneği

Deneylerin gerçekleştirildiği düzeneğin şematik gösterimi Şekil 2.1' de deney düzeneğinin fotoğrafı ise Şekil 2.2' de verilmiştir.



Şekil 2.1 Deney düzeneğinin şematik gösterimi  
 1) Kompresör 2) Basıncılı hava tankı 3) Basınç göstergesi 4) Kurutucu  
 5) Filtre 6) Kontrol valfi 7) Basınç regülâtörü 8) Termoeleman  
 9) Vorteks tüp 10) Manometre 11) Rotametre

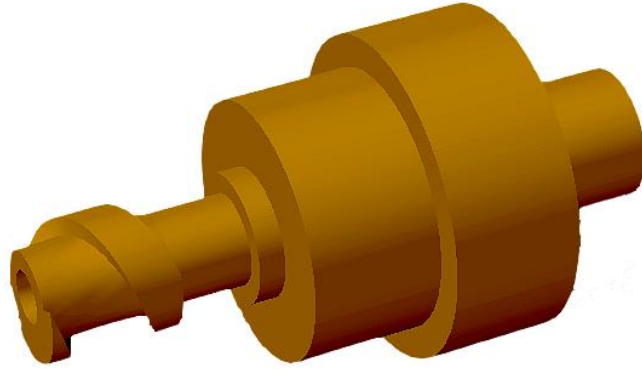


Şekil 2.2 Deney düzeneğinin fotoğrafı



Deneyleerde kullanılan basınçlı hava 10 bar sıkıştırma kapasiteli vidalı bir kompresör yardımıyla sağlanmıştır. Kompresörün üzerinde entegre olarak bir kurutucu ve kurutucu filtresi bulunmaktadır. Kompresörde sıkıştırılan hava kurutucudan geçtikten sonra basınçlı hava tankında depolanmaktadır. Hat boyunca ilerleyen basınçlı hava bir basınç regülatörüyle istenilen basınca ayarlandıktan sonra vorteks tüpe beslenmektedir. Vorteks tüpün sıcak ve soğuk çıkışlarına akış kontrolünü sağlamak üzere küresel vanalar yerleştirilmiştir. Tüm deneyleerde; soğuk çıkışta bulunan küresel vana tam açık durumda tutularak, akış kontrolü sıcak çıkış tarafından gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık ölçümleri; vorteks tüp girişinin 10 mm gerisine, sıcak ve soğuk çıkışların ise 10'ar mm ilerisine yerleştirilen termoelemanlar vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Soğuk ve sıcak çıkıştaki basınçlar, dijital manometre kullanılarak, yine sıcak ve soğuk uçlardan çıkan hava debileri ise rotametreler yardımıyla ölçülmüştür.

Deneyleerde; vorteks tüp girişinde meydana gelen ani yön değıştirmelerden kaynaklanan basınç kaybını en aza indirmek amacıyla; literatürden yararlanılarak tasarlanan helisel formlu bir vorteks üretici kullanılmıştır. (Markal, 2010, Avcı, 2013) Soğuk akışkan, vorteks üreticinin ortasında bulunan silindirik delikten geçerek sistemi terk etmektedir. Kullanılan vorteks üreticinin katı modeli Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



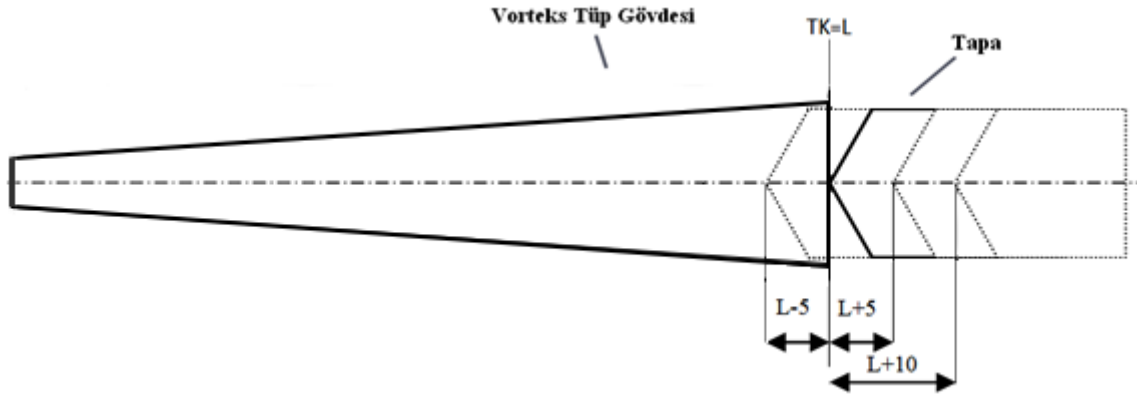
Şekil 2.3 Vorteks üretici

Koniklik açısının ve uzunluğun çapa oranının vorteks tüp performansı üzerindeki etkisinin incelenmesi amacıyla toplam on altı adet vorteks tüp gövdesi imal edilmiştir. Tüplerin imalatında kestamid malzeme kullanılmıştır (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 Deneylerde kullanılan vorteks tüp gövdeleri

Sıcak çıkış tarafında bulunan ve sıcak akışkanın sistemden simetrik olarak ayrılmasını sağlayan konik uçlu bir tapa imal edilmiştir. Tapanın imalatında da kestimid malzeme kullanılmıştır. Tapa ucunun, sıcak çıkış tarafında tüp gövdesi ile aynı hizada olduğu konum başlangıç konumu olarak belirlenmiş ( $TK=L$ ), diğer konumlar ise Şekil 2.5'te gösterildiği gibi başlangıç konumuna olan uzaklıklarına göre mm cinsinden ifade edilmişlerdir.



Şekil 2.5 Tapa konumlarının şematik gösterimi

Yapılan tüm deneylerde; vorteks tüpe giriş lülesi çapı (5 mm), sıcak çıkış çapı (6 mm) soğuk çıkış çapı (4 mm), tüpün başlangıç iç çapı (10 mm), helis uzunluğu (10 mm) ve kesit alanı ( $9 \text{ mm}^2$ ) ile tapa uç açısı ( $45^\circ$ ) sabit tutulmuştur.

## **2.2. Deneysel Ölçüm Prosedürü ve Ölçüm Cihazları**

### **2.2.1. Sıcaklık Ölçümü**

Deneysel çalışmalarda sıcaklık ölçümü için, vorteks tüp girişinden 10 mm önce ve sıcak çıkış ile soğuk çıkışlardan ise 10'ar mm sonra olmak üzere üç noktada sıcaklık prizleri açılmıştır. Açılan sıcaklık prizlerine K Tipi termoelemanlar akış doğrultusuna dik ve ucu tam akışın merkezine gelecek şekilde yerleştirilmiştir.  $-50\div 100^{\circ}$  C sıcaklık farklarına dayanıklı silikon kullanılarak sızdırmazlık sağlanmıştır. Termoelemanlar dört kanallı TESTO 176-T4 dijital termometreye bağlanarak sıcaklık değerleri okunmuştur.

### **2.2.2. Basınç Ölçümü**

Vorteks tüp girişinde, deneyler boyunca istenilen değerde sabit basınçta hava geçişine müsaade eden bir basınç regülatörü bulunmaktadır. Basınç regülatörü üzerine yerleştirilmiş olan 0-10 bar aralığında ölçüm yapabilen Festo MA-40 analog manometre yardımıyla girişteki basınç değerleri okunmaktadır.

Hem sıcak hem de soğuk çıkıştaki statik basınçlar; soğuk ve sıcak çıkışlardan 10 mm sonra açılan basınç prizlerinden, OMEGA HHP350 dijital manometre kullanılarak ölçülmüştür.

Ayrıca, TESTO 622 çok amaçlı ölçüm cihazı kullanılarak; barometrik basıncın hassas bir şekilde ölçümü gerçekleştirilmiştir.

### **2.2.3. Debi Ölçümü**

Sıcak ve soğuk çıkışlardaki hacimsel debilerin ölçümü için çalışma sıcaklıklarına ve basınçlarına uygun olarak seçilmiş, 30-560 litre/dakika aralığında ölçüm yapabilen Ki-FR4500 model geniş skalalı rotametreler kullanılmıştır.

Deneysel ölçümlerde kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm aralıkları ve belirsizlik değerleri Tablo 1'de sunulmuştur.

**Tablo 2.1.** Ölçüm cihazlarının ölçüm aralıkları ve belirsizlik değerleri

Cihaz	Ölçüm aralığı	Belirsizlik
Analog manometre	0 – 10 (bar)	± 2.5 %
Dijital manometre	0 – 6.9 (bar)	± 0.05 %
Dijital termometre	-195 – +1000 (°C)	± 0.1 %
Rotametre	30 – 560 (L/d)	± 3 %
Barometre	300 – 1200 (mbar)	± 3 %

### 2.3. Deneysel Hesaplama Prosedürü

#### 2.3.1. Vorteks Tüpler İçin Temel İfadeler

Vorteks tüpler bir girişli ve biri sıcak diğeri soğuk olmak üzere iki çıkışlı sürekli açık sistemlerdir. Vorteks tüplerde enerji ayrışması üzerinde etkili olan önemli parametrelerden biri soğuk kütle oranıdır. Soğuk kütle oranı,  $Y_c$ , soğuk akışkanın kütleli debisinin girişteki akışkanın kütleli debisine oranı olarak tanımlanır ve

$$Y_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_i} \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilir.

Soğuk kütle oranının değeri, tüpün sıcak çıkış tarafında bulunan küresel vananın sıkılıp açılması ile değiştirilmektedir.

Vorteks tüpler için kütle korunumu kanunu;

$$\dot{m}_i = \dot{m}_c + \dot{m}_h \quad (2.2)$$

şeklindedir.

Deneyslerde kullanılan hava ideal gaz olarak kabul edildiğinden ideal gaz bağıntılarını vorteks tüplere uygulamak mümkündür.

$$PV = m.RT \quad (2.3)$$

(2.3) eşitliğinden yoğunluk ifadesi çekilirse;

$$\frac{m}{V} = \rho = \frac{P}{RT} \quad (2.4)$$

elde edilir.

Dolayısıyla eşitlik (2.1) yeniden yazılırsa;

$$Y_c = \frac{\dot{V}_c \cdot \rho_c}{\dot{V}_i \cdot \rho_i} = \frac{\dot{V}_c \cdot (P_c / T_c)}{\dot{V}_c \cdot (P_c / T_c) + \dot{V}_h \cdot (P_h / T_h)} \quad (2.5)$$

ifadesi elde edilir. Deneyle elde edilen bulgular grafiklendirilirken kullanılan  $Y_c$  değerleri eşitlik (2.5) kullanılarak hesaplanmıştır.

Aşağıda, vorteks tüplerde kullanılan sıcaklık farkı ifadeleri verilmiştir.

Sıcak çıkış sıcaklık farkı ifadesi, vorteks tüpün sıcak çıkışında ölçülen akışkan sıcaklığı ile vorteks tüpe giren akışkan sıcaklığı arasındaki farktır ve

$$\Delta T_h = T_h - T_i \quad (2.6)$$

şeklinde ifade edilir. Buradaki indislerden “h” sıcak çıkışı, “i” ise girişi belirtmektedir.

Soğuk çıkış sıcaklık farkı ise tüpe giren akışkanın sıcaklığı ile tüpün soğuk çıkışında ölçülen akışkan sıcaklığı arasındaki farka eşittir ve

$$\Delta T_c = T_i - T_c \quad (2.7)$$

şeklinde ifade edilir. Buradaki c indisi soğuk çıkışı göstermektedir.

Toplam sıcaklık farkı, sıcak ve soğuk çıkışlardan ölçülen sıcaklık değerleri arasındaki farka eşittir ve

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (2.8)$$

olarak ifade edilir.

Konik vorteks tüplerin sıcak ve soğuk çıkış sıcaklık farklarının düz(silindirik) vorteks tüplerin sıcaklık farklarıyla kıyaslanabilmesi açısından Yüzde Değişim Oranı(YDO) ifadesi

$$YDO = \frac{\Delta T_{KVT} - \Delta T_{DVT}}{\Delta T_{DVT}} \times 100 \quad (2.9)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada KVT indisi konik vorteks tüpü, DVT indisi ise düz vorteks tüpü ifade etmektedir. Sıcak çıkış ve soğuk çıkışların her ikisi için de tanımlanan YDO ifadeleri;

$$YDO_c = \frac{\Delta T_{c,KVT} - \Delta T_{c,DVT}}{\Delta T_{c,DVT}} \times 100 \quad (2.10)$$

ve

$$YDO_h = \frac{\Delta T_{h,KVT} - \Delta T_{h,DVT}}{\Delta T_{h,DVT}} \times 100 \quad (2.11)$$

şeklinde elde edilmiştir.

#### 2.4. Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalarda ölçülen değerlerin doğruluğu elde edilen sonuçlar kadar önemlidir. Doğruluğu etkileyen en önemli faktör; deney düzeneğinden ve ölçüm cihazlarından kaynaklanan kaçınılmaz hatalardır (Namlı, 1996). Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen hassas bir yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemde göre n adet bağımsız değişkeni olan bir ölçme için, ölçülmesi gereken büyüklük F ve bu büyüklüğe etki eden değişkenler de  $x_1, x_2, \dots, x_n$  olursa bu durumda;

$$F = F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.12)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları  $w_1, w_2, \dots, w_n$  F büyüklüğünün toplam hata oranı  $w_F$  için

$$w_F = \left[ \left( \frac{\partial F}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial F}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial F}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.13)$$

eşitliği yazılabilir.

Bu tez çalışmasında sıcaklık, basınç ve debi ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümlerden elde edilen değerlerle sıcaklık farkları ( $\Delta T_c$ ,  $\Delta T_h$  ve  $\Delta T$ ) ve soğuk kütle oranı ( $Y_c$ ) hesaplanmıştır. Bu değerler, ölçülen değerler cinsinden ifade edildikten sonra belirsizlik analizinde kullanılacak ifadeler elde edilmiştir. Bu belirsizlik değerleri şöyle verilebilir:

Sıcaklık farkları için toplam belirsizlikler:

Soğuk çıkış sıcaklık farkı için toplam belirsizlik,

$$\frac{w_{\Delta T_c}}{\Delta T_c} = \left[ \left( \frac{w_{T_i}}{\Delta T_c} \right)^2 + \left( \frac{w_{T_c}}{\Delta T_c} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.14)$$

şeklinde, sıcak çıkış sıcaklık farkı için toplam belirsizlik ise

$$\frac{w_{\Delta T_h}}{\Delta T_h} = \left[ \left( \frac{w_{T_i}}{\Delta T_h} \right)^2 + \left( \frac{w_{T_h}}{\Delta T_h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.15)$$

şeklinde ifade edilir.

Toplam sıcaklık farkının belirsizlik değeri,

$$\frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[ \left( \frac{w_{T_c}}{\Delta T} \right)^2 + \left( \frac{w_{T_h}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.16)$$

olarak belirlenebilir.

Burada;

$\Delta T_c$  ; Soğuk hava sıcaklık farkı

$\Delta T_h$  ; Sıcak hava sıcaklık farkı

$\Delta T$  ; Toplam sıcaklık farkını ifade etmektedir.

$Y_c$  oranı için toplam belirsizlik değeri şu şekilde verilebilir:

$$\frac{w_{Y_c}}{Y_c} = \left[ \left( \frac{w_{\rho_c}}{\rho_c} \right)^2 + \left( \frac{w_{\rho_i}}{\rho_i} \right)^2 + \left( \frac{w_{\dot{V}_c}}{\dot{V}_c} \right)^2 + \left( \frac{w_{\dot{V}_i}}{\dot{V}_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.17)$$

$$\frac{w_{Y_c}}{Y_c} = \left[ \left( \frac{w_{P_c}}{P_c} \right)^2 + \left( \frac{w_{P_h}}{P_h} \right)^2 + \left( \frac{w_{T_c}}{T_c} \right)^2 + \left( \frac{w_{T_h}}{T_h} \right)^2 + \left( \frac{w_{\dot{V}_c}}{\dot{V}_c} \right)^2 + \left( \frac{w_{\dot{V}_h}}{\dot{V}_h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.18)$$

1) Sıcaklık ölçümlerinde ortaya çıkabilecek hatalar:

a1) Giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek hata:  $\pm \%0.5$

a2) Soğuk çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek hata:  $\pm \%0.5$

a3) Sıcak çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek hata:  $\pm \%0.5$

a4) Dijital termometreden kaynaklanan hata:  $\pm \%0.1$

Bu hata değerleri dikkate alındığında akışkanın giriş sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$w_{T_i} = \left[ (a1)^2 + (a4)^2 \right]^{1/2} \quad (2.19)$$

olarak ifade edilirken;soğuk çıkış sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik,

$$w_{T_c} = \left[ (a2)^2 + (a4)^2 \right]^{1/2} \quad (2.20)$$

şeklinde,sıcak çıkış sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik ise

$$w_{T_h} = \left[ (a3)^2 + (a4)^2 \right]^{1/2} \quad (2.21)$$



şeklinde belirlenebilir.

2) Basınç ölçümlerinde ortaya çıkabilecek hatalar:

b1) Sistem kaçaklarıyla ilgili hata:  $\pm \%0.5$

b2) Regülatörden kaynaklanan hata:  $\pm \%2.5$

b3) Analog manometrenin okunmasından kaynaklanan hata:  $\pm \%1$

b4) Dijital manometreden kaynaklanan hata:  $\pm \%0.05$

Yukarıdaki hata değerlerinin ışığında, giriş basıncında ortaya çıkabilecek toplam hata;

$$w_{P_i} = \left[ (b1)^2 + (b2)^2 + (b3)^2 \right]^{1/2} \quad (2.22)$$

şeklindedir. Soğuk ve sıcak çıkışlardaki statik basınçların ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam hatalar ise sırasıyla;

$$w_{P_c} = \left[ (b1)^2 + (b4)^2 \right]^{1/2} \quad (2.23)$$

ve

$$w_{P_h} = \left[ (b1)^2 + (b4)^2 \right]^{1/2} \quad (2.24)$$

şeklinde yazılabilir.

3) Debi ölçümlerinde ortaya çıkabilecek hatalar:

c1) Rotametrenin okunmasından kaynaklanan hata:  $\pm \%1 - 1.5$

c2) Soğuk çıkıştaki rotametreden kaynaklanan hata:  $\pm \%3$

c3) Sıcak çıkıştaki rotametreden kaynaklanan hata:  $\pm \%3$

Bu hata değerleri dikkate alınarak soğuk çıkıştaki akışkan debisinin ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik,

$$w_{V_c} = \left[ (c1)^2 + (c2)^2 \right]^{1/2} \quad (2.25)$$

şeklinde, sıcak çıkıştaki akışkan debisinin ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik ise

$$w_{V_h} = [(c1)^2 + (c3)^2]^{1/2} \quad (2.26)$$

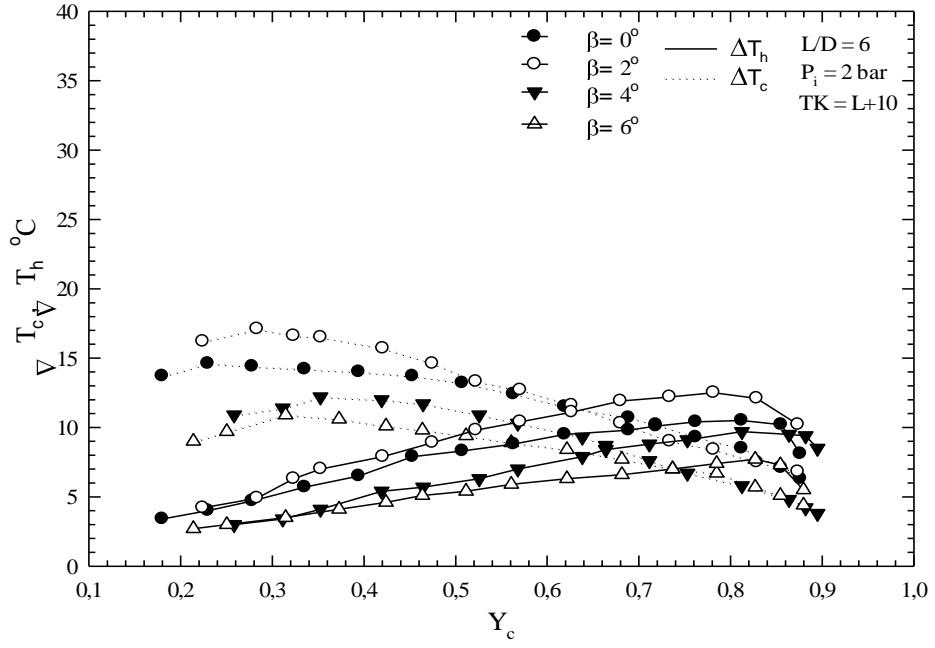
şeklinde belirlenebilir.

### 3. BULGULAR

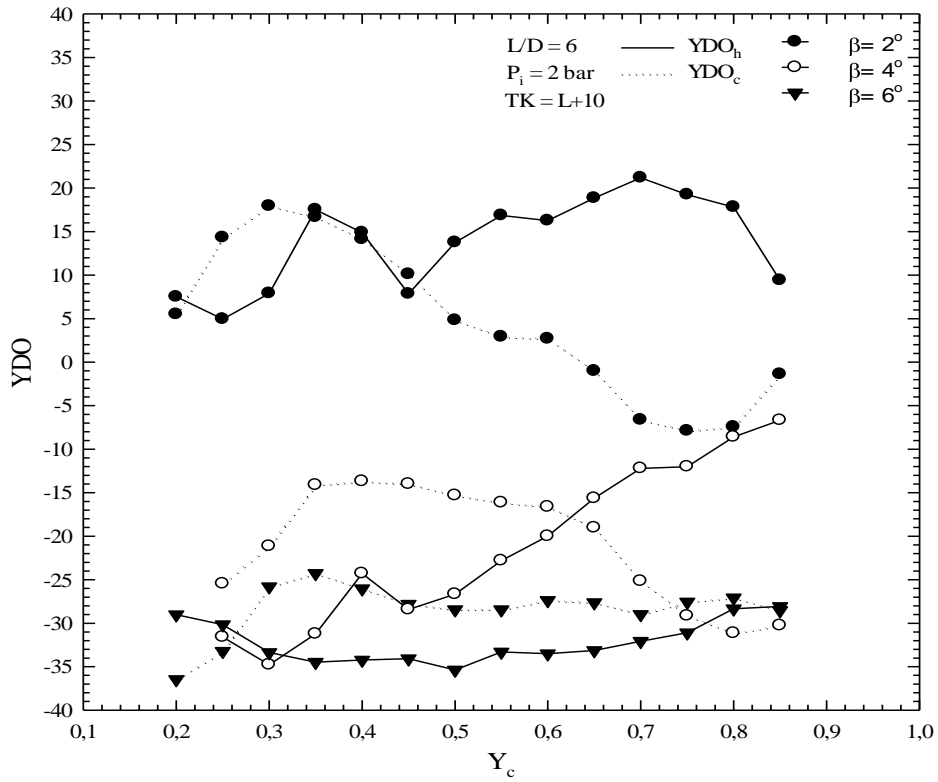
Vorteks tüplerde başta koniklik olmak üzere, giriş basıncı, tapa konumu ve L/D oranlarının etkilerinin deneysel olarak incelendiği bu çalışmanın bulguları Şekil 3.1 – 3.74’ te sunulmuştur. Öncelikle, giriş basıncı, tapa konumu ve L/D oranı değerleri sabit tutularak farklı konikliklerde sıcak ve soğuk çıkış sıcaklık farklarının ( $\Delta T_h$ ,  $\Delta T_c$ ) , soğuk kütle oranı ile değişiminin gösterildiği grafikler (Şekil 3.1 – 3.60 -a-); hemen altlarında ise konik vorteks tüplerin düz vorteks tüplere göre yüzde değişim oranlarının (YDO) soğuk kütle oranı ile değişiminin gösterildiği grafikler (Şekil 3.1 – 3.60 -b- ) sunulmuştur.

Koniklik etkisinin incelendiği kısımda, gerçekleştirilen bütün deneylerin sonuçları grafiklendirilmiştir. Giriş basıncının vorteks tüp performansına etkisinin gösterildiği grafikler (Şekil 3.61 - 3.68) yalnızca 0 ve 2° koniklikler için çizdirilmiştir. Tapa konumu ve uzunluğun çapa oranı parametrelerinin vorteks tüp performansına etkilerinin gösterildiği grafiklerde (Şekil 3.69 - 3.74) ise yalnız 5 bar giriş basıncı ile 0 ve 2° konikliklerdeki sonuçlar paylaşılmıştır. Tezin bu bölümünde yalnızca grafiklere yer verilmiş olup; grafiklerin değerlendirilmesi grafiklerle ilgili yorumlar sonraki bölümde (irdeleme) paylaşılmıştır.

### 3.1. Konikliğin Vorteks Tüp Performansına Etkisi

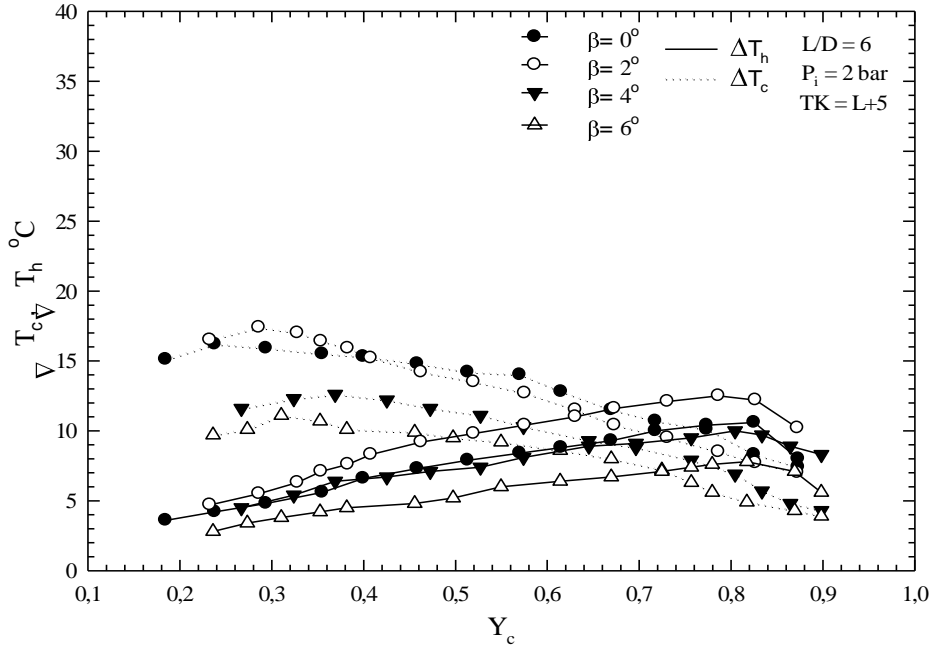


-a-

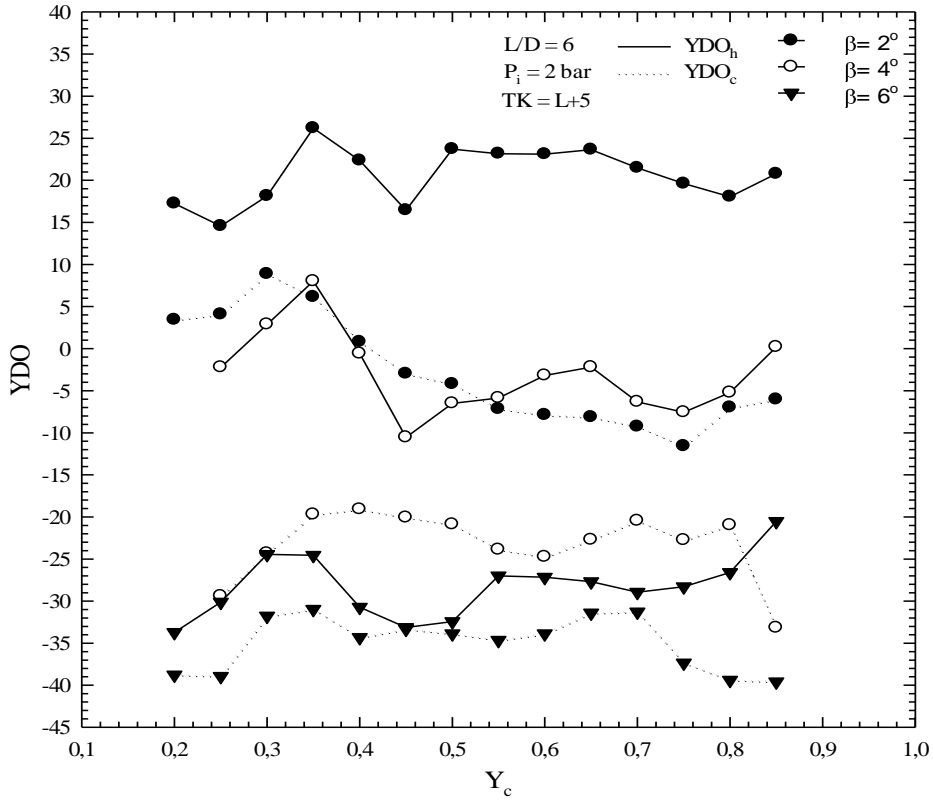


-b-

Şekil 3.1.  $L/D=6$ ,  $P_i=2 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

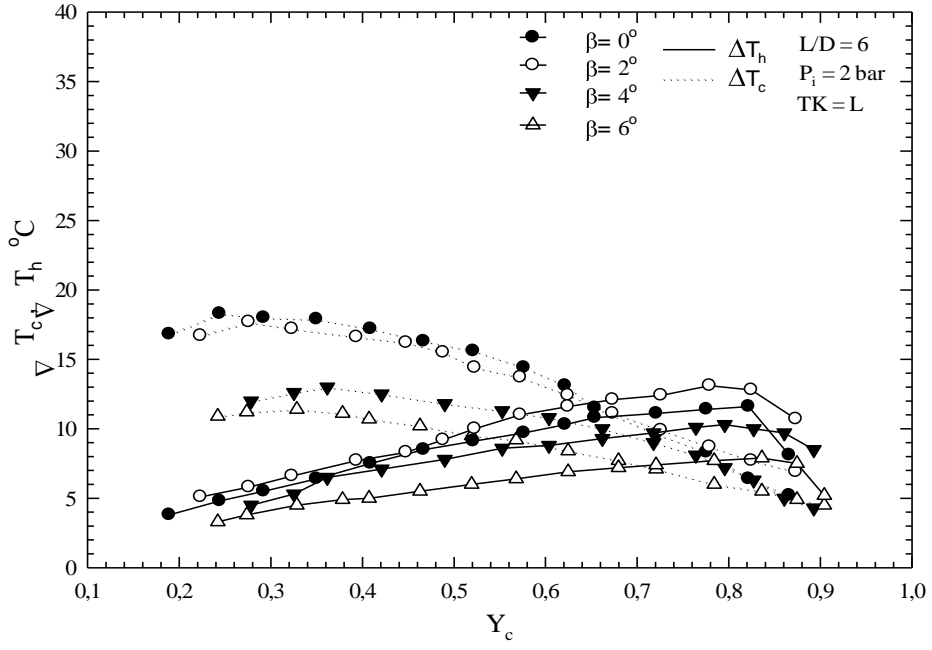


-a-

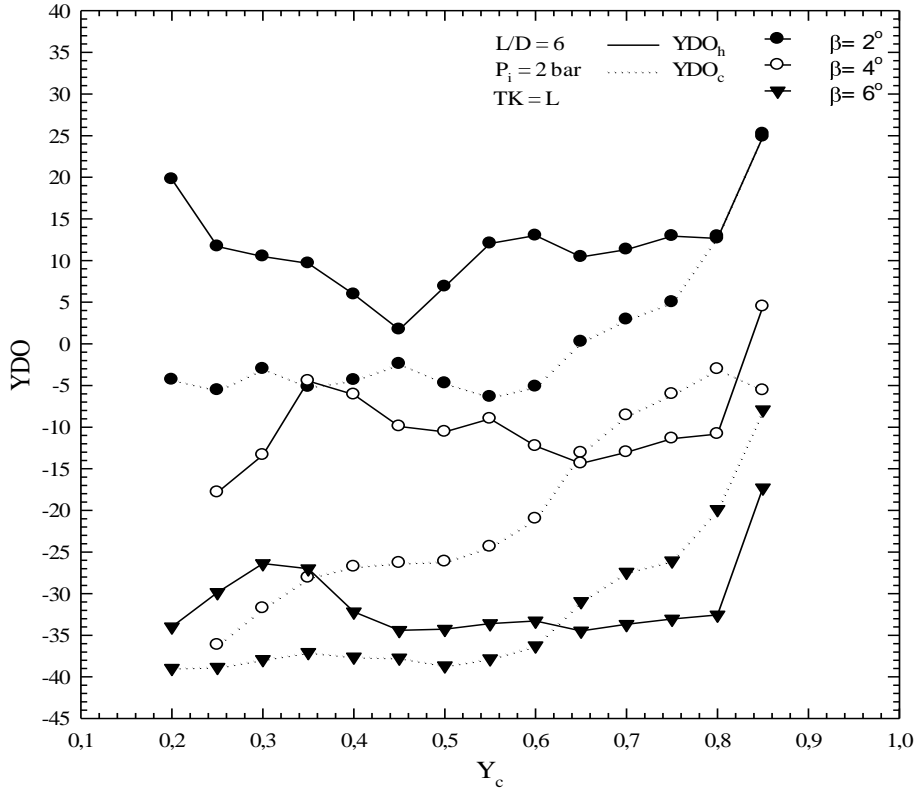


-b-

Şekil 3.2.  $L/D=6$ ,  $P_i=2$  bar  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

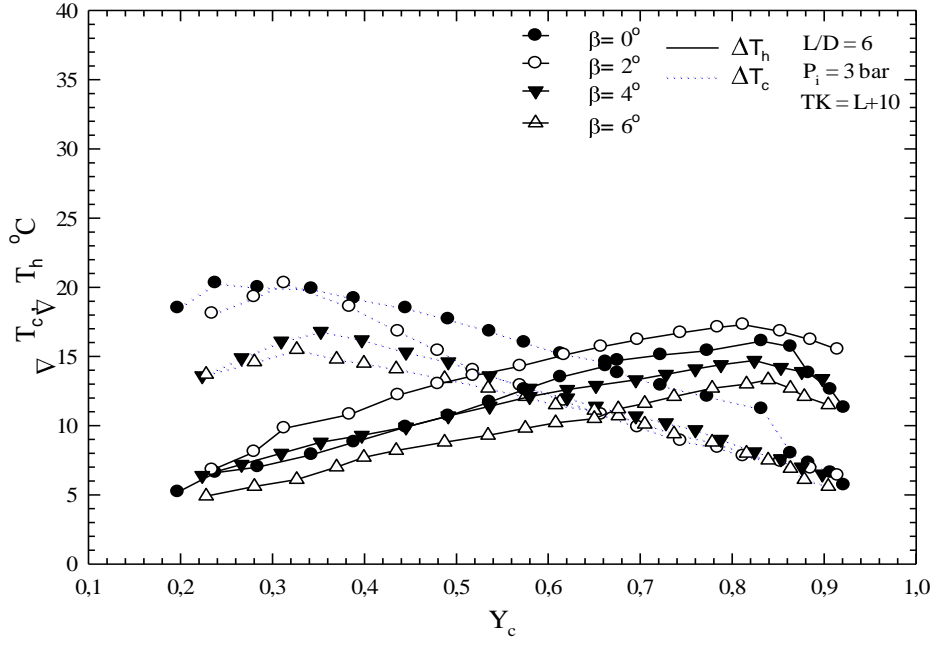


-a-

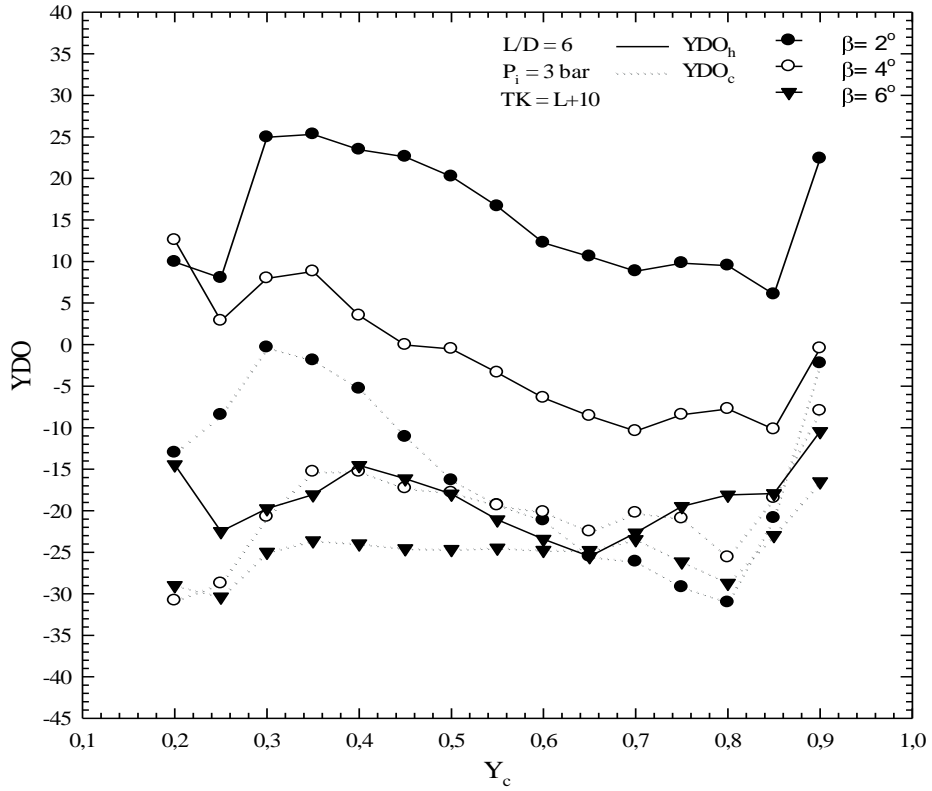


-b-

Şekil 3.3.  $L/D=6$ ,  $P_i=2 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

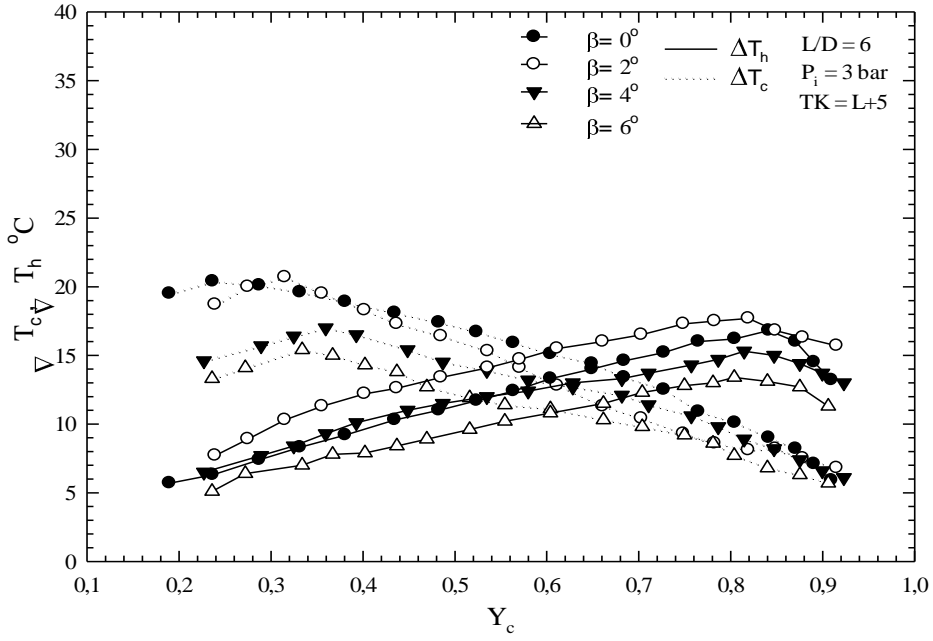


-a-

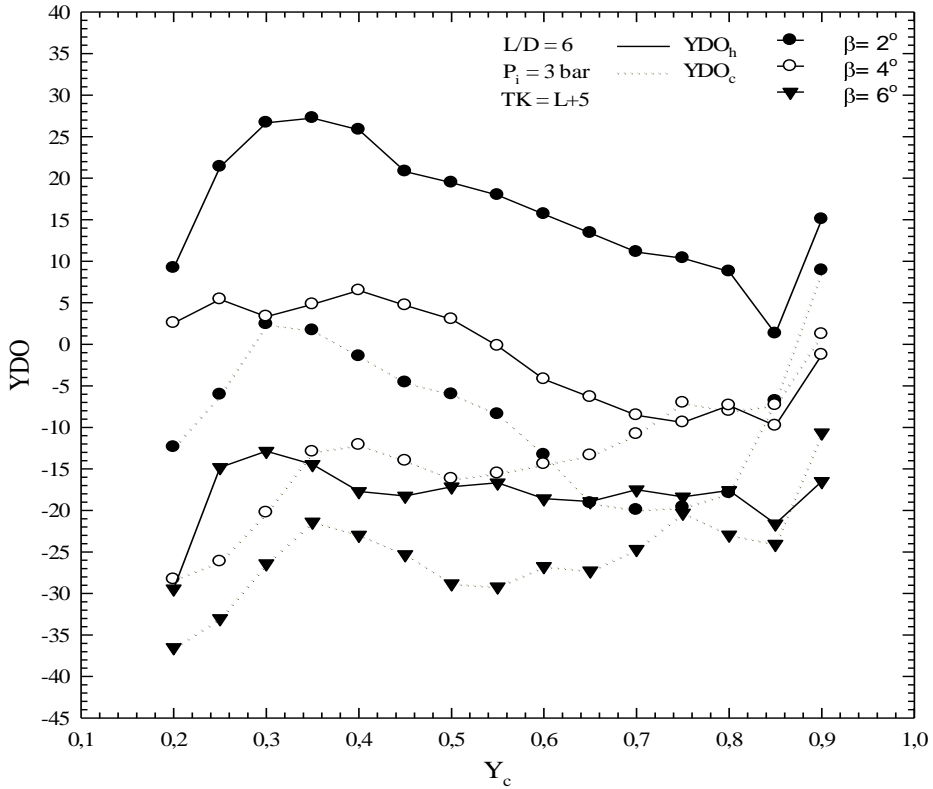


-b-

Şekil 3.4.  $L/D=6$ ,  $P_i=3$  bar,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



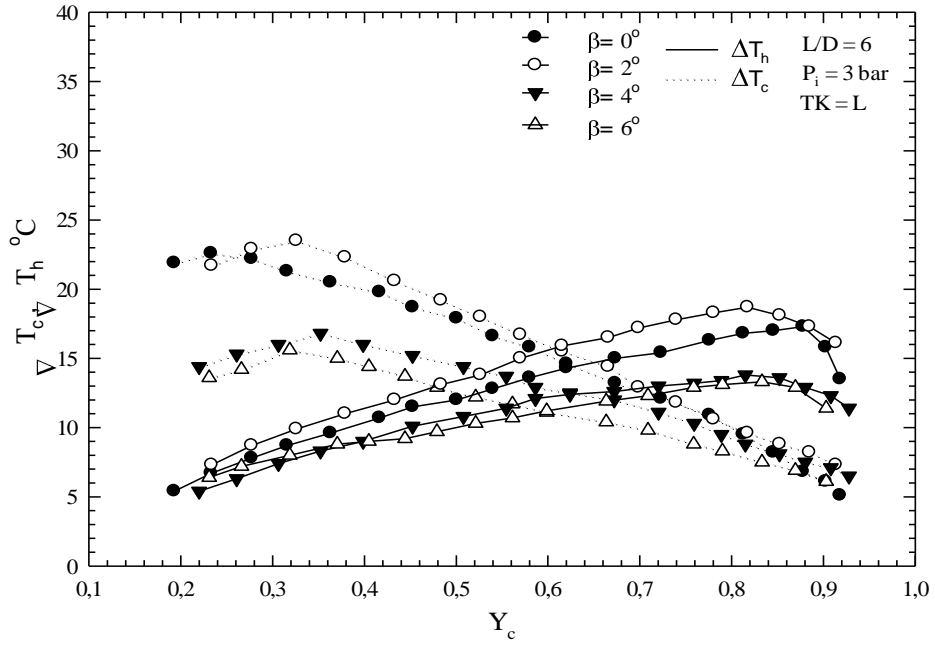
-a-



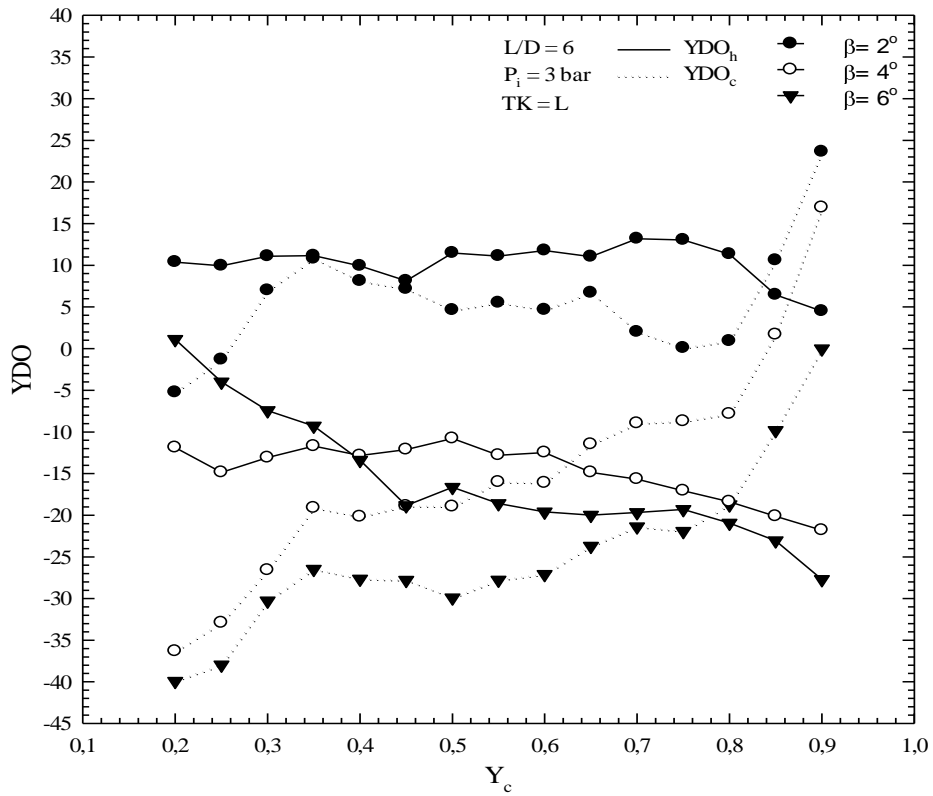
-b-

Şekil 3.5.  $L/D=6$ ,  $P_i=3\text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



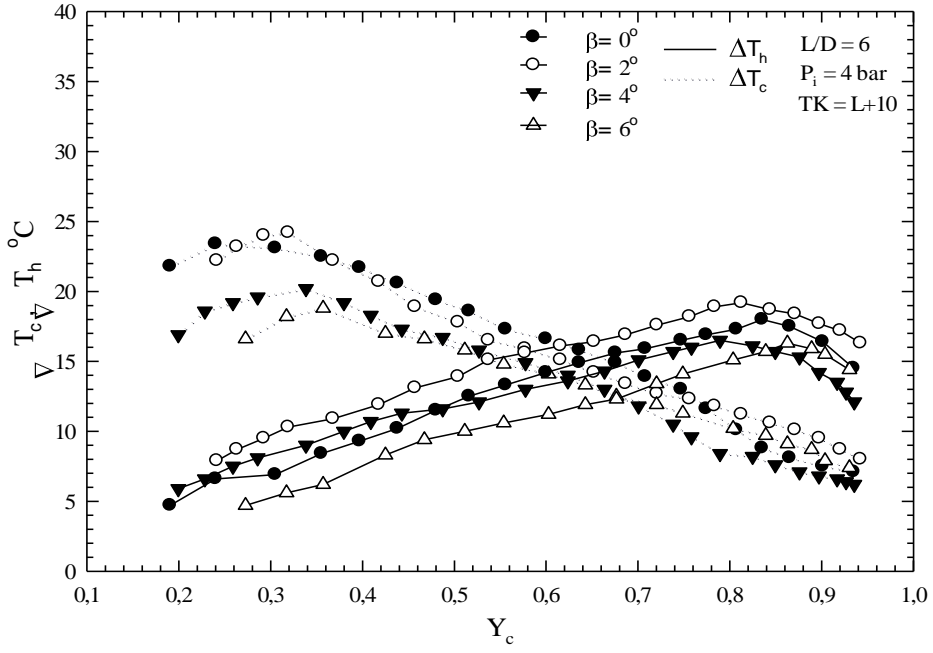


-a-

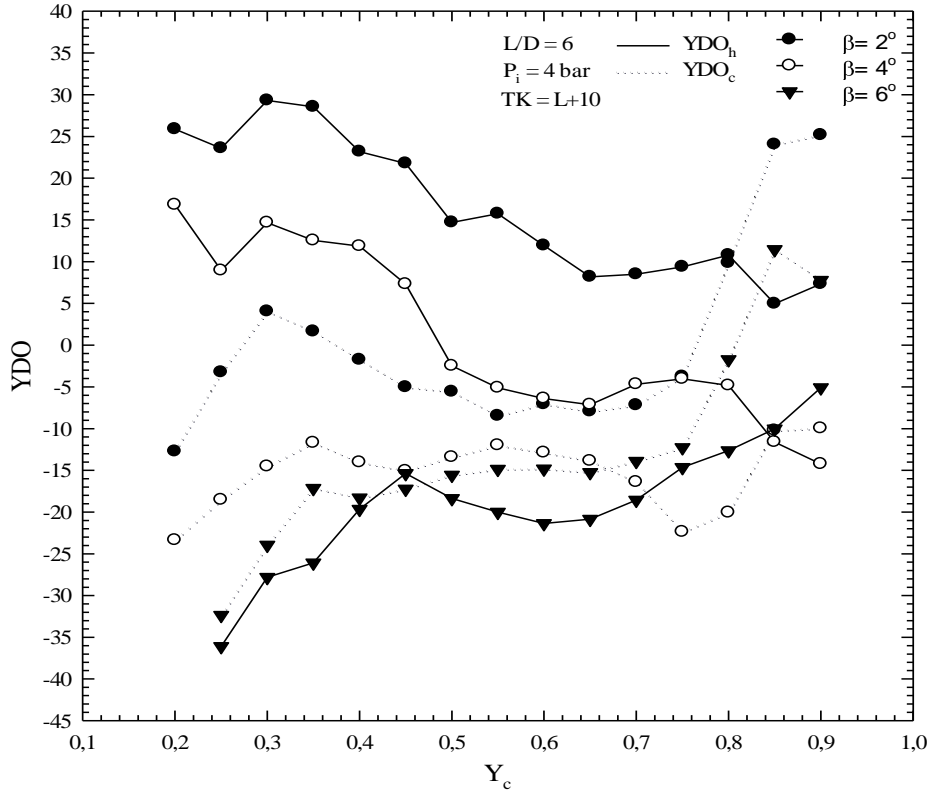


-b-

Şekil 3.6.  $L/D=6$ ,  $P_i=3$  bar,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

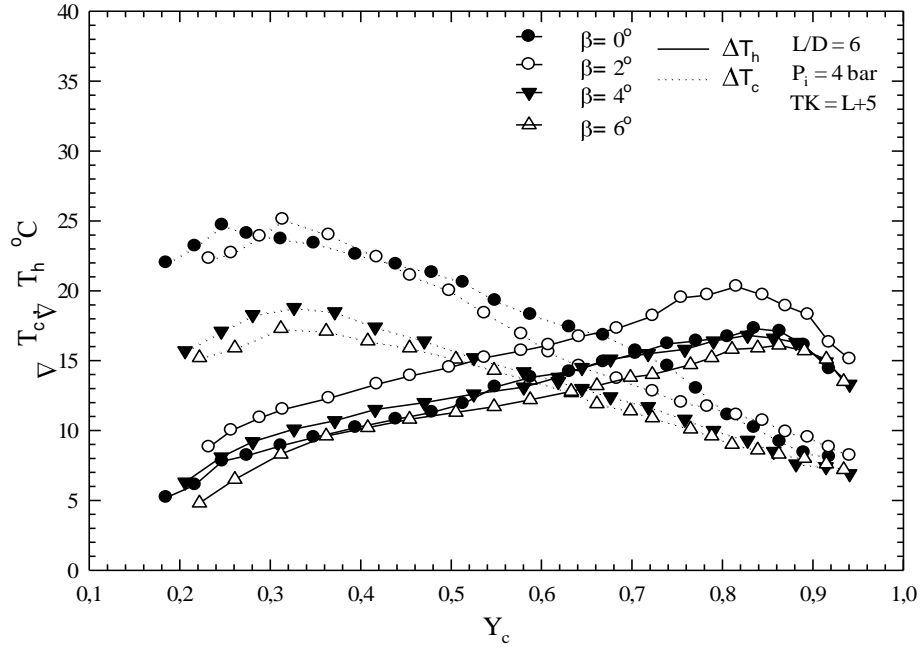


-a-

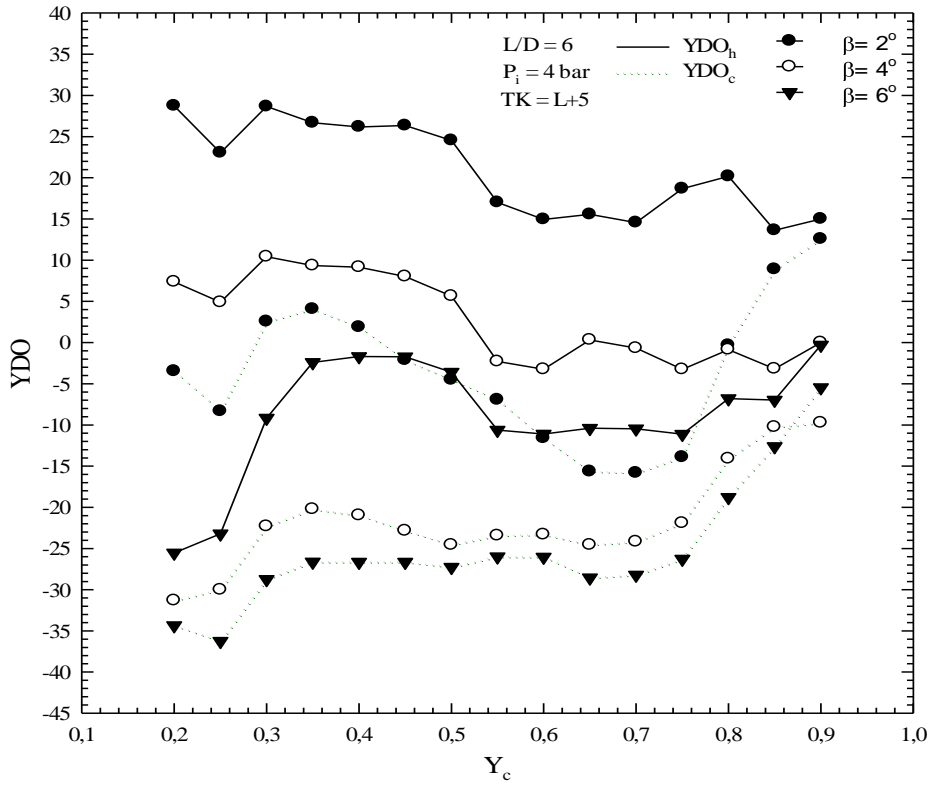


-b-s

Şekil 3.7.  $L/D=6$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

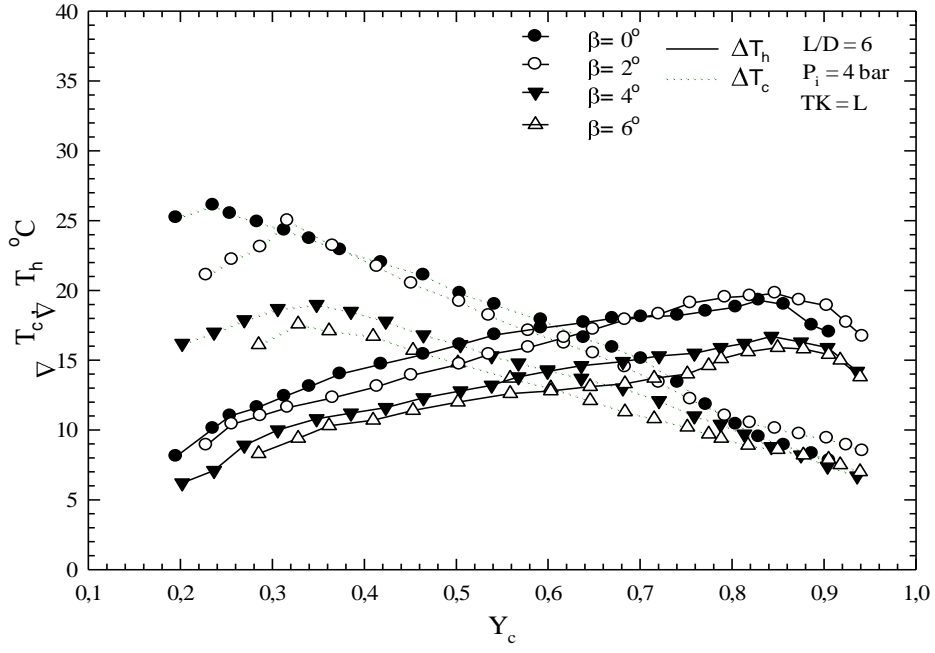


-a-

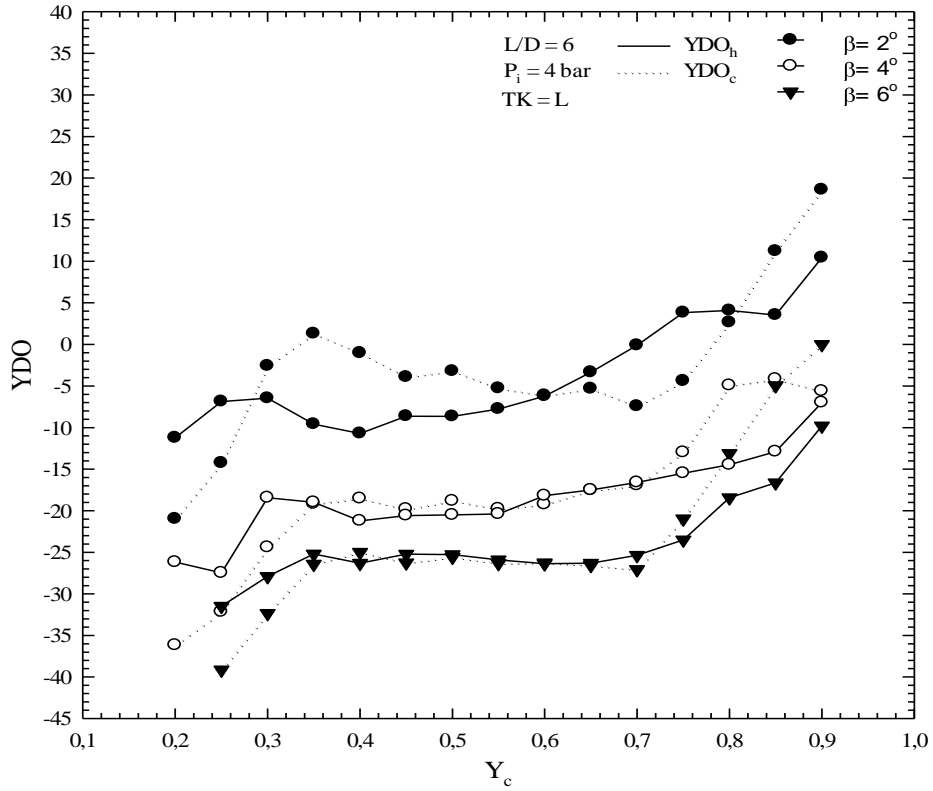


-b-

Şekil 3.8.  $L/D=6$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

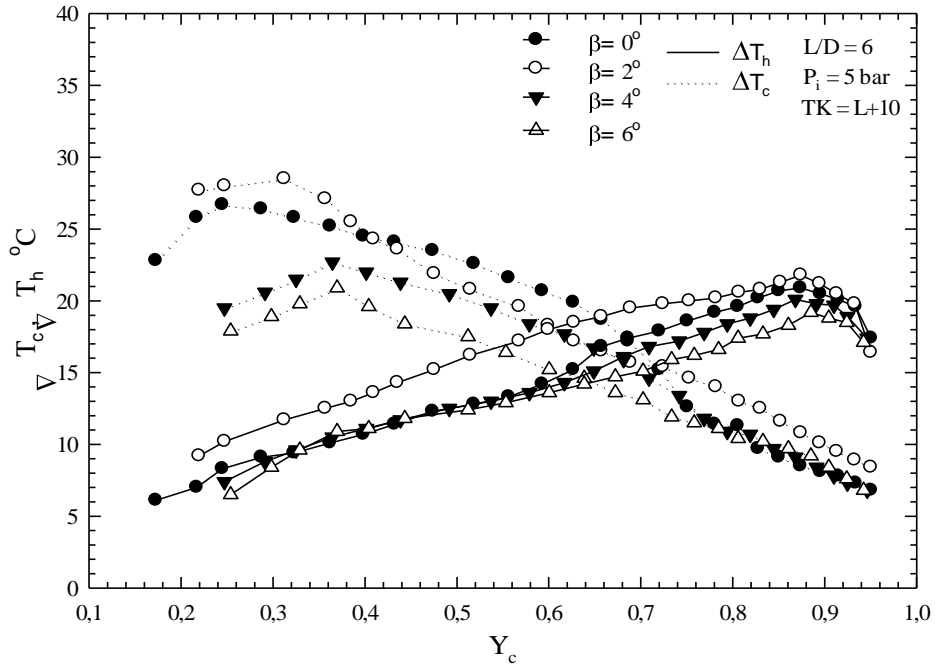


-a-

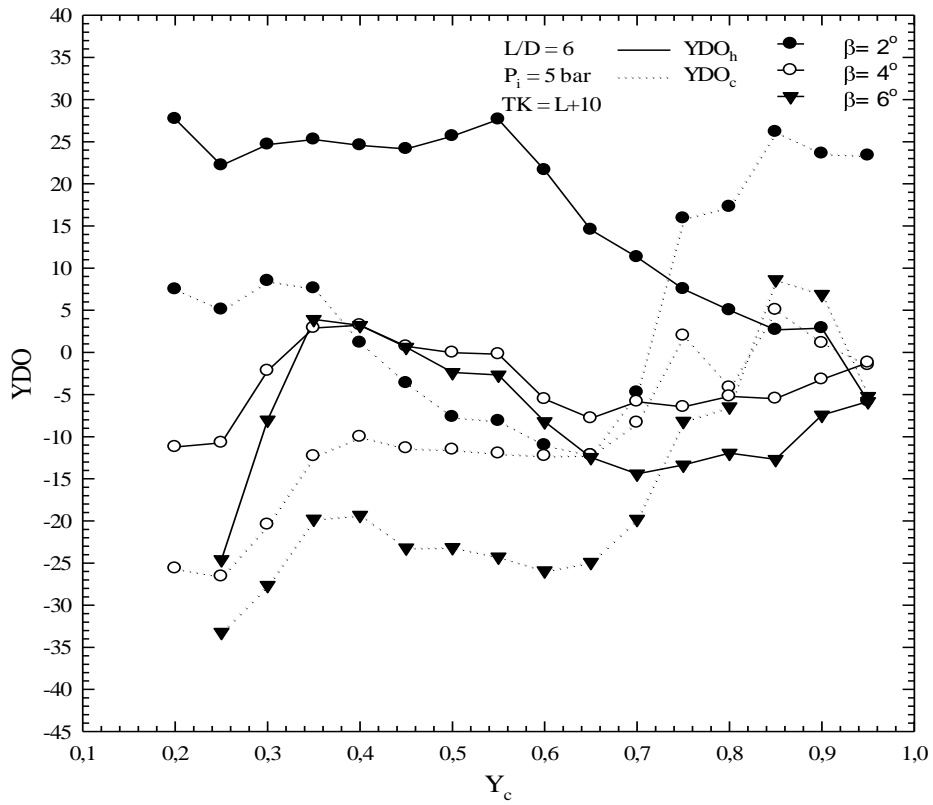


-b-

Şekil 3.9.  $L/D=6$ ,  $P_i=4$  bar,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

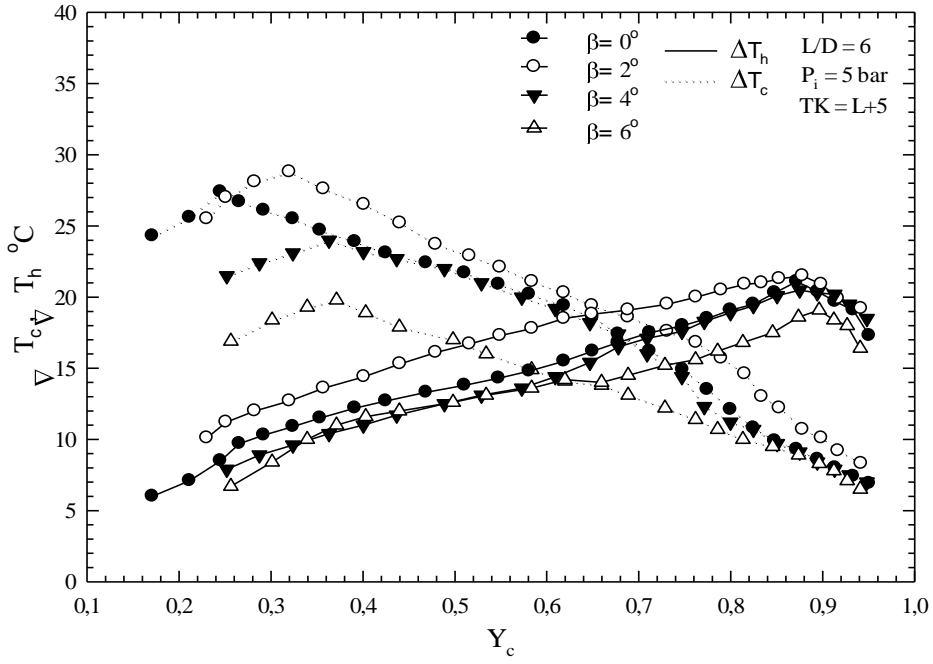


-a-

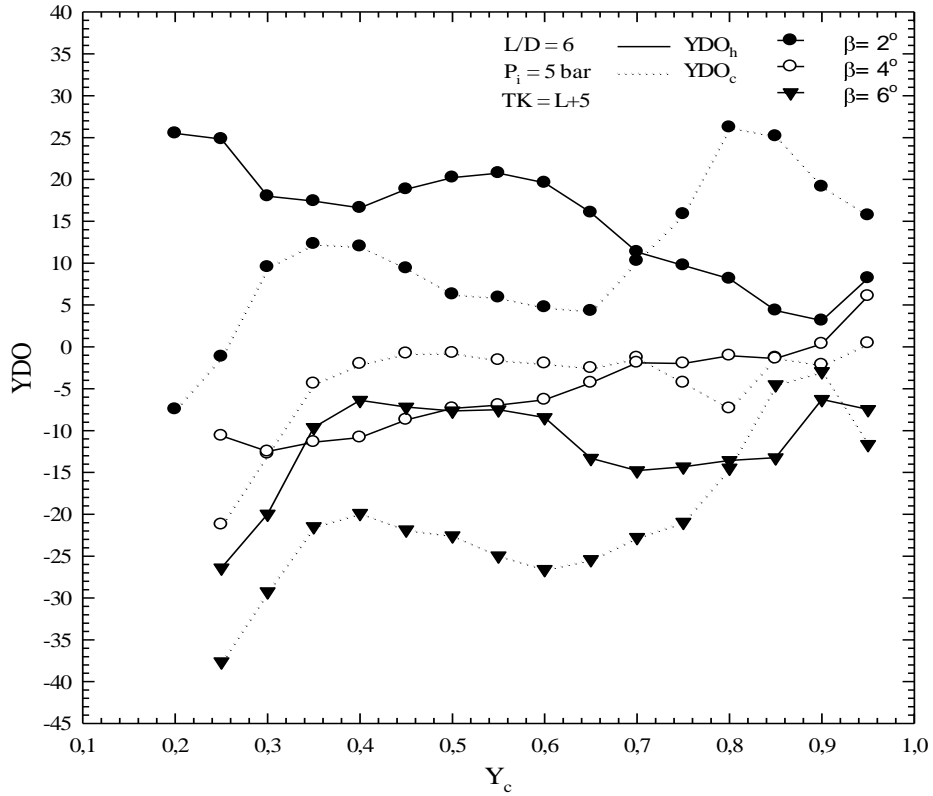


-b-

Şekil 3.10.  $L/D=6$ ,  $P_i=5$  bar,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

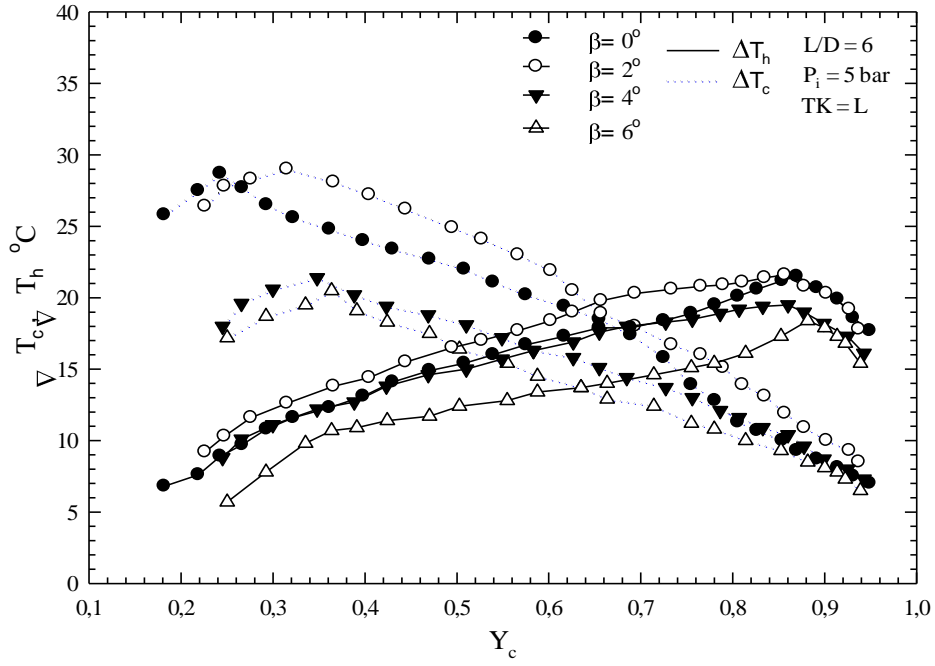


-a-

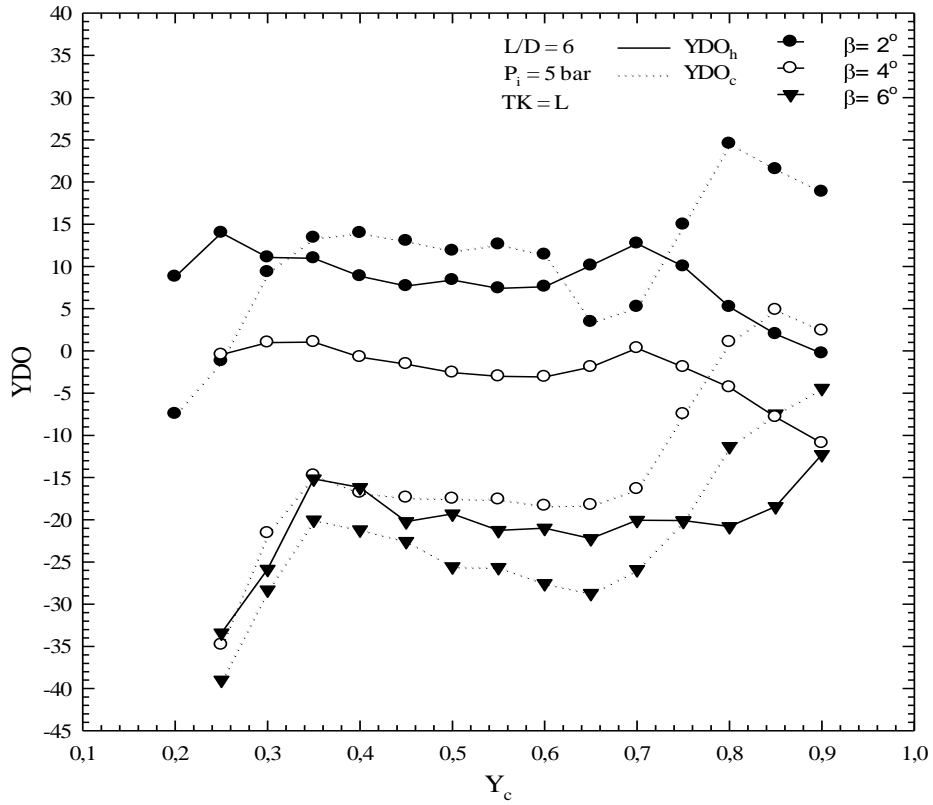


-b-

Şekil 3.11.  $L/D=6$ ,  $P_i=5$  bar,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

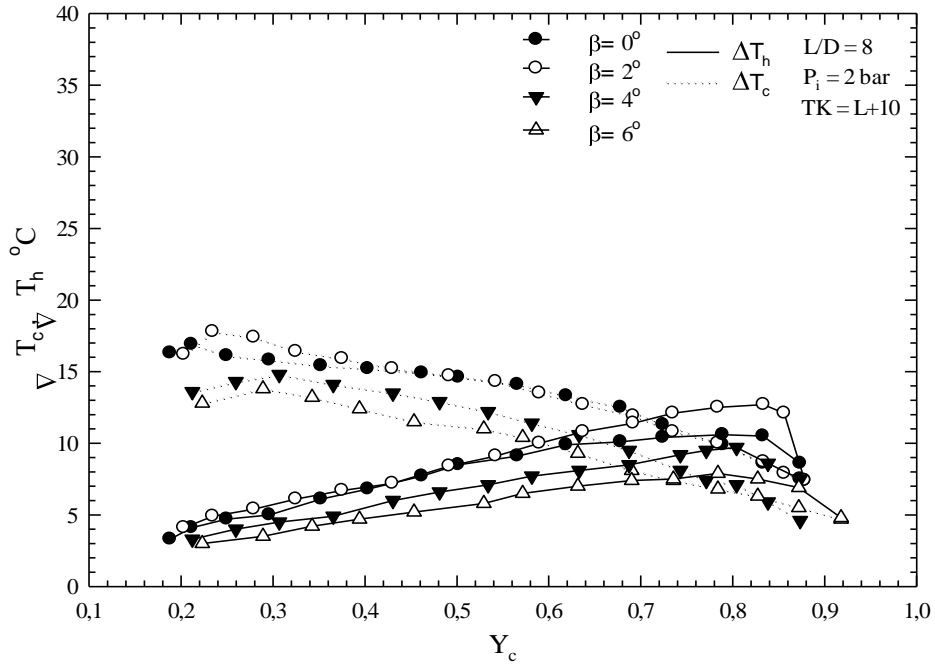


-a-

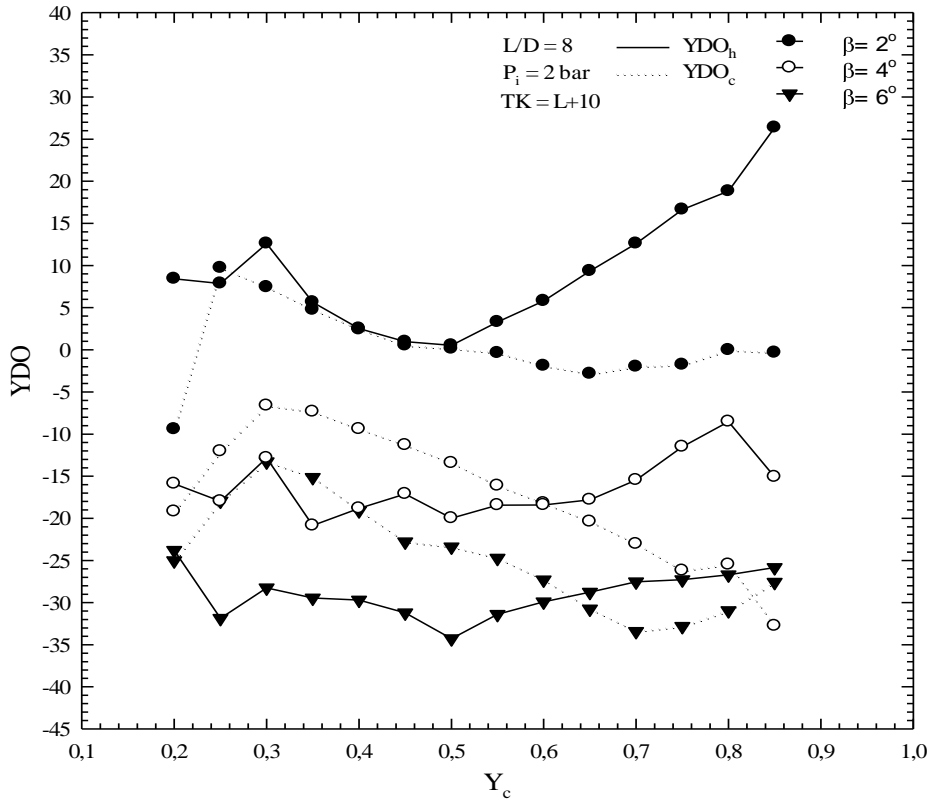


-b-

Şekil 3.12.  $L/D=6$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



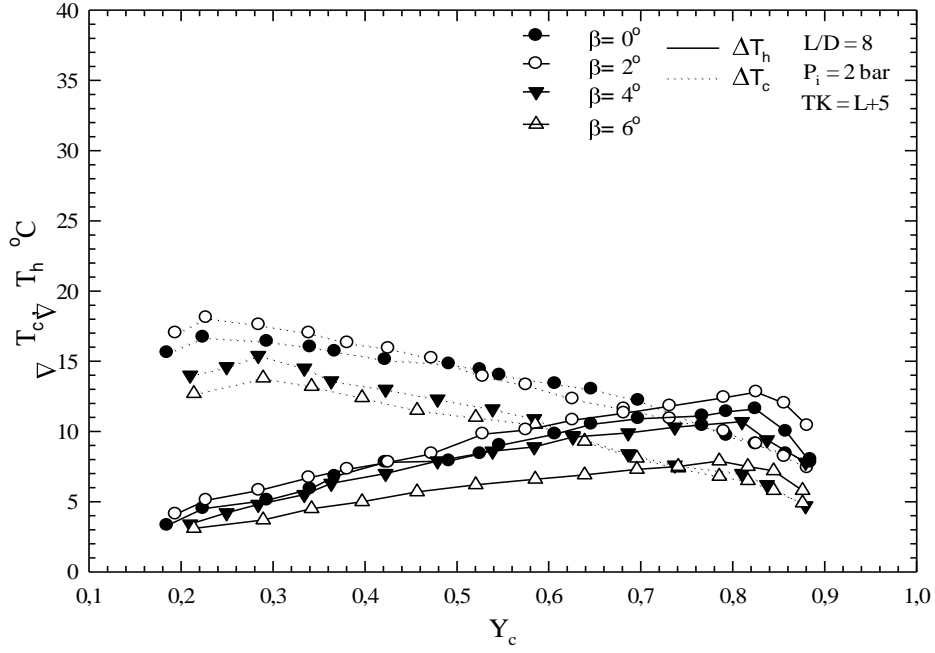
-a-



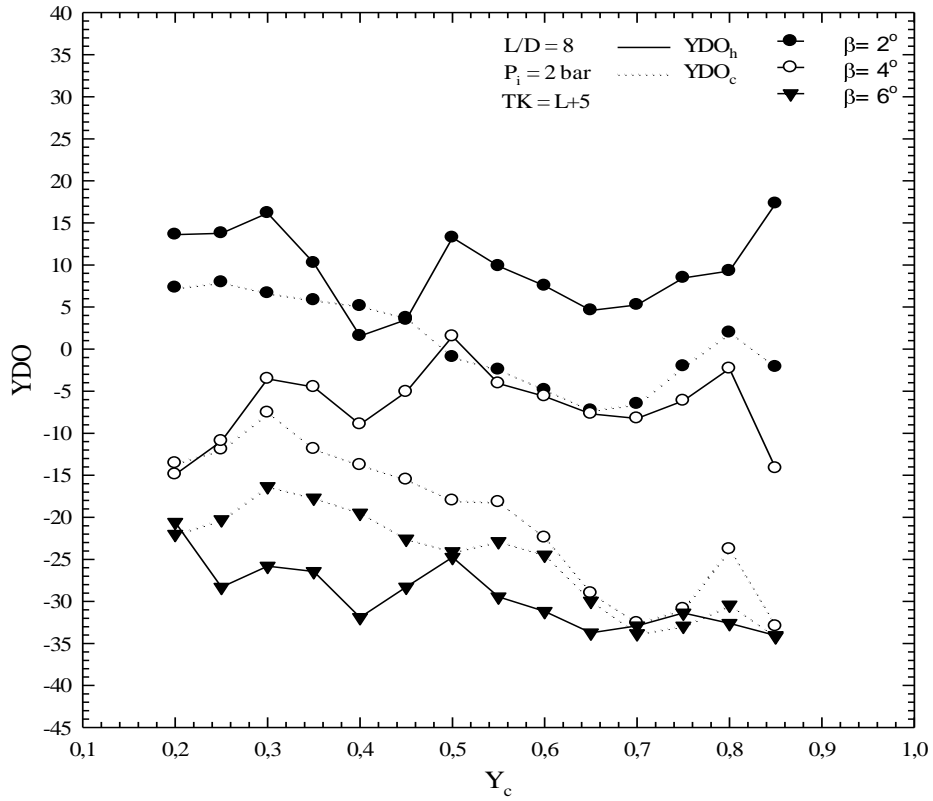
-b-

Şekil 3.13.  $L/D=8$ ,  $P_i=2$  bar,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi



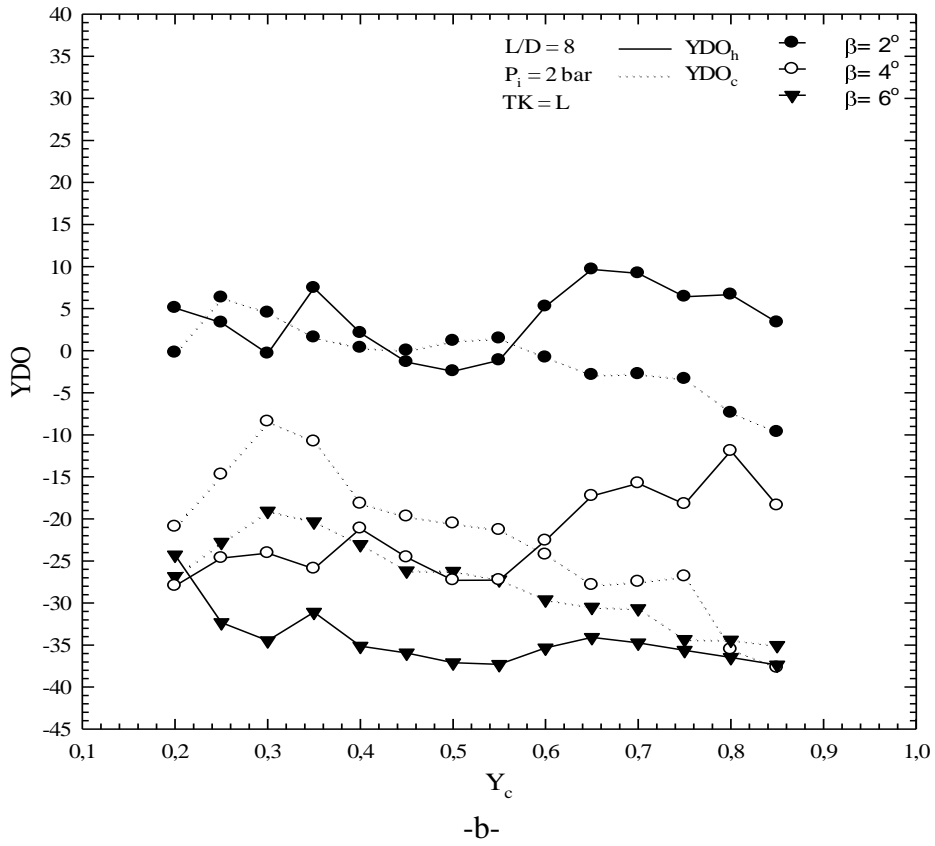
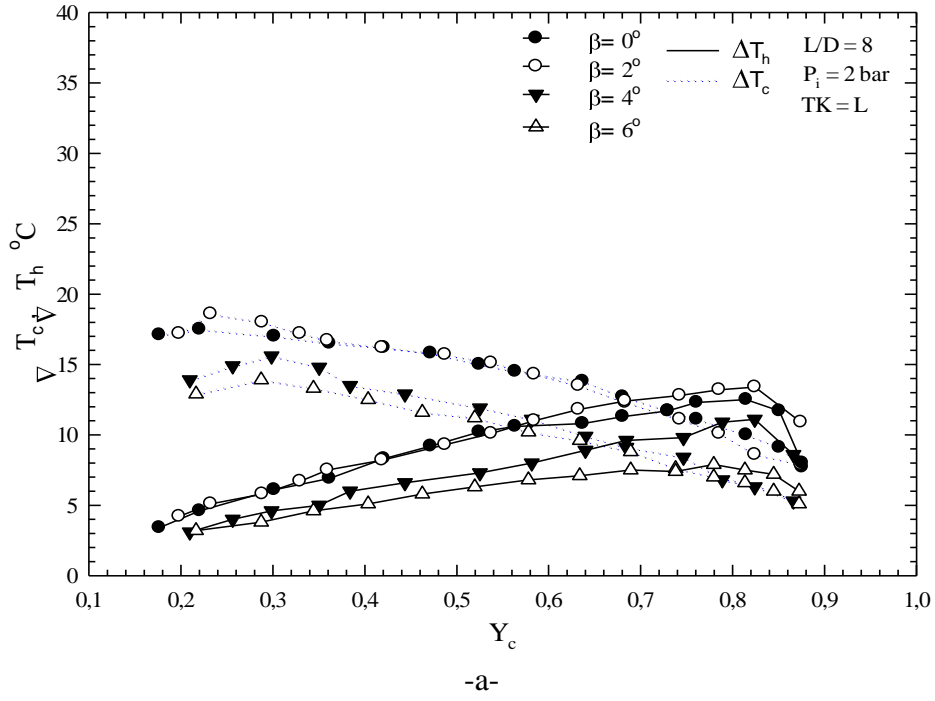


-a-

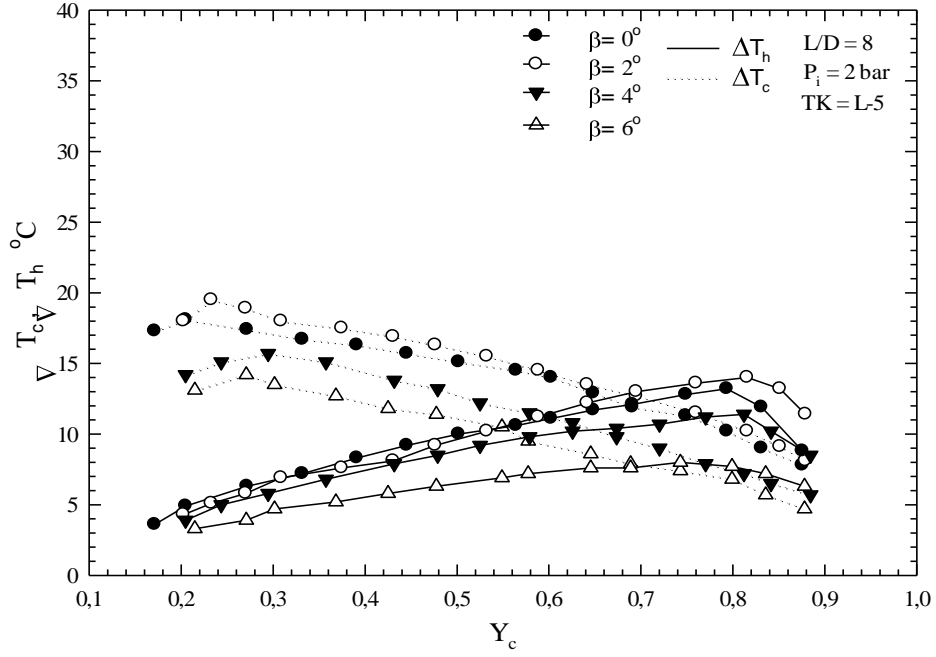


-b-

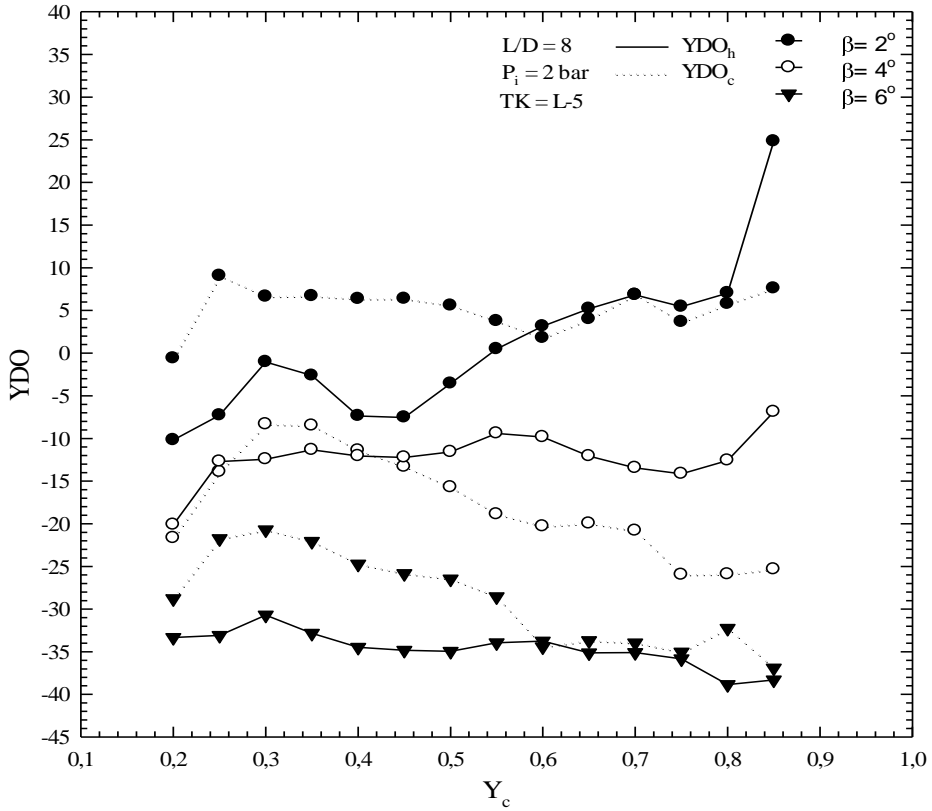
Şekil 3.14.  $L/D=8$ ,  $P_i=2 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi



Şekil 3.15.  $L/D=8$ ,  $P_i=2$  bar,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

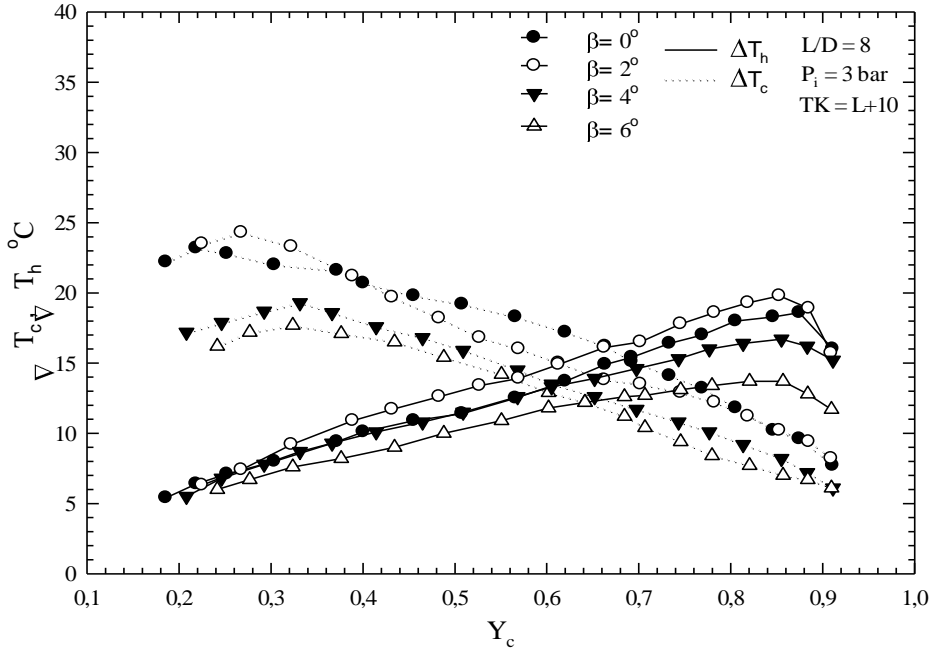


-a-

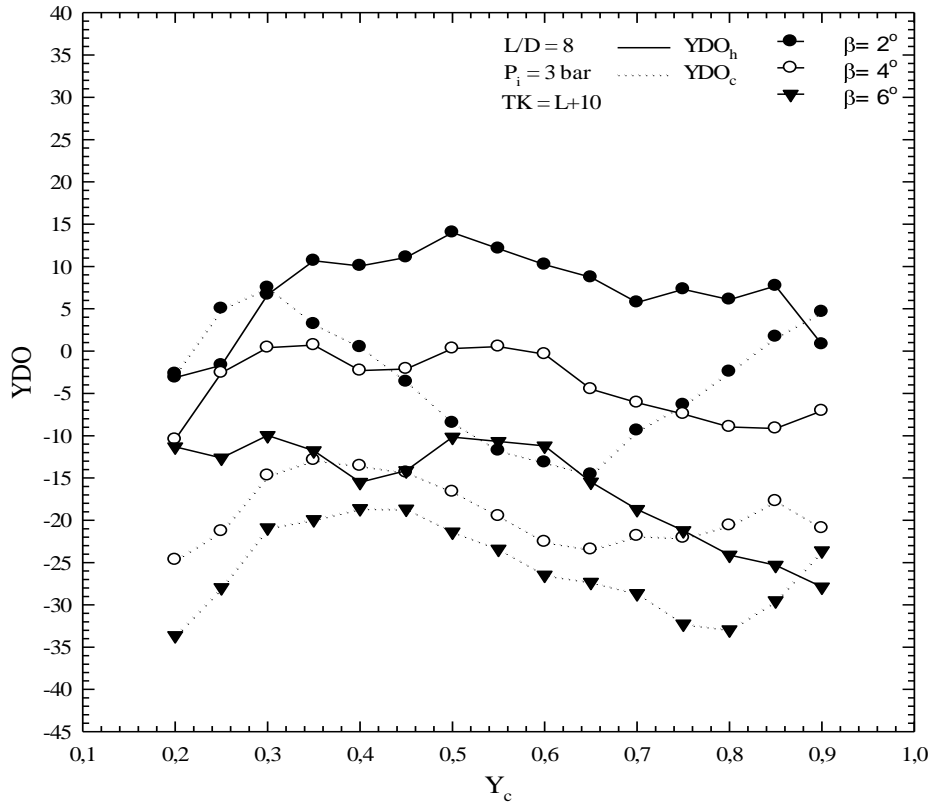


-b-

Şekil 3.16.  $L/D=8$ ,  $P_i=2$  bar,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

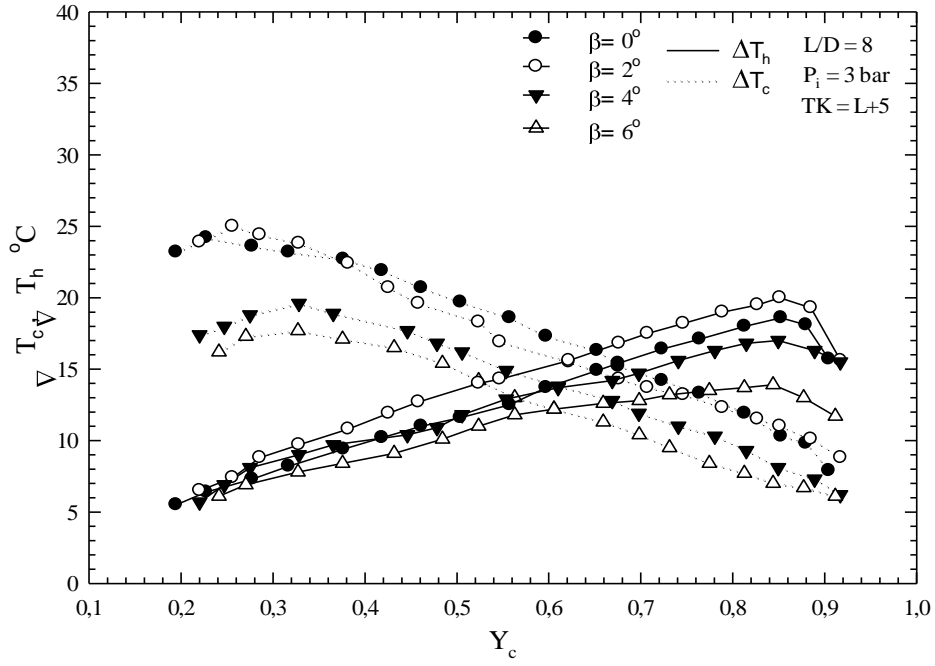


-a-

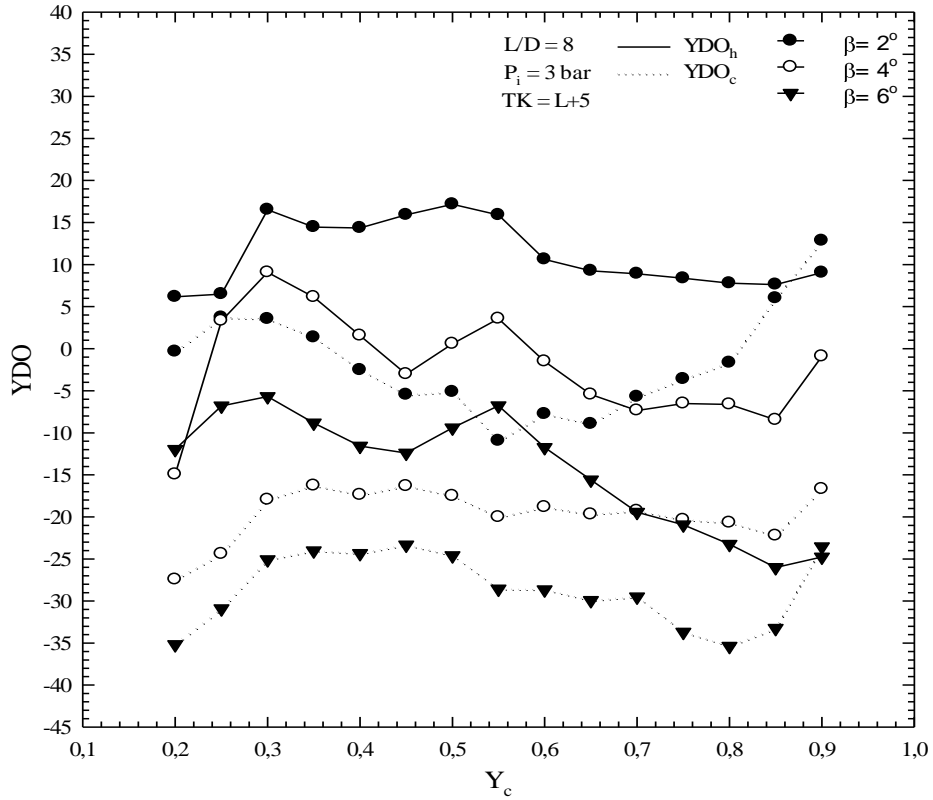


-b-

Şekil 3.17.  $L/D=8$ ,  $P_i=3$  bar,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

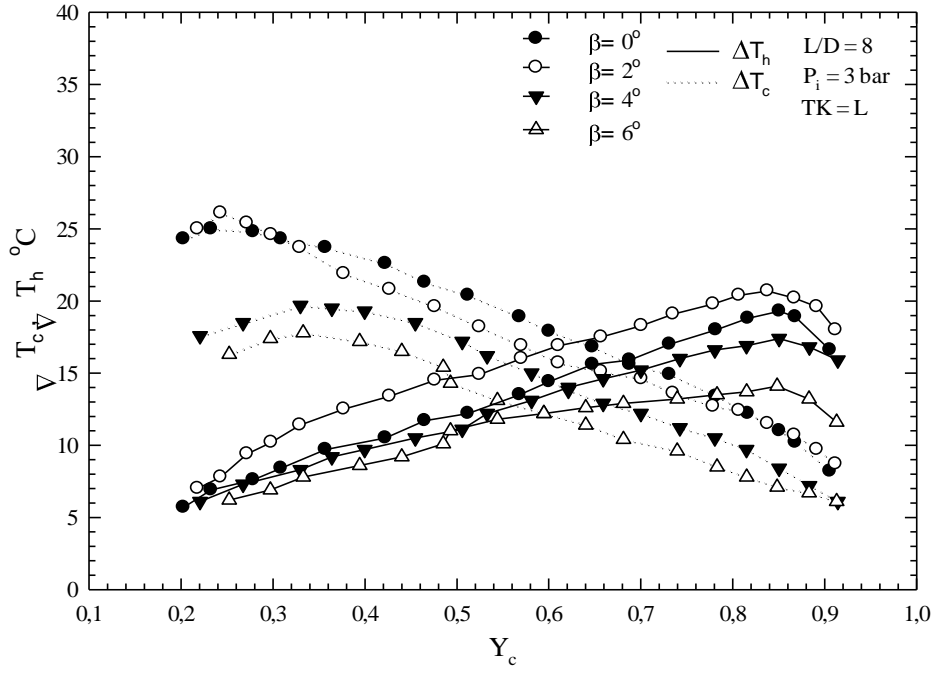


-a-

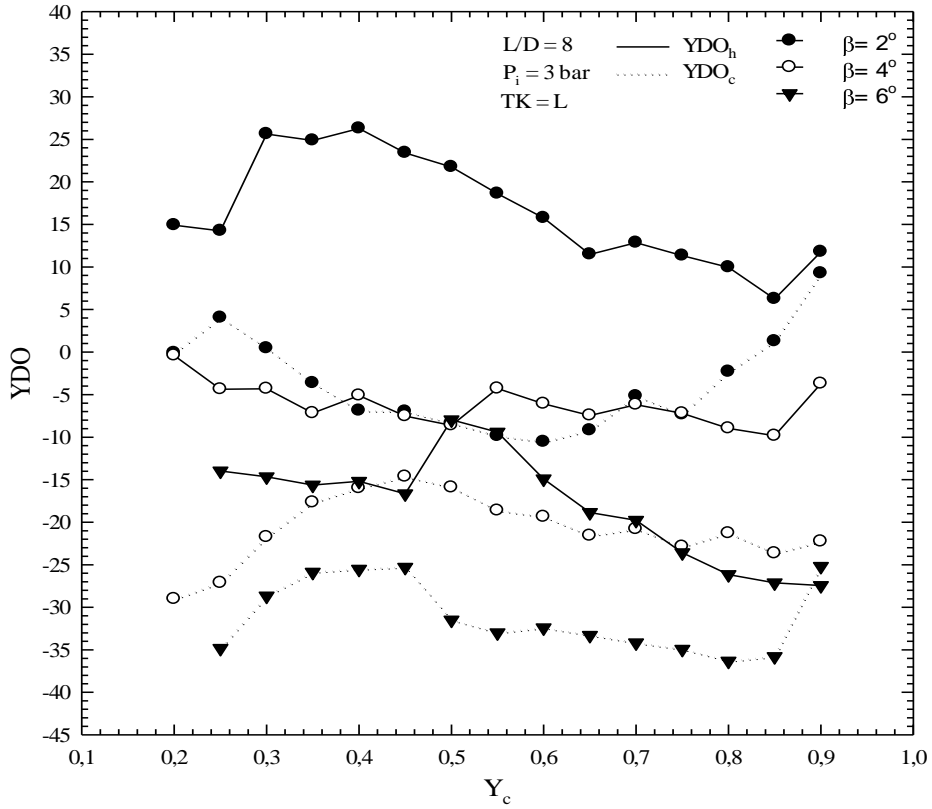


-b-

Şekil 3.18.  $L/D=8$ ,  $P_i=3 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

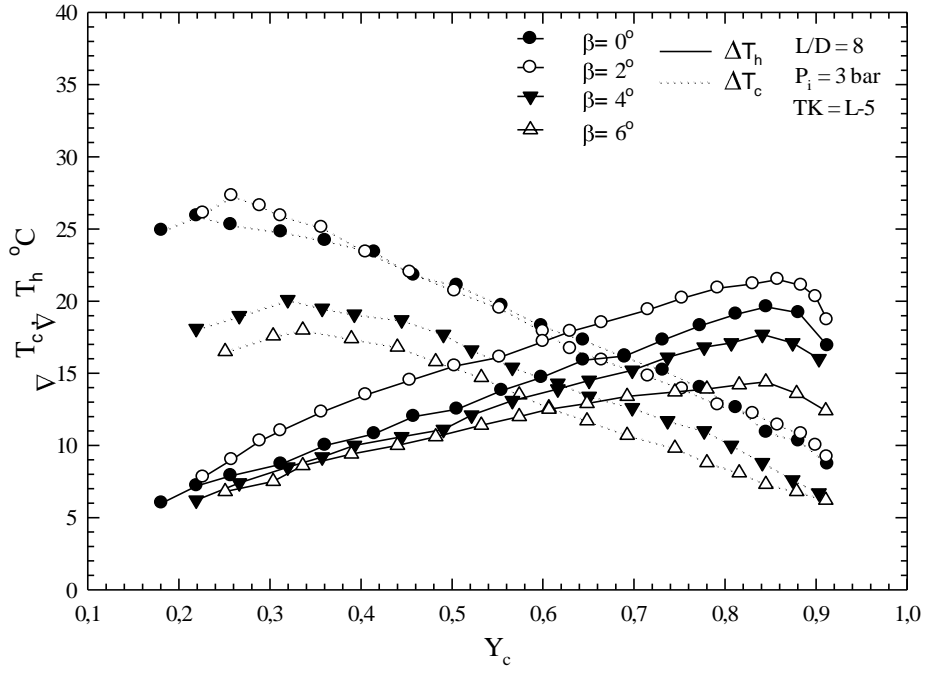


-a-

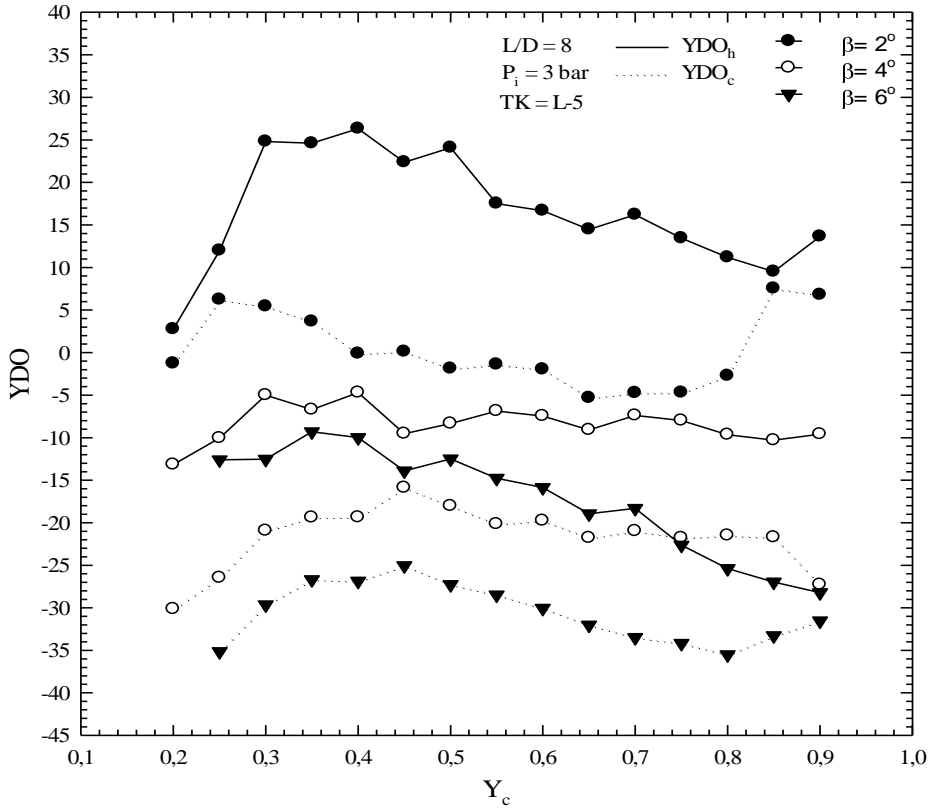


-b-

Şekil 3.19.  $L/D=8$ ,  $P_i=3 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

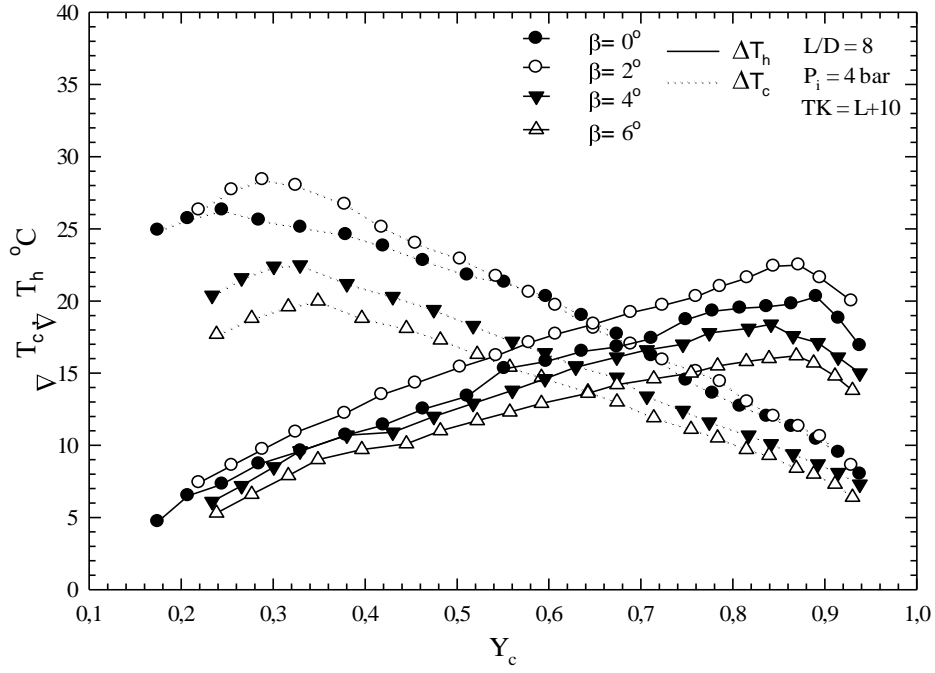


-a-

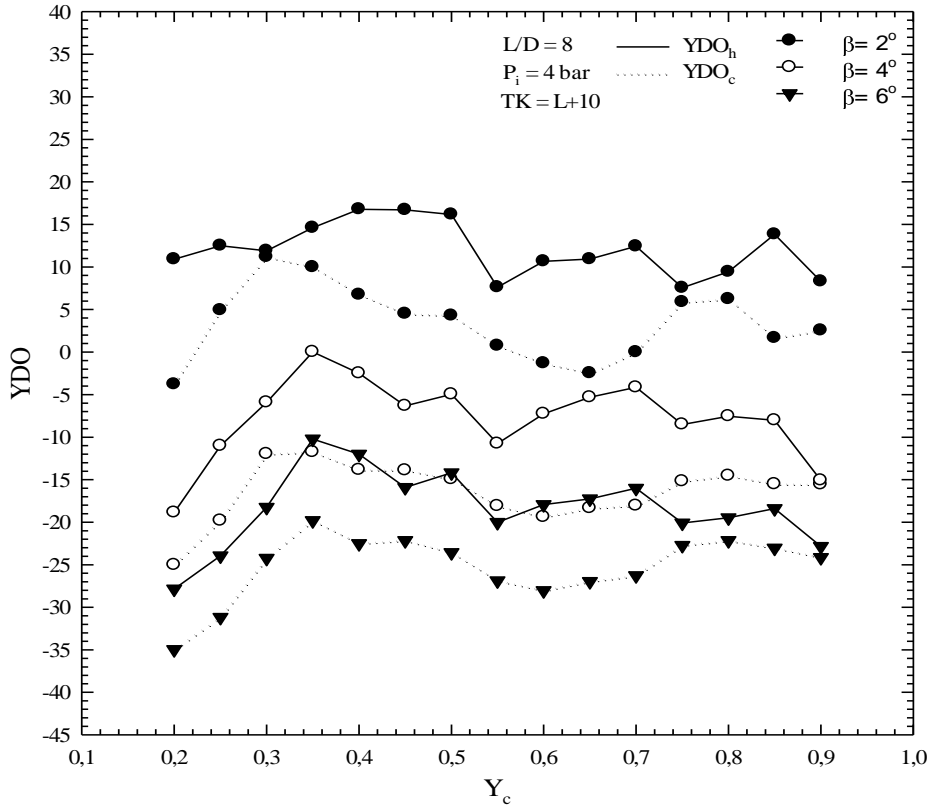


-b-

Şekil 3.20.  $L/D=8$ ,  $P_i=3$  bar,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



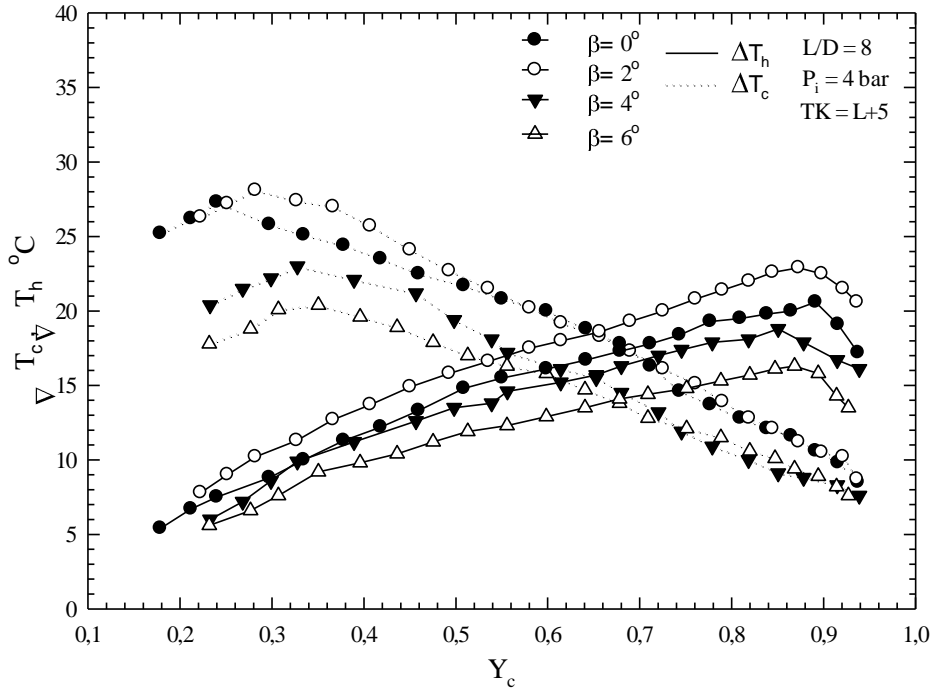
-a-



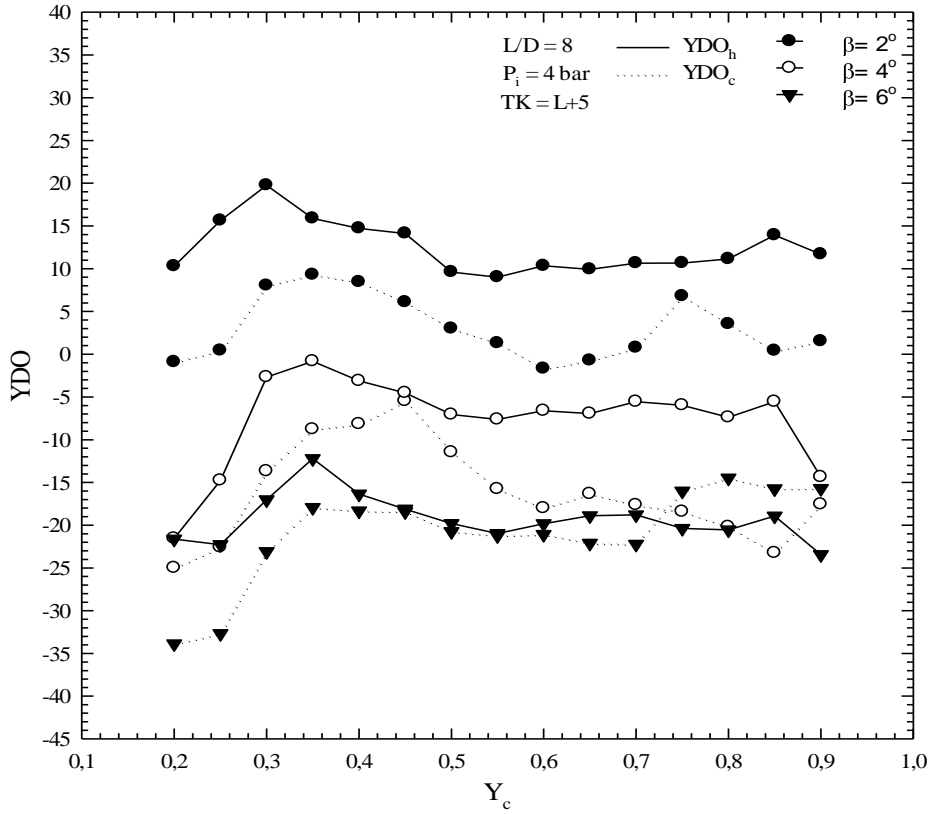
-b-

Şekil 3.21.  $L/D=8$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



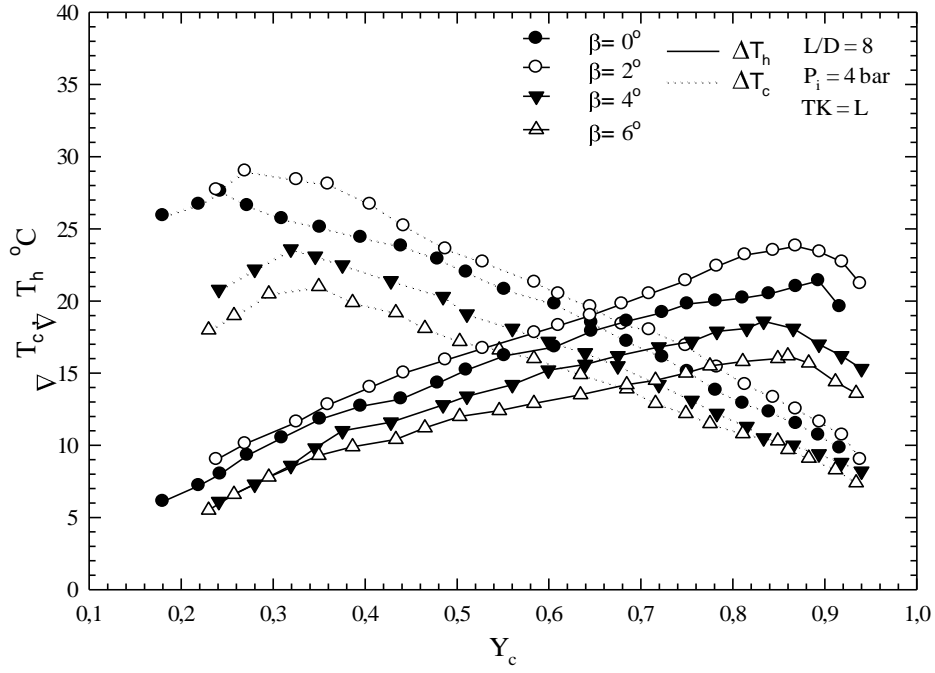


-a-

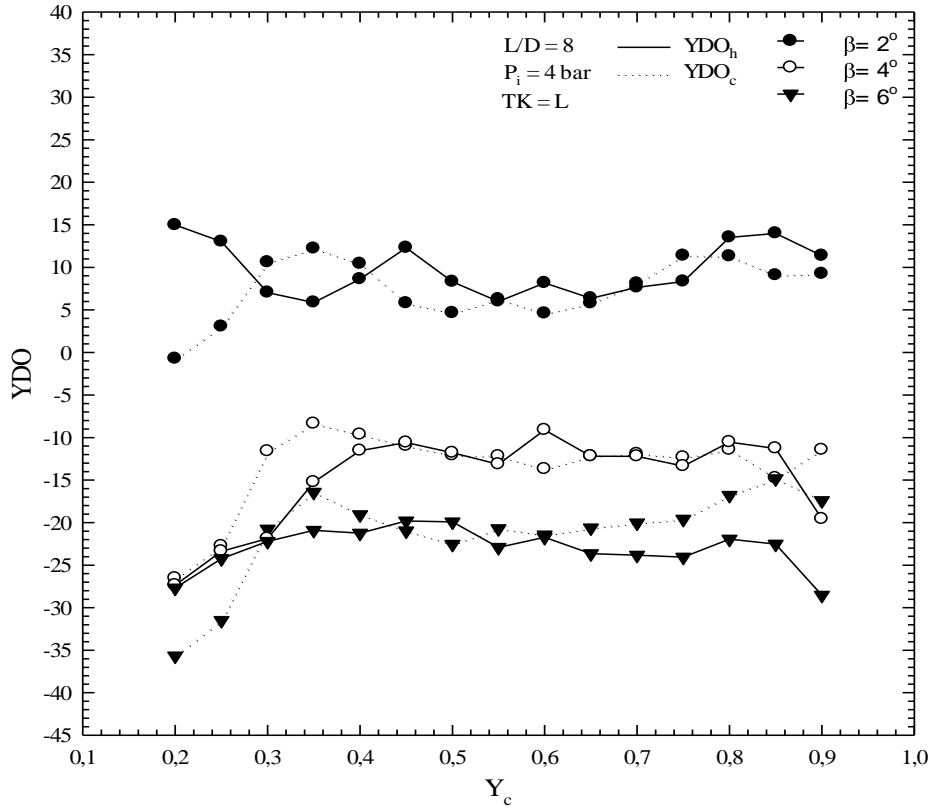


-b-

Şekil 3.22.  $L/D=8$ ,  $P_i=4$  bar,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

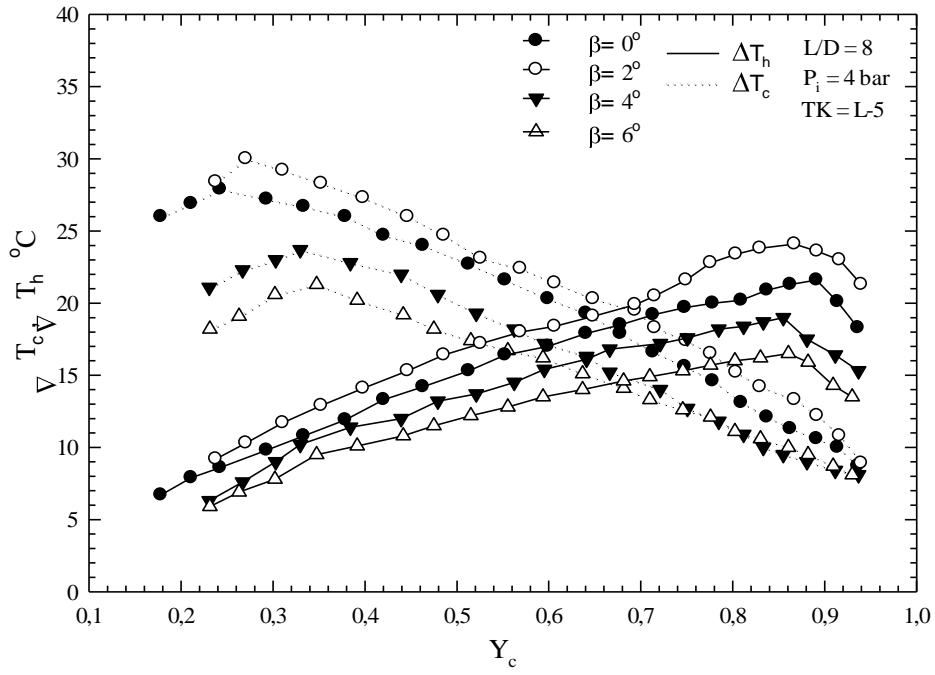


-a-

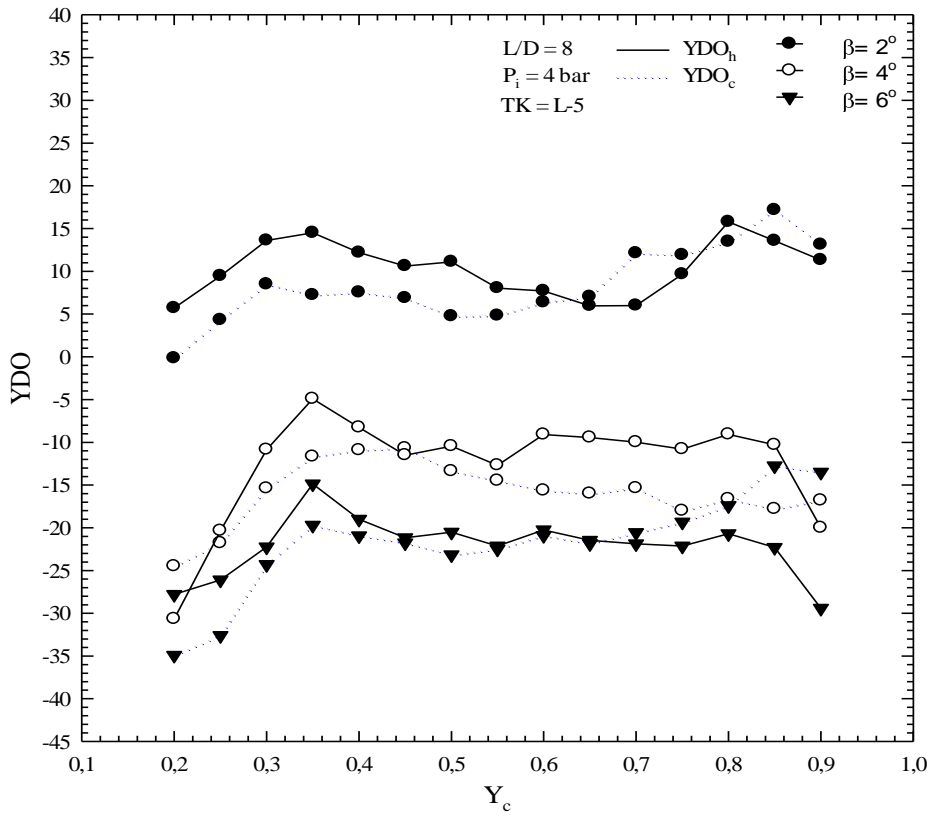


-b-

Şekil 3.23.  $L/D=8$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

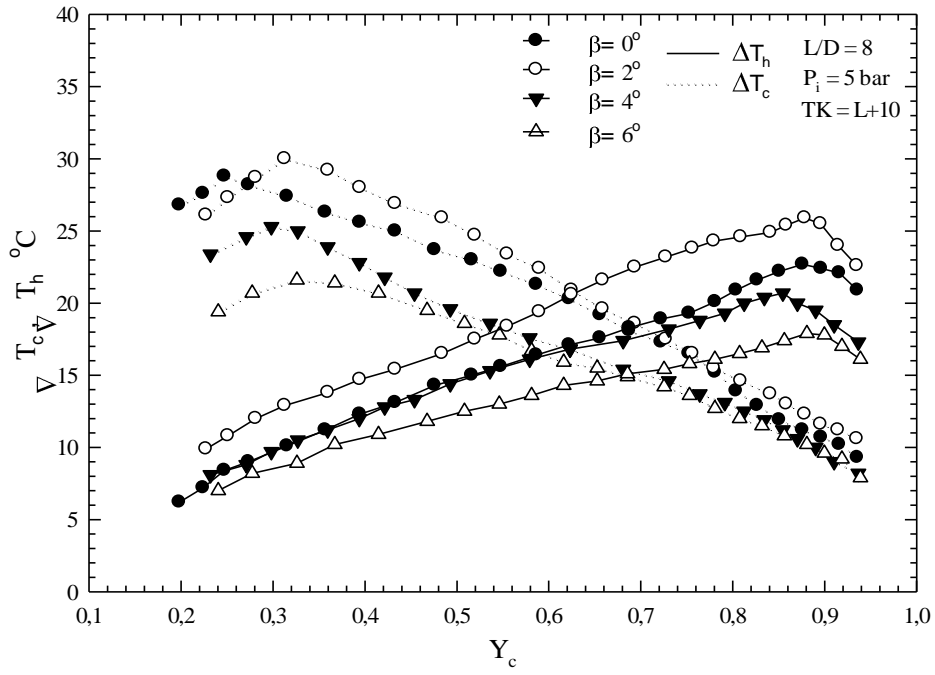


-a-

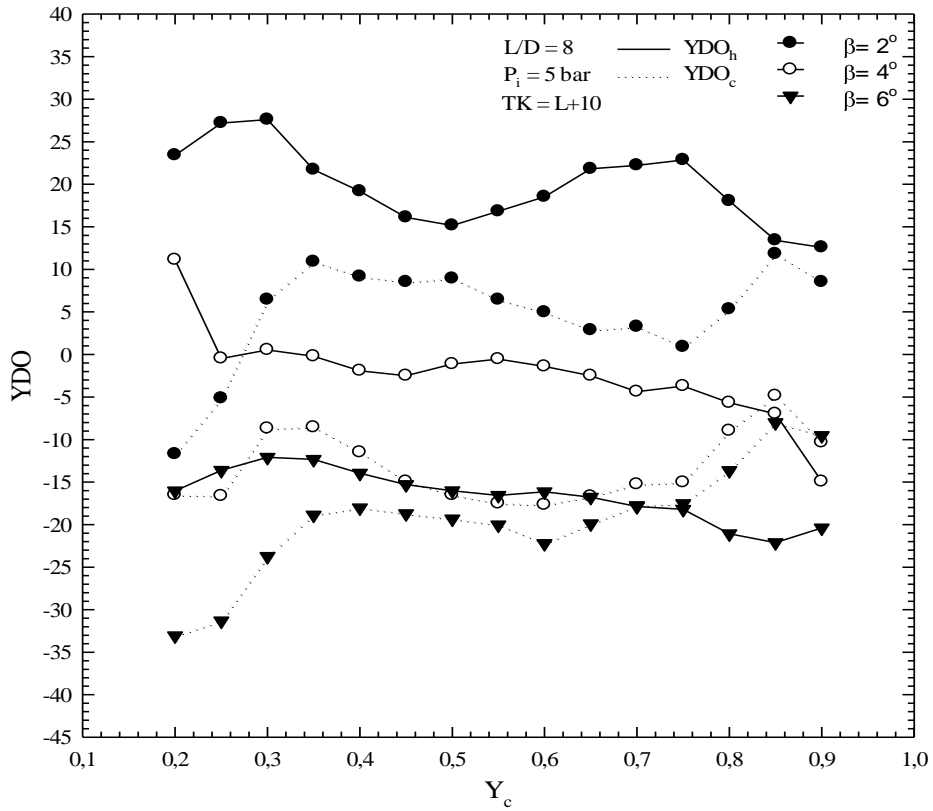


-b-

Şekil 3.24.  $L/D=8$ ,  $P_i=4$  bar,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

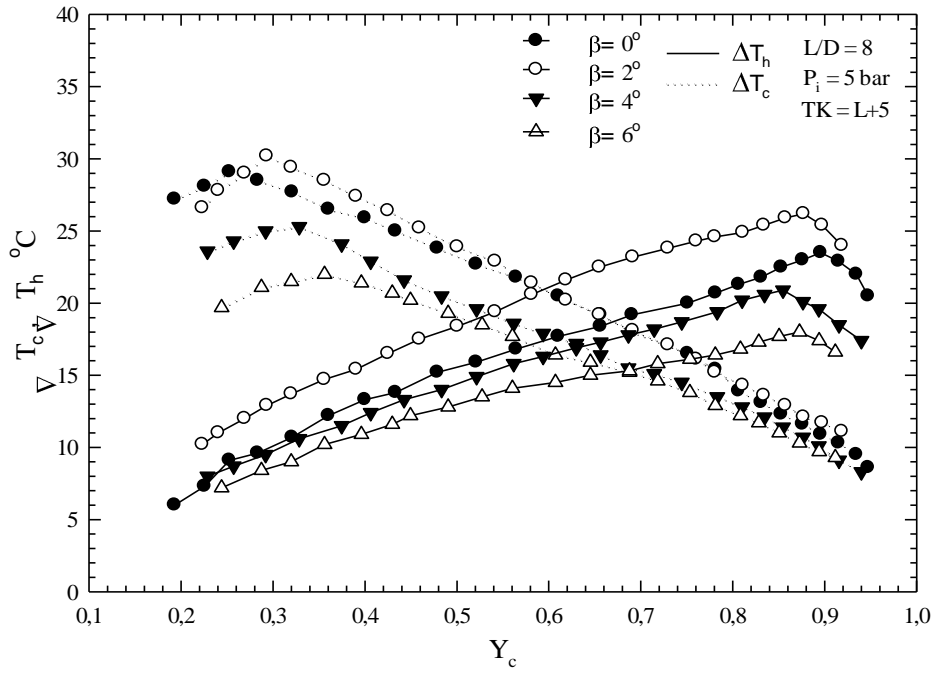


-a-

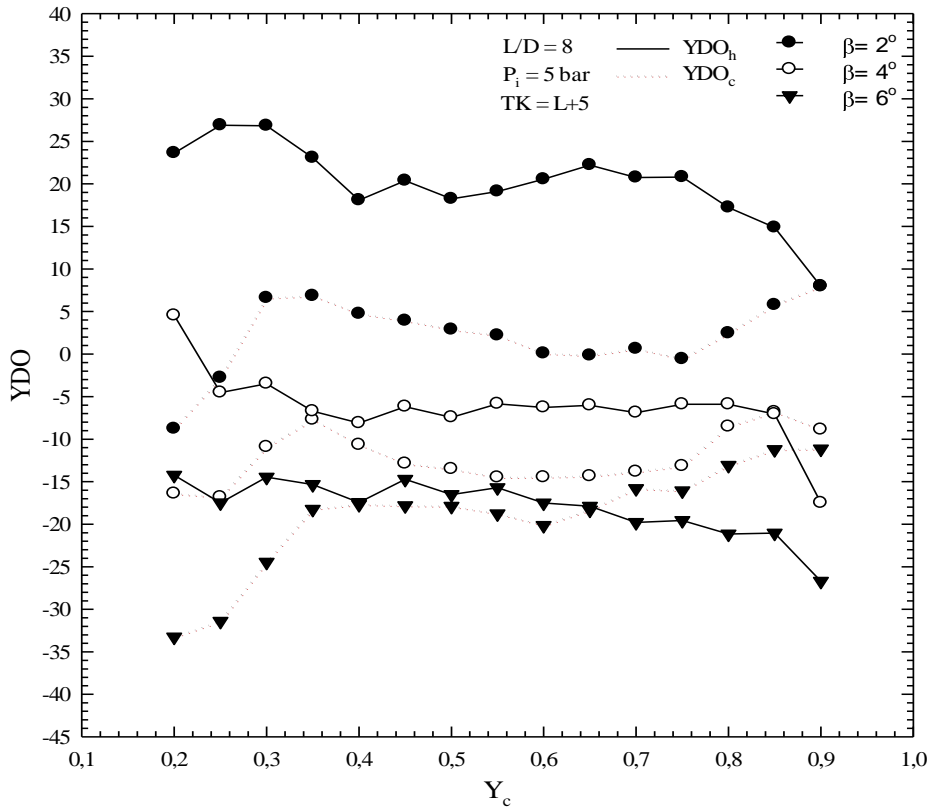


-b-

Şekil 3.25.  $L/D=8$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

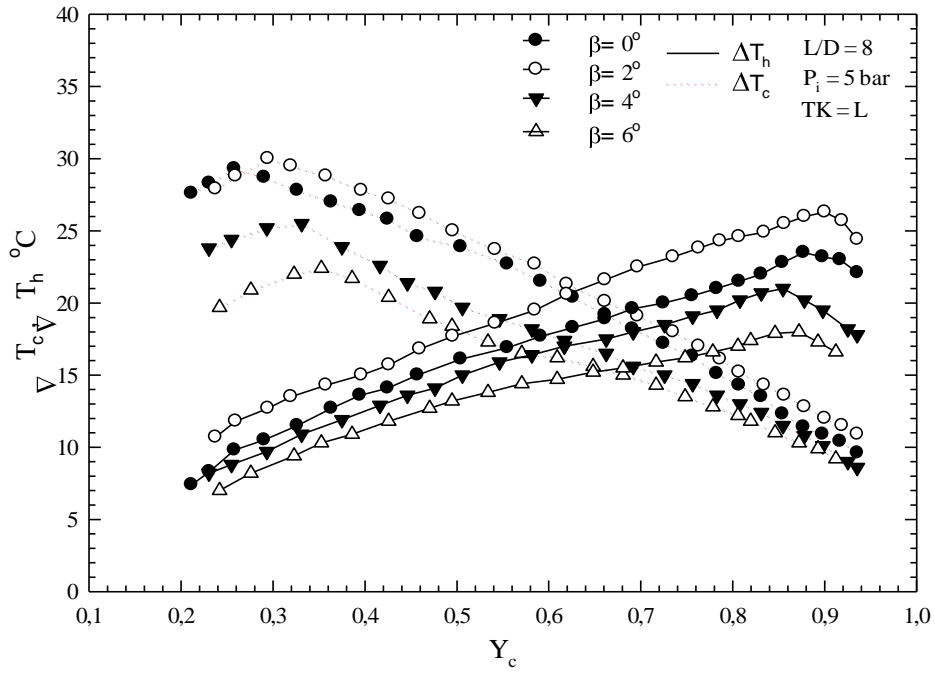


-a-

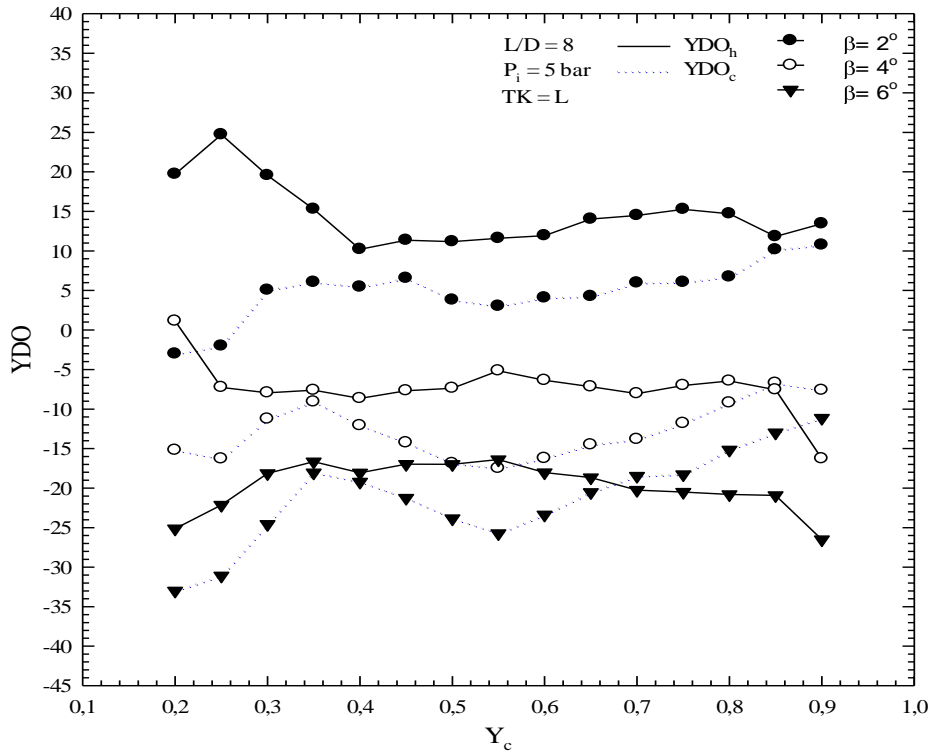


-b-

Şekil 3.26.  $L/D=8$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

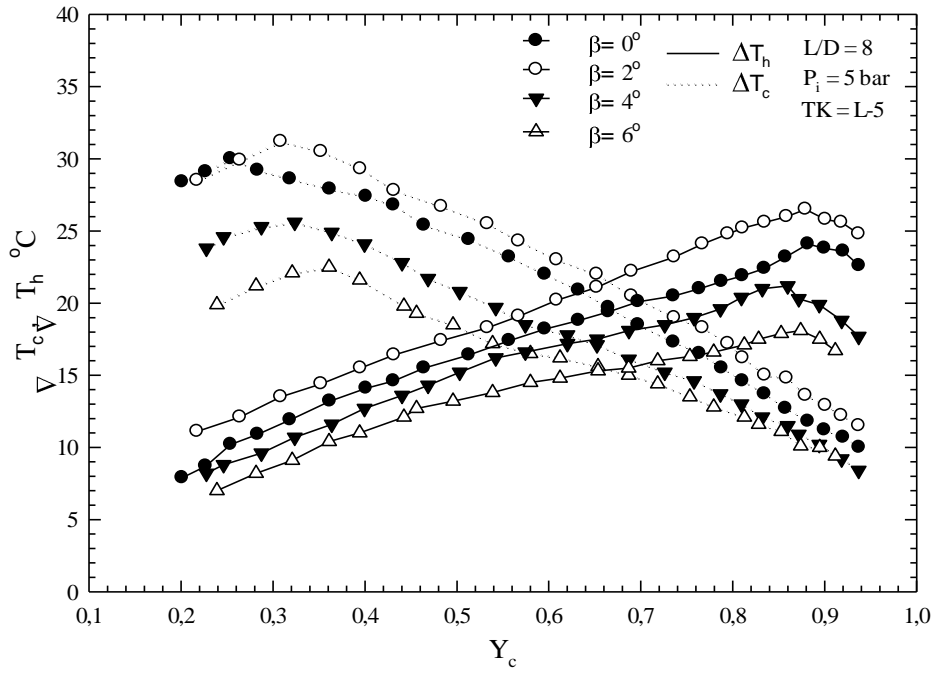


-a-

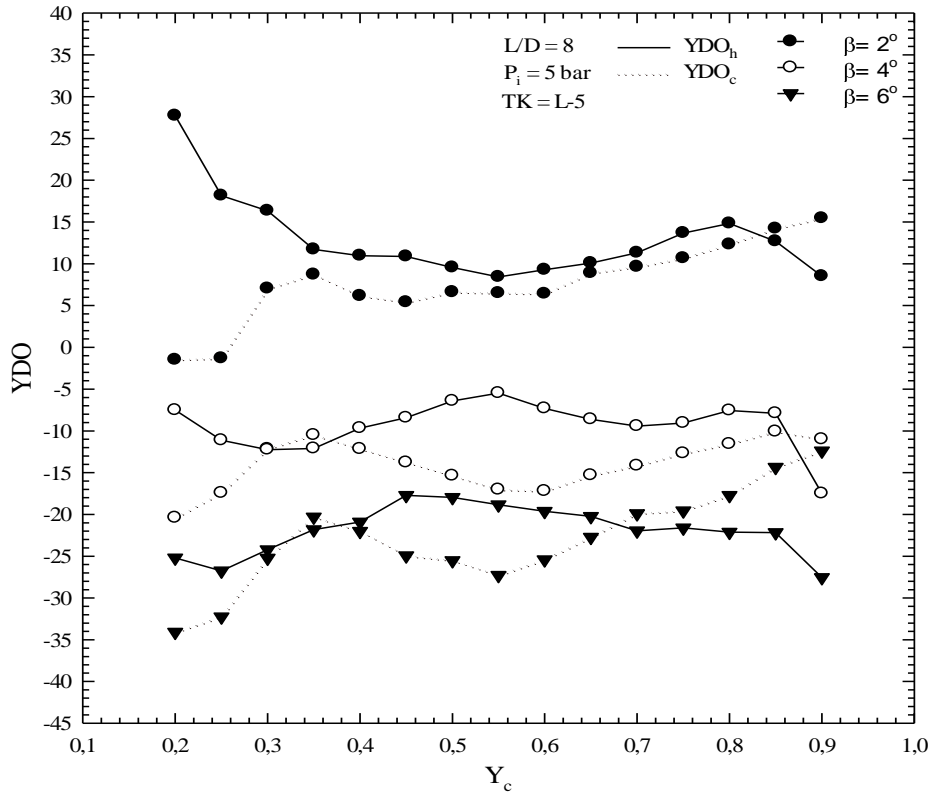


-b-

Şekil 3.27.  $L/D=8$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

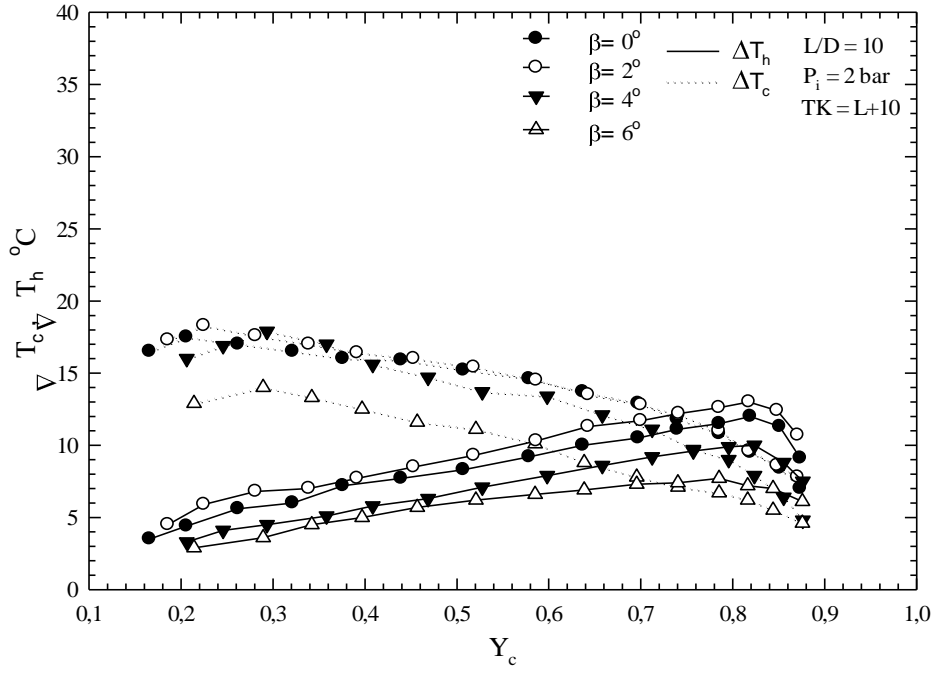


-a-

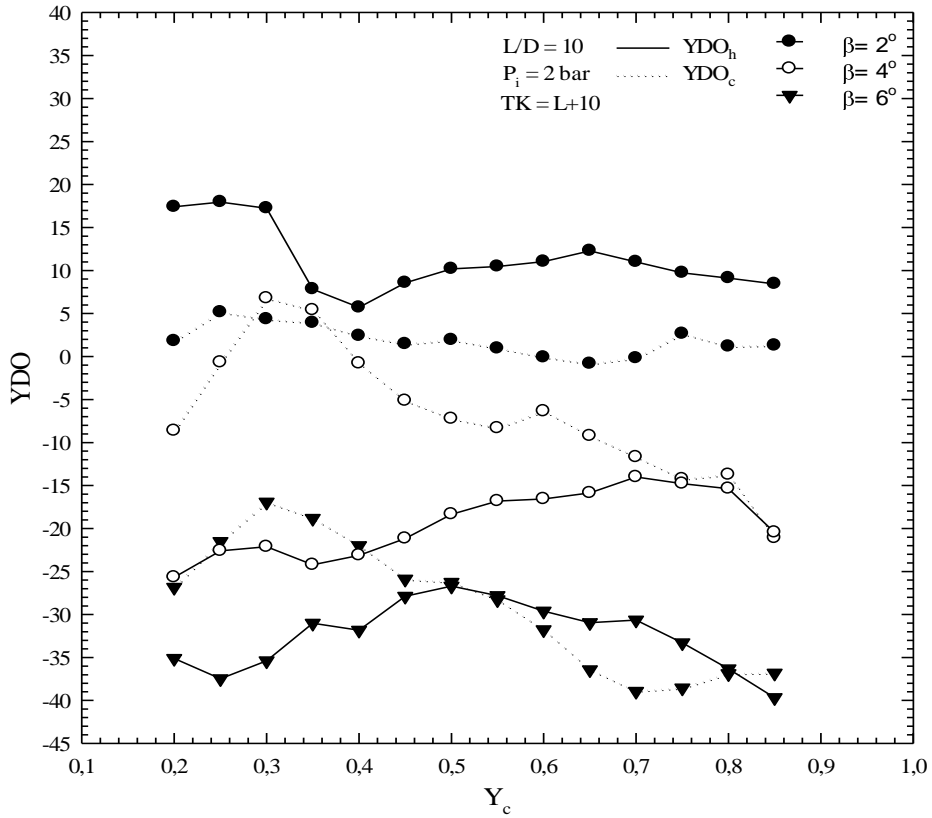


-b-

Şekil 3.28.  $L/D=8$ ,  $P_i=5$  bar,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



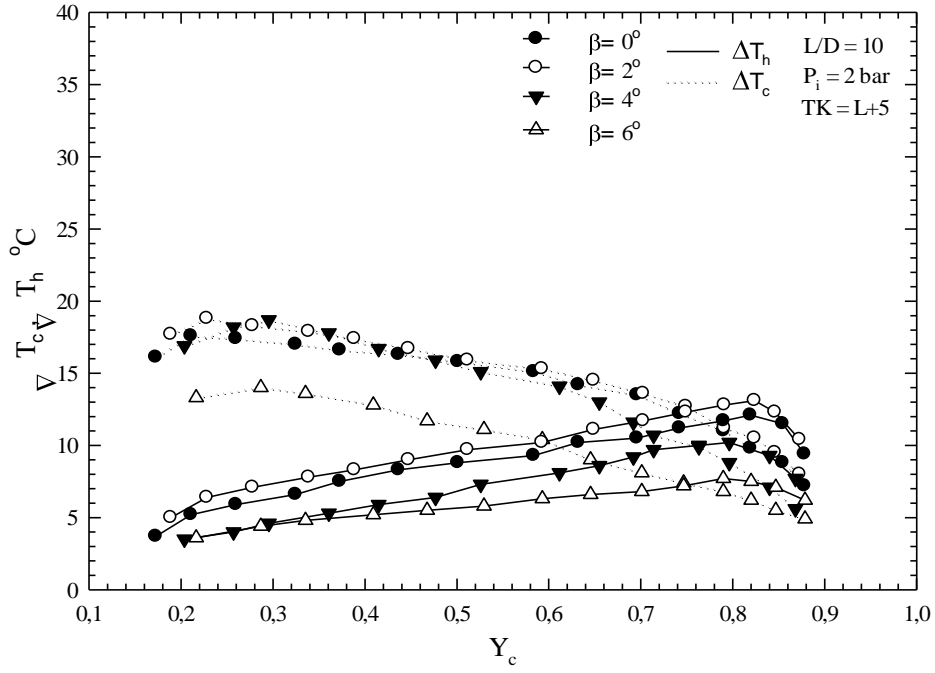
-a-



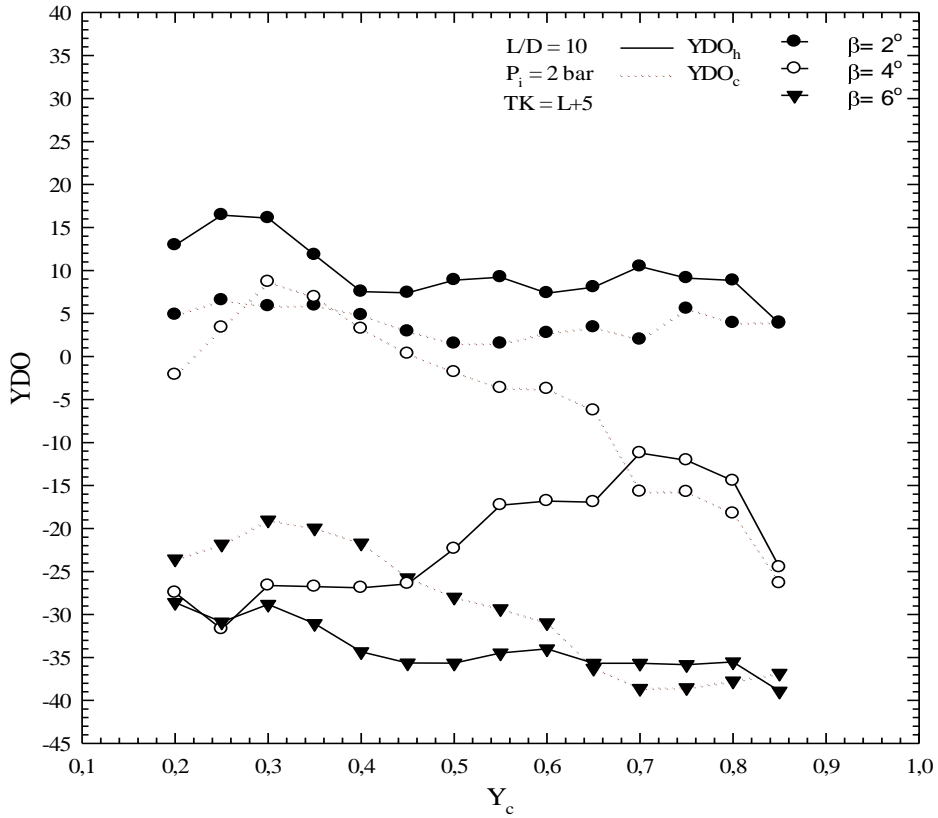
-b-

Şekil 3.29.  $L/D=10$ ,  $P_i=2 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



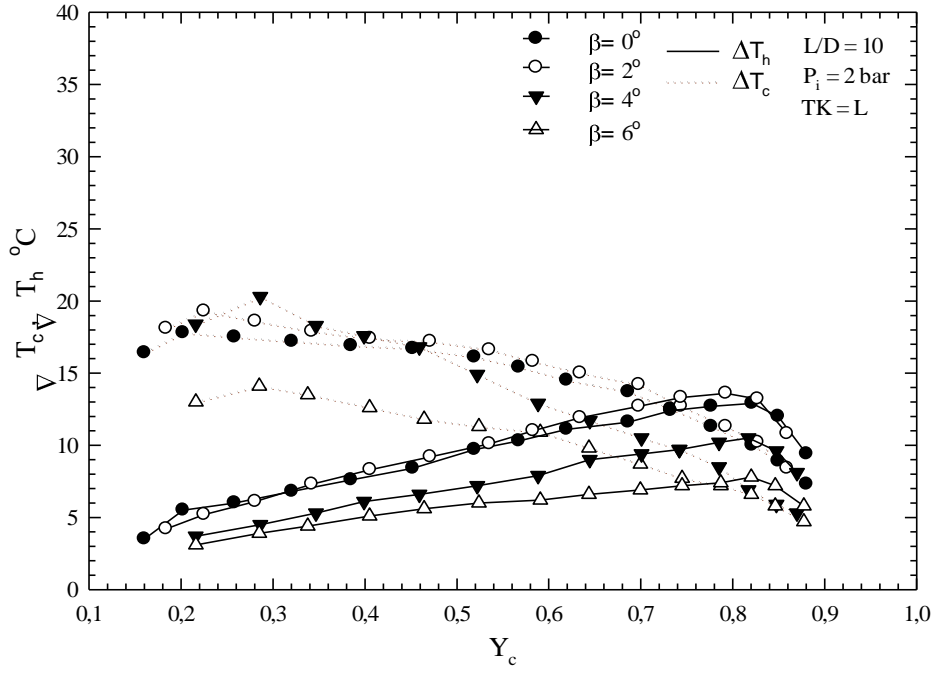


-a-

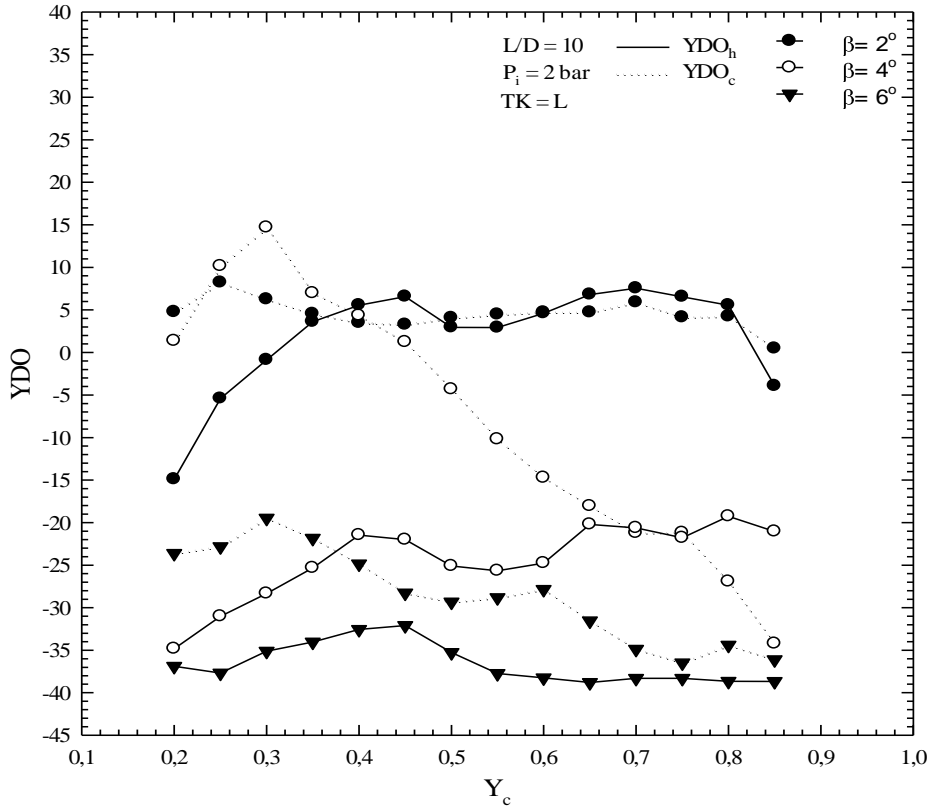


-b-

Şekil 3.30.  $L/D=10$ ,  $P_i=2 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve YDO (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

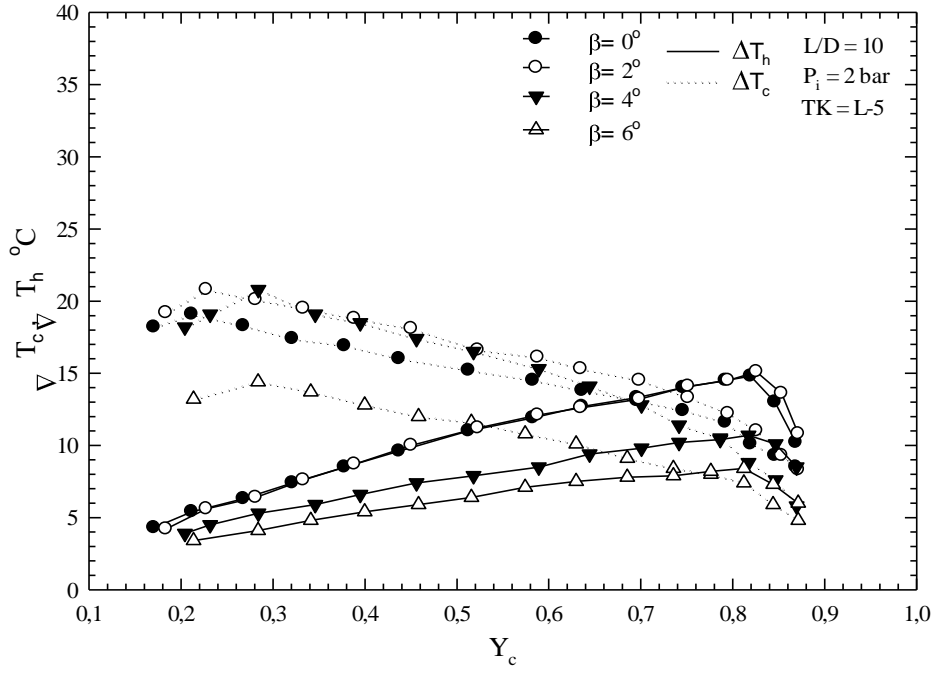


-a-

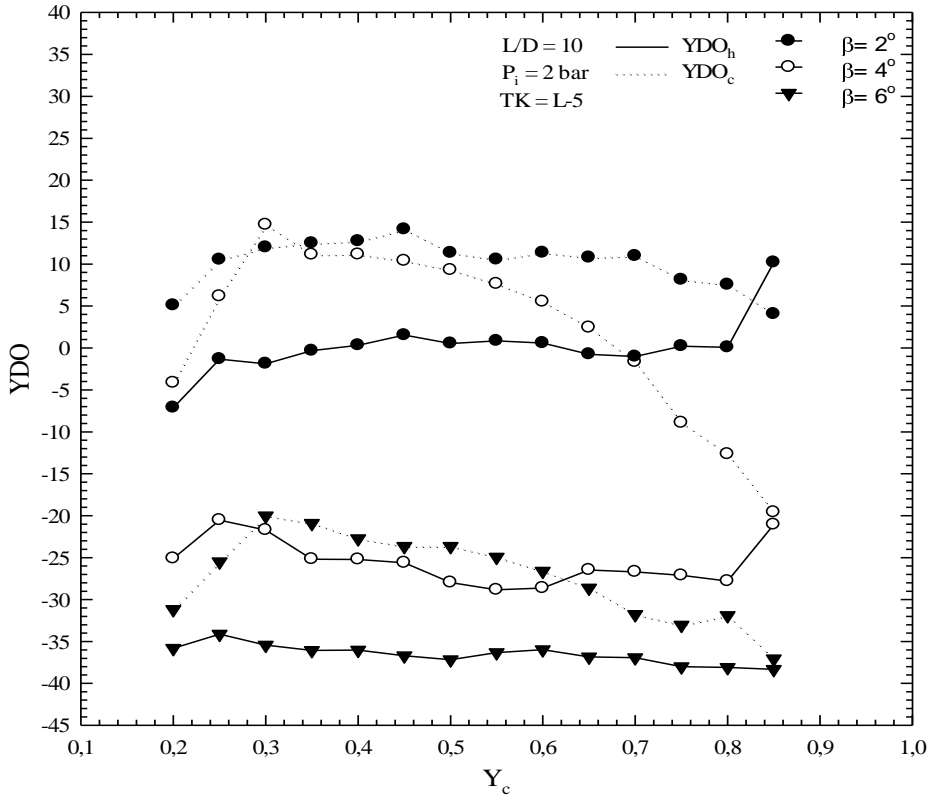


-b-

Şekil 3.31.  $L/D=10$ ,  $P_i=2$  bar,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

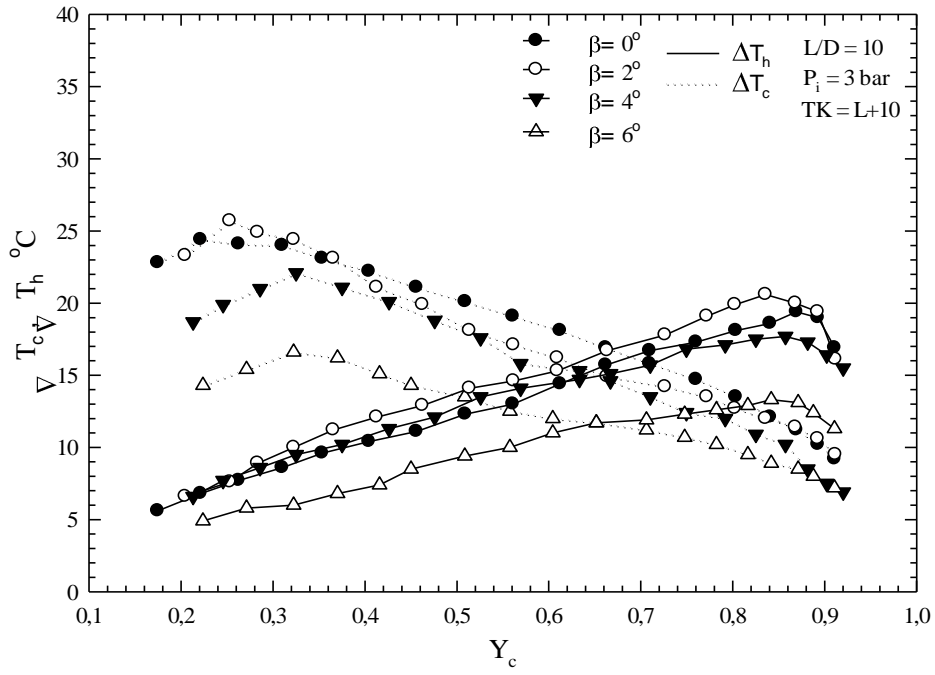


-a-

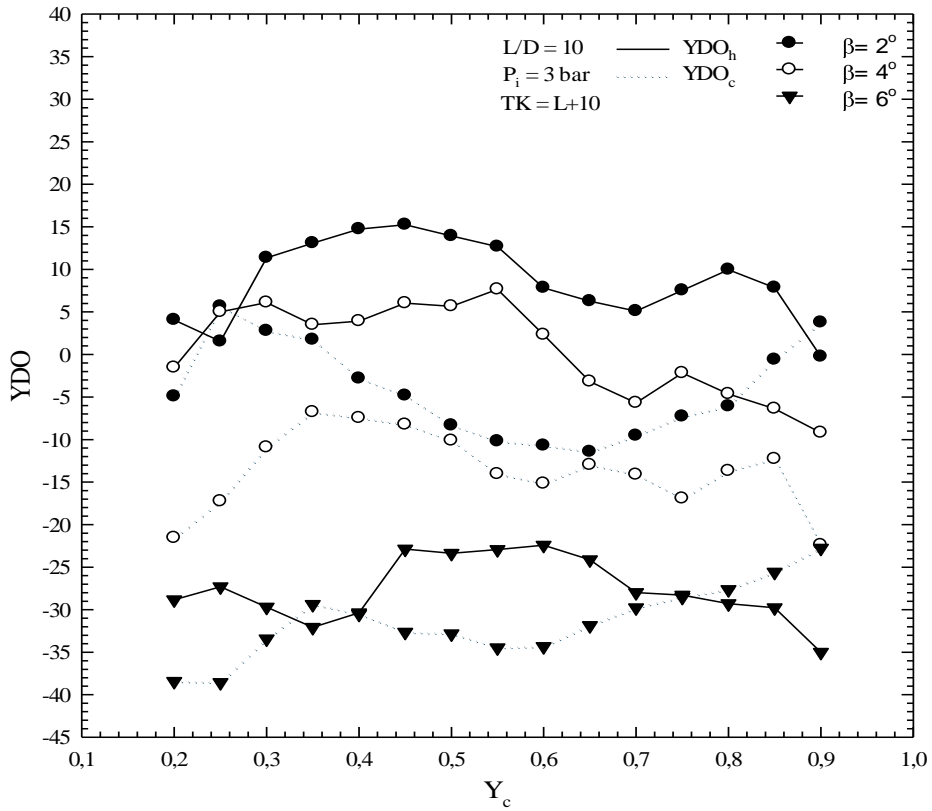


-b-

Şekil 3.32.  $L/D=10$ ,  $P_i=2 \text{ bar}$ ,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

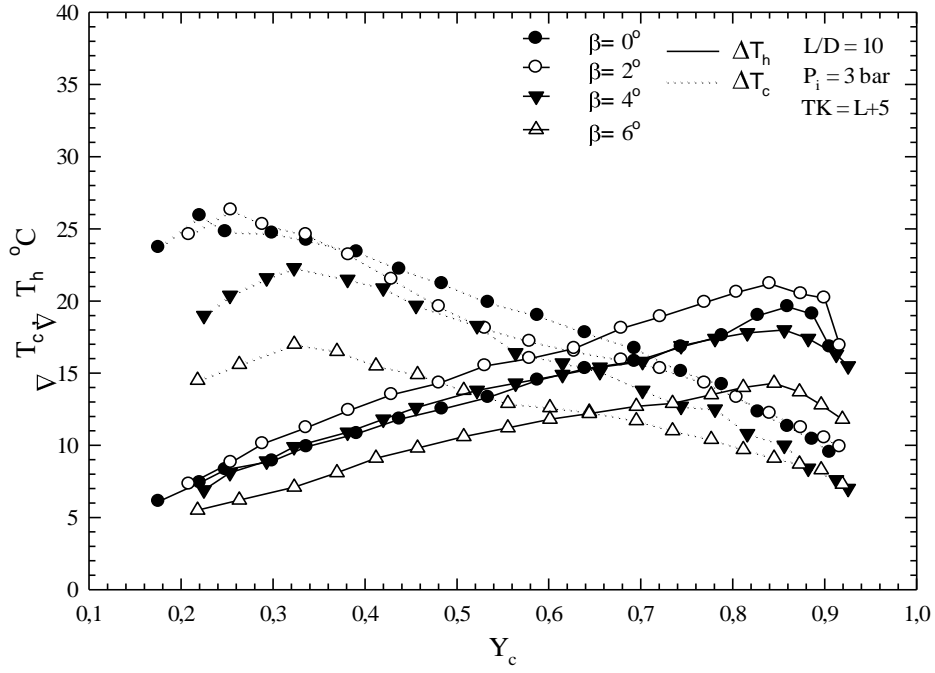


-a-

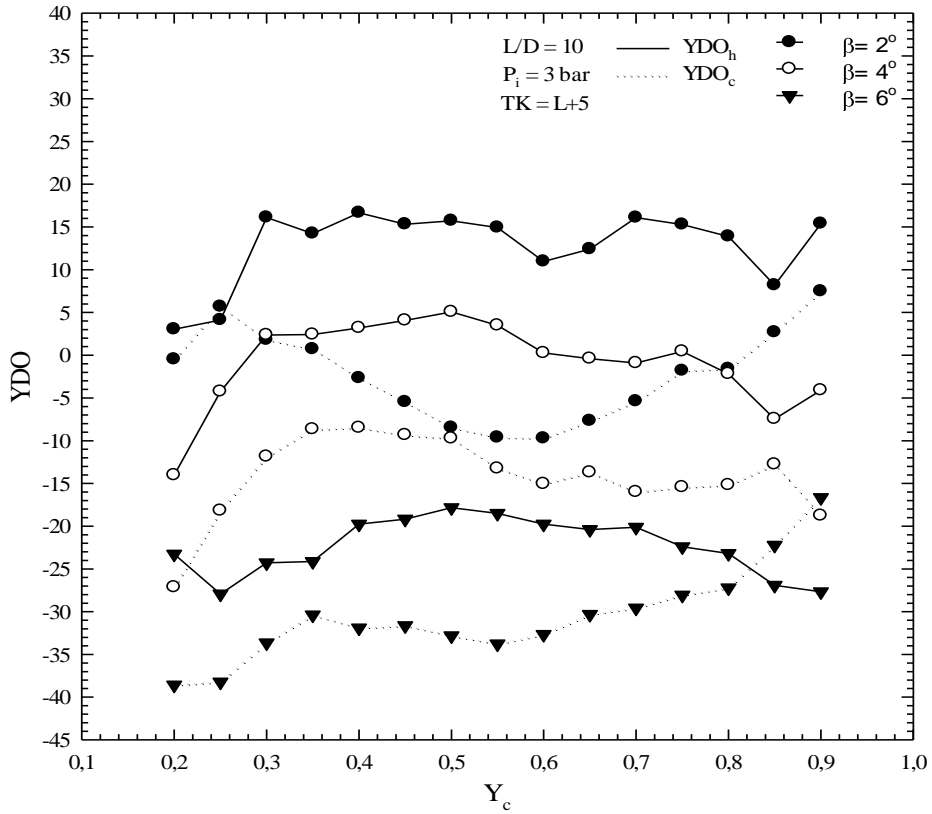


-b-

Şekil 3.33.  $L/D=10$ ,  $P_i=3 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

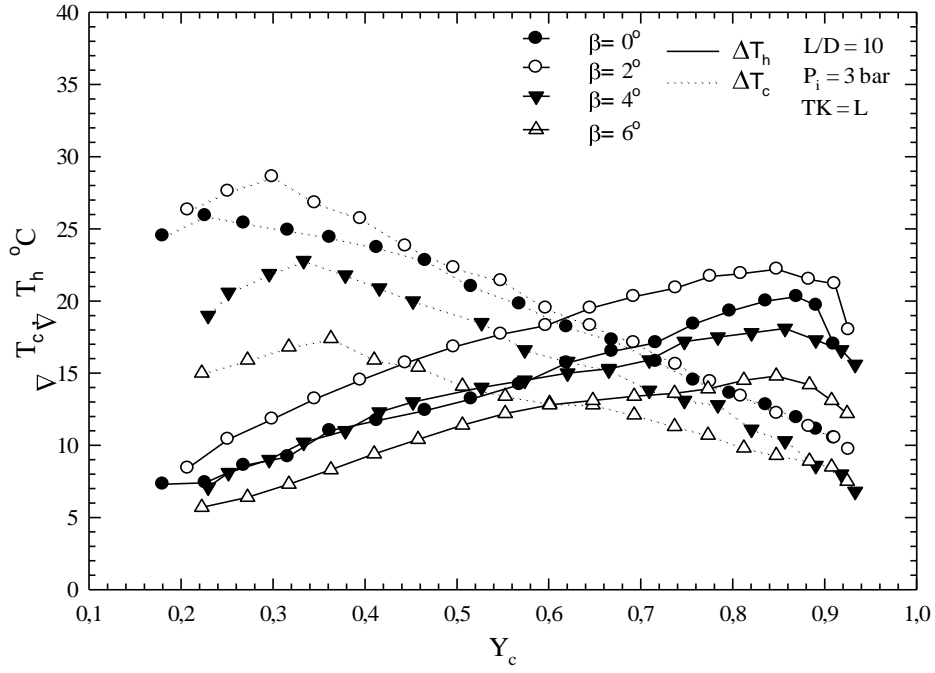


-a-

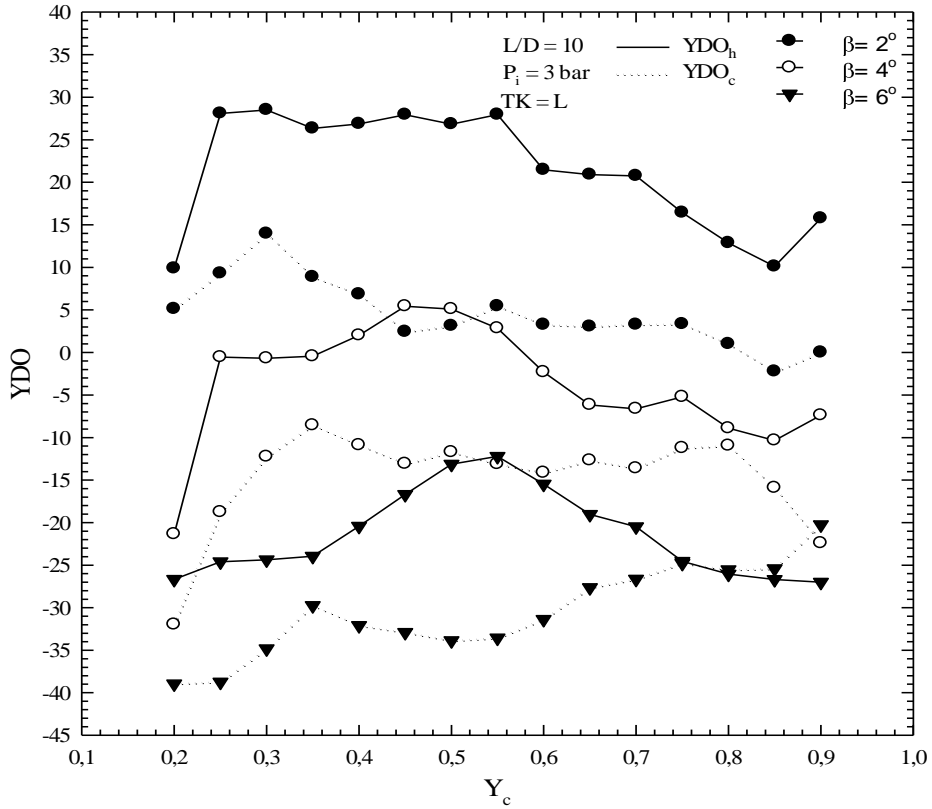


-b-

Şekil 3.34.  $L/D=10$ ,  $P_i=3\text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

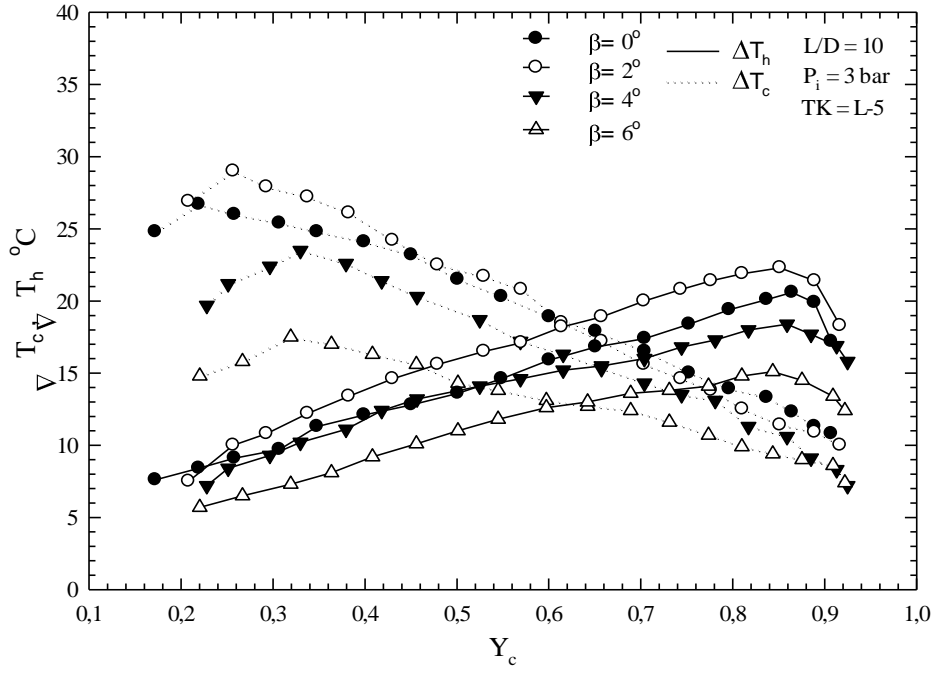


-a-

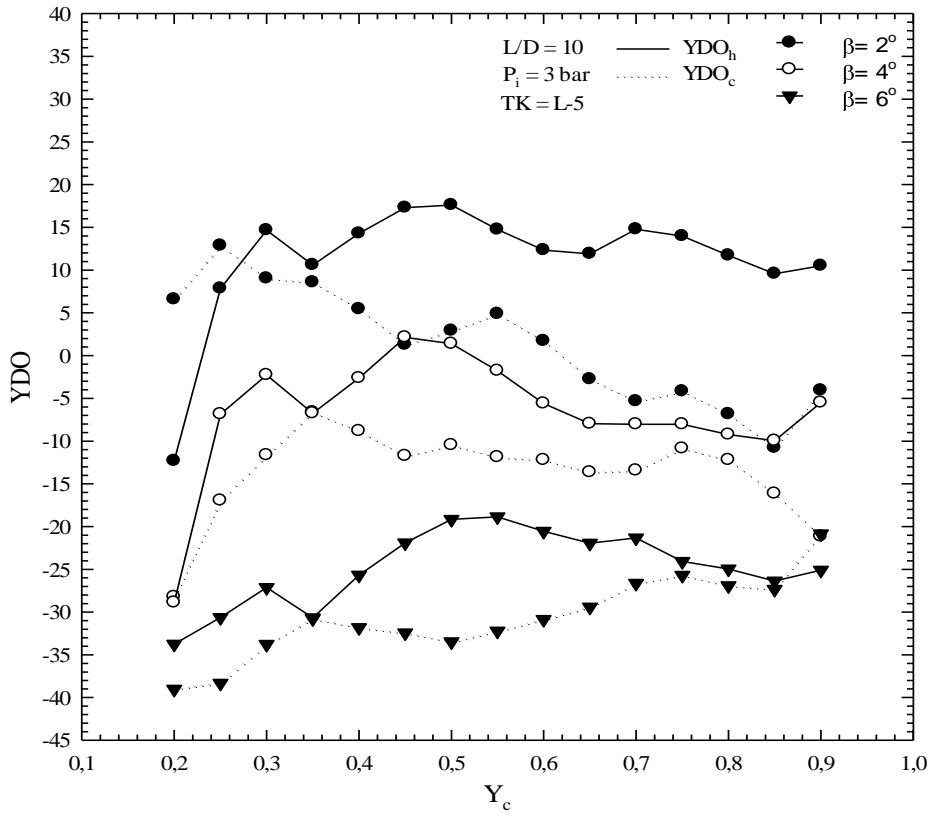


-b-

Şekil 3.35.  $L/D=10$ ,  $P_i=3 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

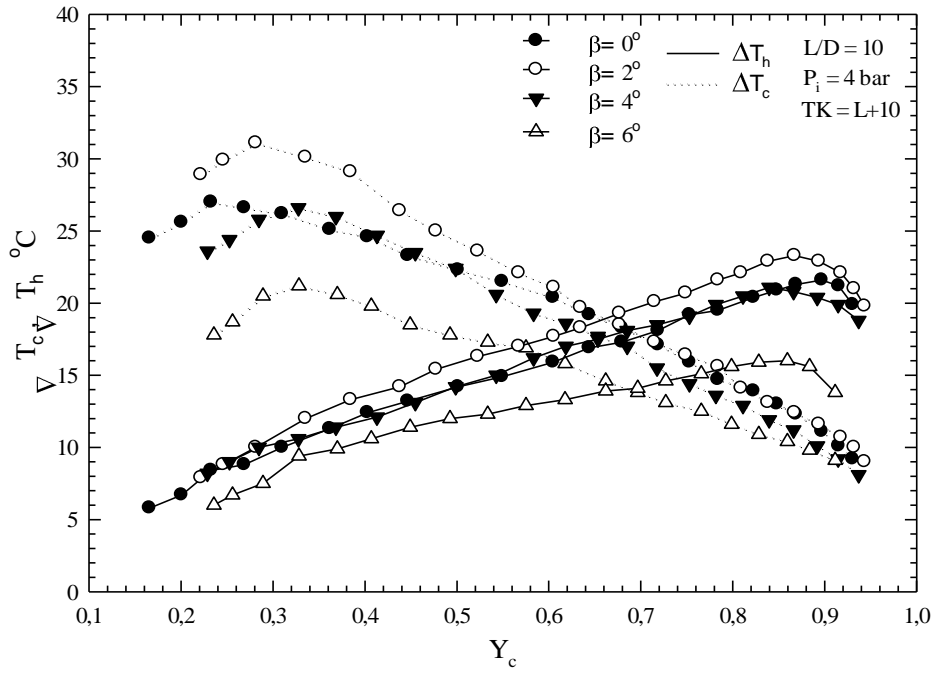


-a-

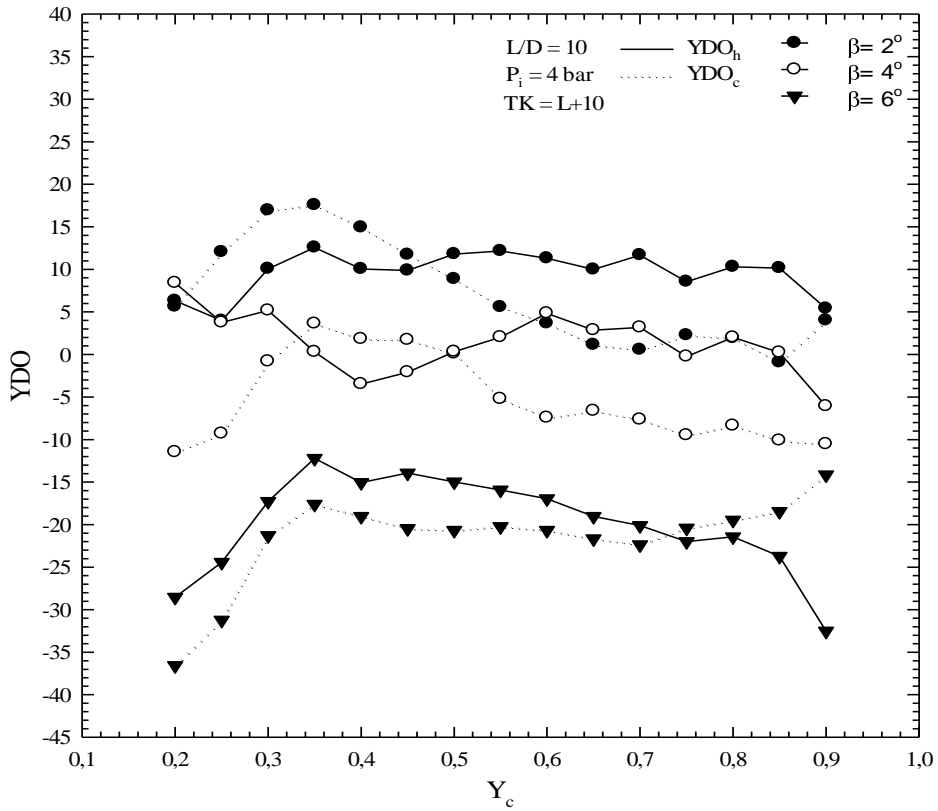


-b-

Şekil 3.36.  $L/D=10$ ,  $P_i=3\text{ bar}$ ,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi



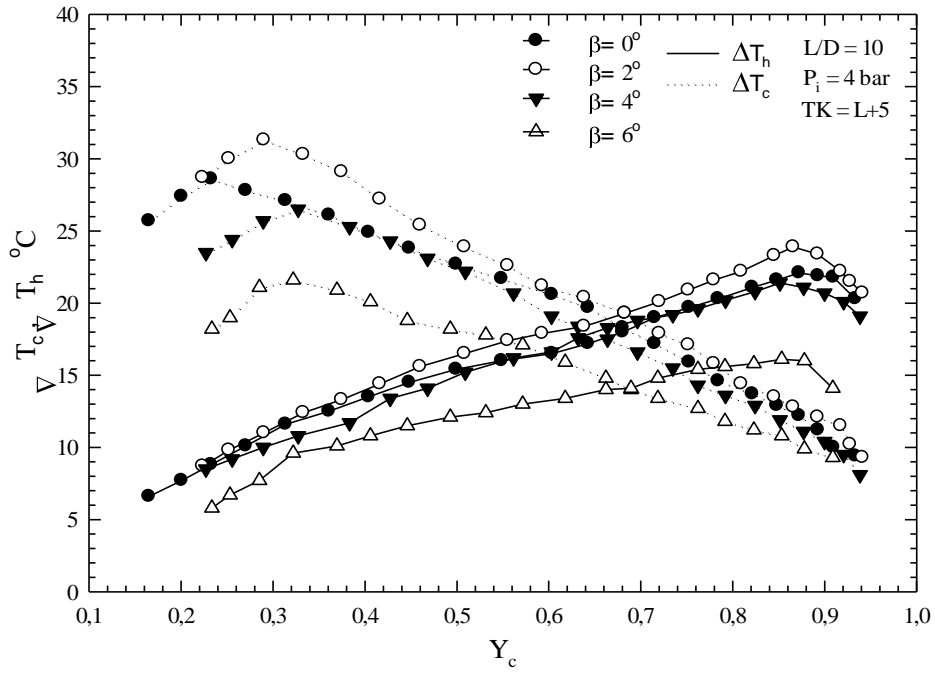
-a-



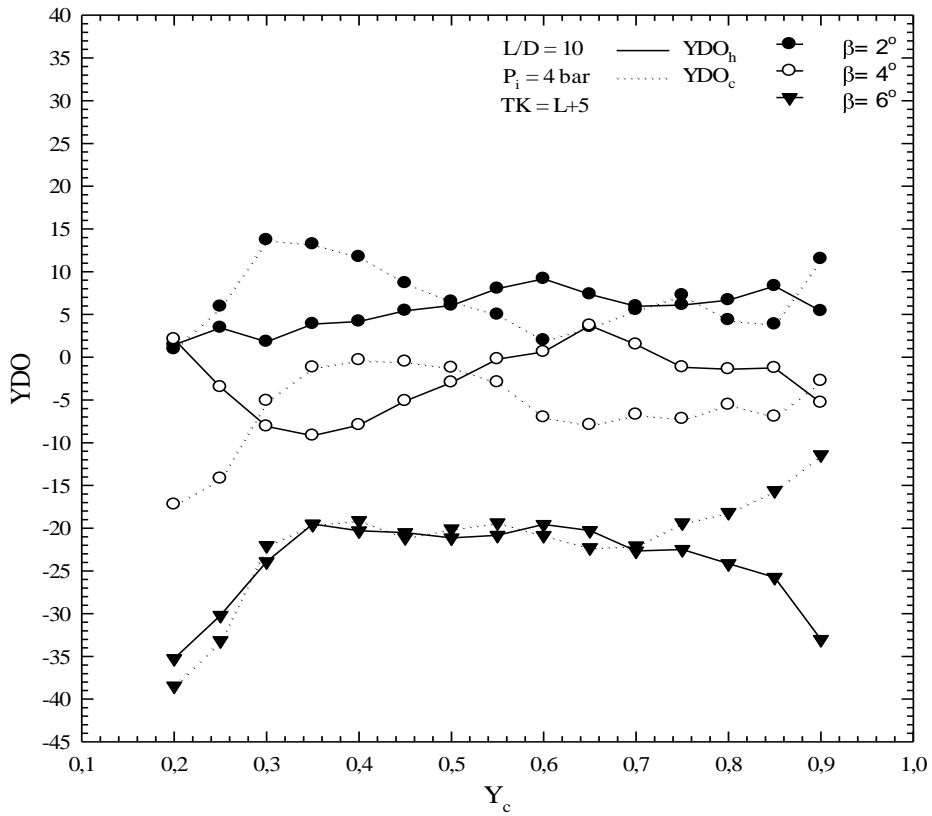
-b-

Şekil 3.37.  $L/D=10$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve YDO (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



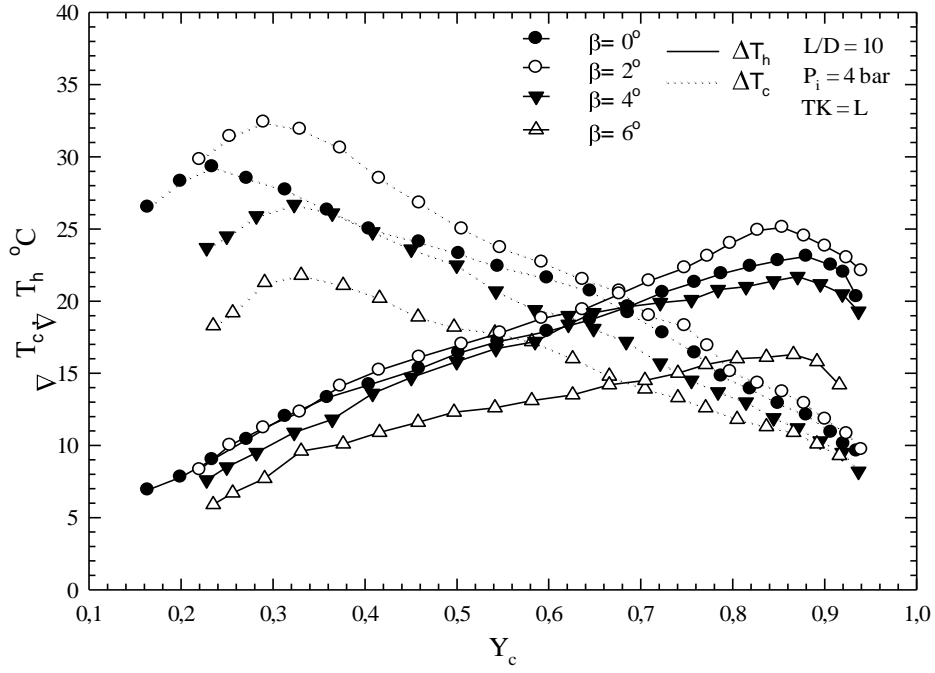


-a-

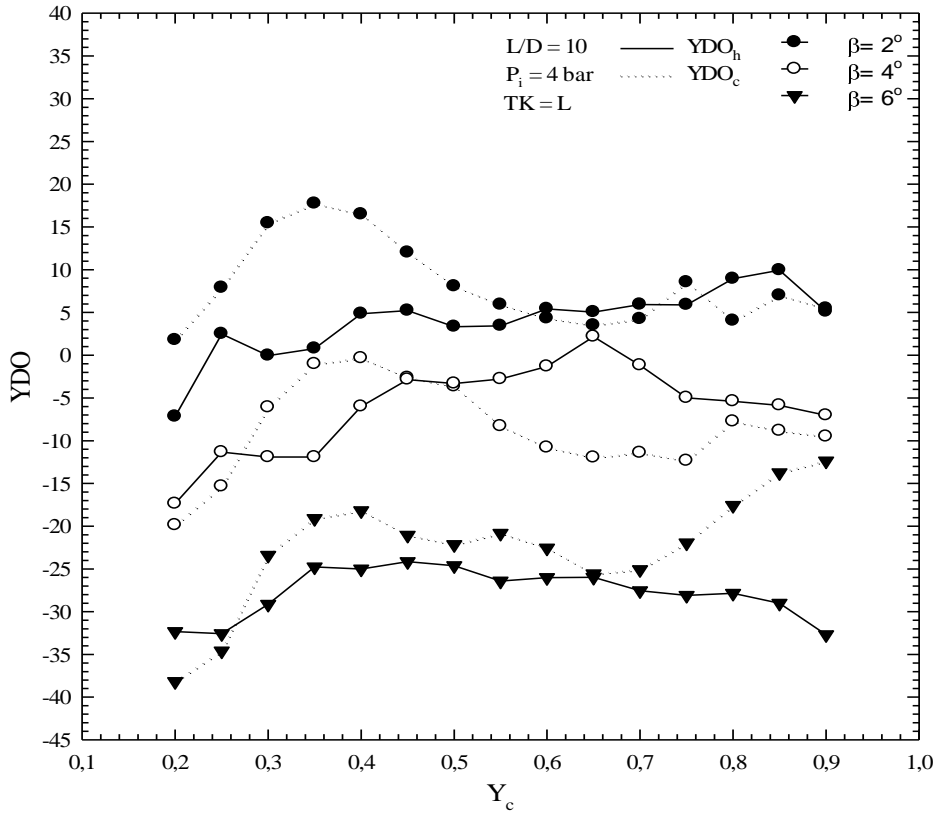


-b-

Şekil 3.38.  $L/D=10$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

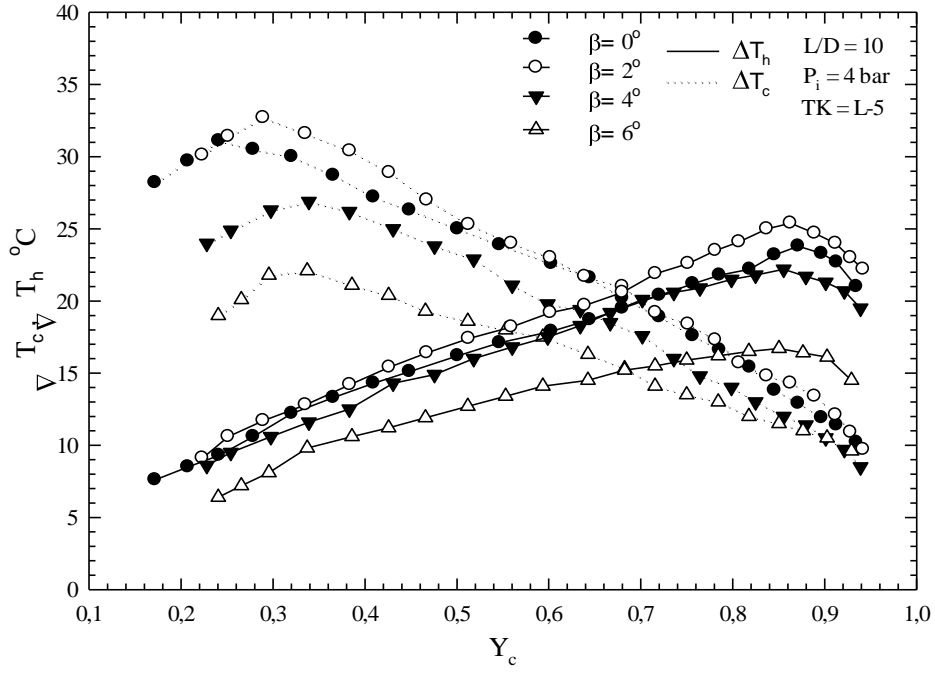


-a-

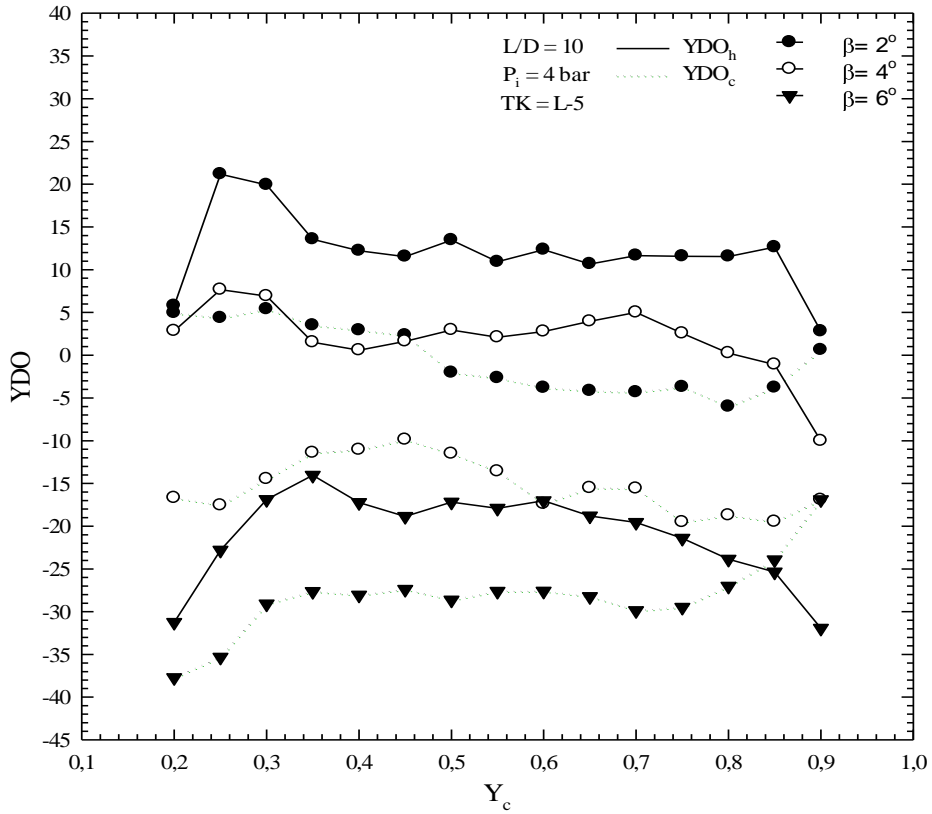


-b-

Şekil 3.39.  $L/D=10$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

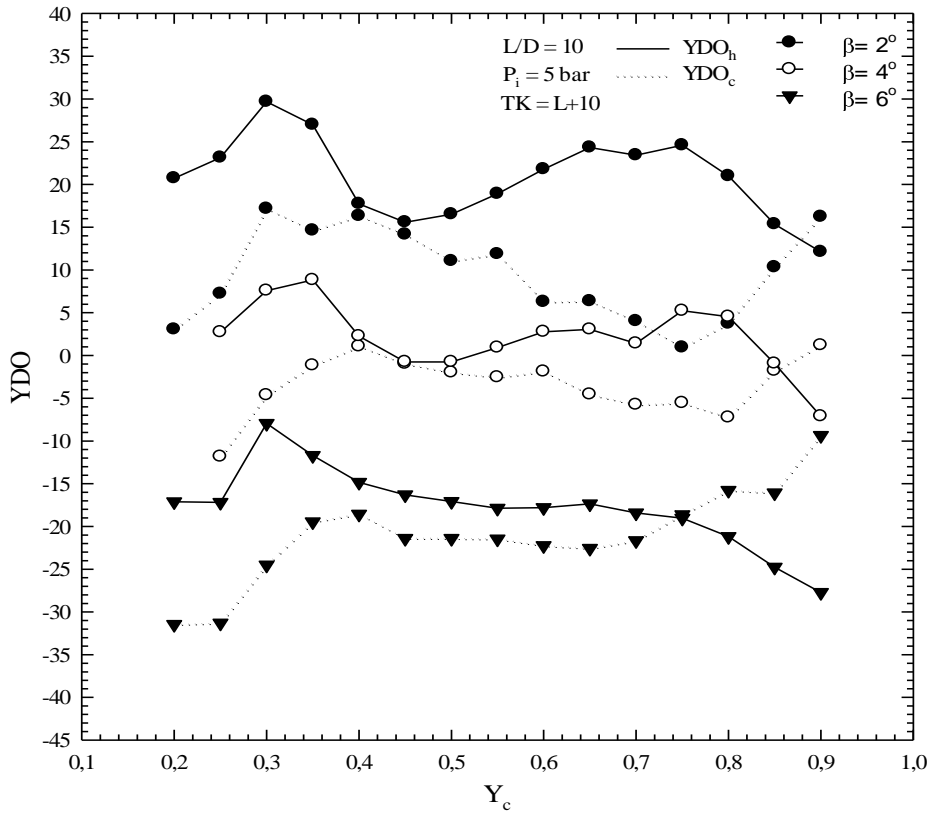
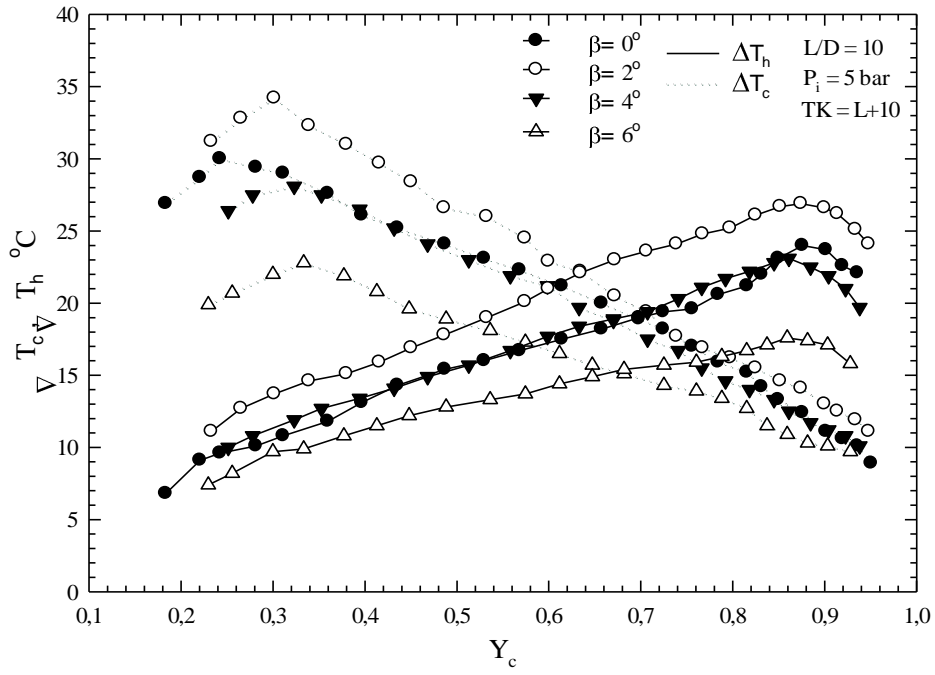


-a-



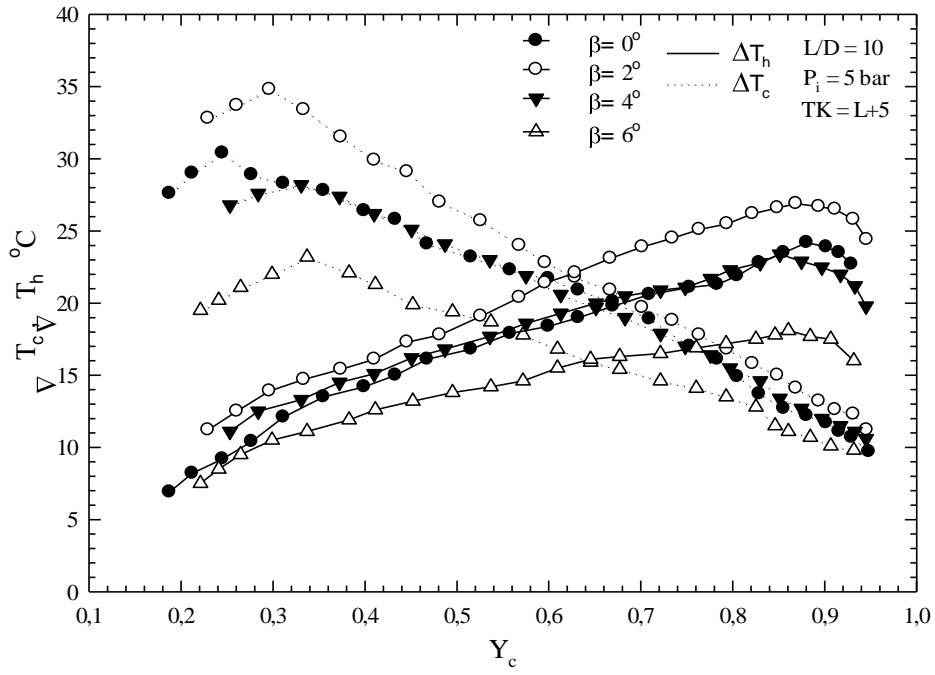
-b-

Şekil 3.40.  $L/D=10$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve YDO (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

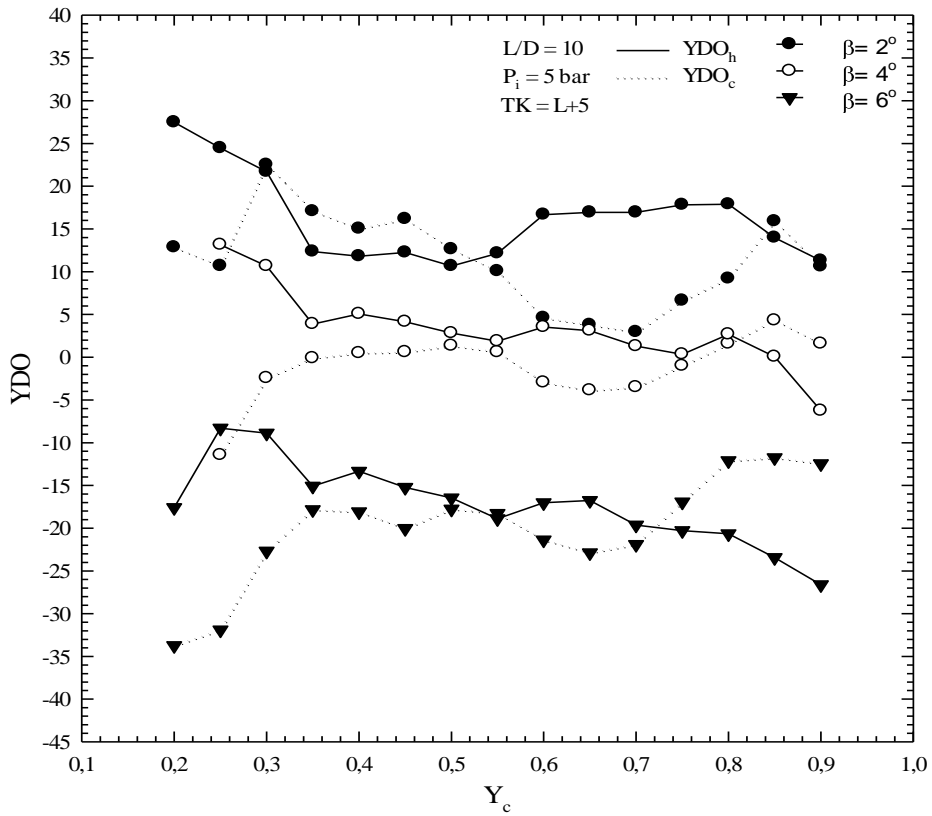


-b-

Şekil 3.41.  $L/D=10$ ,  $P_i=5\text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

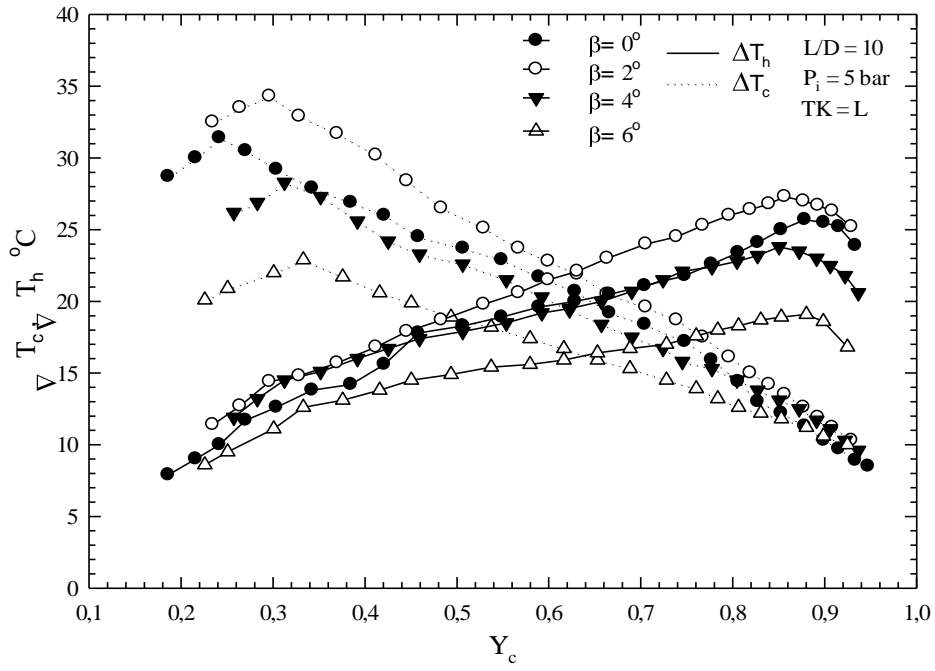


-a-

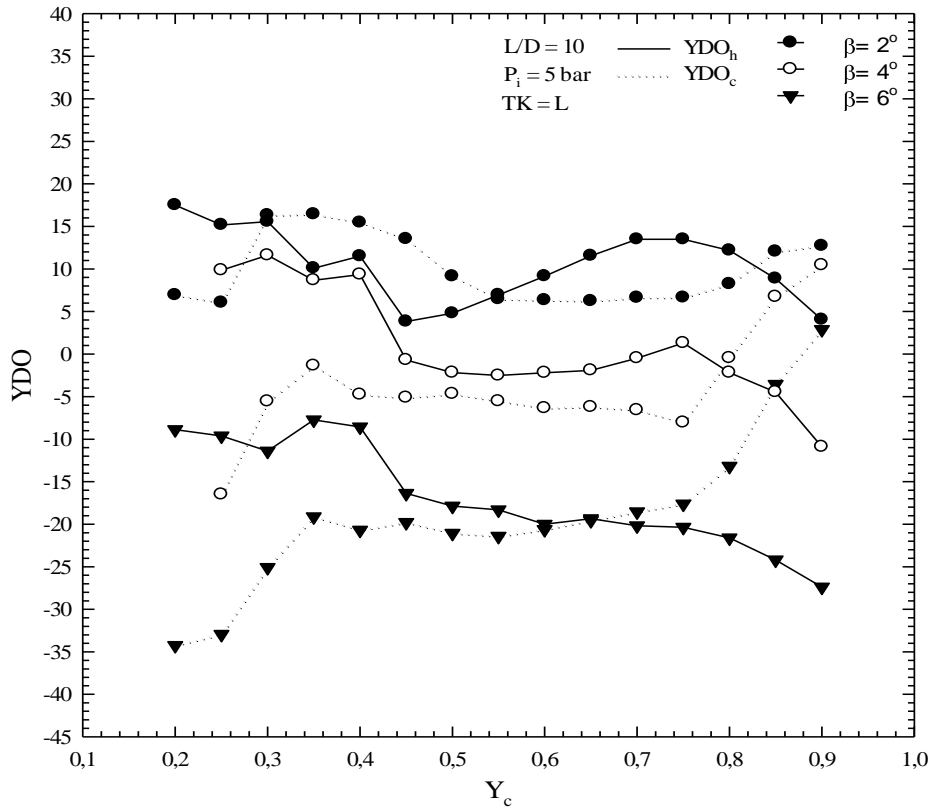


-b-

Şekil 3.42.  $L/D=10$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve YDO (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

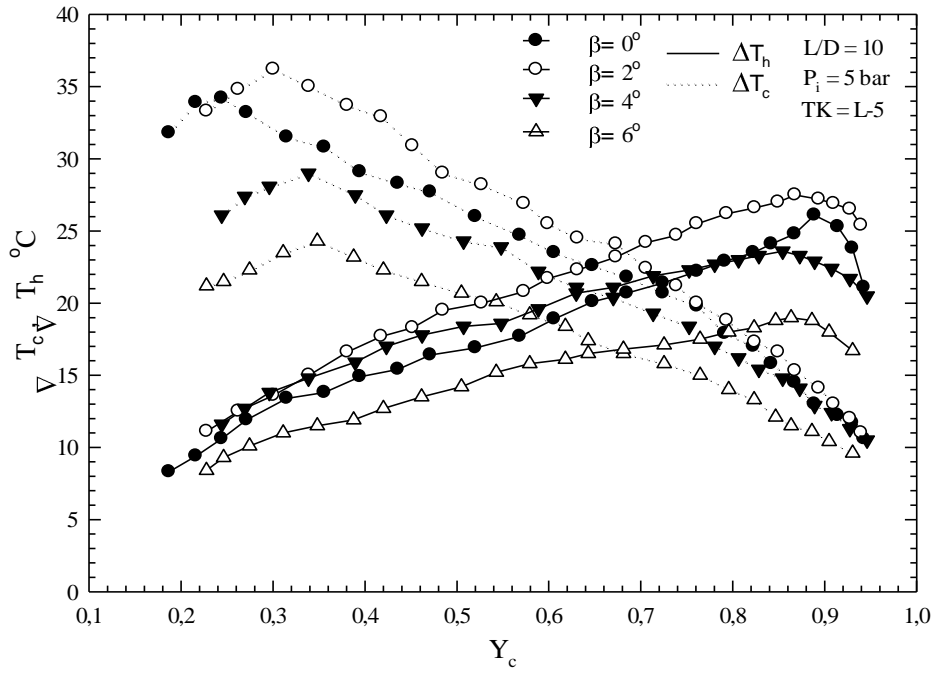


-a-

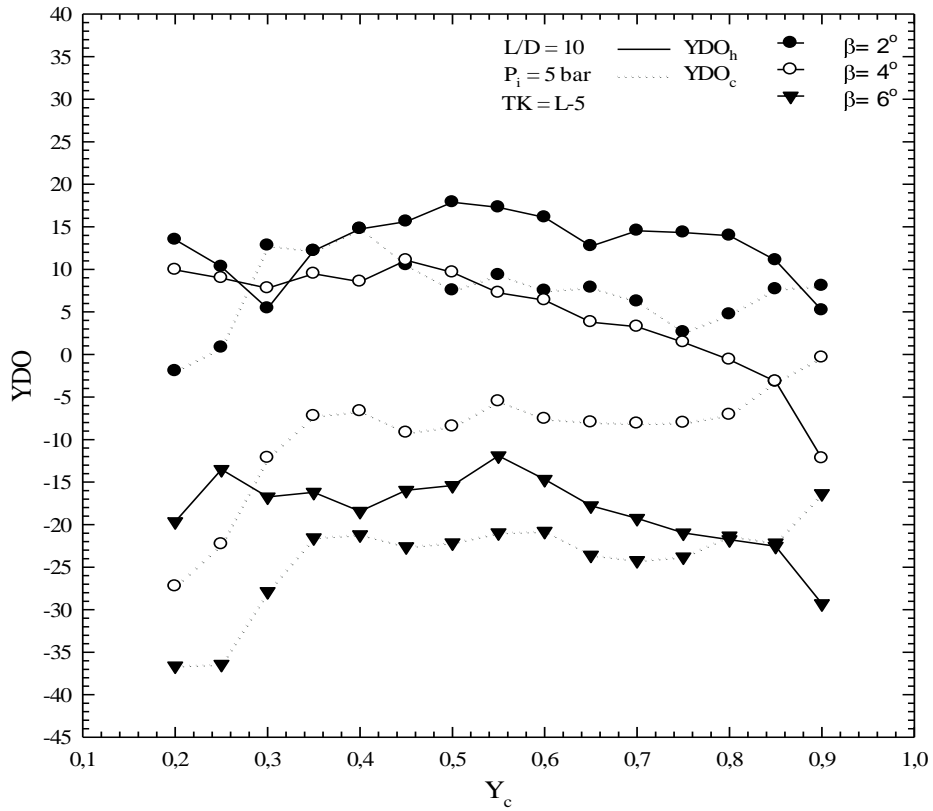


-b-

Şekil 3.43.  $L/D=10$ ,  $P_i=5$  bar,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

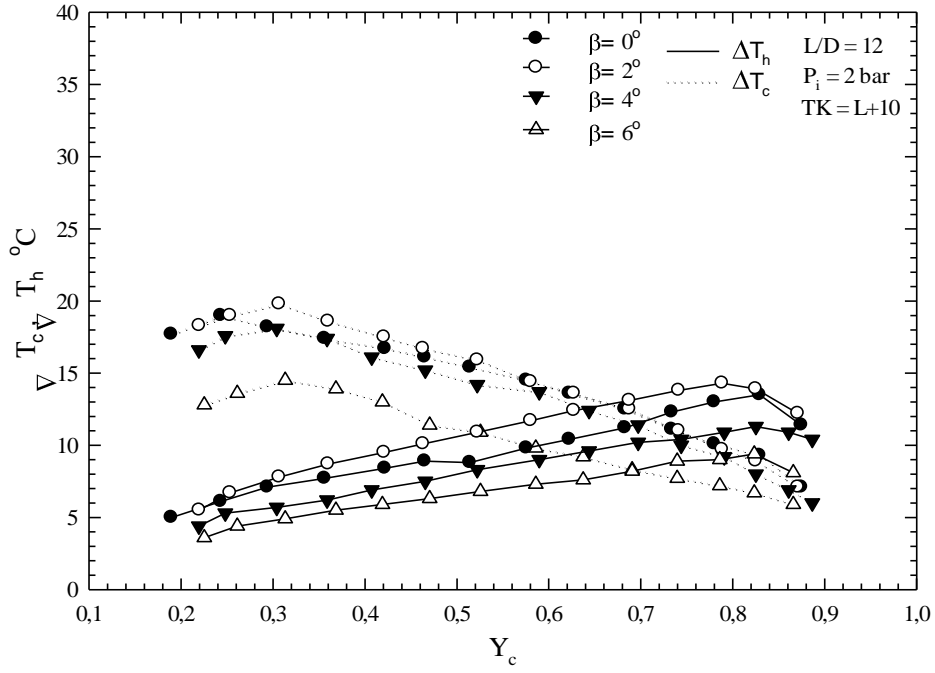


-a-

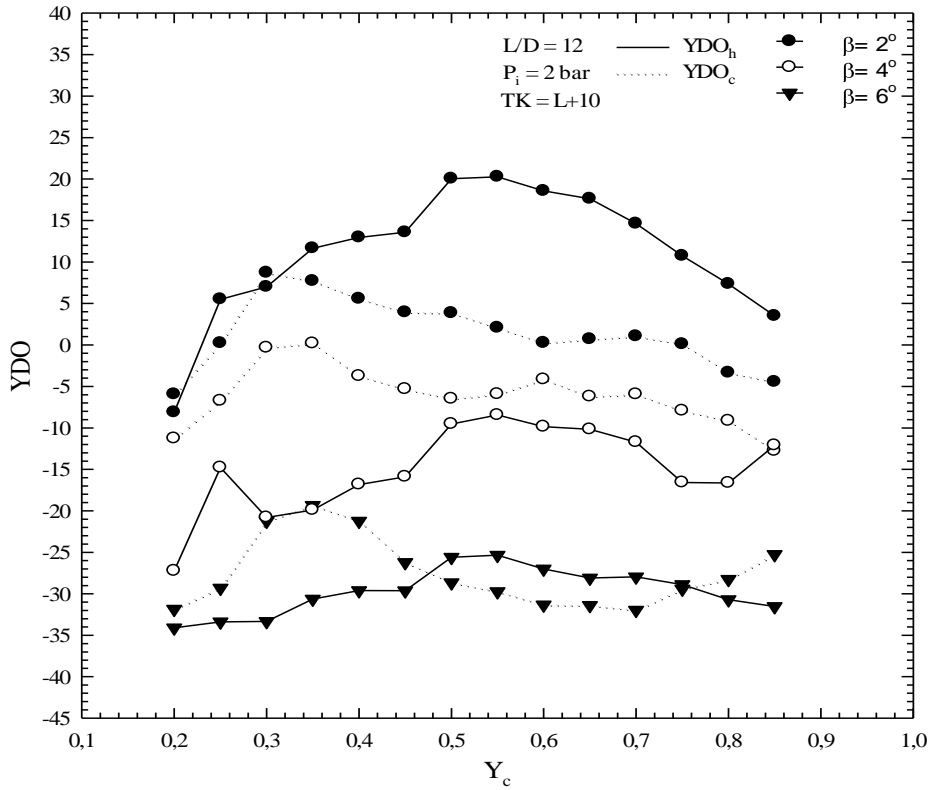


-b-

Şekil 3.44.  $L/D=10$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



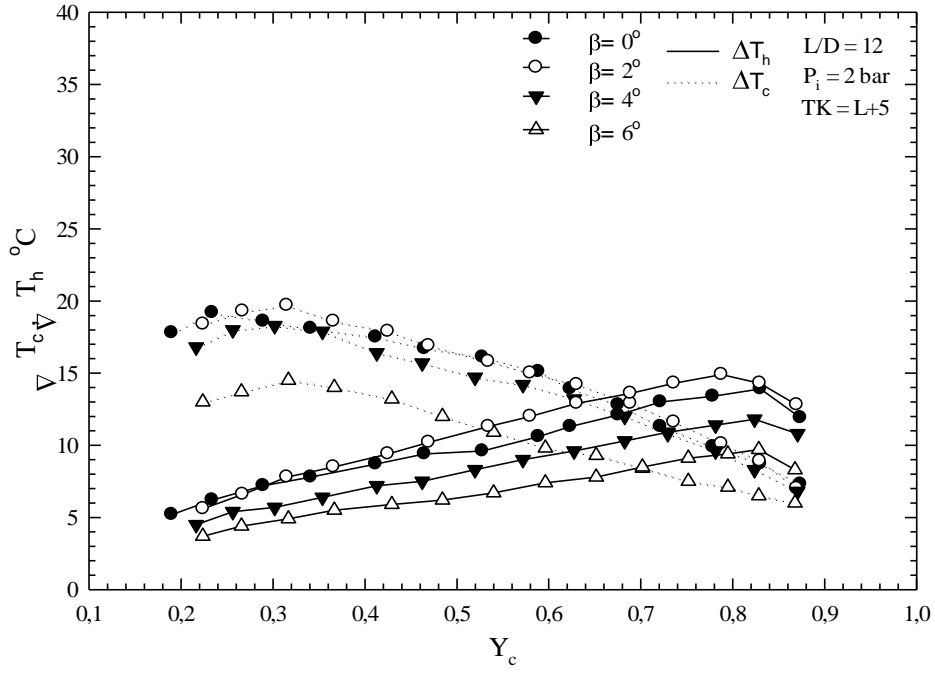
-a-



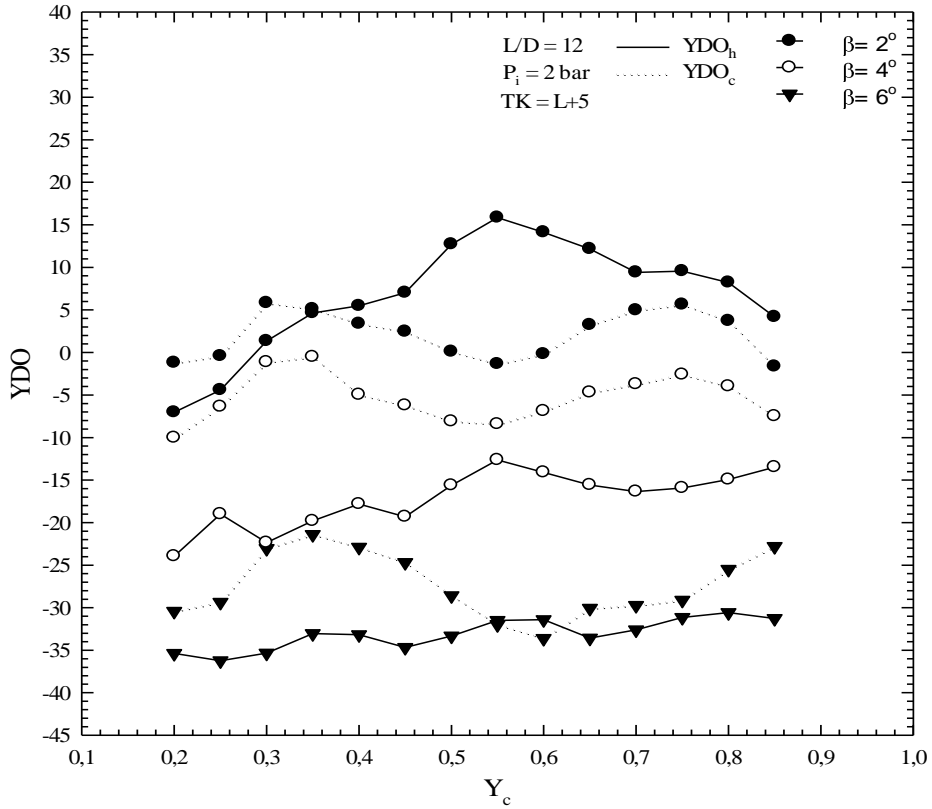
-b-

Şekil 3.45.  $L/D=12$ ,  $P_i=2 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



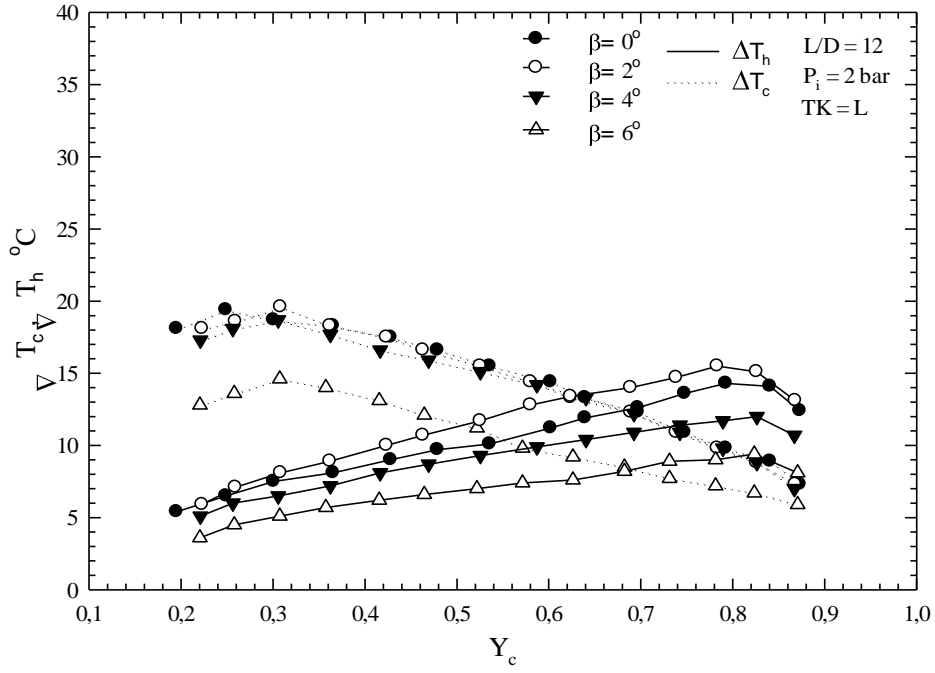


-a-

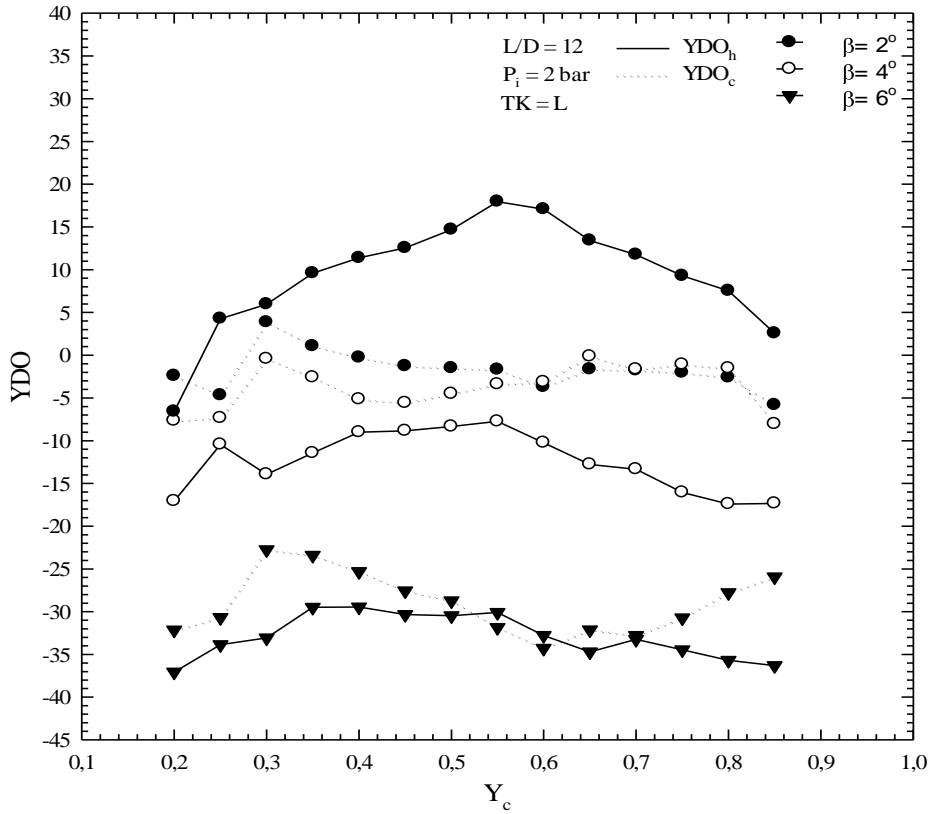


-b-

Şekil 3.46.  $L/D=12$ ,  $P_i=2 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

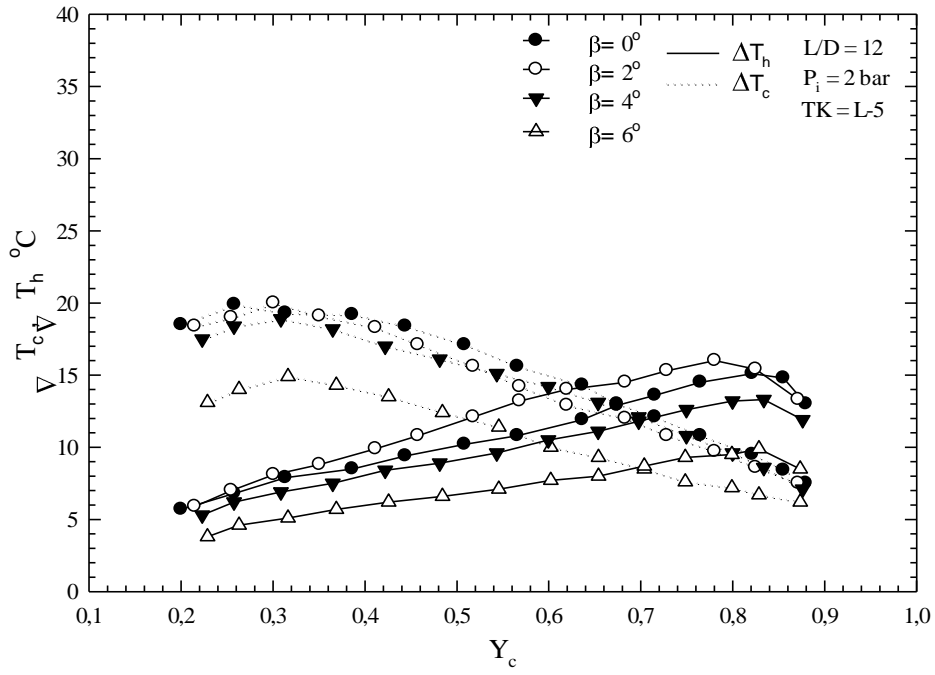


-a-

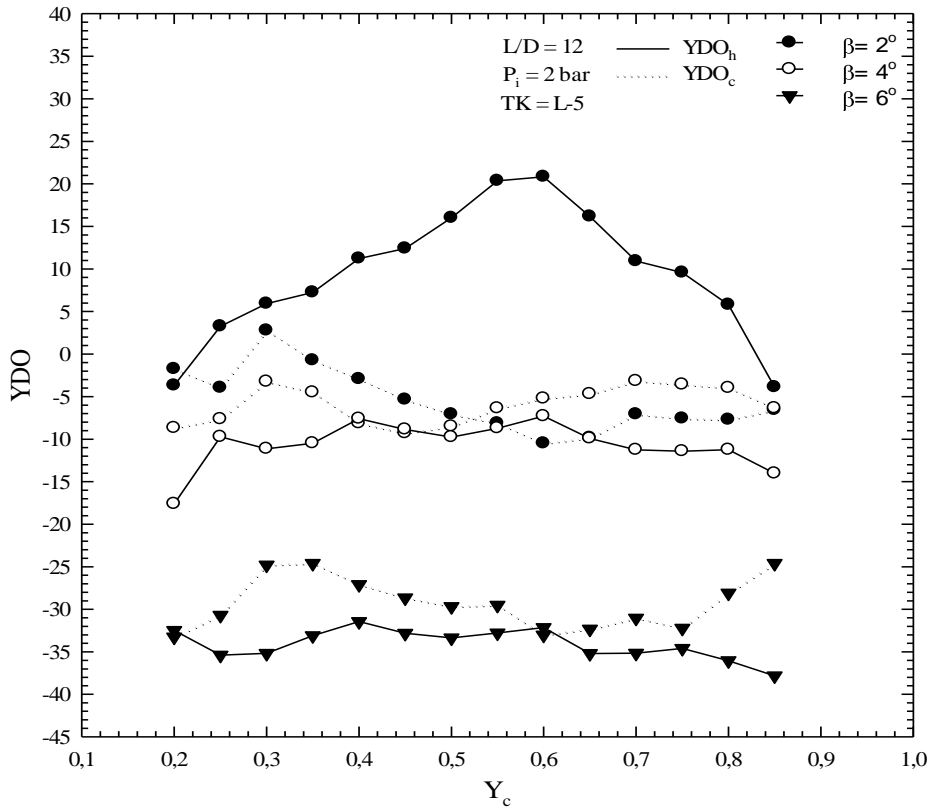


-b-

Şekil 3.47.  $L/D=12$ ,  $P_i=2 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

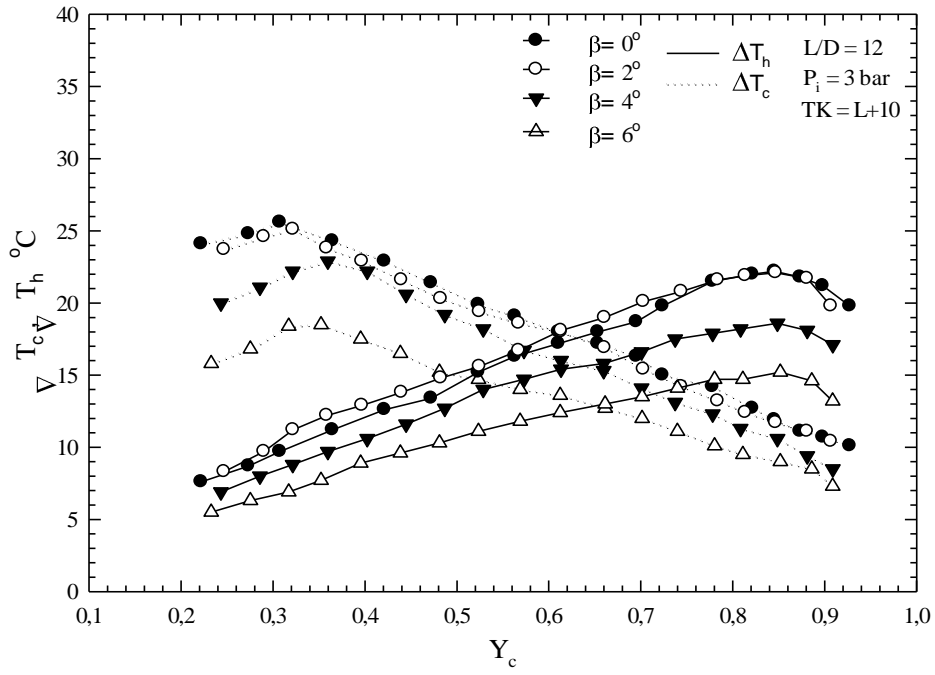


-a-

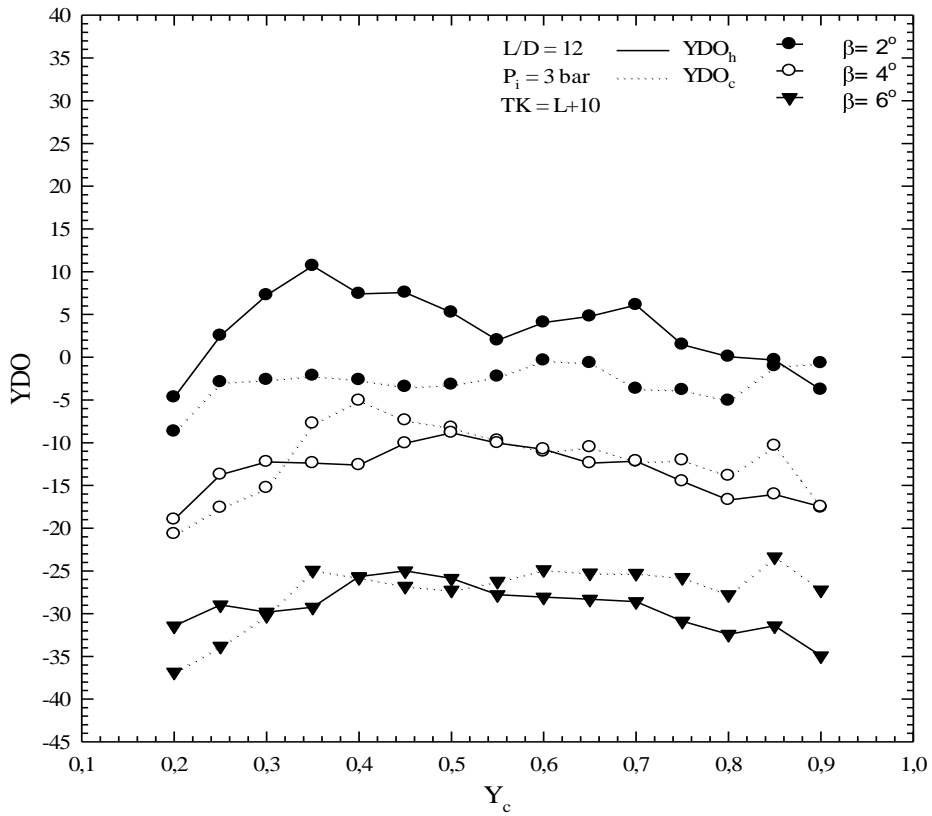


-b-

Şekil 3.48.  $L/D=12$ ,  $P_i=2\text{ bar}$ ,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

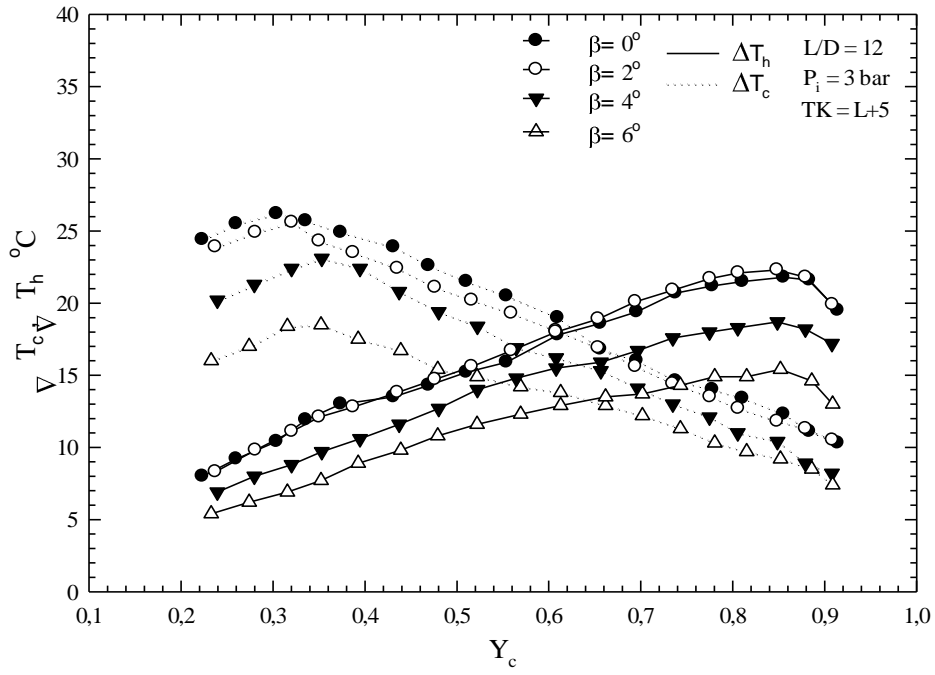


-a-

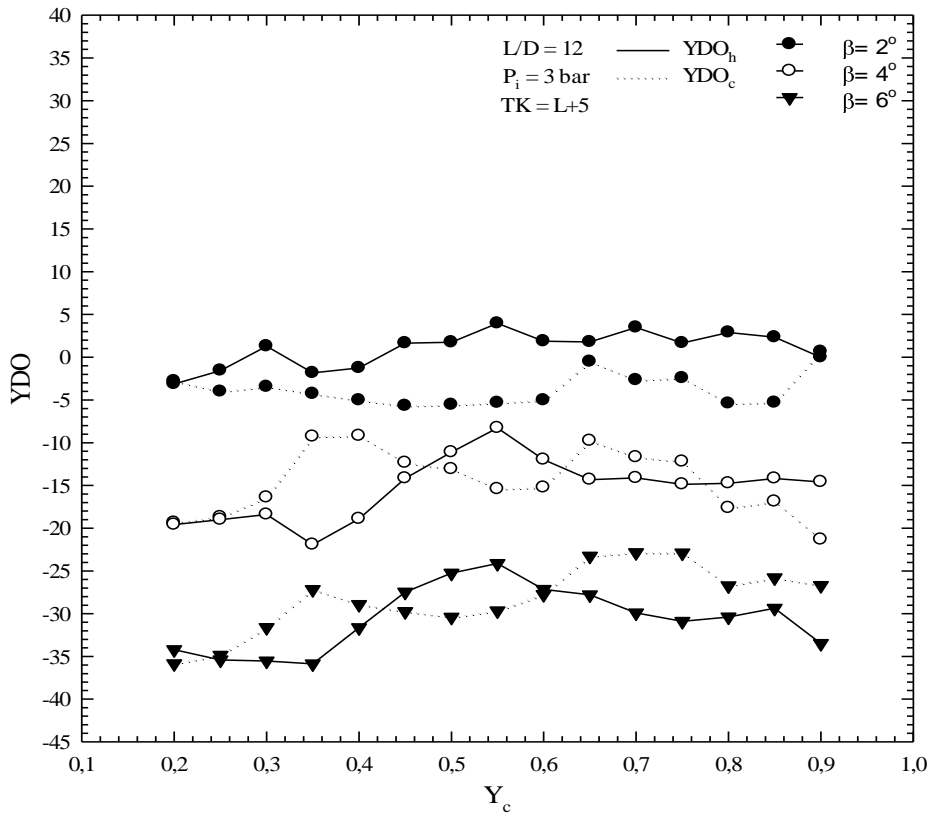


-b-

Şekil 3.49.  $L/D=12$ ,  $P_i=3 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

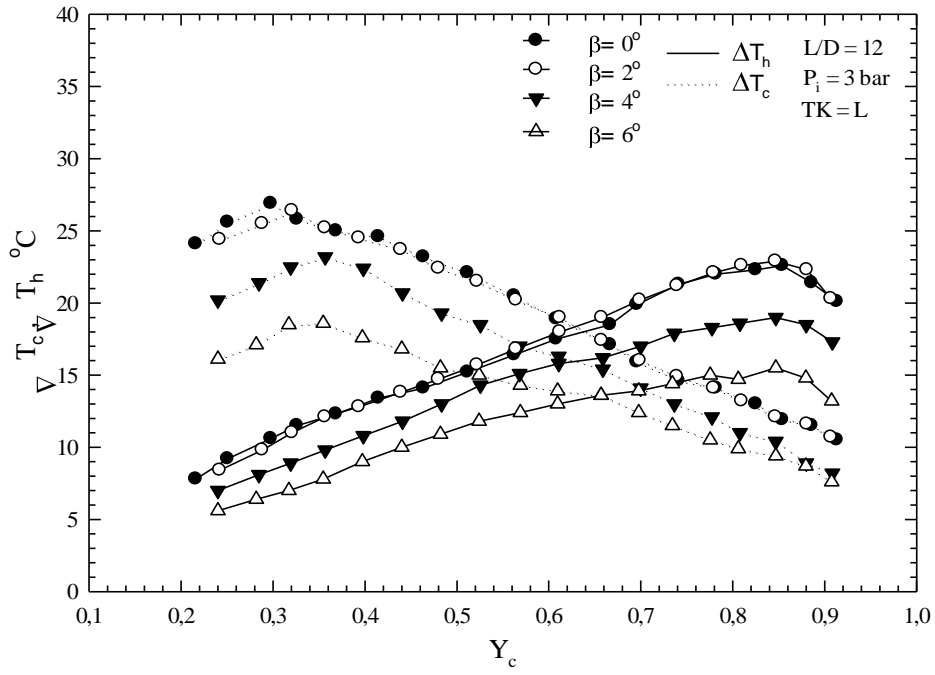


-a-

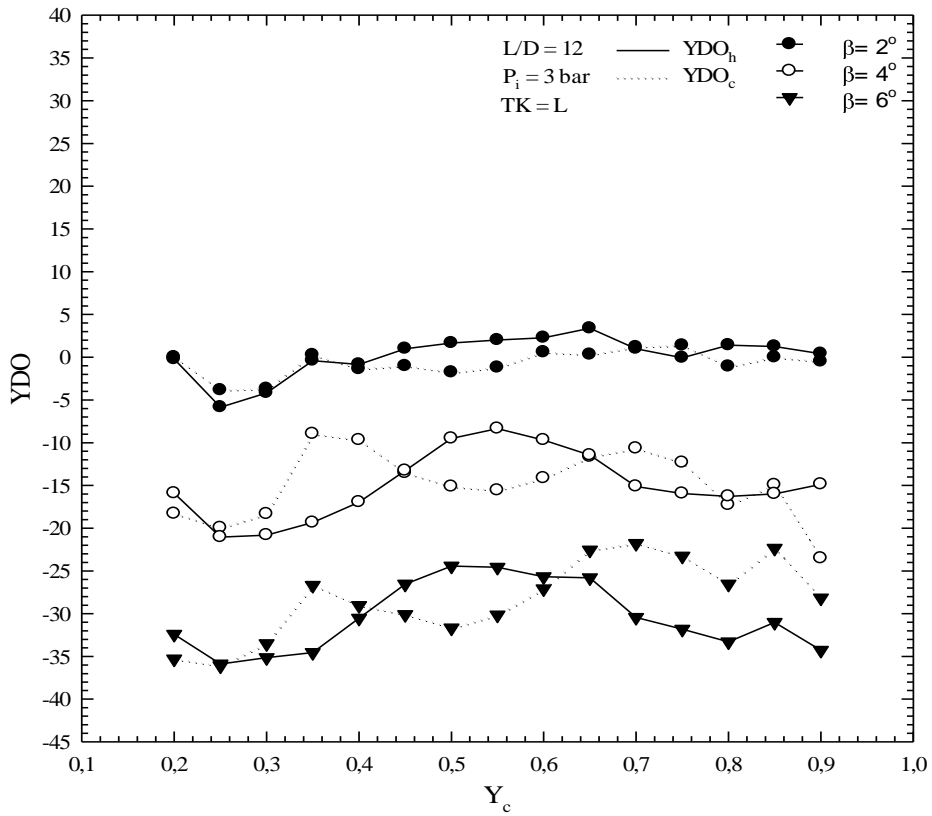


-b-

Şekil 3.50.  $L/D=12$ ,  $P_i=3$  bar,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

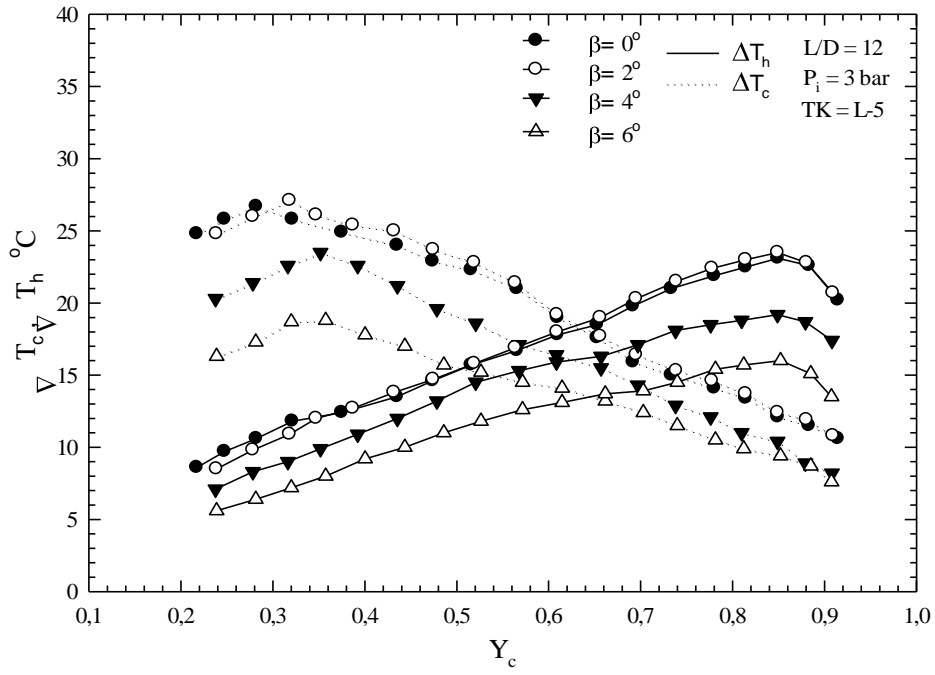


-a-

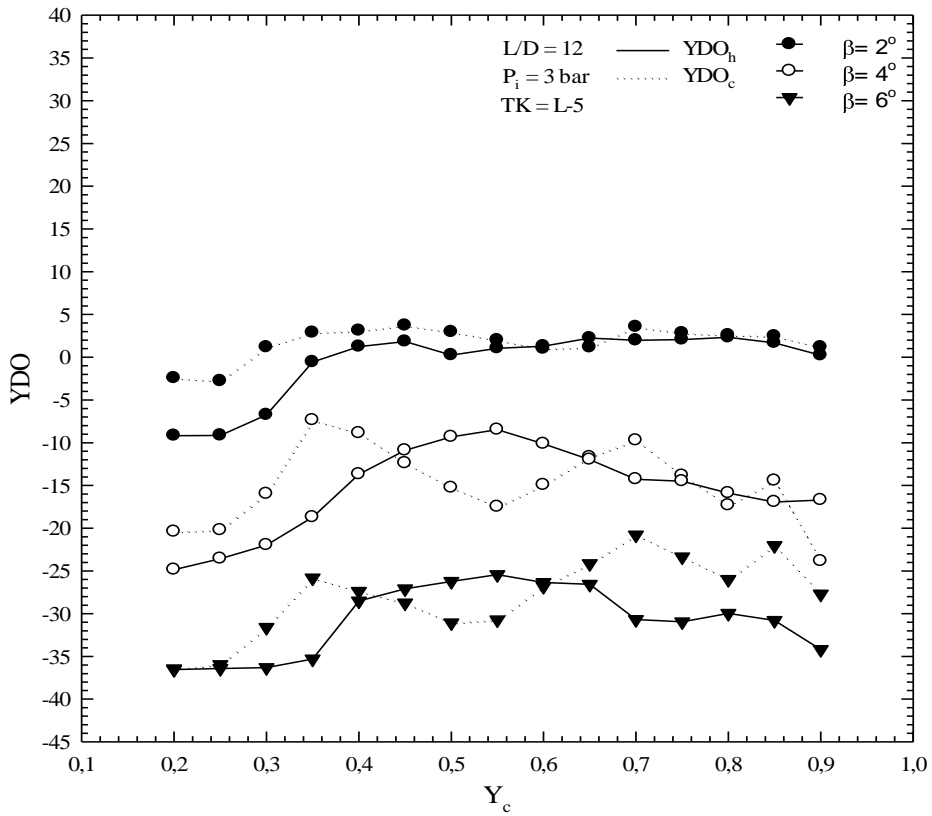


-b-

Şekil 3.51.  $L/D=12$ ,  $P_i=3 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

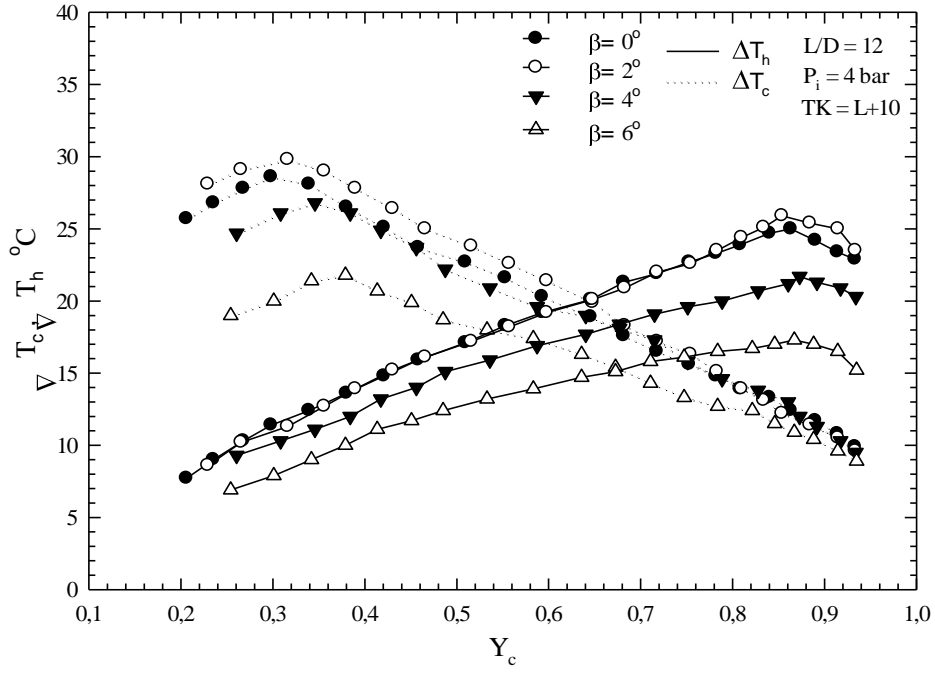


-a-

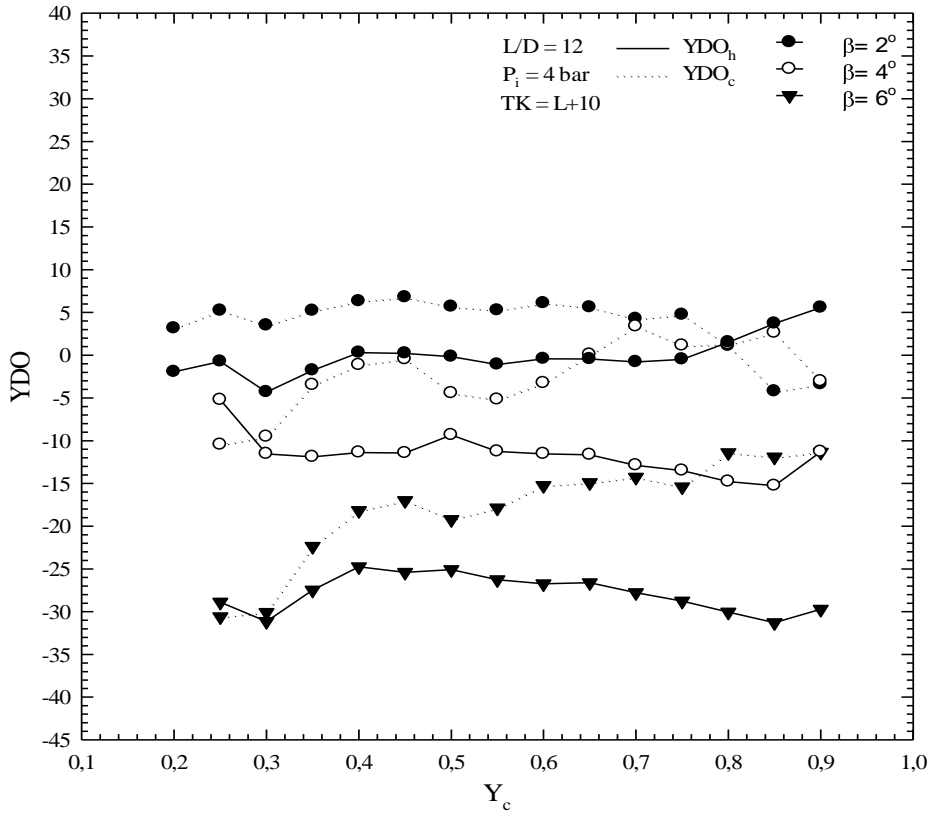


-b-

Şekil 3.52.  $L/D=12$ ,  $P_i=3 \text{ bar}$ ,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve YDO (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



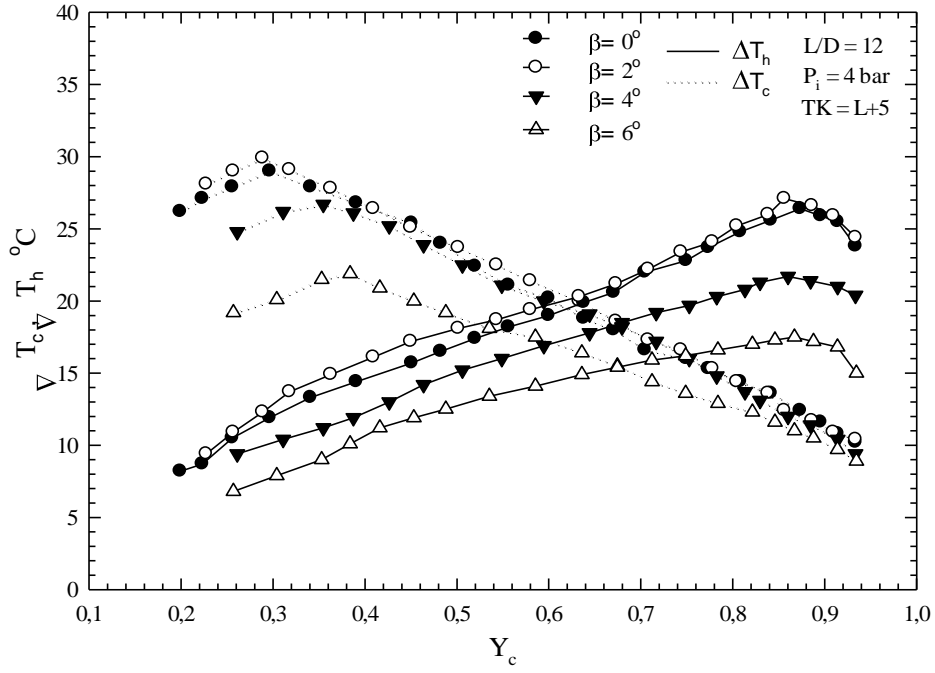
-a-



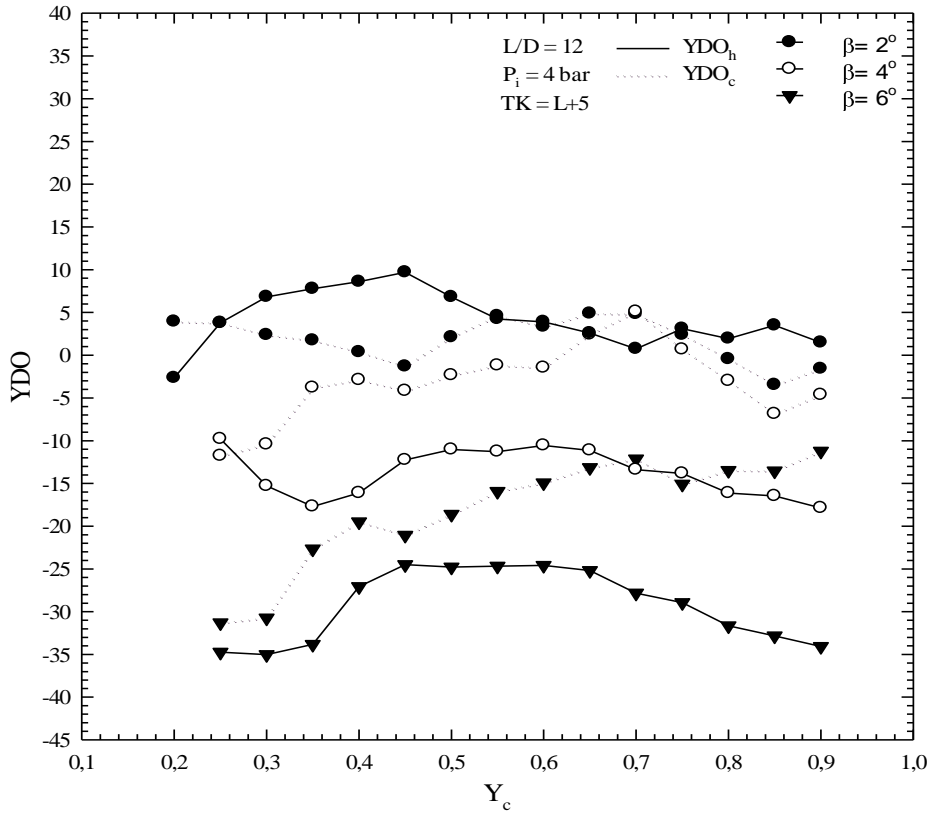
-b-

Şekil 3.53.  $L/D=12$ ,  $P_i=4$  bar,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi



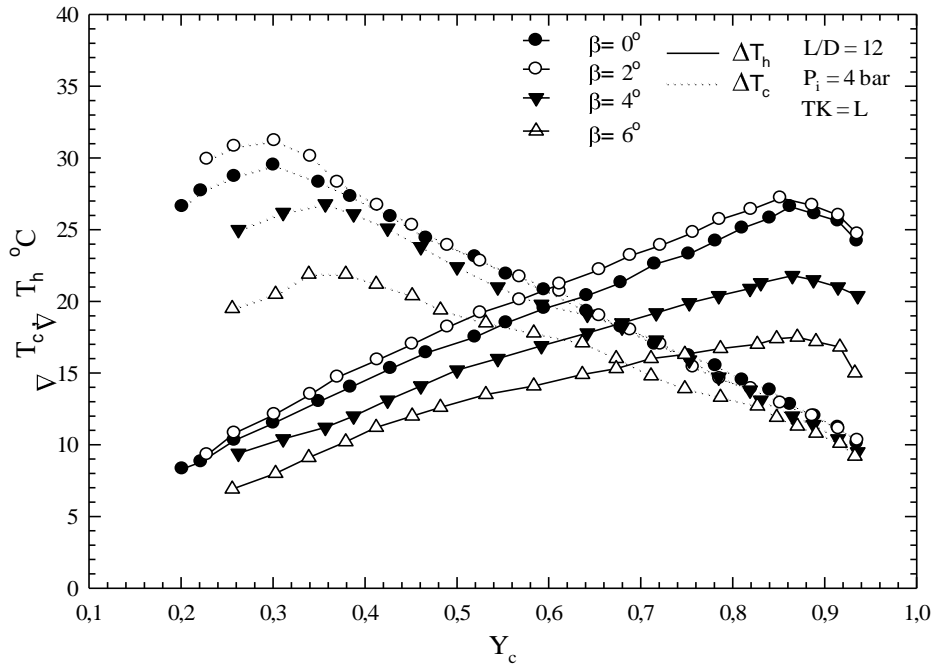


-a-

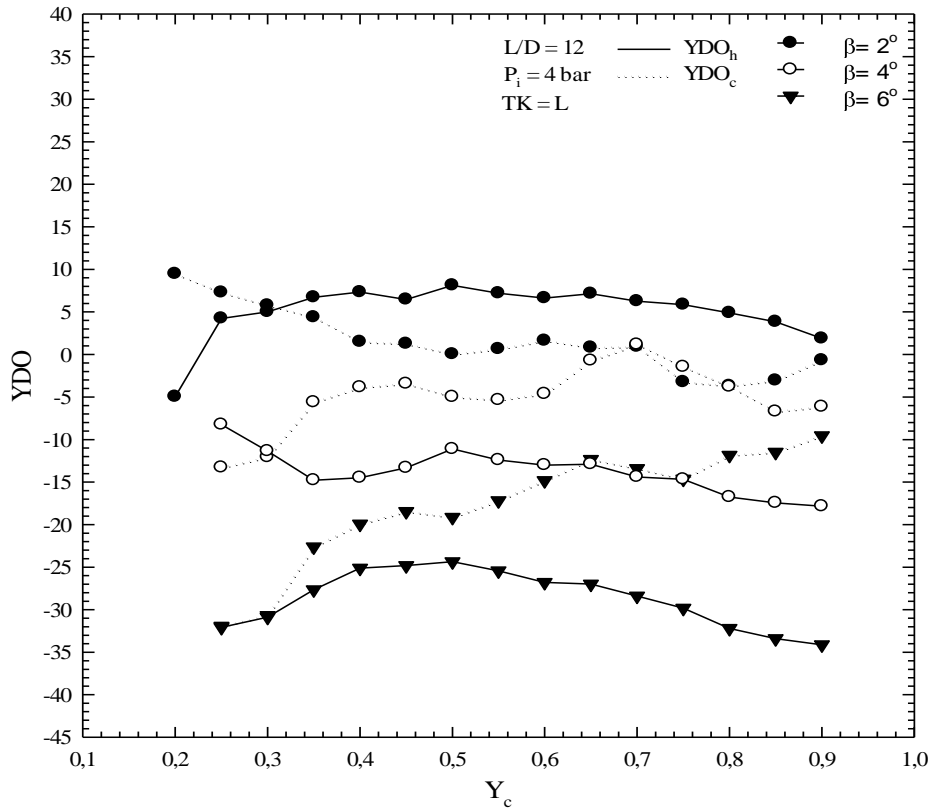


-b-

Şekil 3.54.  $L/D=12$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

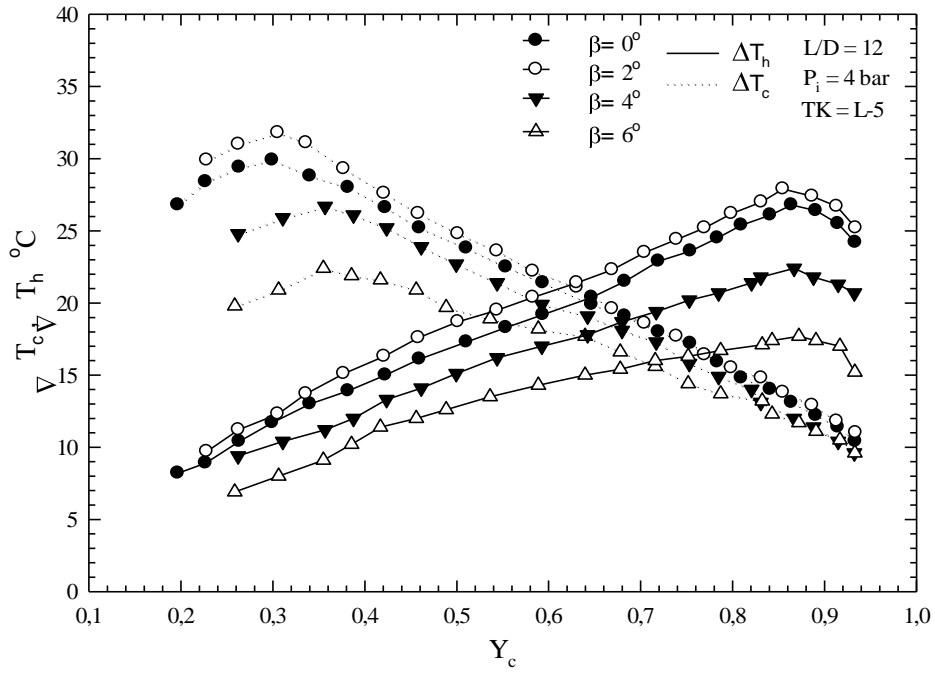


-a-

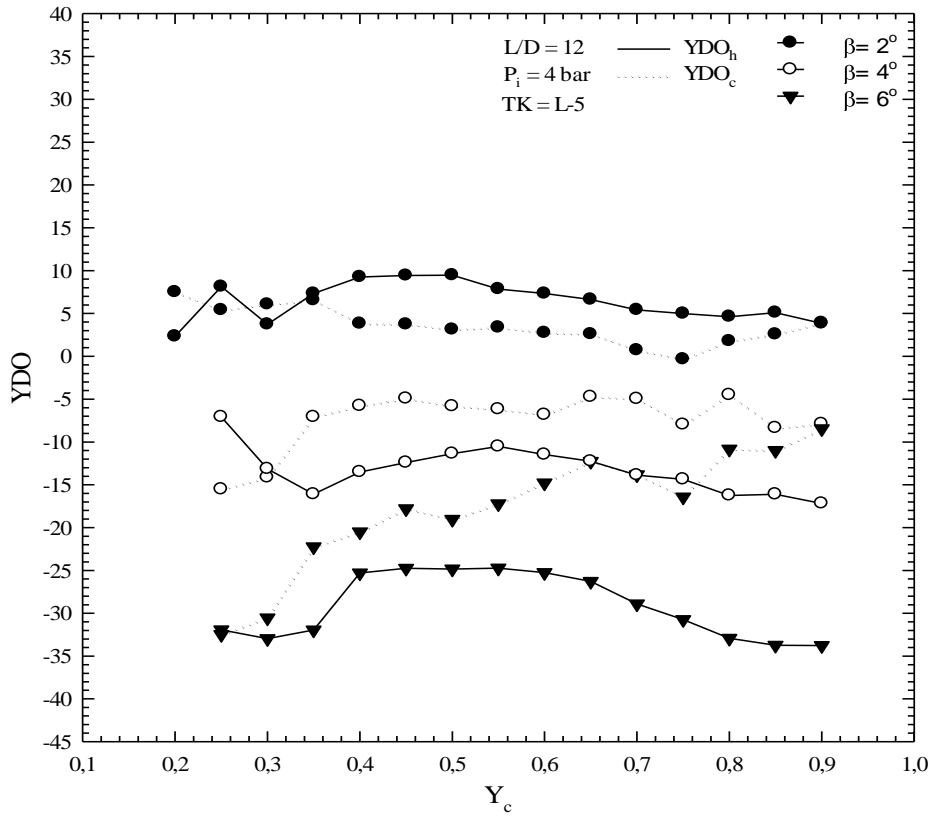


-b-

Şekil 3.55.  $L/D=12$ ,  $P_i=4$  bar,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

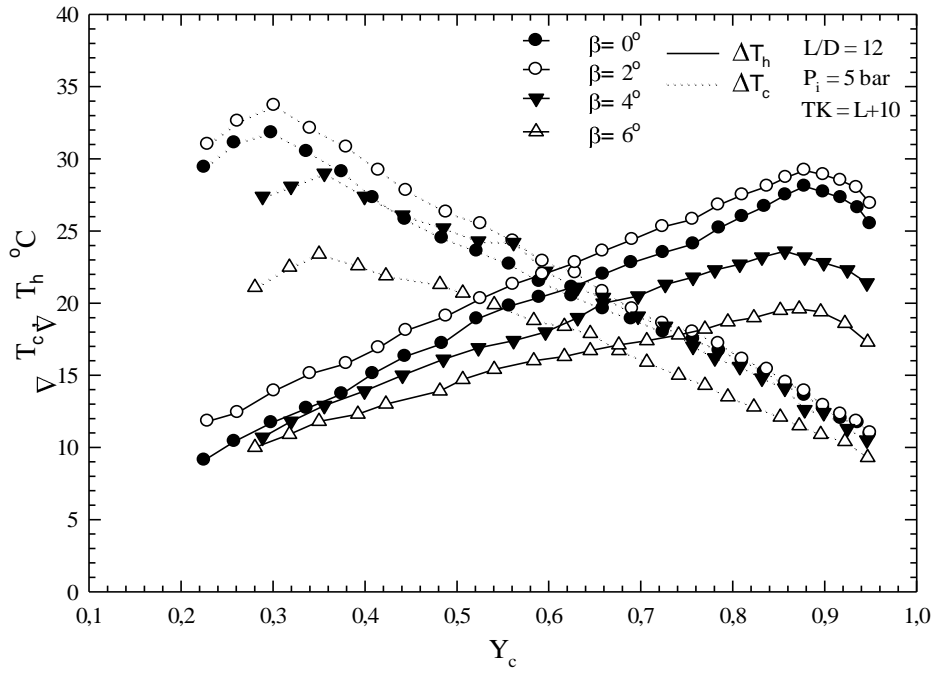


-a-

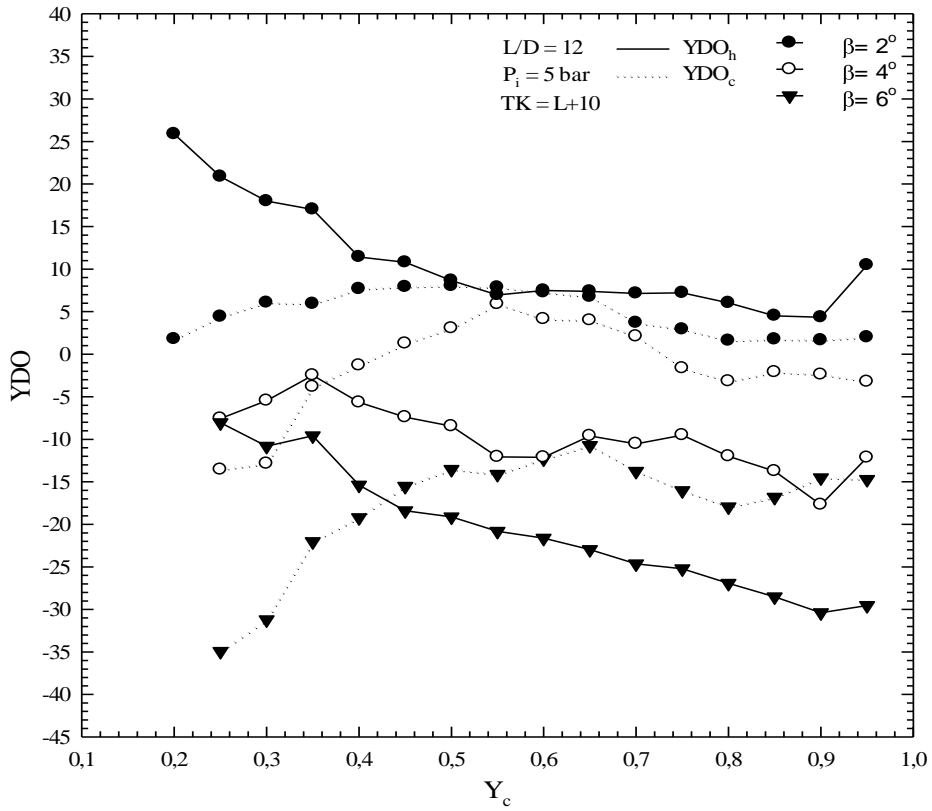


-b-

Şekil 3.56.  $L/D=12$ ,  $P_i=4 \text{ bar}$ ,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

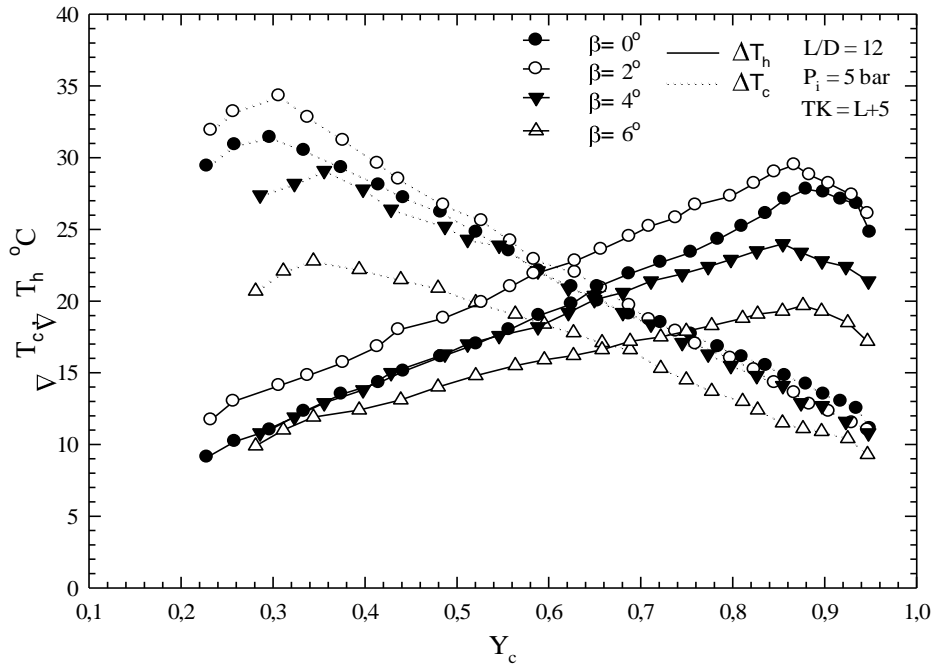


-a-

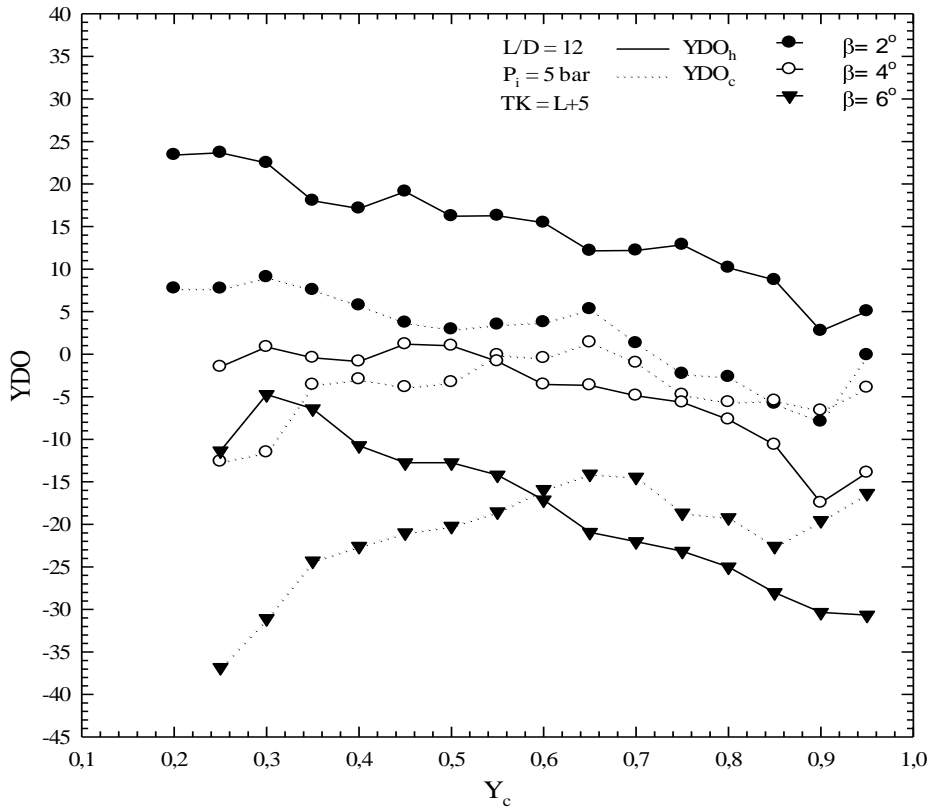


-b-

Şekil 3.57.  $L/D=12$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L+10$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

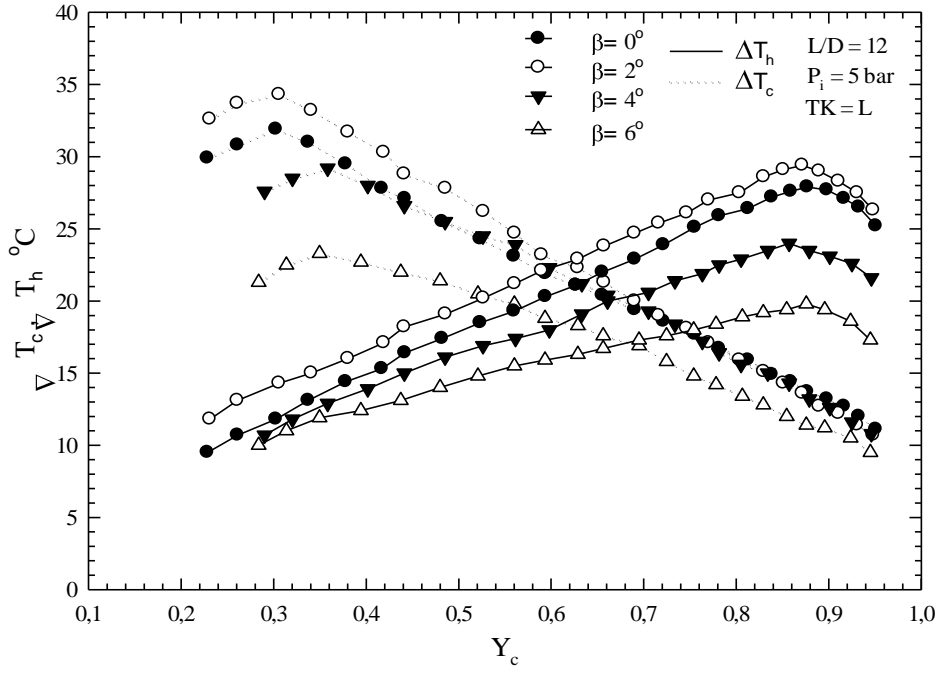


-a-

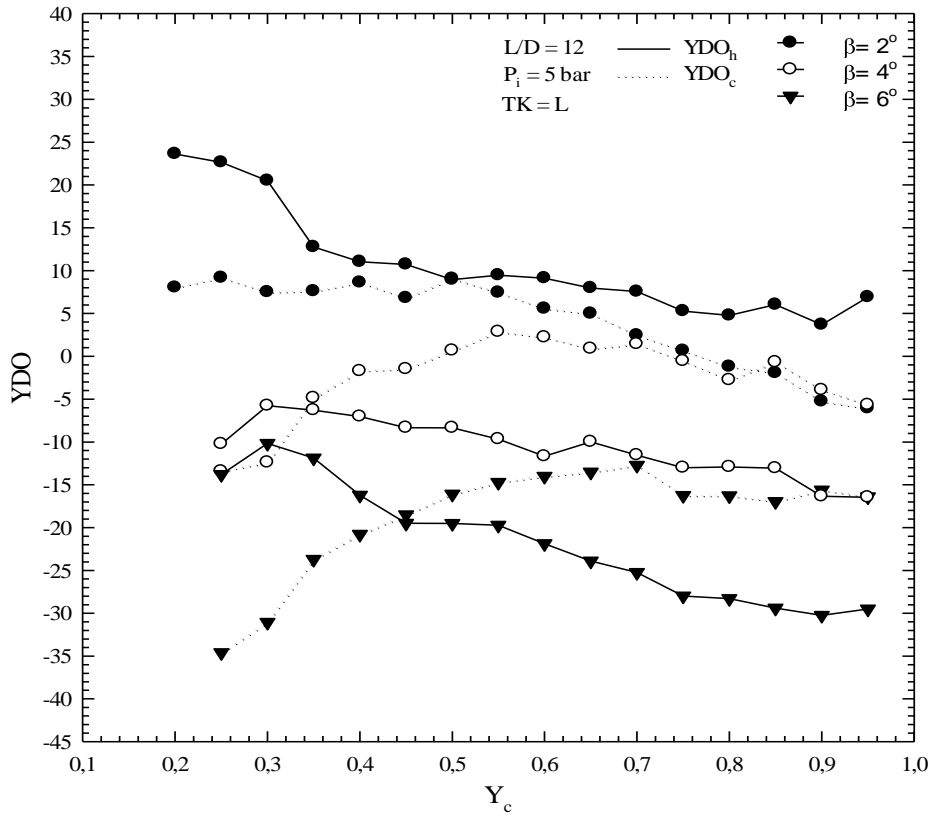


-b-

Şekil 3.58.  $L/D=12$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L+5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi

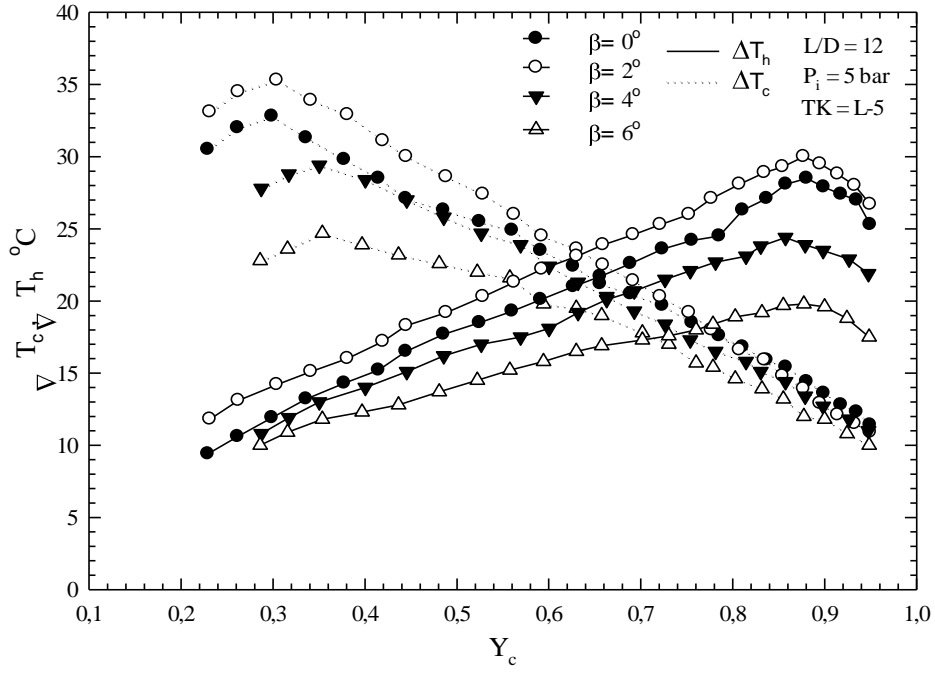


-a-

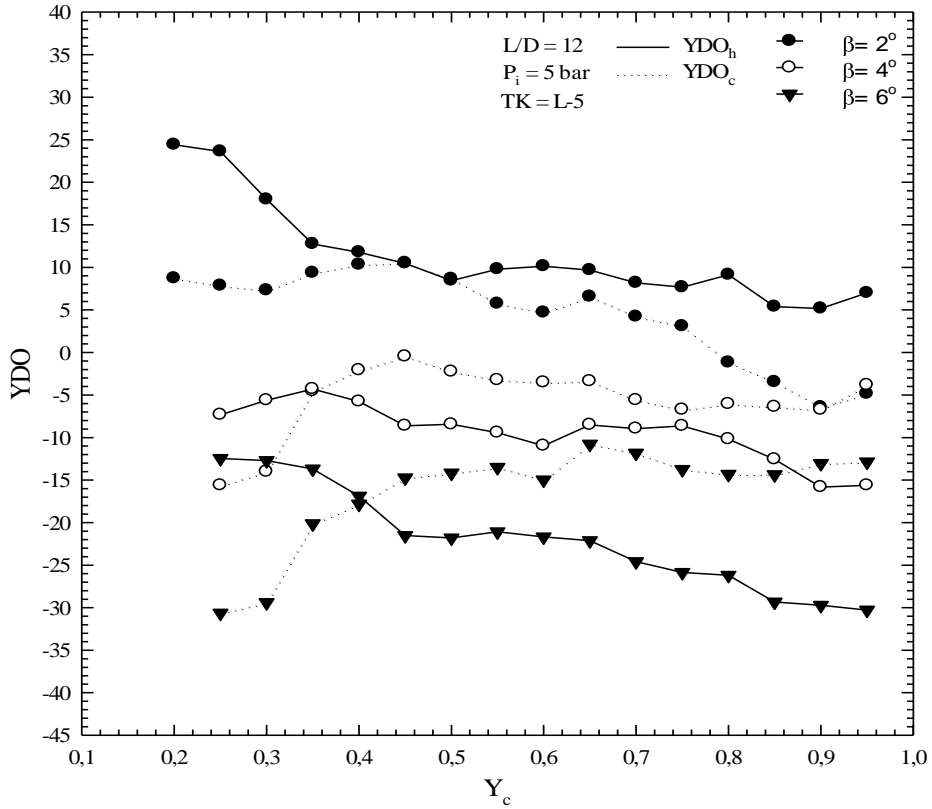


-b-

Şekil 3.59.  $L/D=12$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)'nin  $Y_c$  ile değişimi



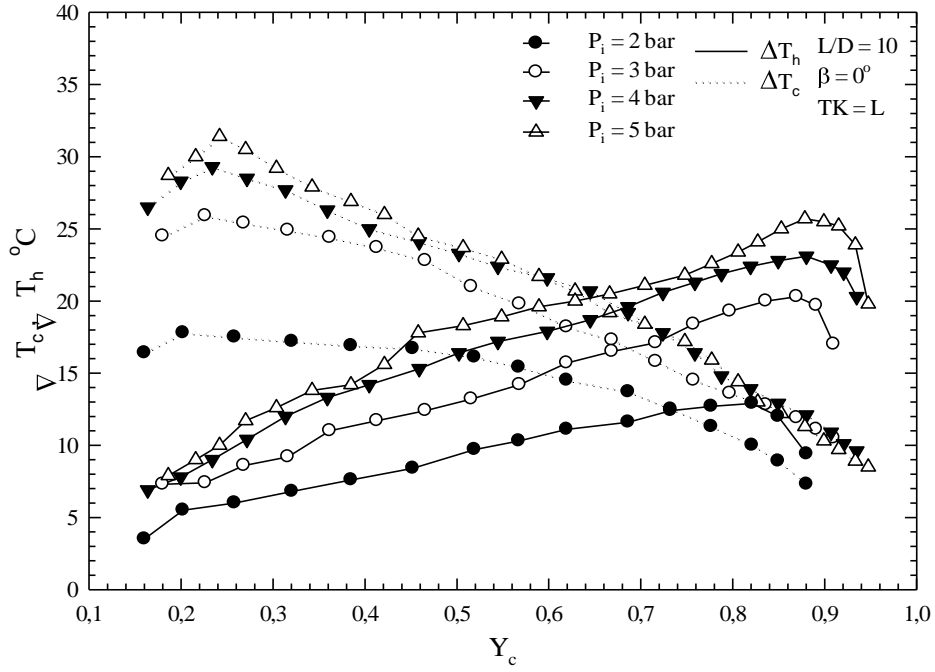
-a-



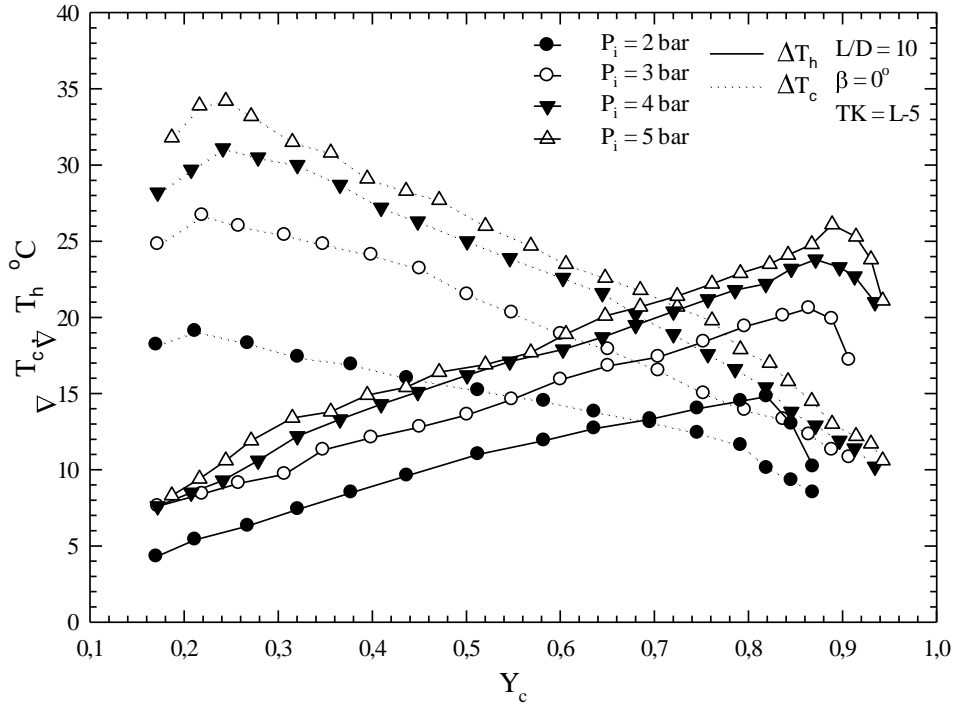
-b-

Şekil 3.60.  $L/D=12$ ,  $P_i=5 \text{ bar}$ ,  $TK=L-5$  için farklı konikliklerde  $\Delta T$  (a) ve  $YDO$  (b)' nin  $Y_c$  ile değişimi

### 3.2. Giriş Basıncının ( $P_i$ ) Vorteks Tüp Performansına Etkisi

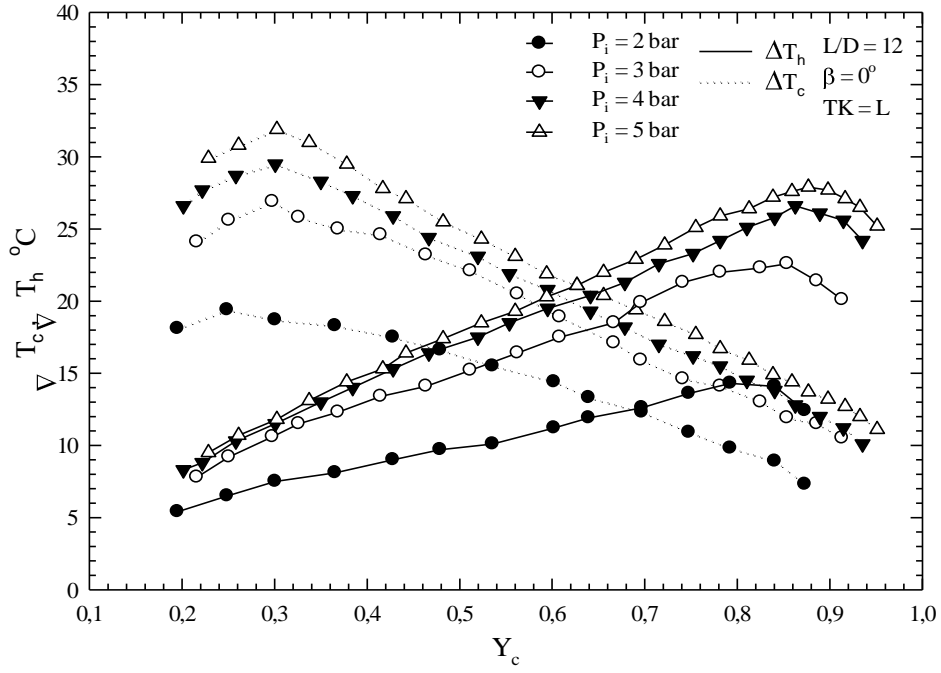


Şekil 3.61.  $L/D=10$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  $TK=L$  için farklı giriş basınçlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi

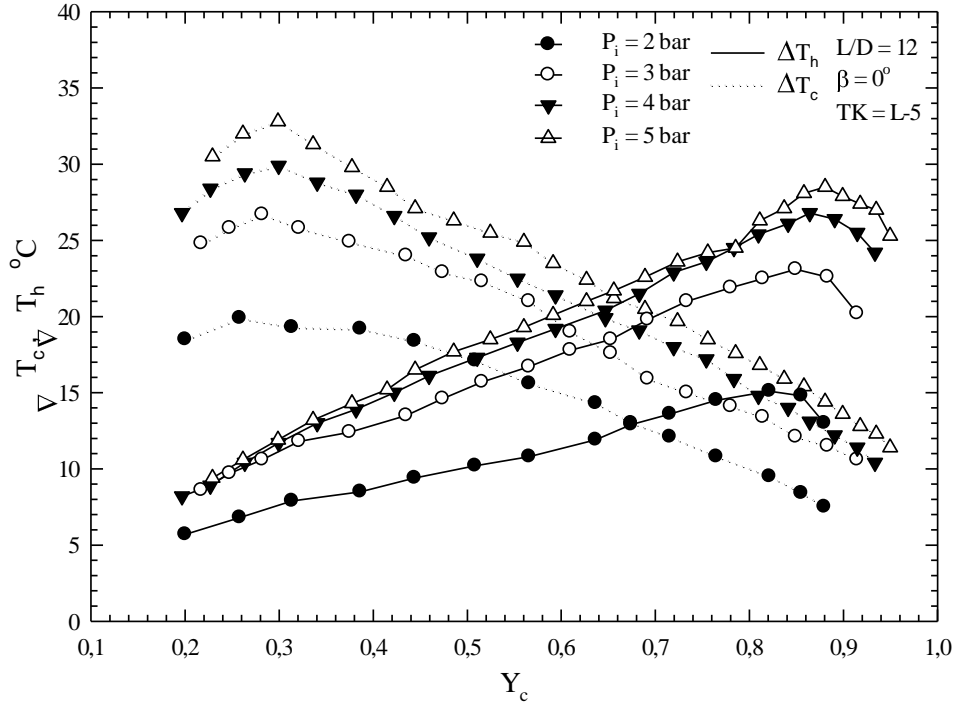


Şekil 3.62.  $L/D=10$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  $TK=L-5$  için farklı giriş basınçlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi

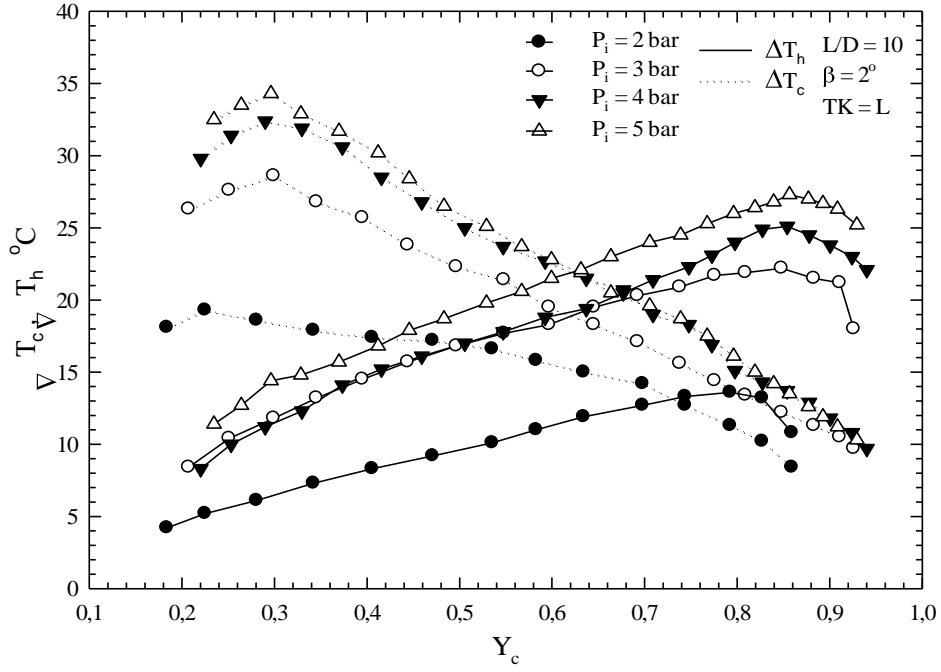




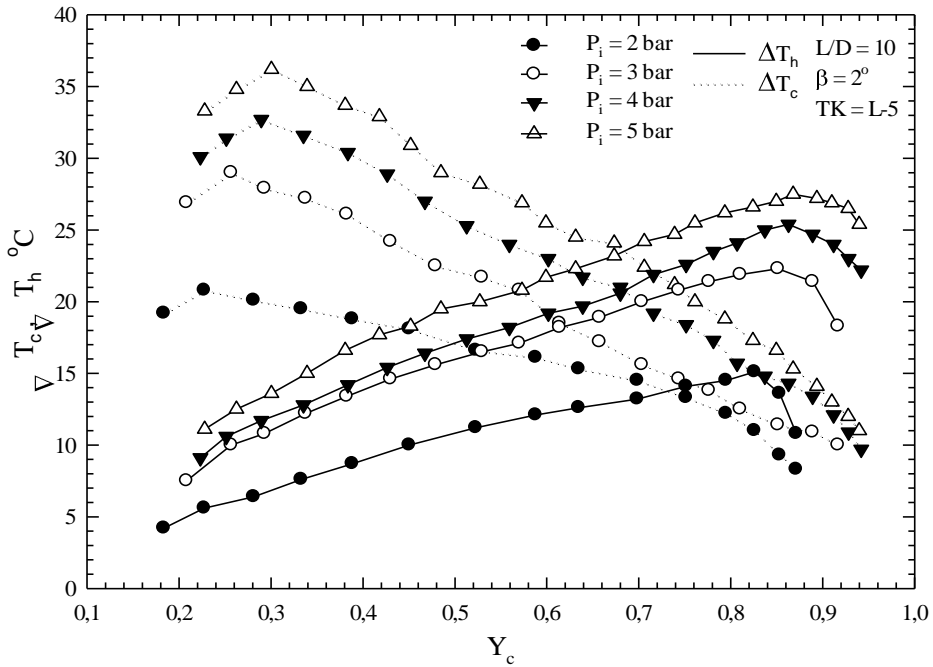
Şekil 3.63.  $L/D=12$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  $TK=L$  için farklı giriş basınçlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi



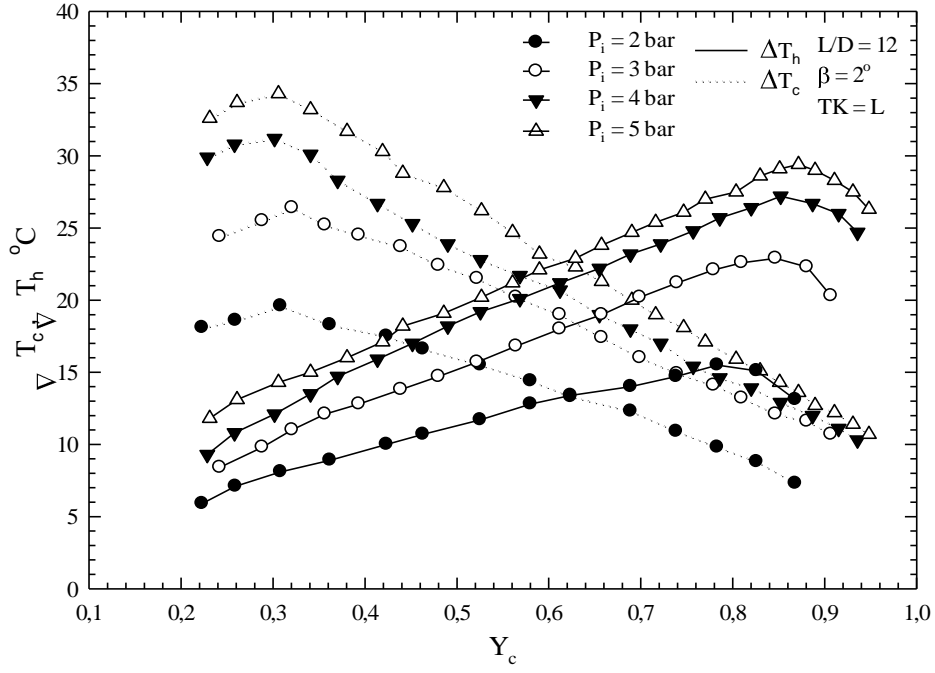
Şekil 3.64.  $L/D=12$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  $TK=L-5$  için farklı giriş basınçlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi



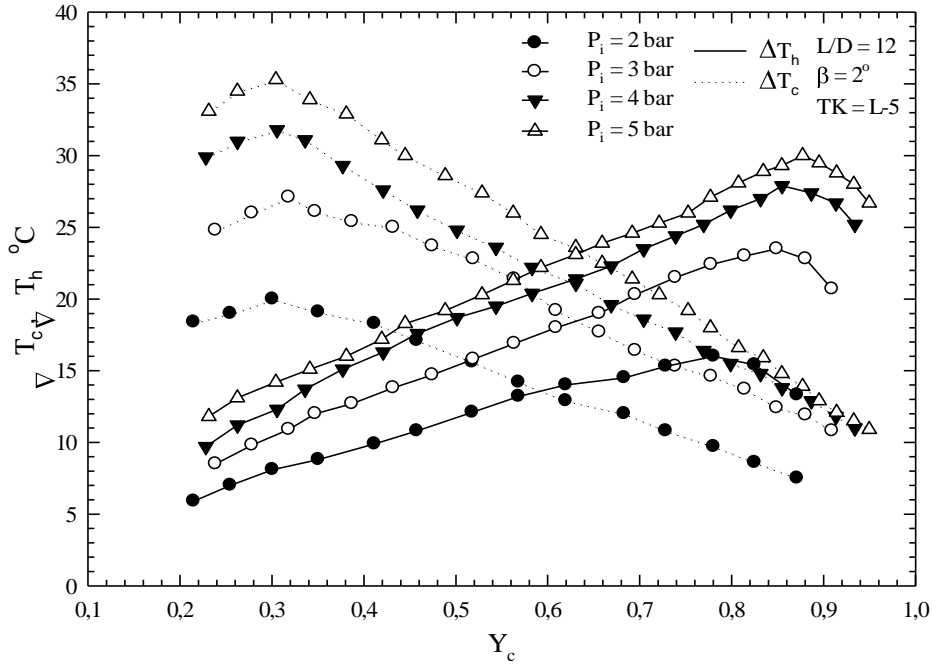
Şekil 3.65.  $L/D=10$ ,  $\beta=2^\circ$ ,  $TK=L$  için farklı giriş basınçlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi



Şekil 3.66.  $L/D=10$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  $TK=L-5$  için farklı giriş basınçlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi

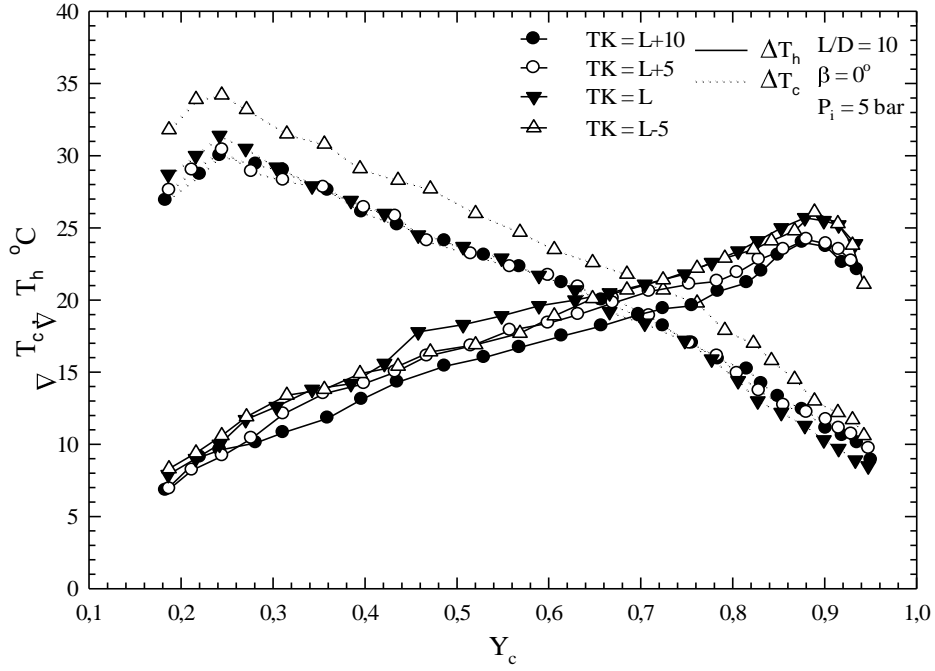


Şekil 3.67.  $L/D=12$ ,  $\beta=2^\circ$ ,  $TK=L$  için farklı giriş basınçlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi

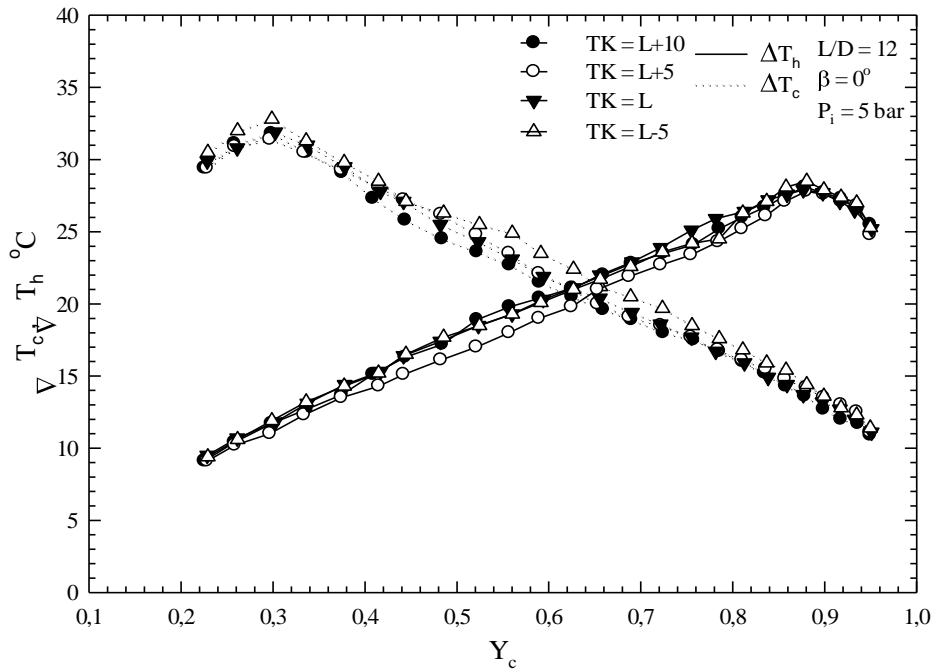


Şekil 3.68.  $L/D=12$ ,  $\beta=2^\circ$ ,  $TK=L-5$  için farklı giriş basınçlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi

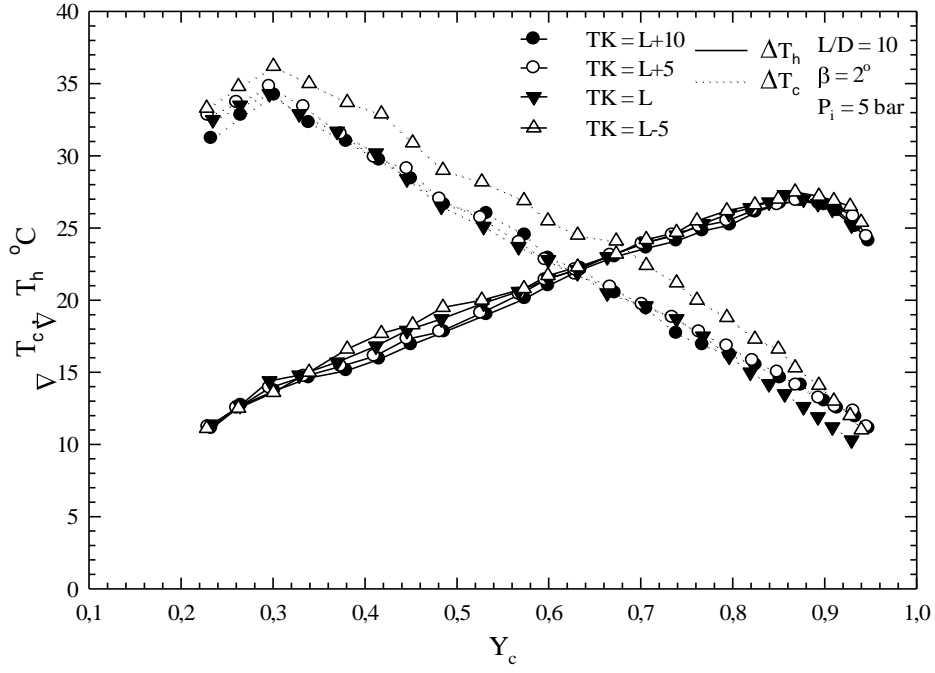
### 3.3. Tapa Konumunun (TK) Vorteks Tüp Performansına Etkisi



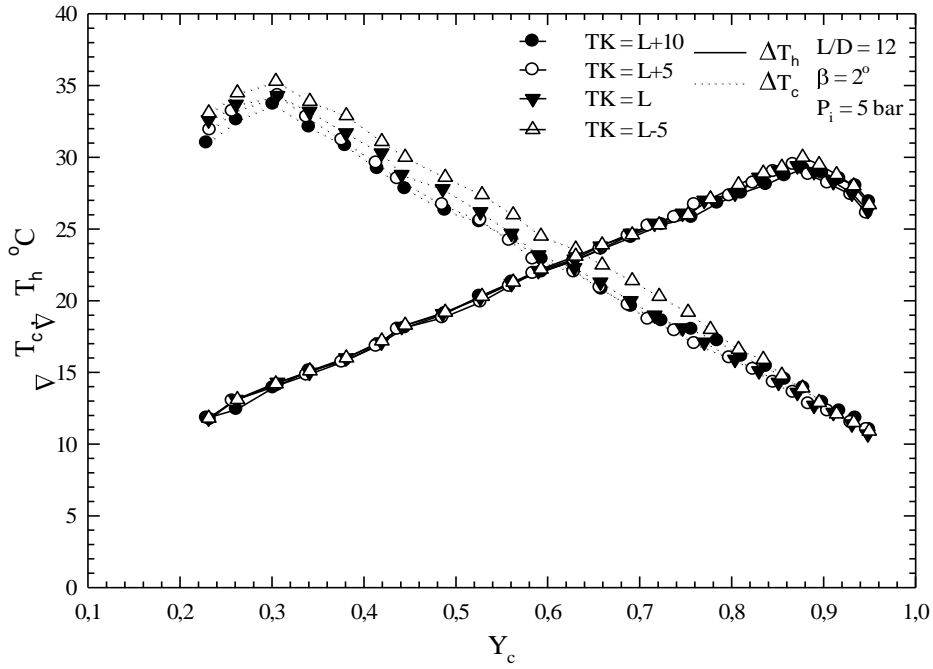
Şekil 3.69.  $L/D=10$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  $P_i=5$  bar için farklı tapa konumlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi



Şekil 3.70.  $L/D=12$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  $P_i=5$  bar için farklı tapa konumlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi

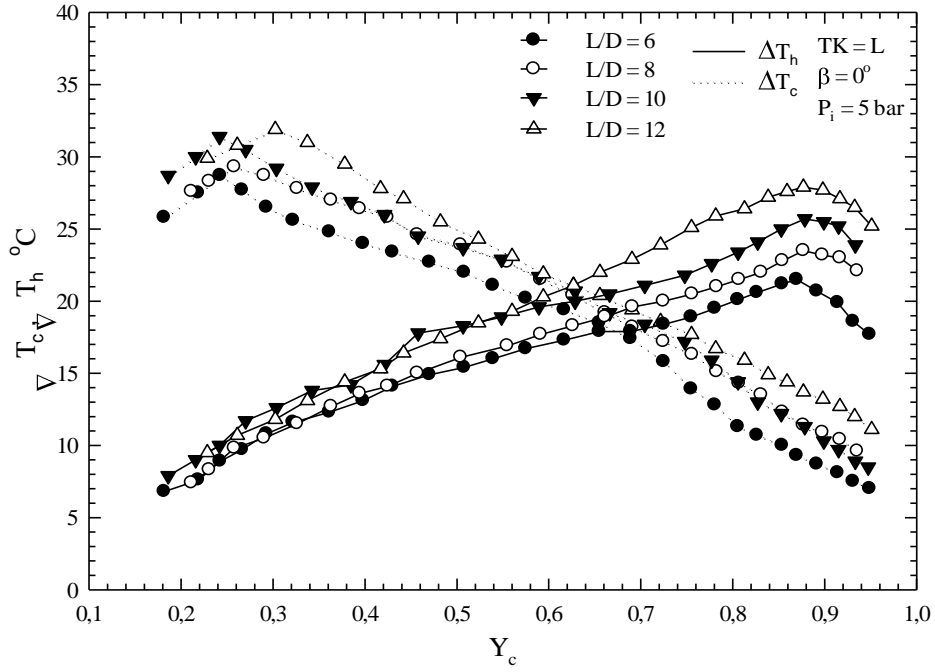


Şekil 3.71.  $L/D=10$ ,  $\beta=2^\circ$ ,  $P_i=5$  bar için farklı tapa konumlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi

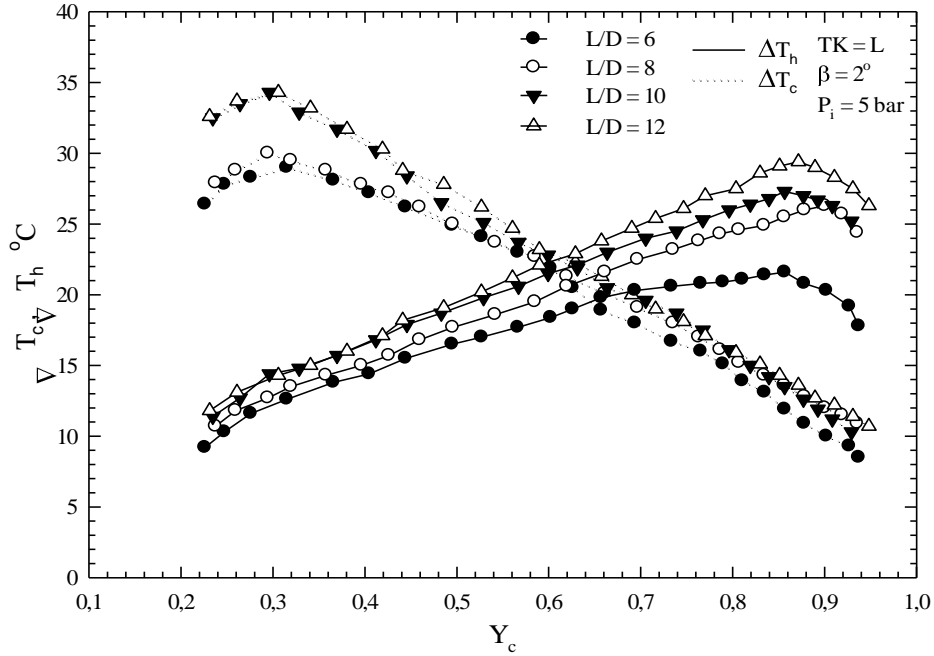


Şekil 3.72.  $L/D=12$ ,  $\beta=2^\circ$ ,  $P_i=5$  bar için farklı tapa konumlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi

### 3.4. Uzunluğun Çapa Oranının (L/D) Vorteks Tüp Performansına Etkisi



Şekil 3.73.  $TK=L$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  $P_i=5$  bar için farklı L/D oranlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi



Şekil 3.74.  $TK=L$ ,  $\beta=2^\circ$ ,  $P_i=5$  bar için farklı L/D oranlarında  $\Delta T$ ' nin  $Y_c$  ile değişimi

### 3.5. Belirsizlik Analizi Bulguları

Yapılan belirsizlik analizi sonucunda elde edilen bulgular Tablo 3.1' de gösterilmiştir.

Tablo 3.1. Belirsizlik analizi sonucu elde edilen bulgular

$W_{Tc}, W_{Th}, W_{Ti}$	0,5
$W_{Pi}$	2,74
$W_{Pc}, W_{Ph}$	0,5
$W_{Vc}, W_{Vh}$	3,35
$W_{Yc}$	4,84
$W_{\Delta Tc}, W_{\Delta Th}, W_{\Delta Ti}$	0,72

#### 4. İRDELEME

Farklı giriş basıncı ( $2\div 5$  bar), L/D oranı ( $6\div 12$ ) ve tapa konumu ( $L-5\div L+10$ ) parametreleri için farklı koniklik açılarında ( $0^\circ\div 6^\circ$ ) soğuk ve sıcak çıkış sıcaklık farklarının ( $\Delta T$ ) soğuk kütle oranı ( $Y_c$ ) ile değişimleri Şekil 3.1- 3.60-a-'da; konik vorteks tüplerin silindirik vorteks tüplere göre performanslarının karşılaştırıldığı grafikler Şekil 3.1- 3.60-b-' de; giriş basıncının enerji ayrışması ve performans üzerindeki etkisinin gösterildiği grafikler Şekil 3.61- 3.68'de; tapa konumuna bağlı olarak değişimlerin gösterildiği grafikler Şekil 3.69-3.72'de; tüp uzunluğun performansa etkilerini gösteren grafikler ise Şekil 3.73- 3.74' te sunulmuştur.

Şekil 3.1-3.60 grafiklerinden görüleceği üzere, koniklik vorteks tüplerin soğutma ve ısıtma performansları üzerinde etkili bir parametredir. Literatüre benzer şekilde (Chang vd. (2011), Pouraria ve Zangoee, (2012)) bu çalışmada da kritik bir koniklik açısının varlığı söz konusudur ( $\beta=2^\circ$ ). Bu açıya kadar vorteks tüplerin soğutma performansı artarken bu kritik değerden sonra ise performansların azaldığı görülmektedir.  $\Delta T_h$  değerlerindeki değişimler dikkate alındığında, soğutma performansına benzer bir etkileşim ( $\beta=2^\circ$  ye kadar artarken bu değerden sonra azaldığı) görülmüş,  $\beta=2^\circ$  koniklikte elde edilen maksimum  $\Delta T_c$  ve  $\Delta T_h$  değerleri sırasıyla  $36,2^\circ C$  ve  $30^\circ C$  olarak elde edilmiştir. Optimum koniklikteki vorteks tüpler değerlendirildiğinde; vorteks tüp ve akış parametrelerine bağlı olarak silindirik vorteks tüplere göre  $\Delta T_c$  ve  $\Delta T_h$  'da %30' a kadar artışlar olmakla birlikte,  $\beta=6^\circ$  koniklikteki vorteks tüp performansında silindirik vorteks tüplere göre %40'a varan düşüşler görülmüştür.

Giriş basıncı, vorteks tüp performansını etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Şekil 3.61- 3.68'de farklı giriş basınçlarında soğuk ve sıcak çıkış sıcaklık farklarının soğuk kütle oranı ile değişimleri görülmektedir. Deneylerin gerçekleştirildiği tüm vorteks tüp geometrileri için artan giriş basıncıyla birlikte sıcak ve soğuk çıkışlardaki sıcaklık farkları artarken, sıcaklık farklarındaki artış miktarlarının azaldığı belirlenmiştir. Buradan, basınç yükseldikçe, vorteks tüplerin performansının literatürle uyumlu olarak (Saidi ve Yazdi (1999) , Markal (2010)) arttığı görülmüştür. Artan giriş basıncı ile sıcaklık farklarındaki artış miktarlarının azaldığı göz önüne alınarak, basıncın belirli bir değere ulaştıktan sonra vorteks tüp performansını etkilemeyeceği öngörüsünde bulunulabilir.



Literatürde yer alan çalışmaların büyük bir kısmında konik tapa, kontrol valfi olarak da kullanıldığından tapa konumunun performansa etkisinin incelendiği çalışma sayısı sınırlıdır. Bu tez çalışmasında debi kontrolü, sıcak çıkışta bulunan küresel vana ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.69- 3.72' de farklı tapa konumlarında sıcaklık farklarının soğuk kütle oranı ile değişimleri sunulmuştur. Grafikler incelendiğinde tapa konumlarının sıcaklık farkları üzerinde çok küçük bir etkisi olduğu görülmektedir. Dinçer vd. (2009), tapa konumu etkisini inceledikleri çalışmalarında tapanın sıcak çıkışa yakın taraflarında performansın arttığını, en iyi performansın tam sıcak çıkış konumunda olduğunu ve tapanın soğuk çıkışa doğru konumlandırılmasıyla birlikte performansın azaldığını belirtmişlerdir. Bu çalışmada literatürden farklı olarak en iyi performansın, gerek silindirik gerekse konik vorteks tüplerde, genel olarak tapa konumu soğuk çıkışa yaklaştıkça performansların arttığı, en iyi performansın ise tapanın soğuk çıkışa en yakın konumu olan  $TK=L-5'$  te gerçekleştiği sonucuna ulaşılmıştır.

Deneylerde incelenen en yüksek giriş basıncı olan 5 bar için silindirik ve  $2^\circ$  lik koniklik açısına sahip farklı boylardaki vorteks tüplerin sıcaklık farklarının soğuk kütle oranı  $Y_c$  ile değişimi Şekil 3.73 ve Şekil 3.74'te sunulmuştur. Hem silindirik hem konik vorteks tüpler için artan  $L/D$  oranı ile genel olarak enerji ayrışması artmaktadır. Ancak; optimum koniklik açısı olarak bulunan  $2^\circ$  lik konikliğe sahip vorteks tüplerde  $L/D=10$  ile  $L/D=12$  için soğuk çıkıştaki sıcaklık farkı değerlerinin oldukça yakın olduğu görülmektedir. Literatürle benzer şekilde (Chang vd. (2011)), optimum koniklikteki bir vorteks tüp için belirli bir  $L/D$ 'den sonra vorteks tüp boyunun uzatılmasının soğuk çıkış sıcaklık farkını arttırmadığı söylenebilir. Buna rağmen sıcak çıkış sıcaklık farkının artan  $L/D$  ile sürekli arttığı gözlemlenmiştir. Aynı noktadan yola çıkılarak; optimum konikliğe sahip bir vorteks tüpün daha uzun boydaki silindirik bir vorteks tüpten daha iyi performans sağlayabileceği görülmektedir. Bu noktada da literatürle uyum sağlanmaktadır (Takahama ve Yokosowa (1981)).

Bütün sonuçlar değerlendirildiğinde soğuk çıkıştaki en yüksek sıcaklık farkı,  $P_i=5$  bar,  $TK=L-5$ ,  $\beta=2^\circ$  ve  $L/D=10$  olan vorteks tüpte  $Y_c=0,3$  iken  $36,2^\circ C$  olarak belirlenmiştir. Deneylerde elde edilen sıcak çıkış sıcaklık farkının en yüksek değeri ise  $P_i=5$  bar,  $TK=L-5$ ,  $\beta=2^\circ$  ve  $L/D=12$  olan vorteks tüpte  $Y_c$  yaklaşık 0,88 iken  $30^\circ C$  olarak tespit edilmiştir.

Tablo 4.1. Farklı akış ve geometrik parametrelerde elde edilen maksimum  $\Delta T_c$  değerleri

	$P_i$	$\beta$	0 Derece		2 Derece		4 Derece		6 Derece	
		TK	$Y_c$	$\Delta T_{c,max}$	$Y_c$	$\Delta T_{c,max}$	$Y_c$	$\Delta T_{c,max}$	$Y_c$	$\Delta T_{c,max}$
L= 60 mm	2 bar	L+10	0,23	14,6	0,28	17,1	0,35	12,2	0,31	10,9
		L+5	0,24	16,2	0,29	17,4	0,37	12,6	0,31	11,1
		L	0,24	18,3	0,28	17,7	0,36	13	0,33	11,4
	3 bar	L+10	0,24	20,3	0,31	20,3	0,35	16,8	0,33	15,5
		L+5	0,24	20,4	0,32	20,7	0,36	17	0,33	15,4
		L	0,23	22,6	0,33	23,5	0,35	16,8	0,32	15,6
	4 bar	L+10	0,24	23,4	0,32	24,2	0,34	20,2	0,36	18,8
		L+5	0,25	24,7	0,31	25,1	0,33	18,8	0,31	17,3
		L	0,24	26,1	0,32	25	0,35	19	0,33	17,6
	5 bar	L+10	0,25	26,7	0,31	28,5	0,36	22,7	0,37	20,9
		L+5	0,25	27,4	0,32	28,8	0,36	24	0,37	19,8
		L	0,24	28,7	0,32	29	0,35	21,4	0,36	20,5
L= 80 mm	2 bar	L+10	0,21	16,9	0,23	17,8	0,31	14,8	0,29	13,8
		L+5	0,22	16,7	0,23	18,1	0,28	15,4	0,29	13,8
		L	0,22	17,5	0,23	18,6	0,30	15,6	0,29	13,9
		L-5	0,20	18,1	0,23	19,5	0,29	15,7	0,27	14,2
	3 bar	L+10	0,22	23,2	0,27	24,3	0,33	19,3	0,32	17,7
		L+5	0,23	24,2	0,26	25	0,33	19,6	0,33	17,7
		L	0,23	25	0,24	26,1	0,33	19,7	0,33	17,8
		L-5	0,22	25,9	0,26	27,3	0,32	20,1	0,34	18
	4 bar	L+10	0,24	26,3	0,29	28,4	0,33	22,5	0,35	20
		L+5	0,24	27,3	0,28	28,1	0,33	23	0,35	20,4
		L	0,24	27,6	0,27	29	0,32	23,6	0,35	21
		L-5	0,24	27,9	0,27	30	0,33	23,7	0,35	21,3
5 bar	L+10	0,25	28,8	0,31	30	0,30	25,3	0,33	21,6	
	L+5	0,25	29,1	0,29	30,2	0,33	25,3	0,36	22	
	L	0,26	29,3	0,29	30	0,33	25,5	0,35	22,4	
	L-5	0,25	30	0,31	31,2	0,32	25,6	0,36	22,5	
L= 100 mm	2 bar	L+10	0,21	17,5	0,22	18,3	0,29	17,9	0,29	14
		L+5	0,21	17,6	0,23	18,8	0,30	18,7	0,29	14
		L	0,20	17,8	0,22	19,3	0,29	20,3	0,29	14,1
		L-5	0,21	19,1	0,23	20,8	0,28	20,8	0,28	14,4
	3 bar	L+10	0,22	24,4	0,25	25,7	0,33	22,1	0,32	16,6
		L+5	0,22	25,9	0,25	26,3	0,32	22,3	0,32	17
		L	0,23	25,9	0,30	28,6	0,33	22,8	0,36	17,4
		L-5	0,22	26,7	0,26	29	0,33	23,5	0,32	17,5
	4 bar	L+10	0,23	27	0,28	31,1	0,33	26,6	0,33	21,2
		L+5	0,23	28,6	0,29	31,3	0,33	26,5	0,32	21,6
		L	0,23	29,3	0,29	32,4	0,32	26,7	0,33	21,8
		L-5	0,24	31,1	0,29	32,7	0,34	26,9	0,34	22,1
5 bar	L+10	0,24	30	0,30	34,2	0,32	28,1	0,33	22,8	
	L+5	0,25	30,4	0,30	34,8	0,33	28,2	0,34	23,2	
	L	0,24	31,4	0,30	34,3	0,31	28,3	0,33	22,9	
	L-5	0,24	34,2	0,30	36,2	0,34	29	0,35	24,3	
L= 120 mm	2 bar	L+10	0,24	19	0,31	19,8	0,30	18,1	0,31	14,5
		L+5	0,23	19,2	0,32	19,7	0,30	18,3	0,32	14,5
		L	0,25	19,4	0,31	19,6	0,31	18,7	0,31	14,6
		L-5	0,26	19,9	0,30	20	0,31	18,9	0,32	14,9
	3 bar	L+10	0,31	25,6	0,32	25,1	0,36	22,9	0,35	18,5
		L+5	0,30	26,2	0,32	25,6	0,35	23,1	0,35	18,5
		L	0,30	26,9	0,32	26,4	0,36	23,2	0,35	18,6
		L-5	0,28	26,7	0,32	27,1	0,35	23,5	0,36	18,8
	4 bar	L+10	0,30	28,6	0,32	29,8	0,35	26,8	0,38	21,8
		L+5	0,30	29	0,29	29,9	0,35	26,7	0,38	21,9
		L	0,30	29,5	0,30	31,2	0,36	26,8	0,38	21,9
		L-5	0,30	29,9	0,31	31,8	0,36	26,7	0,35	22,4
5 bar	L+10	0,30	31,8	0,30	33,7	0,36	29	0,35	23,4	
	L+5	0,30	31,4	0,31	34,3	0,36	29,1	0,34	22,8	
	L	0,30	31,9	0,31	34,3	0,36	29,2	0,35	23,3	
	L-5	0,30	32,8	0,30	35,3	0,35	29,4	0,35	24,7	

Tablo 4.2. Farklı akış ve geometrik parametrelerde elde edilen maksimum  $\Delta T_h$  değerleri

	$P_i$	$\beta$	0 Derece		2 Derece		4 Derece		6 Derece	
		TK	$Y_c$	$\Delta T_{h,max}$	$Y_c$	$\Delta T_{h,max}$	$Y_c$	$\Delta T_{h,max}$	$Y_c$	$\Delta T_{h,max}$
L=60 mm	2 bar	L+10	0,81	10,5	0,78	12,5	0,81	9,7	0,83	7,7
		L+5	0,83	10,6	0,79	12,5	0,83	9,7	0,82	7,8
		L	0,82	11,6	0,78	13,1	0,80	10,3	0,84	7,9
	3 bar	L+10	0,83	16,1	0,81	17,3	0,82	14,7	0,84	13,3
		L+5	0,84	16,8	0,82	17,7	0,81	15,3	0,80	13,4
		L	0,88	17,3	0,82	18,7	0,81	13,8	0,83	13,3
	4 bar	L+10	0,84	18	0,81	19,2	0,79	16,5	0,86	16,3
		L+5	0,84	17,3	0,82	20,3	0,83	16,8	0,86	16,1
		L	0,83	19,3	0,85	19,8	0,84	16,7	0,85	15,9
	5 bar	L+10	0,87	20,9	0,87	21,8	0,87	20,1	0,88	19,2
		L+5	0,87	21,1	0,88	21,5	0,87	20,5	0,90	19,1
		L	0,87	21,5	0,86	21,6	0,86	19,5	0,88	18,4
L=80 mm	2 bar	L+10	0,79	10,6	0,83	12,7	0,80	9,7	0,78	7,9
		L+5	0,82	11,6	0,83	12,8	0,81	10,7	0,79	7,9
		L	0,81	12,5	0,82	13,4	0,82	11,1	0,78	7,9
		L-5	0,79	13,2	0,82	14	0,81	11,4	0,74	8
	3 bar	L+10	0,87	18,6	0,85	19,8	0,86	16,7	0,86	13,7
		L+5	0,85	18,6	0,85	20	0,85	17	0,84	13,9
		L	0,85	19,3	0,84	20,7	0,85	17,4	0,85	14,1
		L-5	0,85	19,6	0,86	21,5	0,84	17,7	0,84	14,4
	4 bar	L+10	0,89	20,3	0,87	22,5	0,84	18,4	0,87	16,2
		L+5	0,89	20,6	0,87	22,9	0,85	18,8	0,87	16,3
		L	0,89	21,4	0,87	23,8	0,83	18,6	0,86	16,2
		L-5	0,89	21,6	0,87	24,1	0,86	19	0,86	16,5
5 bar	L+10	0,88	22,7	0,88	25,9	0,85	20,7	0,88	17,9	
	L+5	0,90	23,5	0,88	26,2	0,85	20,9	0,87	18	
	L	0,88	23,5	0,90	26,3	0,85	21	0,87	18	
	L-5	0,88	24,1	0,88	26,5	0,86	21,2	0,87	18,1	
L=100 mm	2 bar	L+10	0,82	12	0,82	13	0,82	10	0,79	7,7
		L+5	0,82	12,1	0,82	13,1	0,80	10,2	0,79	7,7
		L	0,82	12,9	0,79	13,6	0,82	10,5	0,82	7,8
		L-5	0,82	14,8	0,83	15,1	0,82	10,7	0,81	8,4
	3 bar	L+10	0,87	19,4	0,84	20,6	0,86	17,7	0,84	13,3
		L+5	0,86	19,6	0,84	21,2	0,86	18	0,85	14,3
		L	0,87	20,3	0,85	22,2	0,86	18,1	0,85	14,8
		L-5	0,86	20,6	0,85	22,3	0,86	18,4	0,84	15,1
	4 bar	L+10	0,90	21,6	0,87	23,3	0,84	21,1	0,86	16
		L+5	0,87	22,1	0,87	23,9	0,85	21,4	0,85	16,1
		L	0,88	23,1	0,85	25,1	0,87	21,7	0,87	16,3
		L-5	0,87	23,8	0,86	25,4	0,86	22,2	0,85	16,7
5 bar	L+10	0,88	24	0,87	26,9	0,86	23,1	0,86	17,6	
	L+5	0,88	24,2	0,87	26,9	0,85	23,4	0,86	18,1	
	L	0,88	25,7	0,86	27,3	0,85	23,8	0,88	19,1	
	L-5	0,89	26,1	0,87	27,5	0,85	23,6	0,86	19	
L=120 mm	2 bar	L+10	0,83	13,5	0,79	14,3	0,83	11,3	0,82	9,4
		L+5	0,78	13,4	0,79	14,9	0,82	11,8	0,83	9,7
		L	0,79	14,3	0,78	15,5	0,83	12	0,82	9,4
		L-5	0,82	15,1	0,78	16	0,83	13,3	0,83	9,9
	3 bar	L+10	0,85	22,2	0,85	22,1	0,85	18,6	0,85	15,2
		L+5	0,86	21,8	0,85	22,3	0,85	18,7	0,85	15,4
		L	0,85	22,6	0,85	22,9	0,85	19	0,85	15,5
		L-5	0,85	23,1	0,85	23,5	0,85	19,2	0,85	16
	4 bar	L+10	0,86	25	0,85	25,9	0,87	21,7	0,87	17,3
		L+5	0,87	26,4	0,86	27,1	0,86	21,7	0,87	17,5
		L	0,86	26,6	0,85	27,2	0,86	21,8	0,87	17,5
		L-5	0,86	26,8	0,85	27,9	0,87	22,4	0,87	17,7
5 bar	L+10	0,88	28,1	0,88	29,2	0,86	23,6	0,87	19,6	
	L+5	0,88	27,8	0,87	29,5	0,85	24	0,88	19,7	
	L	0,88	27,9	0,87	29,4	0,86	24	0,88	19,8	
	L-5	0,88	28,5	0,88	30	0,86	24,4	0,88	19,8	

Farklı akış ve geometrik parametrelerde elde edilen maksimum  $\Delta T_c$  ve  $\Delta T_h$  değerleri Tablo 4.1 ve 4.2' de verilmiştir. Tablo 4.1' de görüldüğü üzere silindirik vorteks tüplerde en yüksek soğuk çıkış sıcaklık farkı değerleri konik vorteks tüplere göre daha düşük soğuk kütle oranlarında elde edilmektedir (silindirik vorteks tüpler için 0,2-0,3, optimum koniklikteki vorteks tüpler için 0,22-0,32 aralığında değişmektedir.). Silindirik vorteks tüplerde elde edilen en yüksek sıcaklık farkları  $14,6-34,2$  °C,  $\beta=2^\circ$  olan vorteks tüplerde  $17,1-36,2$  °C arasında değişmektedir. Tablo 4.2 incelendiğinde silindirik vorteks tüpler için en yüksek sıcak çıkış sıcaklık farklarının elde edildiği  $Y_c$  değerlerinin konik vorteks tüpler ile yaklaşık olarak aynı değerlerde gerçekleştiği görülmektedir (0,78-0,9). Silindirik vorteks tüpler için  $10,5-28,5$  °C olarak elde edilen en yüksek sıcak çıkış sıcaklık farkı değerleri  $\beta=2^\circ$  konikliğe sahip vorteks tüplerde  $12,5-30$  °C arasında değişim göstermektedir.

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar(1-10) ve bu sonuçlara göre konuyla ilgilenen araştırmacılara yardımcı olabilecek öneriler(11-16) şu şekilde sıralanmıştır:

- 1) Koniklik açısı, vorteks tüplerin performansı üzerinde etkili bir parametredir.
- 2) Kritik bir koniklik açısına kadar performans artarken bu açıdan sonra azalmaktadır. Bu çalışmada kritik koniklik açısı  $2^\circ$  olarak tespit edilmiştir. Farklı koniklik açılarının  $\Delta T_c$  ve  $\Delta T_h$  üzerine etkileri iyiden kötüye doğru sıralaması;  $2^\circ > 0^\circ > 4^\circ > 6^\circ$  şeklindedir.
- 3) Artan giriş basıncı ile enerji ayrışması artmakta bununla birlikte sıcaklık farklarındaki artış miktarı ise azalmaktadır.
- 4) Tapa L-5 konumundayken daha yüksek soğuk ve sıcak çıkış farkları elde edilmektedir.
- 5) Genel olarak soğuk ve sıcak çıkış sıcaklık farkları, artan L/D ile artmaktadır.
- 6) Optimum koniklik olan  $2^\circ$  için L/D=10'dan sonra  $\Delta T_c$ ' de artış olmamaktadır.
- 7) İncelenen parametreler içinde vorteks tüp performansına en az etki eden parametre tapa konumudur.
- 8) Deneyler neticesinde elde edilen en yüksek  $\Delta T_c$ ;  $P_i=5$  bar, TK=L-5,  $\beta=2^\circ$  ve L/D=10 olan vorteks tüpte  $Y_c=0,3$  iken  $36,2^\circ C$  ve en yüksek  $\Delta T_h$  ise  $P_i=5$  bar, TK=L-5  $\beta=2^\circ$  ve L/D=12 olan vorteks tüpte  $Y_c$  yaklaşık 0,88 iken  $30^\circ C$ 'dir.
- 9) Yapılan belirsizlik analizi sonucunda en yüksek belirsizliğin debi ölçümlerinde meydana geldiği belirlenmiştir.
- 10) En yüksek sıcaklık farklarının gerçekleştiği  $Y_c$  oranları soğuk çıkış için 0,2-0,38 ve sıcak çıkış için 0,78-0,9 aralığındadır.
- 11) Koniklik açısının değeri daha küçük aralıklarla çalışılarak optimum koniklik açısı daha hassas olarak belirlenebilir.
- 12) Konikliğin sıcak çıkış sıcaklık farkı üzerindeki etkisinin incelenmesi amacıyla daha uzun vorteks tüp gövdeleri kullanılarak ölçümler yapılabilir.
- 13) Özellikle çalışma alanının dar olduğu uygulamalar için silindirik vorteks tüpler yerine daha kısa boylu konik geometrili vorteks tüpler tercih edilebilir.

14) Seri deneylere başlamadan önce yapılan ön deneyler esnasında vorteks tüpün iç yüzey pürüzlülüğünün çok önemli olduğu görülmüştür. Yüzey pürüzlülüğünün vorteks tüp performansına etkisinin belirlenmesi amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirilebilir.

15) Deneylerin gerçekleştirilmesi ve sonrasında bulguların derlenmesi çok uzun zaman almaktadır. Dolayısıyla çalışmanın sayısal olarak gerçekleştirilmesi araştırmacılara zamandan büyük tasarruf sağlayacaktır.

16) Vorteks tüplerin Türkiye'deki bilinirliği yurtdışına oranla çok düşüktür. Gerçekleştirilecek olan çalışmaların parametrik etkilerin incelenmesinin yanında uygulamaya yönelik olması vorteks tüplerin ülkemizde de kullanımının yaygınlaşmasına katkı sağlayabilir.

## 6.KAYNAKLAR

- Ahlborn, B. K., Gordon, J. M., 2000. The Vortex Tube as a Classical Refrigeration Cycle, *Journal of Applied Physics*, Vol. 88, 6, 3645-3653.
- Ahlborn, B. ve Groves, B., 1997. Secondary Flow in a Vortex Tube, *Fluid Dynamics Research*, 21, 73-86.
- Ahlborn, B., Camire, J. ve Keller, J., U., 1996. Low Pressure Vortex Tubes, *J. Phys. D. Appl.*, 29, 1469-1472.
- Ahlborn, B., Keller, J., U., Staudt, R., Treitz, G. ve Rebhan, E., 1994. Limits of Temperature Separation in a vortex tube, *J. Phys. D. Appl.*, 27, 480-488.
- Aljuwayhel, N., F., Nellis, G., F. ve Klein, S., A., 2005. Parametric and Internal Study of the Vortex Tube Using a CFD Model, *International Journal of Refrigeration*, 28, 442-450.
- Avcı, M., 2013. The Effects of Nozzle Aspect Ratio and Nozzle Number on the Performance of the Ranque-Hilsch Vortex Tube, *Applied Thermal Engineering*, 50, 302-308.
- Aydın, O. ve Baki, M., 2006. An Experimental Study on the Design Parameters of a Counterflow Vortex Tube, *Energy*, 31, 2763-2772.
- Azeez, N. T., Al-Barwari, R. R. ve Talabani, Z. J., 2010. An Experimental Investigation of the Geometric Parameters on the Performance for the Counter-Flow Vortex Tubes, *International Conference on Mechanical and Electrical Technology*, 467-470.
- Borisenko, A.I., Safonov, V.A. ve Yakovlev, A.I., 1968. The Effect of Geometric Parameters on the Characteristics of A Conical Vortex Cooling Unit, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 15(6), 1158–1162.
- Chang, K., Li, Q., Zhou, G. ve Li, Q., 2011. Experimental Investigation of Vortex Tube Refrigerator with a Divergent Hot Tube, *International Journal of Refrigeration*, 34, 322-327.
- Dinçer, K., 2005. Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpün Performansının İncelenmesi, *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara*, 229.
- Dinçer, K. ve Başkaya Ş., 2009. Ekserji Analiz Metoduyla Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpün Tapa Açısının Ekserji Verimliliğine Etkisinin Değerlendirilmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ. Cilt 24, No 3*, 533-538.

- Dinçer, K., Ateş, A. ve Başkaya, Ş., 2009. Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünün Performansına Tapa Hareketinin Etkisinin Yapay Sinir Ağları Yöntemi ile Modellenmesi, 5. Uluslar arası İleri Teknolojiler Sempozyumu (İATS'09), Karabük, Türkiye.
- Dinçer, K., Taşdemir, Ş., Başkaya, Ş., Uysal, Z. B., 2008. Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünün Performansına Tapa Açısı Etkisinin Yapay Sinir Ağları Yöntemi İle Modellenmesi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 28, 2, 1-7.
- Dincer, K., 2011. Experimental Investigation of the Effects of Threefold Type Ranque-Hilsch Vortex Tube and Six Cascade Type Ranque-Hilsch Vortex Tube on the Performance of Counterflow Ranque-Hilsch Vortex Tubes, International Journal of Refrigeration, 34, 1366-1371
- Fröhlingsdorf, W. ve Unger, H., 1999. Numerical Investigations of the Compressible Flow and the Energy Separation in the Ranque-Hilsch Vortex Tube, Int. Jour. of Heat and Mass Trans., 42, 415-422.
- Gao, C.M., 2005, Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube, PhD Thesis Technische Universiteit Eindhoven, 151s.
- Gulyaev, A. I., 1966. Investigation of Conical Vortex Tubes, Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal, Vol. 10, 326-331
- Hamdan, M. O., Alawar, A., Elnajjar, E., Siddique, W., 2011. Experimental Analysis on Vortex Tube Energy Separation Performance, Heat Mass Transfer,
- Hilsch, R., 1947. The Use of the Expansion of Gases in a Centrifugal Field as Cooling Process. Rev Sci Instrum, 18(2), 108-113.
- Kaçmaz, H., ve Akansu, S. O., Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Farklı Gazların Değişken Basınç Değerlerinde Soğutma Performanslarının Sayısal İncelenmesi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 1285-1298, İzmir.
- Khodorkov, I. L., Poshernev, N. V. ve Zhidkov, M. A., 2003. The Vortex Tube- a Universal Device for Heating, Cooling, Cleaning and Drying Gases and Separating Gas Mixtures, Chemical and Petroleum Engineering, 39, 409-415.
- Kırmacı, V. ve Uluer, O., 2008. The Effects of Orifice Nozzle Number on Heating and Cooling Performance of Vortex Tubes: An Experimental Study, Instrumentation Science and Technology, 36: 493-502.
- Markal, B., 2010. Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Enerji Ayırışmasının Deneysel ve Termodinamik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü,
- Namlı, L., 1996, Sinüzoidal Kıvrımlı Borularda Isı Transferi ve Basınç Kayıp Karakteristiklerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.



- Özgür, A. E., 2001, Vorteks Tüplerin Çalışma Kriterlerine Etki Eden Faktörlerin ve Endüstrideki Kullanım Alanlarının Tespiti, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 66s.
- Parulekar, B.B., 1961. The Short Vortex Tube, The Journal of Refrigeration, 4, 74–80.
- Pınar, A., M., Uluer, A. ve Kırmacı, V., 2009. Optimization of Counter-Flow Ranque-Hilsh Vortex Tube Performance Using Taguchi Method, Int. J. Refrigeration, 32, 1487-1494.
- Poshernev, N., V. ve Khodorkov, I., L., 2003. Experience From The Operation of a Conical Vortex Tube with Natural Gas, Chemical and Petroleum Eng., 39, 9, 24-27.
- Pouraria, H., Zangoee, M. R., 2012. Numerical Investigation of Vortex Tube Refrigerator with a Divergent Hot Tube, Energy Procedia, 14, 1554-1559.
- Prabakaran, J ve Vaidyanathan, S., 2010. Effect of Diameter of Orifice and Nozzle on the Performance of Counter Flow Vortex Tube, International Journal of Engineering Science and Technology Vol. 2(4), 704-707.
- Raıskıı, Y.D. ve Tunkel, L.E., 1974. Influence of Vortex-Tube Configuration and Length on the Process of Energetic Gas Separation, Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 27(6), 1578-1581.
- Ranque, G.J, 1934. Method and Apparatus for Obtaining from a Fluid Under Pressure Two Outputs of Fluid at Different Temperatures, US Patent 1:952,281
- Saidi, M., H. ve Yazdi, M., R., 1999. Exergy Model of a Vortex Tube System with Experimental Results, Energy, 24, 625-632.
- Shannak, B., A., 2004. Temperature Separation and Friction Losses in Vortex Tube, Heat and Mass Transfer, 40, 779-785.
- Skye, H., M., Nellis, G., F. ve Klein, S., A., 2006. Comparison of Analysis to Empirical Data in a Commercial Vortex Tube, Int. J. of Refrigeration, 29, 71-80.
- Takahama, H. ve Yokosawa, H., 1981. Energy Separation in Vortex Tubes with a Divergent Chamber, Journal of heat transfer, 103, 196-203.
- Usta, H., Kırmacı, V. ve Dinçer, K., 2004. Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava ile Azot Gazının Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel İncelenmesi, BAÜ Fen Bil. Enst. Dergisi, 6.2, 67-76.
- Usta, H., Kırmacı, V. ve Dinçer, K., 2005. Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava, Oksijen ve Karbondioksitin Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, Teknoloji, 8, 4, 311-319.

- Usta, H., Kırmacı, V., 2006. Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Hava, Oksijen Karbondioksit ve Azot Kullanılarak Isıtma-Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, BAÜ Fen Bil. Enst. Dergisi, 8. 2, 13-22.
- Wu, Y., T., Ding, Y., Ji, Y., B., Ma, C., F. ve Ge, M., C., 2007. Modification and Experimental Research on Vortex Tube, Refrigeration, 30, 1042-1049.
- Xue, Y. ve Arjomandi, M., 2008. The Effect of Vortex Angle on the Efficiency of the Ranque-Hilcsh Vortex Tube, Exp. Thermal and Fluid Science, 33, 54-57.
- Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M. ve Karslı, S., 2005. Vortex Tüpleri: 1- Teknolojik Gelişim, Mühendis ve Makine, 47, 553, 46-54.
- Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M. ve Karslı, S., 2005. Vortex Tüpleri: 2- Enerji Ayrışma Mekanizması ve Performans, Mühendis ve Makine, 47, 554, 42-51.

## **ÖZGEÇMİŞ**

Yiğit Serkan ŞAHİN, 1988 yılında Ankara'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kırşehir/Çiçekdağı'nda tamamladı. 2010 yılında Selçuk Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü'nde lisans eğitimini tamamladı. 2011 yılından beri Gümüşhane Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı'nda araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır. ŞAHİN Evli, iyi derecede İngilizce bilmektedir.