



T.C.

NİĞDE ÖMER HALİSDEMİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

İKİLİ ÇARPAN JET AKIŞINDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİ
PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ

ÜMİD İBRAHİMOV

KASIM 2019

T.C.
NİĞDE ÖMER HALİSDEMİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

İKİLİ ÇARPAN JET AKIŞINDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİ PARAMETRELERİNİN
İNCELENMESİ

ÜMİD İBRAHİMOV

Yüksek Lisans Tezi

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA

Kasım 2019

Ümid İbrahimov tarafından Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA'nın danışmanlığında hazırlanan "İkili Çarpan Jet Akışında Akış ve Isı Transferi Parametrelerinin İncelenmesi" adlı bu çalışma jürimiz tarafından Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Ünal AKDAĞ, Aksaray Üniversitesi

Üye : Prof. Dr. Yahya Erkan AKANSU, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi

ONAY:

Bu tez, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca belirlenmiş olan yukarıdaki jüri üyeleri tarafından .../.../20... tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulu'nun .../.../20... tarih ve sayılı kararıyla kabul edilmiştir.

...../...../20...

Prof. Dr. Murat BARUT
MÜDÜR

TEZ BİLDİRİMİ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum “**İkili Çarpan Jet Akışında Akış ve Isı Transferi Parametrelerinin İncelenmesi**” başlıklı bu çalışmanın, tüm akademik kurallara ve Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Yayın Etiği Komisyonu Yönergesi 'ne uygun olarak gerçekleştirdiğimi ve sunduğumu, bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yaptığımı bildiririm.

Ümid İBRAHİMOV

ÖZET

İKİLİ ÇARPAN JET AKIŞINDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİ PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ İBRAHİMOV, ÜMİD

Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA

Kasım 2019, 99 sayfa

Bu tez çalışmasında iki farklı lüle geometrisi kullanılarak çarpan jet akışında akış ve ısı transferi karakteristikleri deneysel olarak incelenmiş ve birbirleri ile karşılaştırılması yapılmıştır. Lüle geometrisi olarak iç içe iki dairesel borudan oluşan lüleler kullanılmıştır. Birinci lülede iç boru girdap üreteçle ve dış boru düz iken, ikinci lülede ise her iki boruda düz olarak seçilmiştir. İlk olarak farklı geometrilerde lüleler için farklı çalışma parametreleri altında oluşturulan hava jetlerinin akış karakteristiklerinin incelenmesi yapılmıştır. Akış karakteristikleri deneyi farklı Reynolds sayılarında farklı lüle-levha mesafesinin hidrolik çapa oranlarında $H/D_h=0.5,1,2,4,5,6,7,8,9,10$ gerçekleştirilmiştir. Sadece içteki lüleden akış olması durumunda, düz jet akışlı lüleden çıkan hız profili parabolik iken, dönen jet akışlı lüleden çıkan hız profili iki tepeli olarak oluşmaktadır. Dönmenin oluşturduğu türbülanslı akışın levha üzeri çarpan jet ısı transferinde daha fazla etkili olması beklenmektedir. Bu yüzden sadece dönen akışlı jet lüleli çarpan jet ısı transferi deneylerinde kullanılmıştır. Isı transferi karakteristikleri 3 iç lüle debisi ve 3 dış lüle debisi için toplam 9 farklı Reynolds sayısı kombinasyonu ve $H/D_h =1, 3, 5$ oranlarında elde edilmiştir.

Anahtar Sözcükler: Çarpan jet, ısı transferi, ikili jet, dönen jet, halka jet

SUMMARY

INVESTIGATION OF FLOW AND HEAT TRANSFER PARAMETERS IN DUAL IMPINGING JET FLOW

IBRAHİMOV, UMİD

Nigde Omer Halisdemir University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assist. Prof. Fuat KAYA

September 2019, 99 pages

In this thesis, flow and heat transfer characteristics of impinging jet flow were investigated experimentally and compared with each other using two different nozzle geometries. Nozzles which are consisting of two circular pipes intertwined were used as nozzle geometry. In the first nozzle, the inner pipe was selected with a vortex generator and the outer pipe was straight, while in the second nozzle the all of pipes was selected straight. Firstly, flow characteristics of air jets which are formed under different operational parameters for nozzles of different geometries were investigated. The flow characteristics of the test was carried out for different Reynolds numbers at different ratios between nozzle-plate to hydraulic diameter at $H / D_h = 0.5, 1; 2; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10$. In case of the flow only through the inner nozzle, the velocity profile from the straight jet flow nozzle is parabolic and the velocity profile from the rotating jet flow nozzle consists of two peaks. The turbulent flow which is generated by the rotation is expected to be more effective in impinging jet heat transfer to the plate. Therefore, only rotating flow jet nozzle was used in impinging jet heat transfer experiments. Heat transfer characteristics were obtained with a total combinations of 9 different Reynolds number which is combined 3 inner nozzle flow rates, 3 outer nozzle flow rates and $H / D_h = 1, 3, 5$.

Keywords: Impinging jet, heat transfer, double jet, rotating jet, annular Jet.

ÖN SÖZ

Bu tez çalışmasında deneysel olarak iki farklı çarpan jetin akış ve ısı transferi analizi incelenip karşılaştırılması yapılmıştır. Çarpan jet olarak dönen ikili jet ve düz borulu ikili jet kullanılıp karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmada farklı mesafelerde (H/D_h) ve farklı Re değerlerinde hız ve Nusselt sayısındaki değişimler incelenip detaylı şekilde sunulmuştur.

Yüksek lisans tez çalışmamın yürütülmesi esnasında bana yardımcı olan bilgi ve birikimini benden esirgemeyen her türlü desteği sağlayan danışman hocam, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA'ya, benim için zamanını, bilgisini, birikimini harcayan bölüm hocam Sayın, Prof. Dr. Yahya Erkan AKANSU'ya en içten duygularıyla teşekkür ederim.

Deneylerde bana yardımcı olan Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Yüksek Lisans Öğrencisi Mustafa Fevzi ÖZTÜRK ve Lisans Öğrencisi Yaşar DOKAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu tezi, sadece bu çalışmam boyunca değil, tüm öğrenim hayatım boyunca maddi ve manevi koruyuculuğumu üstlenen annem Fatma Bakhtiyarova'ya, kardeşlerim Khayala İbrahimova ve Dinara İbrahimova'ya ithaf ediyorum.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET	iv
SUMMARY	v
ÖN SÖZ	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
FOTOĞRAF DİZİNİ	xv
SİMGE VE KISALTMALAR	xvi
BÖLÜM I GİRİŞ	1
1.1 Jet Oluşumunda Etkili Parametreler	1
1.2 Farklı Lüle Geometripleri	1
1.3 Sınırlandırılmamış ve Sınırlandırılmış Serbest Yüzey Jetleri.....	2
1.3.1 Sınırsız dalmış jetler.....	3
1.3.2 Yarı sınırlandırılmış jetler	4
1.4 Eş Eksenli Jetler.....	5
1.4.1 Dairesel ve halka jet	6
1.5 Tekli ve ya Çoklu Jet	7
1.6 Serbest Jet Akış Terminolojisi	8
1.7 Çarpan Jet Akış Terminolojisi	9
1.8 Genel Isı Transferi Tanımları	11
1.9 Literatür Taraması.....	12
1.10 Tezin Amacı.....	18
1.11 Tezin Bilimsel Önemi	19
BÖLÜM II DENEYSEL ÇALIŞMA	20
2.1 Hız Deney Düzeneginin Kurulumu	20
2.2 Lüle Geometrisi ve Şartlandırma Odası.....	24
2.3 Kızgın-Tel Anemometresi ile Hız Ölçümü.....	28
2.4 İki Boyutlu Traverse Mekanizması.....	29
2.5 Kütleli Debi Ölçer	30

2.6 Multimetre	31
2.7 Güç Kaynağı	31
2.8 Hız Deneyinde Kullanılan Denklemler.....	32
2.9 Isı Transferi Deney Düzenineğinin Kurulumu	33
2.10 Termal Kamera ile Isı Transferi Ölçümü.....	34
2.11 Isı Transferinin Deneysel Verilerinin Denklemleri ve Boyutsuz Sayıları.....	37
BÖLÜM III BULGULAR	40
3.1 Daldırılmış Jet Akış Karakteristikleri	40
3.1.1 İç lüle düz dairesel jet akış alanı hız dağılımları.....	41
3.1.2 Dış lüle halka jet akış alanı hız dağılımları.....	41
3.1.3 İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akış alanı hız dağılımları	42
3.1.4 İç lüle dönen jet akış alanı hız dağılımları	50
3.1.5 Dış lüle halka jet akış alanı hız dağılımları.....	51
3.1.6 İç lüle dönen jet ve dış lüle halka ikili jet akış alanı hız dağılımları.....	53
3.1.7 İç lüle dönen ve iç lüle düz dairesel jet akışlarının karşılaştırılması.....	58
3.1.8 İç lüle dönen ikili jet ve iç lüle düz dairesel ikili jet akışlarının karşılaştırılması	62
3.2 Çarpan Jet Isı Transferi Karakteristikleri.....	65
3.2.1 Dış lüle halka çarpan jetin ısı transferi nusselt sayısı dağılımları.....	65
3.2.2 İç lüle dönen çarpan jetin ısı transferi nusselt sayısı dağılımları	69
3.2.3 İç lüle dönen ikili jetin ısı transferi nusselt sayısı dağılımları	72
BÖLÜM IV SONUÇLAR	80
KAYNAKLAR	803
EKLER.....	86
ÖZ GEÇMİŞ.....	99

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Deneylerde kullanılan genel veri tablosu	23
Çizelge 2.2. Yapılan deneylerin farklı Reynolds değerlerine göre kombinasyonları	23



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Slot kesitli çıkış (a), dairesel kesitli çıkış (b), eliptik kesitli çıkış (c), üçgen kesitli çıkış (d), halka kesitli çıkış (e), burgaç kesitli çıkış (f) ve kare kesit çıkışlı (g)	2
Şekil 1.2.	Serbest yüzey jeti (Kabakuş, 2012)	3
Şekil 1.3.	Sınırsız dalmış jet (Kabakuş, 2012).....	4
Şekil 1.4.	Yarı sınırlandırılmış daldırılmış jet; kısa lüle-levha mesafesi (a), uzun lüle-levha mesafesi (b) (Kabakuş, 2012).....	5
Şekil 1.5.	Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü (Kabakuş, 2012)	6
Şekil 1.6.	Dairesel çarpan jet (Nuntadusit ve diğerleri, 2012).....	6
Şekil 1.7.	Halka jet (Vaclav ve Zdenek, 2008).....	7
Şekil 1.8.	Tekli jet (Köseoğlu, 2007).....	7
Şekil 1.9.	İkili jet (Özmen, 2016)	8
Şekil 1.10.	Sıralı çoklu jet (Uysal ve Hırca, 2017)	8
Şekil 1.11.	Serbest jetin akış bölgeleri (Köseoğlu, 2007).....	9
Şekil 1.12.	Düz bir yüzeye dik olarak çarpan jetin oluşturduğu akış alanının şematik görünümü (Telışık, 2007)	10
Şekil 1.13.	Deney düzeneğinin şematik gösterimi (Bakırcı, 1998)	12
Şekil 2.1.	Hız deney düzeneğinin şematik görünümü	20
Şekil 2.2.	Sadece iç lüleden düz jet akışı (a), sadece iç lüleden dönen jet akışı (b), sadece dış halka jet akışı (c), iç düz jet ve dış halka jet akışı (d), iç dönen jet ve dış halka jet akışı (e)	22
Şekil 2.3.	İç lüle düz borulu ikili jetin (a) ve iç lüle dönen ikili jet (b) kesit görünümleri	26
Şekil 2.4.	Kapak (a), içteki lüleye giden havanın oluşturulduğu bölge düz dairesel boru (b), dıştaki lüleye giden havanın oluşturulduğu bölge (c), düz borulu ikili jet ve ya iç lüle burgaçlı ikili jet bağlanan bölge (d), şartlandırma odasının kesit görünümü (e).....	27
Şekil 2.5.	Isı transferi deney düzeneğinin şematik olarak görünümü	33
Şekil 2.6.	Film levha üzerinde sıcaklık dağılımının termal kamera görüntüsü (a), konumlardaki sıcaklık değerleri (b) ve levha üzerinde P4 çizgisi boyunca sıcaklık değişimi (c)	36

Şekil 3.1.	İç lüle düz dairesel jet akışında $H/D_h=1$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları.	41
Şekil 3.2.	Dış lüle halka jet akışında $H/D_h=1$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları..	42
Şekil 3.3.	İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=1$ ve 5 istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000, Re_{iç}=6000,9000,12000$ değerlerindeki hız dağılımları	43
Şekil 3.4.	İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=1,2,3,4,5,6,7,8,9,10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000; Re_{iç}=9000$;değerlerindeki hız dağılımları.....	45
Şekil 3.5.	İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka jet akışındaki $H/D_h=1,2,3,4,5,6,7,8,9,10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=9000; Re_{iç}=6000$;değerlerindeki hız dağılımları.....	46
Şekil 3.6.	İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka jet akışındaki $H/D_h=1,2,3,4,6,7,8,9,10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=3000; Re_{iç}=12000$; değerlerindeki hız dağılımları	47
Şekil 3.7.	$H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle düz dairesel jet $Re_{dış}=0; Re_{iç}=6000;9000;12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=3000; Re_{iç}=0$; iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet $Re_{dış}=3000; Re_{iç}=6000;9000;12000$ akışlarındaki hız dağılımları	48
Şekil 3.8.	$H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle düz dairesel jet $Re_{dış}=0; Re_{iç}=6000;9000;12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=6000; Re_{iç}=0$; iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=6000; Re_{iç}=6000;9000;12000$ akışlarındaki hız dağılımları	49
Şekil 3.9.	$H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle düz dairesel jet $Re_{dış}=0; Re_{iç}=6000;9000;12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=9000; Re_{iç}=0$; iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=9000; Re_{iç}=6000;9000;12000$ akışlarındaki hız dağılımları.....	49
Şekil 3.10.	İç lüle dönen jet akışında $H/D_h=0.5, 1$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları.	50
Şekil 3.11.	İç lüle dönen jet akışında $Re_{dış}=0 Re_{iç}=6000$ değerlerindeki $H/D_h= 0.5,1, 3,5$ ve 10 istasyonlarındaki hız dağılımları.....	50
Şekil 3.12.	İç lüle dönen jet akışında $Re_{dış}=0 Re_{iç}=9000$ değerlerindeki $H/D_h= 0.5, 1, 3,5$ ve 10 istasyonlarındaki hız dağılımları.....	51

Şekil 3.13. İç lüle dönen jet akışında $Re_{dış}=0$ $Re_{iç}=12000$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5$ ve 10 istasyonlarındaki hız dağılımları.....	51
Şekil 3.14. Dış lüle halka jet akışında $H/D_h=0.5, 1$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları	52
Şekil 3.15. Dış lüle halka jet akışında $Re_{dış}=3000$ $Re_{iç}=0$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları.....	52
Şekil 3.16. Dış lüle halka jet akışında $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=0$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları.....	53
Şekil 3.17. Dış lüle halka jet akışında $Re_{dış}=9000$ $Re_{iç}=0$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları.....	53
Şekil 3.18. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5, 10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000; Re_{iç}=6000; 9000; 12000$ değerlerindeki hız dağılımları	54
Şekil 3.19. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5, 10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000; Re_{iç}=6000;$ değerlerindeki hız dağılımları.....	54
Şekil 3.20. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5, 10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000; Re_{iç}=9000;$ değerlerindeki hız dağılımları.....	55
Şekil 3.21. İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5, 10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000; Re_{iç}=12000;$ değerlerindeki hız dağılımları.....	55
Şekil 3.22. $H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle dönen jet $Re_{dış}=0; Re_{iç}=6000; 9000; 12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=3000; Re_{iç}=0;$ iç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=3000; Re_{iç}=6000; 9000; 12000$ akışlarındaki hız dağılımları	56
Şekil 3.23. $H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle dönen jet $Re_{dış}=0; Re_{iç}=6000; 9000; 12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=6000; Re_{iç}=0;$ iç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=6000; Re_{iç}=6000; 9000; 12000$ akışlarındaki hız dağılımları	57
Şekil 3.24. $H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle dönen jet $Re_{dış}=0; Re_{iç}=6000; 9000; 12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=9000; Re_{iç}=0;$ iç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=9000; Re_{iç}=6000; 9000; 12000$ akışlarındaki hız dağılımları.....	57

Şekil 3.25. İç lüle dönen jet ve iç lüle düz dairesel jet akışında H/D _h =1 istasyonundaki hız dağılımları karşılaştırılması	59
Şekil 3.26. İç lüle dönen jet ve iç lüle düz dairesel jet akışında H/D _h =5 istasyonundaki hız dağılımları karşılaştırılması	59
Şekil 3.27. Dış lüle halka jet akışındaki H/D _h =0.5 istasyonundaki hız dağılımları	60
Şekil 3.28. Dış lüle halka jet akışındaki H/D _h =1 istasyonundaki hız dağılımları	61
Şekil 3.29. Dış lüle halka jet akışında H/D _h =5 istasyonundaki hız dağılımları	61
Şekil 3.30. İç lüle dönen ikili jet ve iç lüle düz dairesel ikili jet akışlarındaki Re _{dış} =6000; Re _{iç} =9000 değerlerinde H/D _h =0.5, 1, 3, 5, 10 istasyonlarındaki hız dağılımları	62
Şekil 3.31. İç lüle dönen ikili jet ve iç lüle düz dairesel ikili jet akışındaki farklı Re değerlerindeki H/D _h =1 istasyonundaki hız dağılımları karşılaştırması.....	64
Şekil 3.32. Dış lüle halka jet akışındaki Re _{dış} =3000 Re _{iç} =0 değerlerindeki Nu sayısı dağılımları	66
Şekil 3.33. Dış lüle halka jet akışındaki Re _{dış} =6000 Re _{iç} =0 değerlerindeki Nu sayısı dağılımları	67
Şekil 3.34. Dış lüle halka jet akışındaki Re _{dış} =9000 Re _{iç} =0 değerlerindeki Nu sayısı dağılımları	67
Şekil 3.35. Dış lüle halka jet akışındaki H/D _h =1 istasyonundaki Nu sayısı dağılımları	68
Şekil 3.36. Dış lüle halka jet akışındaki H/D _h =3 istasyonundaki Nu sayısı dağılımları	68
Şekil 3.37. Dış lüle halka jet akışındaki H/D _h =5 istasyonundaki Nu sayısı dağılımları	69
Şekil 3.38. İç lüle dönen jet akışındaki Re _{dış} =0 Re _{iç} =6000 değerlerindeki Nu sayısı dağılımları	70
Şekil 3.39. İç lüle dönen jet akışındaki Re _{dış} =0 Re _{iç} =9000 değerlerindeki Nu sayısı dağılımları	70
Şekil 3.40. İç lüle dönen jet akışındaki Re _{dış} =0 Re _{iç} =12000 değerlerindeki Nu sayısı dağılımları	71

Şekil 3.41. İç lüle dönen jet akışındaki $H/D_h=1$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları	71
Şekil 3.42. İç lüle dönen jet akışındaki $H/D_h=3$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları	72
Şekil 3.43. İç lüle dönen jet akışındaki $H/D_h=5$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları	72
Şekil 3.44. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=6000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları	73
Şekil 3.45. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=9000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları	74
Şekil 3.46. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=12000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları.....	74
Şekil 3.47. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=9000$ $Re_{iç}=6000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları.....	75
Şekil 3.48. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=9000$ $Re_{iç}=9000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları.....	75
Şekil 3.49. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=9000$ $Re_{iç}=12000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları.....	76
Şekil 3.50. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000$ $Re_{iç}=6000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları.....	76
Şekil 3.51. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000$ $Re_{iç}=9000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları.....	77
Şekil 3.52. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000$ $Re_{iç}=12000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları.....	77
Şekil 3.53. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000;6000;9000$ $Re_{iç}=6000;9000;12000$ değerlerindeki $H/D_h=1$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları.....	78
Şekil 3.54. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000;6000;9000$ $Re_{iç}=6000;9000;12000$ değerlerindeki $H/D_h=3$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları.....	78
Şekil 3.55. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000;6000;9000$ $Re_{iç}=6000;9000;12000$ değerlerindeki $H/D_h=5$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları.....	79

FOTOĞRAFLAR DİZİNİ

Fotoğraf 2.1.	Deney düzeneğinin genel görünümü.....	21
Fotoğraf 2.2.	Sırasıyla lüle geometrilerinin ve şartlandırma odasının üretmesinde kullanılan Zotrax M200 (a) ve Wanhao Duplicator 9 (b).	25
Fotoğraf 2.3.	DANTEC multichannel 54N81 model hot-wire anemometresi.....	28
Fotoğraf 2.4.	55P16 model kendinden koblolü kızgın-tel anemometresi probu	29
Fotoğraf 2.5.	Lüle tipi kalibratör ve MonoAir 500 mikro manometer	29
Fotoğraf 2.6.	İki eksenli traverse mekanizması	30
Fotoğraf 2.7.	Traverse mekanizmasının kontrol ünitesi	30
Fotoğraf 2.8.	AALBORG marka CFC67model kütleli debi ölçer	31
Fotoğraf 2.9.	Multimetre.....	31
Fotoğraf 2.10.	TT-Technic marka MCH-305D model DC güç kaynağı ve Marxlow marka KXN 1560D model ayarlı DC güç kaynağı	32
Fotoğraf 2.11.	Isı transferi deney düzeneğinin genel görünümü	34
Fotoğraf 2.12.	Paslanmaz çelik film levha ve montaj şekli	35

SİMGE VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
T	Sıcaklık
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
g	Yer çekimi
β	Beta
\dot{V}	Hacimsel debi
\dot{m}	Kütlesel debi
ρ	Yoğunluk
σ	Stefan-Boltzmann sabiti
\dot{Q}	Isıl Güç
k	Isı transferi iletim katsayısı
h	Isıl iletkenlik katsayısı
R	İdeal gaz sabiti
V	Hız

Kısaltmalar	Açıklama
A_{jet}	Slot Jet Çıkış Alanı
$A(A_s)$	Levha yüzey alanı
$A_{ön}$	Levha Ön Yüzey Alanı
A_{arka}	Levha Arka Yüzey Alanı
D_h	Toplam Hidrolik Çap
$D_{h iç}$	İç Lülenin Hidrolik Çapı
$D_{h dış}$	Dış Lülelerin Hidrolik Çapı
$D_{iç}$	Dış Lülenin İç Çapı
$D_{dış}$	Dış Lülelerin Dış Çapı

$d_{dış}$	İç Lülenin Dış Çapı
$d_{iç}$	İç Lülenin İç Çapı
Nu	Levha Üzerinde Yerel Nusselt Sayısı
Nu_{dt}	Levhanın Doğal Taşınımına Ait Nusselt Sayısı
$Re_{iç}$	İç Lülenin Reynolds Sayısı
$Re_{dış}$	Dış Lülenin Reynolds Sayısı
Ra	Rayleigh Sayısı
h_{jet}	Zorlanmış Taşınım Isı Transfer Katsayısı
h_{dt}	Doğal Taşınım Isı Transfer Katsayısı
H/D_h	Boyutsuz Jet-Levha Arası Mesafe
r/D_h	Hız Probenun Radyal Yöndeki Boyutsuz Konumu
P_{atm}	Atmosfer Basıncı
P_w	Lüle Geometrisinin Islak Çevresi
$\rho_{pref-hava}$	Debi Ölçerin Kalibre Edildiği Referans Yoğunluk Değeri
T	Ortam Sıcaklığı
T_y	Yüzey Sıcaklığı
T_{yort}	Ortalama Yüzey Sıcaklığı
T_{jet}	Jet Sıcaklığı
T_{∞}	Çevre Sıcaklığı
T_f	Film Sıcaklığı
L_c	Karakteristik Uzunluk
ε	Emistivite
mm	Milimetre
W	Watt
SLPM	Standart Litre/dakika
I	Akım
V	Volt

BÖLÜM I

GİRİŞ

Endüstri geçmişten günümüze çok hızlı bir şekilde gelişmekte olup gelişen teknoloji içerisindeki ısıtma-soğutma sistemi ekipmanlarının optimum değerlerde kullanılması için yeni teknolojilere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu kapsamda, ısı ve kütle transferi çok büyük önem arz etmektedir. Çarpan jetler endüstride çok yaygın bir şekilde bu amaçla kullanılmaktadır. Çarpan jet dairesel dikdörtgen veya eliptik lüleden çıkan sıcak veya soğuk akışkanın bir yüzeye çarptırılması sonucu elde edilmektedir. Çarpan jetlerde etkin bir şekilde kütle ve ısı transferini sağlayabilmek için birçok parametrenin göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Yapılan çalışmalarda bu parametrelerin; jet hızı, lülenin çapı, lüle-levha arası mesafe, lülenin geometrisi, akışkanın ortam türü, lüle sayısı, jetin yüzeye çarpma açısı gibi birçok çalışma ve geometrik parametrelerin olduğu görülmüştür.

Çarpan jetlerin endüstrideki kullanım alanları; tekstil ve kağıt ürünlerinin kurutulması, oto cam temperleme işlemi, metal plakaların tavlama, jet motorlu uçaklarda yüksek sıcaklıklara sahip yanma gazlarının ısıttığı gaz türbini kanatlarının soğutulması, uçak sistemlerinde buzlanmayı giderme, elektronik sistemlerin soğutulmasında ve başka birçok uygulamalarda kullanılmaktadır.

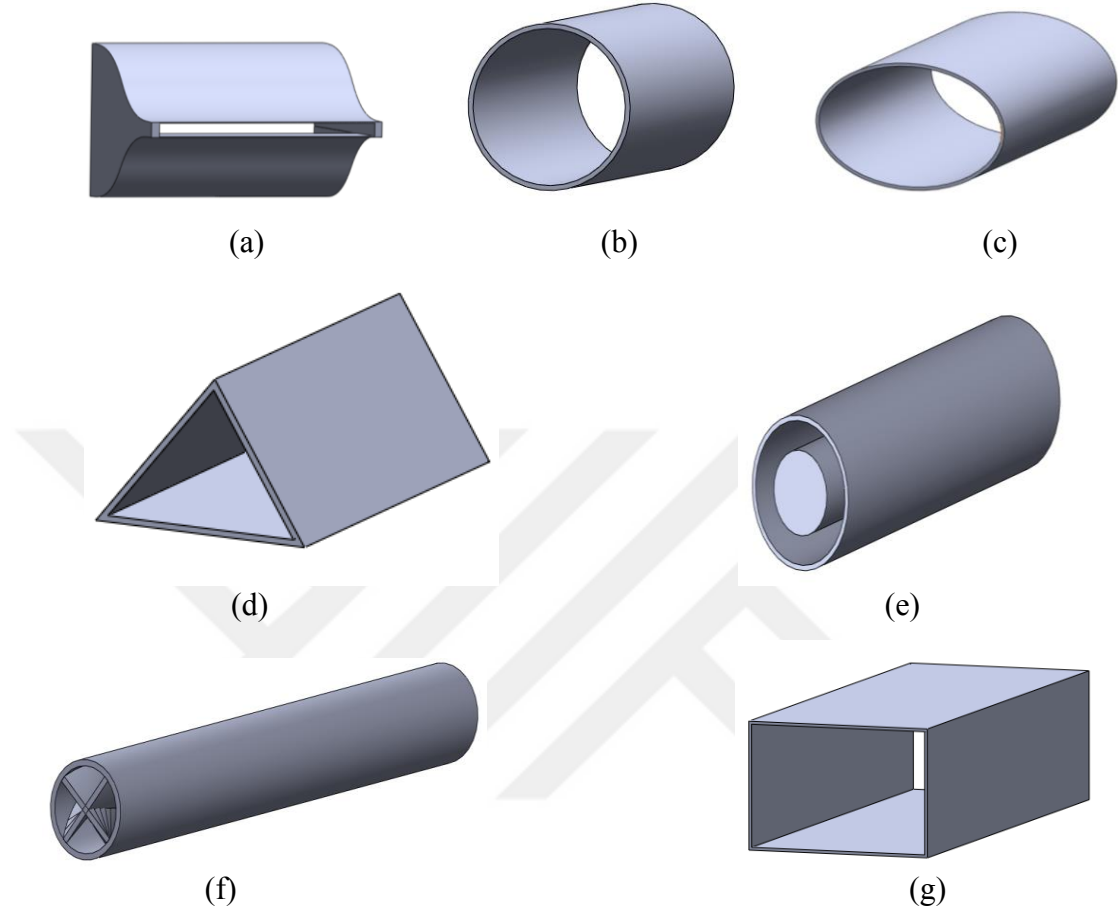
1.1 Jet Oluşumunda Etkili Parametreler

Jet akışında etkili olan hız, türbülans şiddeti gibi fiziksel özellikleri belirleyen parametrelerin yanı sıra jet çıkış geometrisi, jetin ve gönderildiği ortamın akışkan özellikleri, tekli veya çoklu jet düzenlemeleri, eş merkezli veya eksantrik iç içe jetler, düz veya dönmeli akış yapılı jetler, jetin oluşturulması için kullanılan şartlandırma odası yapıları gibi çeşitli geometrik parametreler bulunmaktadır.

1.2 Farklı Lüle Geometrieleri

Bugüne kadar çarpan jetlerle birçok çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda etkili parametrelerden biri olan lüle geometrisi değiştirilerek farklı jet kesit alanına göre

incelemeler yapılmıştır. Kullanılan lüle geometrilerinin bazıları Şekil 1.1’de gösterilmektedir.

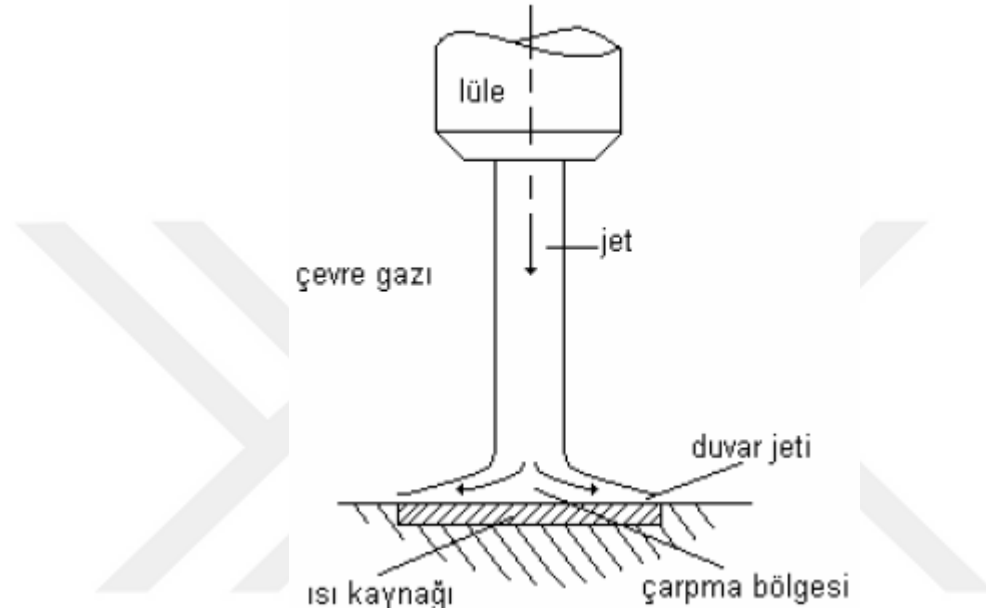


Şekil 1.1. Slot kesitli çıkış (a), dairesel kesitli çıkış (b), eliptik kesitli çıkış (c), üçgen kesitli çıkış (d), halka kesitli çıkış (e), burgaç kesitli çıkış (f) ve kare kesit çıkışlı (g)

1.3 Sınırlandırılmamış ve Sınırlandırılmış Serbest Yüzey Jetleri

Sınırsız serbest yüzey jetlerinin diğer jetlerden ayırt eden özellik sıvı-gaz ara fazındaki ihmal edilebilir derecede olan kesme gerilmesidir. Bu nedenle yer çekiminden etkilenmeden jet ana hız profili lüle çıkışından çarpma yüzeyine kadar olan mesafede ilerler. Yer çekimi ivmesi sebebiyle eğer jet yer çekimi merkezine yönlendirilmişse jet hızı, lüle çıkış hızını geçecektir. Günümüzdeki soğutma koşulları için bu etki ihmal edilebilirse de duvar sürtünme etkilerine, hız profilleri ve türbülans şiddetine bağlı olarak lüle kesitinden çıkarken jet bazı değişiklikler gösterebilir.

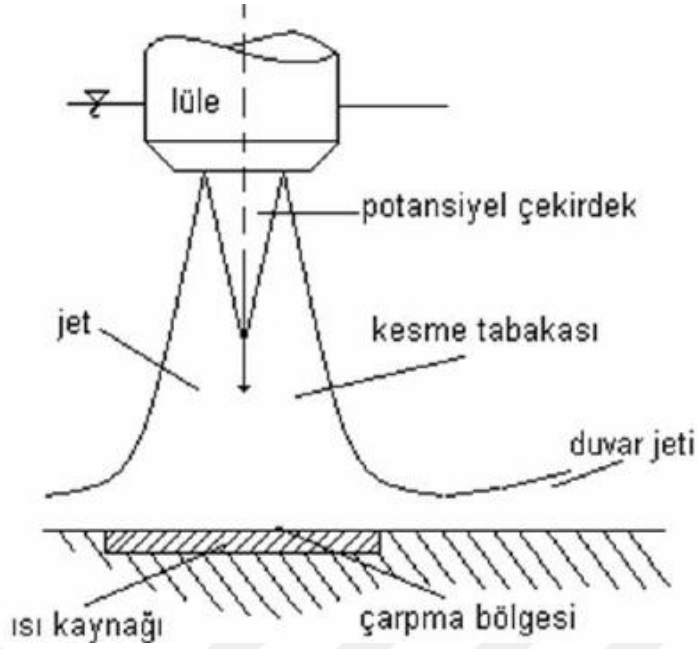
Jet çarpma yüzeyine yaklaşırken, yüzey yönünde yavaşlayıp yüzeye paralel yönde hızlanır. Çarpma bölgesinde oluşan güçlü bir basınç dağılımını karakterize eden bu değişiklikler yüzeye paralel meydana gelir. Çarpma bölgesindeki basınç dağılımı jet eğer türbülanslı ise jet akışını laminarleştirme yönünde etkili olacaktır. Duvar jeti bölgesinde basınç dağılımı sıfıra düşerek akışın türbülansa geçmesine sebep olur. Şekil 1.2’de serbest yüzey jeti gösterilmektedir (Kabakuş, 2012).



Şekil 1.2. Serbest yüzey jeti (Kabakuş, 2012)

1.3.1 Sınırsız dalmış jetler

Serbest jet, çarpma bölgesi, potansiyel çekirdek bölgesi ve duvar jeti olmak üzere dört bölgeye ayrılan sınırsız, dalmış ve asimetric püskürtmeli jet Şekil 1.3’de gösterilmektedir. Serbest jet bölgesi lüle çıkışından itibaren akış yönünde gelişen çevre akışkanın kesit tabakasında yanal yayılımı ile karakterize edilmiştir. Lüle çıkışından uzaklaştıkça kesit tabakası genişler ve bunun sonucunda akışkan hızının kesit tabakasından etkilenmediği potansiyel çekirdek küçülerek yok olur. Jet eksenindeki hız potansiyel çekirdek bölgesinin sonunda hız profili çan eğrisi şeklini alırken bir yandan da azalır. Potansiyel çekirdek bölgesinin uzunluğu lüle çapı ve Re sayısına bağlı olarak değişir. Lüle-levha arası mesafe H/d ’ye bağlı olarak ve özellikle çarpma yüzeyi potansiyel çekirdeğin atında olduğu durumlarda daldırılmış jet tipi püskürtmeli sistemlerde ısı transferi serbest yüzeyli jetlere göre daha hasas olabiliyorlar (Kabakuş 2012).

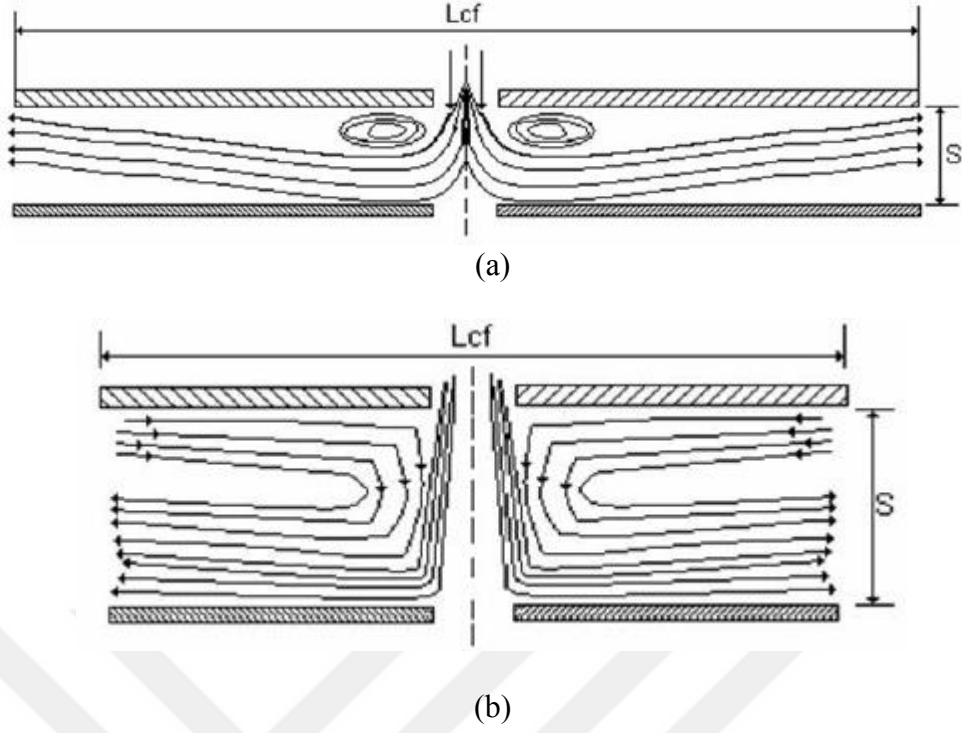


Şekil 1.3. Sınırsız dalmış jet (Kabakuş, 2012)

1.3.2 Yarı sınırlandırılmış jetler

Günümüzün elektronik cihazları çok küçük yapıda tasarlandıkları için küçük hacimlere sığdırmak zorunluğunu meydana gelmiştir. Bu durumun akış üzerinde sınırlandırma etkisi vardır. Bir duvar yarı sınırlandırılmış dalmış kare kesitli (yarık) jetlerde jetin püskürtme düzlemine ve soğutma yüzeyine paralel yerleştirilmiştir. Kullanılan bu duvar sonuç olarak iki plaka arasındaki paralel akışı sınırlayacaktır. Sınırlama yüzeyinin genişliği, plaka mesafesinden ve lüle genişliğinden büyükse akış girişi jetin her iki tarafından da sirkülasyona sebep olacaktır.

Sınırlandırma duvarının etkisi ve jet altında ısı transferi etkisi lüle-levha arasındaki mesafe arttıkça azalır. Buna sebep akışın sınırlandırma duvarının dışından etkilenmesidir. Şekil 1.4'da görüldüğü üzere bu artan lüle-levha arasındaki mesafe devam ederse bir süre sonra akış yapısının değişmesine ve sınırlandırılmamış jetlerdeki gibi davranmasına sebep olacaktır (Kabakuş, 2012).



Şekil 1.4. Yarı sınırlandırılmış daldırılmış jet; kısa lüle-levha mesafesi (a), uzun lüle-levha mesafesi (b) (Kabakuş, 2012)

1.4 Eş Eksenli Jetler

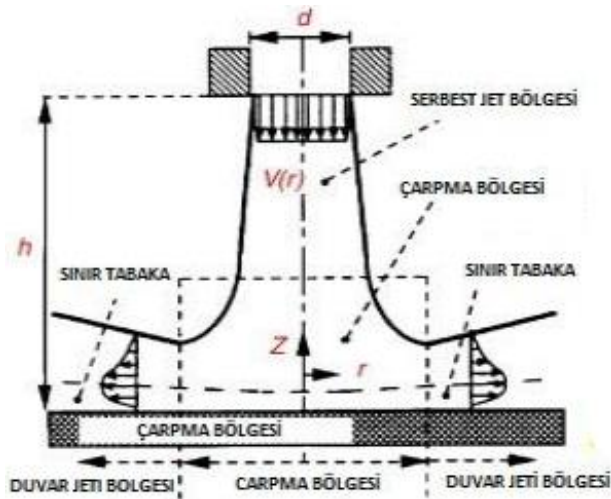
Eş-eksenli jetler farklı akımların karışımını içeren jetlerdir, mühendislik çalışmalarında önemli yer tutmaktadır. Güç üreten gaz türbinlerinin ve itici güç sistemlerinin yanma odalarında, atık yakıtların yanma sistemlerinde kullanılmaktadır. Eş-eksenli jetler son yıllarda aerodinamik endüstride ve iklimlendirme sanayisinde kullanılmasından dolayı akış dinamiği ve ısı transferi karakteristiğini ilginç bir konu haline getirmiştir. Eş-eksenli jetlere akışa etki eden parametrelerin başında hız oranı ve çap oranı gelir. Şekil 1.5'de yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü verilmiştir (Kabakuş, 2012).



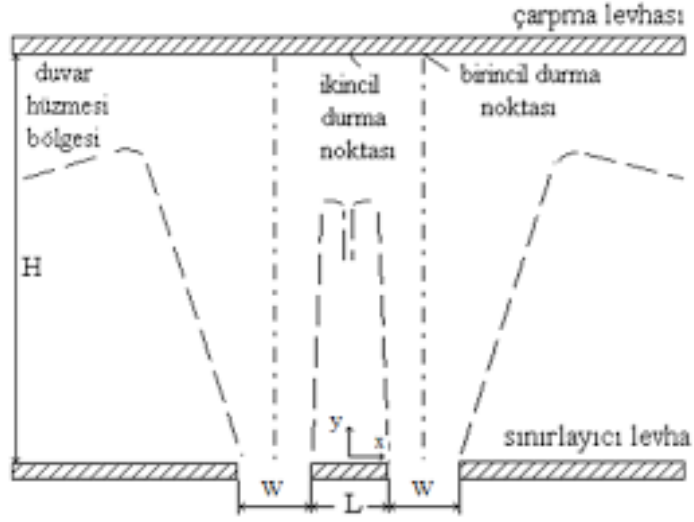
Şekil 1.5. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü (Kabakuş, 2012)

1.4.1 Dairesel ve halka jet

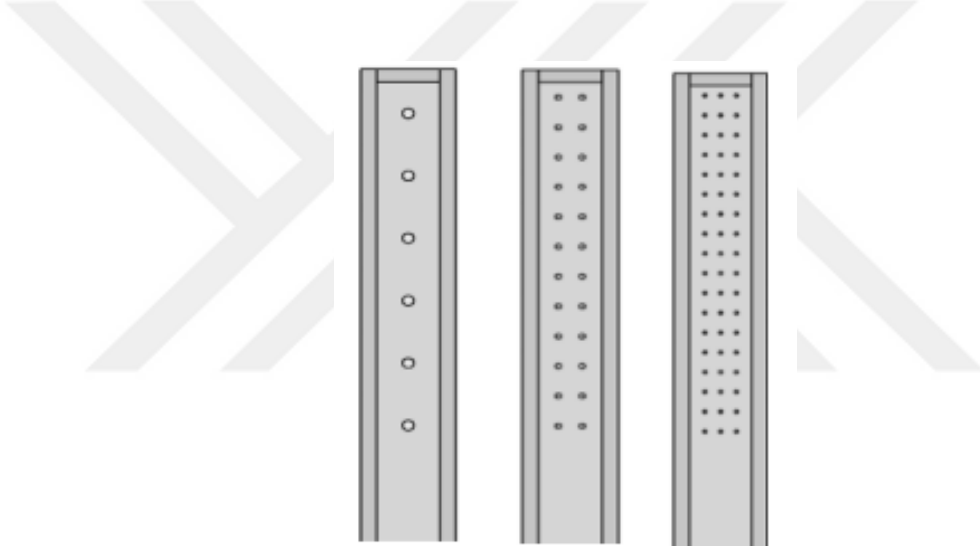
Tipik bir dairesel çarpan jetin hız profili şematik olarak Şekil 1.6'de gösterilmektedir. Şekil 1.6 dan da görüldüğü üzere akış yapısı $V(r)$ hız dağılımı ile çıkış bölgesi etrafında oluşan serbest akış bölgesi, jet çarpması ve sapması neticesinde meydana gelen çarpma bölgesi ve akışın levhaya çarpıp yeniden ivmelendiği duvar jet bölgesi (sınır tabaka) olmak üzere üç bölgeden oluşmaktadır (Nuntadusit vd, 2012). Karmaşık akış durumlarına bir örnek olan halka jet Şekil 1.7'de görülmektedir.



Şekil 1.6. Dairesel çarpan jet (Nuntadusit vd, 2012)



Şekil 1.9. İkili jet (Özmen, 2016)



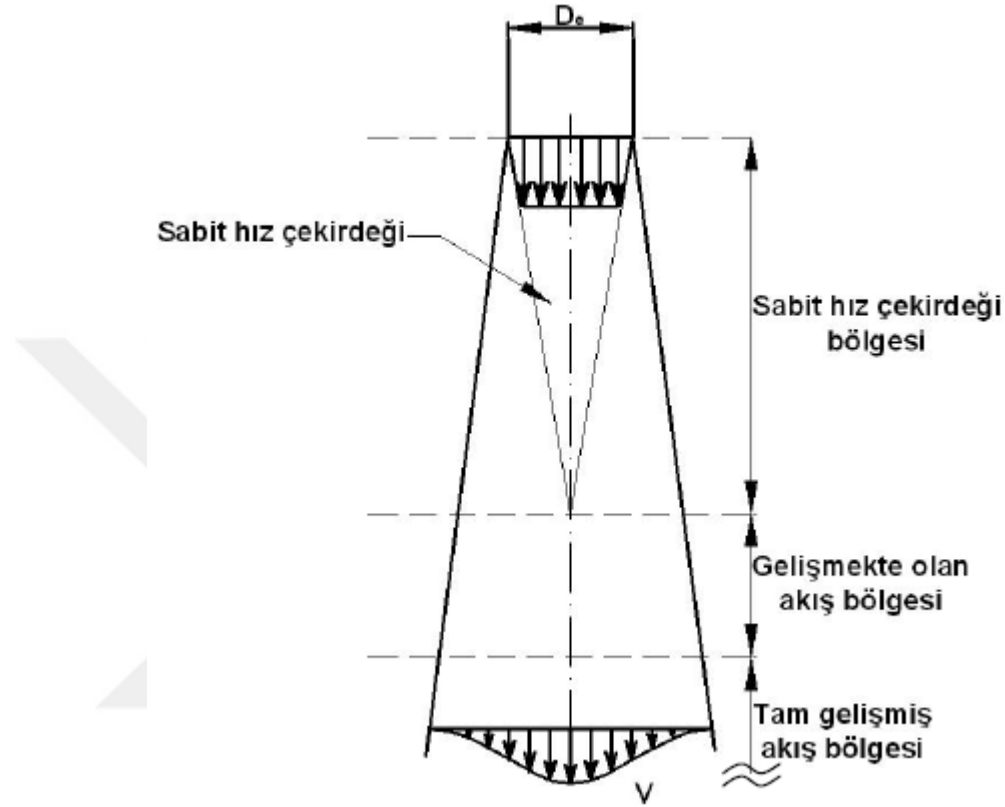
Şekil 1.10. Sıralı çoklu jet (Uysal ve Hırca, 2017)

1.6 Serbest Jet Akış Terminolojisi

Serbest jet akış alanının şematik görünümü Şekil 1.11’de görülmektedir. Görüldüğü üzere serbest jet akış alanı sabit hız çekirdeği, sabit hız çekirdeği bölgesi, gelişmekte olan akış bölgesi ve tam gelişmiş akış bölgesi olarak bölgelere ayrılmıştır.

Sabit hız çekirdeği bölgesindeki hız lüle çıkışındaki akış hızına eşittir ve uniformdur. Bu bölgenin uzunluğu birçok farklı parametreye bağlıdır. Bu parametreler lüle çıkış geometrisine, lüle çıkışından itibaren oluşan hız profiline ve türbülans şiddetine bağlıdır.

Gelişmekte olan akış bölgesinde çevre ile jet arasındaki momentum aktarımı başlar bunun sonucunda jet merkezindeki hızın azalması gelişmekte olan akış bölgesinde kendini gösterir. Bu bölgenin sonunda jet akışı tam gelişmiş hale gelir ve tam gelişmiş akış bölgesi olarak adlanır (Köseoğlu, 2007).



Şekil 1.11. Serbest jetin akış bölgeleri (Köseoğlu, 2007)

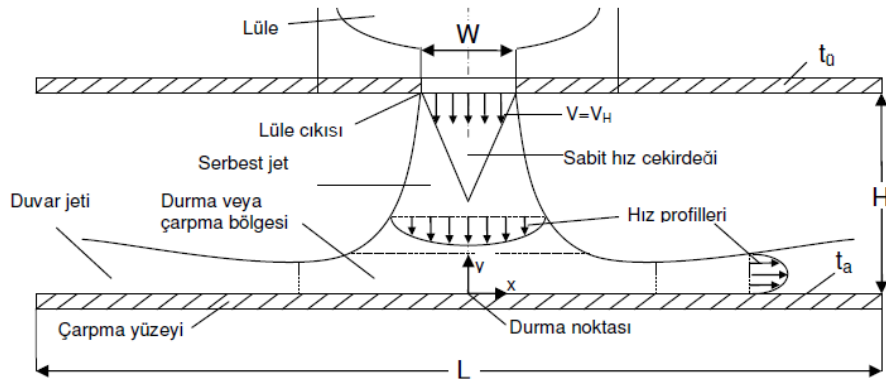
1.7 Çarpma Jet Akış Terminolojisi

Çarpma jet dairesel dikdörtgen veya eliptik gibi geometrilere sahip lüleden çıkan sıcak veya soğuk akışkanın bir yüzeye çarptırılması sonucu elde edilmektedir. Çarpma jet çarptığı yüzeyin sınır tabakasını bozarak veya incelterek taşınım ile olan ısı transferini artırmaktadır. Çarpma jetlerde akışkanın hızı lüle çıkışında sabit bir hız dağılımına sahip olup üniform olarak kabul edilmektedir. Çarpma, Şekil 1.12’de gösterildiği üzere, çarpma yüzeyine dik olabileceği gibi, belirli bir açıyla da olabilir. Şekil 1.12, dik yüzeye çarpma tipik bir jetteki akış şematik olarak göstermektedir. Çarpma jetler, serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere toplam üç bölüme ayrılır.

Serbest jet bölgesinde tüm jet kesiti boyunca hız sabit değildir. Lüle çıkış noktasından itibaren uzaklık arttıkça jet ile çevre arasındaki momentum transferinden dolayı jetin serbest sınırının genişlemesine ve sabit hız çekirdeğinin daralmasına yol açar. Lüle çıkışından itibaren akışkanın hızı uzaklık arttıkça azalır. Bu bölgede kayma gerilmesine maruz kalır ve çekirdeğin olduğu bu bölgede, lüle merkez hattında akış hızı her zaman lüle çıkış hızına eşittir. Çekirdeğin olduğu bu bölgede genelde akış viskoz olmayan akış olarak kabul edilir ve potansiyel çekirdek bölgesi olarak adlandırılır.

Dik açılı çarpan jetlerde hedef yüzey ile jet ekseninin kesişmesine “Durma noktası” denir. Durma noktası veya çarpma bölgesi, alt levhaya yakın olan bölgedir, içinde akış dik yönde yavaşlar yatay yönde ise hızlanır ve “duvar jeti” ya da “bozulma bölgesi” olarak tanımlanan bölge oluşur.

Çarpma bölgesinde önce yavaşlayıp daha sonra hızlanan akış, momentumu sıfır olan çevre akışkanla temas ettiği için yatay hızlanma giderek artmaz ve duvar jeti bölgesinde akışkan yavaşlar. Akışkan yatayda ilerledikçe yüzeye paralel olan hız bileşenleri önce maksimum değere ulaşır, daha sonra yavaşlar. Bu bölgede paralel akışa göre daha fazla ısı transferi sağlanır. Taşınım ile ısı transferi hem durma bölgesi hem de duvar jeti bölgesinde meydana gelmektedir (Telışık, 2007).



Şekil 1.12. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan jetin oluşturduğu akış alanının şematik görünümü (Telışık, 2007)

1.8 Genel Isı Transferi Tanımları

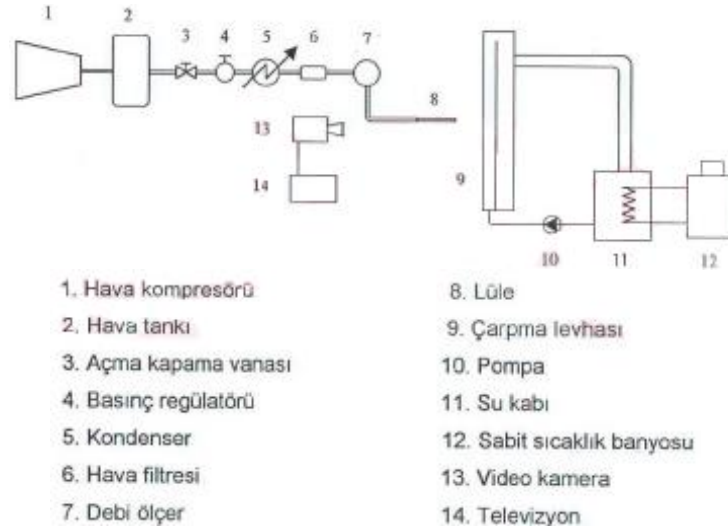
Sıcaklık potansiyelinden ortaya çıkan enerji ısı transferi biçimidir. Sıcaklık farkının mevcut olduğu herhangi bir ortamda ısı transferi mutlaka gerçekleşir. Durgun akışkan veya katı ortam içerisinde bir sıcaklık farkı olduğu zaman ortam içerisinde gerçekleşen ısı transferi için iletimle ısı transferi terimi kullanılır. Fiziksel mekanizması rastgele atomik veya moleküler hareketlilik olan iletimle ısı transferi bir ortamdaki sıcaklık farkı nedeniyle enerji transferini gösterir. İletimle oluşan ısı transferi Fourier yasası ile tanımlanır.

Bir yüzey ile hareket halinde olan akışkan farklı sıcaklıklarda ise, aralarında gerçekleşen ısı transferi taşınım ile olan ısı transferi demektir. Taşınım ile oluşan ısı transferi sıcak ve soğuk akışkan elemanlarının makroskopik parçalarının karışması, kütle hareketi, soğutucu ortam içerisindeki ısı iletimi ve enerji depolamanın bileşimidir. Taşınım ile olan ısı transferi iki şekilde oluşmaktadır. Bunlardan birincisi doğal (veya serbest) taşınım, ikincisi ise zorlanmış taşınımdır. Akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin sebep olduğu yoğunluk farklarından dolayı kaldırma kuvvetleri ile ilgili ise buna doğal (veya serbest) taşınım denir. Eğer ki, akış dış etkiler (fan, pompa vs.) ile oluşuyorsa bu duruma zorlanmış taşınım denilmektedir. Zorlanmış taşınım ile ısı transferinde ısı transferi katsayısı akışı karıştıran ve vorteksler üreten yüzeyler boyunca akışkanın sahip olduğu lineer hızına bağlı olarak değişmektedir.

Elektromanyetik dalgalar halinde enerji yayan yüzeyler sonlu sıcaklığa sahiptir. Farklı sıcaklıklara sahip iki yüzey arasında eğer ki, birbirlerini görmeye engel yoksa aralarında gerçekleşen ısı transferine ışınım ile oluşan ısı transferi denilir. Işınım ile ısı transferi sonlu sıcaklığa sahip malzeme tarafından yayılan ve elektromanyetik dalgalarla iletilen enerjidir. Işınım ile olan ısı transferinin, iletimle ve taşınım ile olan ısı transferlerinden farkı bir madde ortamına ihtiyaç duymamasıdır. Sonlu sıcaklıklara sahip herhangi bir cisim veya nesne radyasyon yayabildiği gibi çevredeki cisimlerin yaydığı radyasyonları kendine çekebilir. Bu durum radyasyon emilmesi veya soğurması olarak bilinir. Endüstriyel uygulamalarda bu üç ısı transferi şekli de kullanılmaktadır. Uygulamadaki çalışma şartlarına ve dominant ısı transferi türüne göre bir veya birkaçı ihmal edilebilir (Özpolat, 2012).

1.9 Literatür Taraması

Bakırcı (1998), çalışmasında yuvarlak bir lüleden döner çıkkan hava jetini, düz bir levha üzerine dik açıda çarptırılarak, levha üzerindeki ısı transfer karakteristikleri çeşitli parametrelere bağlı olarak incelenmiştir. Deneyler normal, çok kanallı ($\Theta=0^\circ$) ve dönen ($\Theta=22.5^\circ, 41^\circ$ ve 50°) jetler için farklı Reynolds sayılarında ve farklı lüle-levha arası mesafelerde yapılmıştır. Lüle çapı olarak 15 mm alınmıştır. Deneyler yapılırken levhanın yüzey sıcaklıkları sıvı kristal metodu ile ölçülmüştür. Sonuç olarak 3 farklı jetin Nusselt sayılarının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimleri elde edilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmıştır. Maksimum Nusselt sayısı normal, çok kanallı ve $\Theta=22.5^\circ$ açılı dönen jetlerde durma noktasında oluşmuştur. $\Theta=41^\circ$ ve 50° açılı dönen jetlerde ise durma noktasından yaklaşık $x/D=2.5$ değerinde meydana geldiği görülmüştür. $Re=20000$ de maksimum Nusselt sayısı yaklaşık olarak $H/D=6$ lüle-levha mesafesinde elde edilmiştir. Sonuçları göz önünde bulundurarak noktasal bir soğutma amaçlanıyorsa çok kanallı veya normal jetler, bölgesel bir soğutma amaçlanıyorsa dönen ($\Theta=41^\circ$ ve 50°) jetler kullanılması ifade edilmiştir. Bakırcının yaptığı çalışmanın deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 1.13’ de verilmiştir.



Şekil 1.13. Deney düzeneğinin şematik gösterimi (Bakırcı, 1998)

Çelik (2006), Çarpan jetlerde optimum lüle (nozül) şeklini belirlemek amacıyla deneysel bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada lüle şekli olarak farklı çaplarda düz dairesel lüleler ve eş eksenli lüleler kullanılmıştır. Düz dairesel olarak farklı çaplarda olan düz dikişsiz alüminyum borular kullanılmıştır. Eş eksenli olarak kullanılan lüle tipinde dışta 13.8 mm

iç çapındaki düz dairesel boru kullanılmıştır içte ise dış çapı 9.8, 8 ve 6.2 mm olan dairesel borular ana borunun merkeziyle çakışacak şekilde yerleştirilmiştir. Bu farklı lülelerin her biri ısıtılmış düz bir plakaya çaptırılmış ve oluşan ısı transferi Nusselt sayısı cinsinden elde edilmiştir. Kullanılan çarpma levhası, içinden buhar geçirilen ince bir kanalın ön yüzeyidir, bu tür çarpa levhasını kullanarak sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmıştır. Lülelerin serbest jet ortamındaki akış karakteristiği hassas ölçümlü bir sıcak tel anemometre ile tespit edilmiştir. Hız ve sıcaklık değerleri bilgisayar kontrolü data toplayıcısıyla ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Bu çalışmada elde edilen dataların belirsizlik analizi ve istatistiksel regresyon analizi yapılarak ampirik bağlantılar elde edilmiştir. Aynı Reynolds sayısında lüle çapını değiştirmekle hız ve türbülans değerini etkilediği görülmüş ve levha yüzeyindeki soğuma karakterini değiştirmiştir. Bu çalışmada eş eksenli lülelerde, iç içe geçen iki borunun iç/dış çap oranının ve bu kesintilerden geçen akış hızı oranlarının soğuma üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür.

Karabey (2010), ardışık dizilmiş olan kanatlardan oluşan lüle difüzör çiftlerinin birbirlerine olan enine ve boyuna uzaklıkları, kanat genişliği, kanat açıları, kanat yükseklikleri ve akışkan hızının ısı transferi ve akım karakteristiklerine etkileri Taguchi yöntemi kullanılarak incelenmiştir. İlk aşamada etkili lüle çapı, h/d mesafesi ve hız değerleri belirlenmiştir. Nusselt sayısı, x ve y yönlerindeki basınç katsayıları performans karakteristiği olarak dikkate alınmış ve belirlenen sekiz parametre için L18(21·37) ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. Üç amaç birlikte dikkate alınarak lüle çapına göre Nusselt sayısı hesaplandığında optimum sonuçlar, 15 mm kanat genişliği, 30° kanat açısı, 100 mm kanat yüksekliği, 20 mm kanatlar arası yatay mesafe, 10 mm kanatlar arası düşey mesafe, 20 mm dilimler arası yatay mesafe, 10 mm dilimler arası düşey mesafe ve 9 m/sn akışkan hızında elde edildiğini ifade etmiştir.

Nuntadui (2012), Girdaplı jet akışı için akış ve ısı transferi karakteristikleri incelemiştir. Bu kapsamda lüle-hedef yüzey arası mesafe sabit alınmış lüle içine bükülmüş bantlar kullanılarak girdap üretimi sağlanmıştır ve farklı bükülme oranlarında sonuçlar elde edilmiştir. Jet akışı içine boya katılarak akış çiftleri görselleştirilmiştir. Deneysel sonuçlar jetin sıkışma alanında ısı transferinin iki yüksek değerinin olduğunu bu nedenle bu bölgede belirli girdap sayısı ile uyumlu olan düşük bükülme oranları ile ısı transferinin iyileştirilebileceğini ifade etmişlerdir.

Bölek (2017), jetlerin farklı düzlemler üzerine çarptırılmasıyla oluşan akış yapıları ve bunların ısı transferi üzerindeki etkileri farklı Reynolds sayıları ve jet-çarpma düzlemi mesafeleri için incelenmiştir. Bu çalışmada akışkan yoğunluğundaki değişimleri gözlemlemek için üç farklı metod kullanılmıştır ve hesaplama ortamı olarak ICEM programı kullanılmış ve daha sonra Ansys Fluent programında analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar yapılmış olan bir çalışmadaki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara bakıldığında çarpan jet akışlarında Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı arasında doğru bir orantı olduğu görülmüş ve maksimum ısı transferi oranı 6 olduğu ve Reynolds sayısının 20000 olduğu durumda elde edilmiştir. Sürtünme katsayısı ile Reynolds sayısı arasında ters bir korelasyon olduğu ifade edilmiştir.

Frosell (2018), dairesel türbülanslı jetin çarpma bölgesinin dinamikleri konusunu çalışmışlardır. Bu çalışmada, iki farklı lüle geometrisi üzerinde durularak çarpma bölgesinde meydana gelen akış karakteristiklerinin yapıları üzerinde durulmuştur. Görselleştirme tekniklerinin avantajları ifade edilmekle beraber çarpma bölgesindeki hareketlerin lülenin yüzeye yakın olması durumunda akış hızıyla ilişkili olduğu çok uzak durumlarda ise akış hızından bağımsız olduğunu ifade etmişlerdir.

Köseoğlu (2007), çalışmasında jet ile çarpma plakası arasındaki sıcaklık farkının yerel ve ortalama ısı transferi etkisini $Re=250-10000$ jet plaka mesafesi olarak $H/D=2-12$ aralığında deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sıcaklık farkının özellikle küçük jet hızlarında ortalama ısı transferinde %35 varan oranlarda etkili olduğu ve kaldırma kuvvetinin etkisiyle oluşan akışın yerel ısı transferini çarpma plakasının değişik bölgelerinde farklı etkilere sebep olduğu gözlemlenmiştir. Çarpma plakası üzerinde elde edilen Nusselt sayıları plaka boyunca doğrusal olmayan bir şekilde değişmektedir. Bu değişimin ısı çiftleriyle belirlenmesi özellikle küçük jet çaplarının kullanıldığı durumlarda mümkün olmamaktadır. Deneyler dairesel, eliptik ve dikdörtgen kesitli 9 farklı jet geometrisi ile yapılmıştır. Jet çıkış geometrisinin bir fonksiyonu olarak her noktada Nusselt sayılarının belirlenmesi için sıvı kristal sıcaklık ölçüm tekniği kullanılmıştır. Sonuç olarak dairesel jetten farklı olarak eliptik ve dikdörtgen geometrijetlerin özellikle durma noktası bölgesinde pasif bir ısı transferi mekanizması olarak kullanılması sonucuna varılmıştır.

Dairesel ve eliptik akış alanı jet geometrisinin, jet ile plaka arasındaki mesafenin bir fonksiyonu olarak ayrıntılı Lazer Doppler Anemometresi (LDA) ve basınç ölçümleriyle belirlenmiştir. Eliptik jetlerde eksen kayması olduğu ve dairesele jetden daha küçük potansiyel uzunluğuna sahip olduğu görülmüştür. Düşük Re sayılı Lam-Bramhorst k-ε türbülans modeli dairesele, eliptik ve dikdörtgen kesitli türbülanslı jetlerin modellenmesinde test edilmiştir. Sonuç olarak modelin ısı transferini çarpma plakası üzerinde her noktada belirlemede yetersiz kaldığı ancak durma noktasından itibaren genel değişimi sağladığı görülmüştür. Maksimum ısı transferi konumunun belirlenmesi için $Re=100-10000$ ve $H/D=2-12$ aralığında yapılan sayısal çalışma ile deneysel çalışma karşılaştırılıp incelenmiş ve elde edilen ısı transferinin plaka üzerinde jetin ivmelenmesi ve jet içerisindeki türbülans yoğunluğu ile ilgisi olduğu belirlenmiştir.

Gölcü vd. (2012), yaptıkları çalışmalarında oto cam temperleme işlemini ele almışlardır. Çalışmada yumuşama kıvamına gelene kadar ısıtılan farklı ölçeklerdeki camların, karşılıklı yerleştirilmiş dairesele hava jetleri ile ani olarak soğutulması işleminden meydana gelen ısı transferi karakteristikleri deneysel olarak mercek altına alınmıştır. Deneylerde 4 mm kalınlığında olan camlar kullanılmıştır. Soğutma ünitesinde üçgen dizilişi 16 adet 8 mm iç çapında 80 mm uzunluğunda düz dikışsiz, pürüzsüz alüminyum borudan yapılmış lüle karşılıklı yerleştirilerek kullanılmıştır. Lüle ile cam arası mesafe olan H/D oranı $1 \leq H/D \leq 10$, iki lüle eksenleri arası mesafesi olan S/D oranı ise $2 \leq S/D \leq 10$ alınmış olup Reynolds sayısı $Re=30000$ sabit olarak tutulmuştur. Sonuç olarak en yüksek ortalama Nusselt sayısı (Nu_m) $S/D=2$ 'de $H/D=4$ oranında 123,3 ve en düşük ortalama Nusselt sayısı ise $S/D=10$ 'da $H/D=10$ oranında 58,6 elde edilmiştir. $S/D=4,6,8$ ve 10 oranına sahip camlar için en yüksek ortalama Nusselt sayısı $H/D=1$ mesafesinde görülürken, $S/D=2$ oranındaki cam için ise $H/D=4$ mesafesinde elde edilmiştir. Bu durumda küçük S/D oranlarında ($S/D \leq 2$) ve düşük H/D mesafelerinde sıcak havanın hızlı bir şekilde yüzeyden uzaklaştırılmamasına ve soğutmadan ziyade tekrar ısıtma etkisi oluşturmasına bağlanmıştır.

Alnak ve Karabulut (2019), yaptıkları çalışmada iki farklı geometrinin tam ve ters yarı dairesele kullanarak hava jeti ile kurutulmasının ısı ve kütle transferi artışı üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Jet kurutması laminer ve iki boyutlu olup nemli eleman sabit bir jet uzaklığında (H) konumlandırılmıştır. Yapılan çalışma boyunca nemli eleman çapı, nemli elemandan olan jet uzaklığı ve jet giriş yüksekliği sabit tutulmuştur.

Farklı jet Reynolds sayıları için elemanların etrafındaki akım çizgileri ve eş sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Korunum denklemlerinin çözülmesinde sonlu hacim yöntemi olan ANSYS Fluent 17.0 bilgisayar programını kullanmışlardır. Hesaplamalarda Reynolds değerleri olarak $Re=100,200,300$ kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmanın literatürdeki deneysel ve sayısal çalışmayla uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Sonuç olarak tam dairesel nemli elemanın ters yarı dairesel nemli eleman geometrisine nazaran daha iyi ısı ve kütle transferi performansına sahip olduğu görülmüştür. Reynolds sayısının artışının ısı ve kütle transferinde olumlu etkisinin olduğu belirlenmiştir. Jet kurutmanın yerel olarak elemanların ön taraflarındaki durma noktasına yakın daha etkili oldukları belirlenmiştir.

Telişik (2007), lüle-hedef yüzey arası uzaklığın çarpan jet akış ve ısı transferi karakteristiklerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Bu çalışma da alt levha sabit sıcaklıkta tutularak ve üst levha yalıtılarak simülasyonlar yapılmıştır. Lüle-alt levha arasındaki mesafenin lüle genişliğine oranı değiştirilerek sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre bütün Reynolds sayılarında akışkan ile sıcak levha arasındaki maksimum ısı transferi jetin durma noktasında gerçekleştiği ifade edilmiştir. Ayrıca Nusselts sayısı Reynolds sayısı arttıkça veya lüle ile levha arasındaki mesafe azaldıkça arttığı ifade edilmiştir. Lüle ile levha arasındaki mesafe 2'ye kadar arttıkça Nusselts sayısı azaldığı 2'den büyük değerler için hemen hemen sabit kaldığı ifade edilmiştir.

Jufar vd. (2013), yaptıkları çalışmada dönen akustik çift eş merkezli jetlerin akış ve karıştırma özellikleri üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Merkezi jeti bir hoparlör tarafından akustik olarak ayarlamışlardır. Akış görüntüleme işleminde yüksek hıza sahip bir dijital kamera kullanılmış olup, jet yayılma genişliği, uzun pozlama görüntüleri modern dijital algılama tekniği ile elde etmişlerdir. Akışdaki hız değişkenliklerini kaydetmek için tek bileşenli bir sıcak tel anemometresi kullanmışlardır. Jet dağılımları hakkında bilgi almak için Tracer-gaz konsantrasyon ölçümleri kullanmışlardır. Sonuçlarda her eksitasyon döneminde bir vorteks halkasının etkisini görmüşlerdir. Alt kısımda bir girdap halkası dizini düşük girdap sayılarında olduğunu belirlemişlerdir. Yüksek girdap sayılarında ise girdap halkaları yakın alandaki türbülanslı girdaplara hızlı bir şekilde dağılmıştır. Yaptıkları çalışmada sonuç olarak, girdap halka dizisinin düşük girdapta kaybolduğunu gözlemlemişlerdir. Girdap halkalarının aksel doğrultuda geliştiğini ve aşağı yönde bir alanda türbülanslı

girdaplara ayrıldığını tespit etmişlerdir. Ayrılma noktasının, girdap sayısı arttıkça merkezi boru çıkışına yukarı doğru hareket ettiğini görmüşlerdir. Sürüklemenin egemen olduğu durumun, karışım girdap halkalarının oluşumu ve girdap halkalarının kırılmasından dolayı sıvının yayılması sırasında oluştuğunu görmüşlerdir. Yakın mesafedeki vorteks halkası oluşumundan dolayı artan girdap sayısının genişlemeyi engellediğini görmüşlerdir. Bu yüzden de girdap sayısının düşük olduğu ve mesafeninde yakın olduğu durumda karışımın daha iyi durumda olduğunu gözlemlemişlerdir. Buna karşın merkez kuvveti ve erken jet kırılmasının birleşik sebepleri yüksek jet yayılma hızına neden olduğundan, yüksek girdap sayılarında karışımın uzak mesafelerde biraz daha iyi olduğunu görmüşlerdir.

Zargar vd. (2019), yaptıkları çalışmada akustik olarak uyarılmış yanmalı dönen çift merkezli jetlerin ve jet çıkışındaki bir çift diskli akış kontrol cihazının alev davranışı deneysel olarak incelenmiştir. Merkezi ve dönen jet akışları için akış malzemesi olarak sırasıyla propan ve hava kullanılmıştır. Merkezi jet kullanımı durumunda akustik bir hoparlör kullanılarak test yapmışlardır. Merkezi jet hızlarının akustik davranışını tahmin etmek için tek bileşenli bir sıcak tel anemometresi kullanılarak ölçümlerini elde etmişlerdir. Akış görselleştirme tekniği geleneksel fotoğrafçılık tekniği kullanılarak, kapatma, tam uzunlukta kısa pozlama ve zamana dayalı alev görüntüleri çekmişlerdir. Alev sıcaklığını ölçmek için yerli L şeklinde ince telli bir termokupl kullanmışlardır. Yanma ürünü konsantrasyonları bir gaz analiz cihazı kullanılarak ölçülmüşlerdir. Alev modu olarak üç karakteristik alev modu-sarı baz bağlantılı alev, mavi baz bağlantılı alev ve yüksek alev Strouhal sayıları ve jet nabız yoğunluğu alanını gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak, kaldırılan alev mavi olması durumunda çok kısa, çok çalkantılı, olduğu için düşük Reynolds sayılarında bile üflemek zor olmuştur. Yanma jetleri mavi-baz bağlantılı ve yükseltilmiş alevlerin karakteristik modlarına zorlandığında alev uzunluğunun önemli ölçüde azaldığını ve alev sıcaklıkları şiddetinin bir şekilde arttığını gözlemlemişlerdir. Yanmamış hidrokarbonun, karbon monoksit konsantrasyonlarının ve nitrik oksitin belli derecede küçük değerlere düştüğünü görmüşlerdir. Akustik, dönen çift merkezli jet alevlerinin yanma performansını arttırmada etkili olduğunu tespit etmişlerdir.

Le vd. (2018), iki ayrı dairesel disk kullanarak girdaplı eş merkezli ikili jetlerin akış alanı ve karışım özelliklerini incelemişlerdir. Eksenel ve radyal türbülans yoğunluklarının büyük değerlere ters akış bölgesinde ulaştığını ifade etmişlerdir. Dönen çift eş merkezli

jetlerin karışma kabiliyetinde maksimum iyileşme bir dairesel disk iki dairesel disk ile değiştirildiğinde %96 ulaşabileceğini ifade etmişlerdir.

Yang vd. (2010), yaptıkları çalışmada hızlı dönen harekete sahip olan / olmayan ayrıntılı çarpma halka şeklindeki jet karakteristiklerini deneysel olarak incelenmişlerdir. Elde ettikleri akış ve duvar basıncı verileri, geleneksel dairesel çarpma jeti için klasik gözlemini doğrulamışlardır. Akış yeterince büyük ayırma mesafelerinde basit yuvarlak çarpma jetine benzer özellikleri sergilemiştir. Buna karşılık, dönen jet durumunda böyle bir geçiş görmemişlerdir. Kısa ve orta dereceli ayırma mesafelerinde, dönen halka şeklindeki jet, geleneksel halka şeklindeki jet ile karşılaştırıldığında, çarpma plakası üzerinde daha fazla eşit olmayan duvar basıncı ve ısı transferi dağılımına neden olduğunu söylemişlerdir.

Wen vd. (2003), çalışmalarında sabit ısı akısı test plakası ve çarpışan jetler arasındaki ısı transferinin deneysel olarak incelemiş ve tartışmışlardır. Dönen uçları olan / olmayan yuvarlak jetler kullanmışlardır. Aynı zamanda bunları duman akışı görselleştirme ve sıkışma soğutması için dönen akış jetinin altındaki karmaşık akış olaylarının davranışını araştırmak için de kullanmışlardır. Yaptıkları deneysel çalışmada akış Reynolds sayısının aralığındaki ($500 \leq Re \leq 27; 000$) etkisini, 3 farklı lüle geometrisini (BR, LSS ve CSS) ve jet-test levhası arası mesafesini ($3 \leq H/d \leq 16$) incelenmişlerdir. Sonuç olarak, ısı transferinin düşük jet-test levha arası mesafenin olduğu durumlarda daha yüksek Nu sayısına sahip olduğunu ve en yüksek Nu sayısının sırasıyla CSS için daha sonra LSS ve BR jetleri için olduğunu tespit etmişlerdir.

1.10 Tezin Amacı

Gelişen endüstride ısı ve kütle transferi çok büyük önem arz etmektedir. Çarpan jetler endüstride çok yaygın bir şekilde ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Bu nedenle, bu tez kapsamında etkin bir şekilde ısı transferi mekanizmalarını iyileştirmek amaçlanıp, deneysel olarak iki farklı çarpan jetin akış ve ısı transferi analizi incelenip karşılaştırılması yapılmıştır. Çarpan jet olarak girdaplı ve halka jet ikilisi kullanılmıştır. Çarpan jet dairesel, dikdörtgen veya eliptik lüleden çıkan sıcak veya soğuk akışkanın bir yüzeye çarptırılması sonucu elde edilmektedir. Çarpan jetlerde etkin bir şekilde kütle ve ısı transferini sağlayabilmek için birçok parametrenin göz önünde bulundurulması

gerekmektedir. Literatür araştırmasından da görüle bilmektedir ki, bu parametreler; jet hızı, lülenin çapı, lüle-levha arası mesafe, lülenin geometrisi, akışkanın ortam türü, lüle sayısı, jetin yüzeye çarpa açısı gibi birçok çalışma ve geometrik parametrelerin değiştirilmesi gerekmektedir.

1.11 Tezin Bilimsel Önemi

Çarpan jet, dairesel veya dikdörtgen lüleden çıkan akışkanın, bir yüzeye çarpması sonucu elde edilen ısı ve kütle transferinin artırılması amacıyla kullanılan mekanizmalardır. Bu özelliği bakımından endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır. Çarpan jetler endüstride tekstil ve kağıt ürünlerinin kurutulması, oto cam temperleme işlemleri, metal plakaların tavlama, jet motorlu uçaklarda yüksek sıcaklıklara sahip yanma gazlarının ısıttığı gaz türbini kanatlarının soğutulması, uçak sistemlerinde buzlanmayı giderme, elektronik sistemlerin soğutulmasında ve başka birçok uygulamalarda kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasında çarpan jet olarak halka ve girdaplı jet kullanılarak karşılaştırılması yapılmıştır. Bu karşılaştırmanın bundan sonraki yapılacak olan çalışmalara katkı sağlanması beklenmektedir.

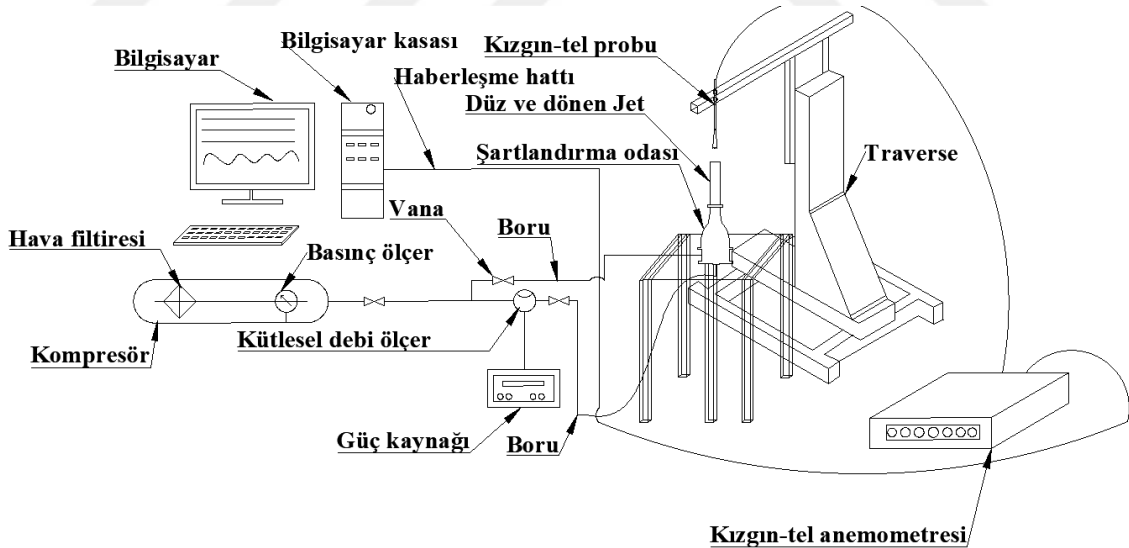
BÖLÜM II

DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde çarpan jet olarak kullanılan iç lüleden dönen ikili jet ve düz borulu ikili jetin akış ve ısı transferi deneyleri ayrı ayrı başlıklar altında sunulacaktır. Bu tez çalışmasındaki tüm deneyler, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Aerodinamik Akış Kontrol Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

2.1 Hız Deney Düzenekinin Kurulumu

Bu tez çalışmasındaki yapılan hız deneyleri iç lüle dönen ikili jet ve iç lüle düz borulu ikili jet kullanılarak yapılmıştır. Deneylerde hava akımı kompresörle sağlanmıştır. Hız deneye başlamadan önce kullanılan cihazların kalibrasyonu yapılmıştır. İlk olarak anlık hız ölçümlerini almak için kullanılan kızgın-tel probunun Schliltknecht marka MonoAir500 mikromanometre kullanılarak lüle tipi kalibratörle kalibrasyonu yapılmıştır. Hız deney düzenekinin şematik olarak görünümü Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Hız deney düzenekinin şematik görünümü

Kompresörden gelen hava hortumu iki başlı pnömomatik hava konnektörü kullanılarak bir ucu Aalborg markasının GFC67 modelli (mass flow controller) kütleli debi ölçerine oranda iç lülenin bağlandığı düz dairesel boruya bağlanır, diğer bir ucu da hortum vasıtasıyla dıştaki lüleye giden havanın oluşturulduğu bölgeye bağlanmıştır. İç lüledeki

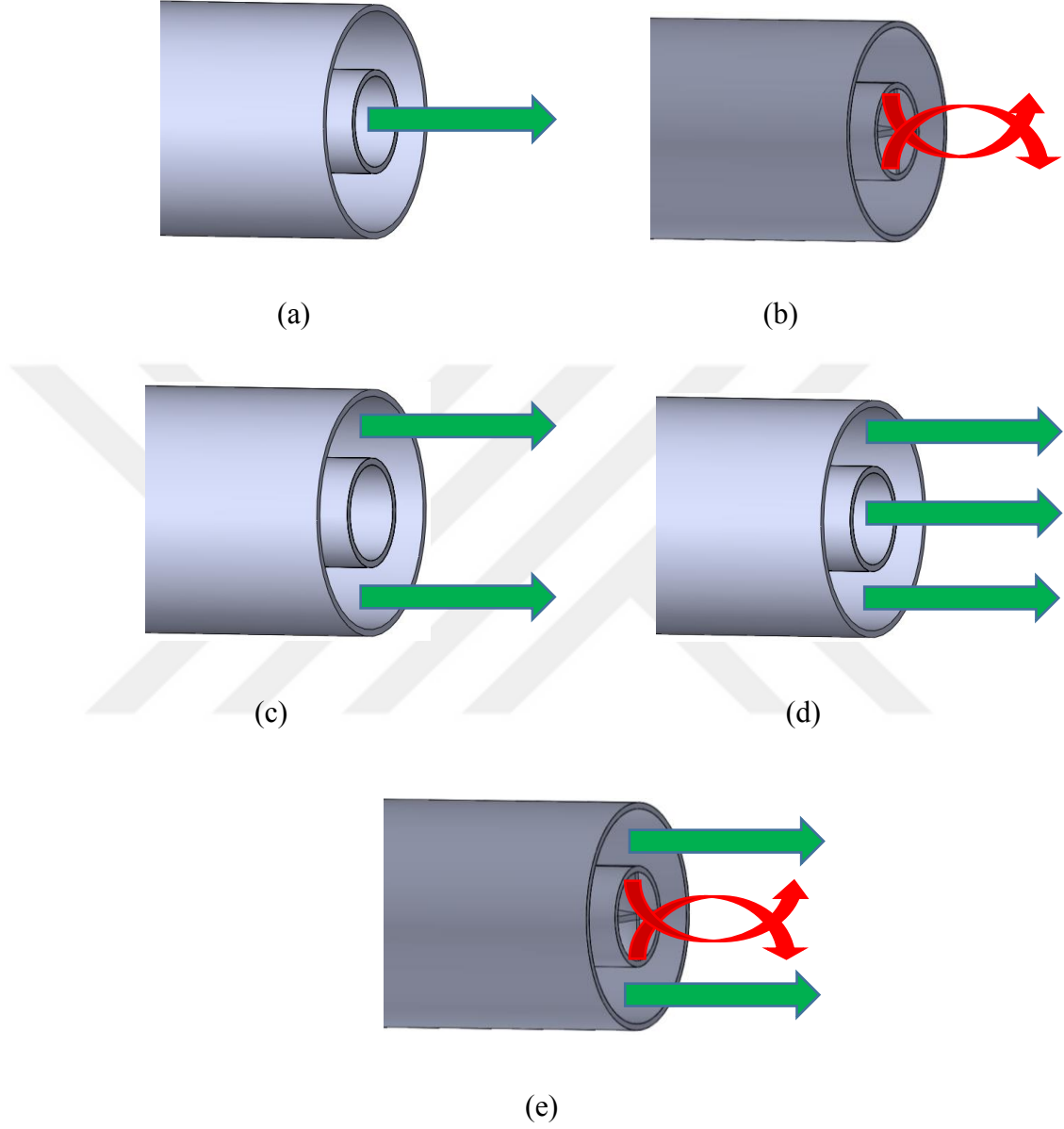
debi kütleli debi ölçerle ayarlanır, dış lüledeki debi ayarı ise Schliltknecht marka MonoAir500 mikromanometre ile basınç farkı ölçülerek ayarlanmıştır. Yapılan deneylerde iç lüle girdaplı dış lüle halka ikili jet kullanımı durumunda Reynolds değerleri $Re_{dış}=3000,6000,9000$, $Re_{iç}=6000,9000,12000$, ve farklı mesafelerde ($H/D_h=0.5,1,3,5,10$ oranlarında), iç lüle düz borulu dış lüle halka ikili jet kullanımı durumunda ise aynı Reynolds değerlerinde ve farklı mesafelerde ($H/D_h=1,2,4,5,6,7,8,9,10$ oranlarında) ölçümler alınmıştır. Deneyler de farklı istasyonlarda hız ölçümlerini almak için iki boyutlu traverse sistemi ve anlık hız ölçümlerini ala bilmek için ise kızgın tel anemometresi kullanılmış ve jet akış karakteristikleri elde edilmiştir. Deney düzeneğinin genel görünümü Fotoğraf 2.1' de sunulmuştur.



Fotoğraf 2.1. Deney düzeneğinin genel görünümü

Deneylerde kullanılan verilerin genel tablosu Tablo 2.1'de sunulmuştur. Tablo 2.1'den de görüldüğü üzere iç lüle akışı için 3 farklı Reynolds değeri, dış lüle akışı için ise 3 farklı Reynolds değeri olmak üzere toplam 6 farklı Reynolds değeri kullanılmıştır. Tablo 2.2'de ise yapılmış deneylerin farklı Reynolds değerleri için farklı çalışma kombinasyonları verilmiştir. Tablo 2.2'den de görüldüğü üzere ilk olarak sadece iç lüleden akış geçmesi durumu daha sonra sadece dış lüleden akış geçmesi durumu son olarak ise her iki lüleden aynı zamanda akış gönderilmesi durumları incelenmiştir.

Bu tez çalışmasında Şekil 2.2’de gösterilen durumlar farklı debi değerleri için incelenmiştir. Yapılan bu çalışmada sadece iç lüleden dönen jet akışı durumundaki hem hız hem de ısı transferi hesaplamalarının belirsizlik analizi (EK-B)’ de sunulmuştur.



Şekil 2.2. Sadece iç lüleden düz jet akışı (a), sadece iç lüleden dönen jet akışı (b), sadece dış halka jet akışı (c), iç düz jet ve dış halka jet akışı (d), iç dönen jet ve dış halka jet akışı (e)

Çizelge 2.1. Deneylerde kullanılan genel veri tablosu

Deneylerde Kullanılan Akış Parametrelerinin Değerleri			
İç Lüle Akış Parametreleri			
Parametre sayısı	Debi (L/dk)	Ortalama hız değerleri $V_{iç}$ (m/s)	$Re_{iç}$
1	48	6,72	6000
2	72	10,1	9000
3	96	13,43	12000
Dış Lüle Akış Parametreleri			
Parametre sayısı	Debi (L/dk)	Ortalama hız değerleri $V_{dış}$ (m/s)	$Re_{dış}$
1	86	2,61	3000
2	172	5,22	6000
3	258	7,83	9000

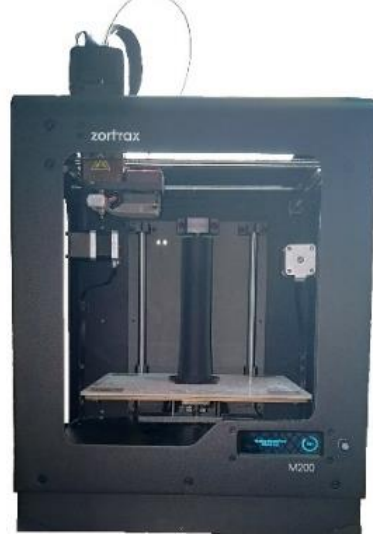
Çizelge 2.2. Yapılan deneylerin farklı Reynolds değerlerine göre kombinasyonları

Deneylerin farklı Reynolds değerlerine göre çalışma kombinasyonları						
Kombinasyon Numarası	İç Lüle Reynolds Değerleri; $Re_{iç}$			Dış Lüle Reynolds Değerleri; $Re_{dış}$		
	6000	9000	12000	3000	6000	9000
1	X					
2		X				
3			X			
4				X		
5					X	
6						X
7	X			X		
8	X				X	
9	X					X
10		X		X		
11		X			X	
12		X				X
13			X	X		
14			X		X	
15			X			X

2.2 Lüle Geometrisi ve Şartlandırma Odası

Deneylerde kullanılan iç lüle dönen ikili ve düz borulu ikili jet lülelerinin üretiminde Zotrax marka M200 model 3 boyutlu yazıcı kullanılmıştır. Kullanılan lülelerin uzunluğu $L=170$ mm, iç lülenin çapı $D_{iç}=14$ dış lülenin çapı ise $D_{dış}=34$ 'tür. Lüle geometrilerinin ve şartlandırma odasının teknik resimleri (EK-B) sunulmuştur. Lüle geometrilerinin katı model kesit görünümüleri Şekil 2.3'te sunulmuştur. Fotoğraf 2.2'de ise sırasıyla kullanılan lüle geometrilerinin ve şartlandırma odasının üretilmesinde kullanılan yazıcıların görseli gösterilmiştir.

Şartlandırma odası olarak kullanılan geometrinin tüm parçaları Wanhao marka Duplicator 9 model üç boyutlu yazıcısıyla üretilmiştir. Wanhao marka 3 boyutlu yazıcının üretim hızını ayarlamak mümkündür. Üretim malzemesi olarak filament kullanılmıştır. Jet şartlandırma odası olarak adlanan geometri dört parçadan oluşmaktadır. Birinci parça kapak, ikinci parça dıştaki lüleye giden havanın oluşturulduğu bölge, üçüncü parça içteki lüleye giden havanın oluşturulduğu bölge düz dairesel boru, dördüncü parça düz borulu ikili jet veya iç lüle burgaçlı ikili jet bağlanan bölge. Şekil 2.4'te bahsedilen şartlandırma odasının parçalarının katı model kesit görünümüleri gösterilmiştir. İkinci parça; dairesel şekilde olup, uzunluğu $L=58$ mm dördüncü parçaya bağlanan taraftan çapı ise $D=150$ mm, tam merkezinden düz boru geçecek şekilde ve geçen borunun kenarlarından dairesel parçanın kenarlarına kadar petek geometrisi şeklinde üretilmiştir. Petek geometrisinin üzerine tel örgü konulmuştur. Bunun nedeni dıştaki lüleye gidecek olan havanın düz bir şekilde iletilmesidir. Kompresörden gelen havanın buraya dahil olması için dış taraftan sekiz delik açılmıştır. Üçüncü parça; birinci, ikinci ve dördüncü parçalardan geçen düz dairesel bir boru şeklinde olup uzunluğu $L=274$ mm düz dairesel borunun çapı ise $D=14$ mm, kütleli debi ölçerle ayarlanan hava hortumla buraya bağlanıp içteki lüleye gönderilmiştir. Dördüncü parça; konik geometri şeklinde üretilmiş olup, uzunluğu $L=175$ mm ikinci parçaya bağlanan kısımdaki dairenin çapı $D=150$ mm, deneylerde kullanılan lülelerin bağlandığı taraftaki dairenin çapı $D=48$ mm olup, ikinci parçada olan tel örgü kısmına bağlanmıştır. İkinci parçaya bağlanan ve düz borulu ikili jet veya iç lüle burgaçlı ikili jet bağlanan kısımların dış tarafının 3 cm uzaklığında çapı $D=2$ mm olan birer delik açılmış olup, bu iki deliğin arasındaki mesafede oluşan basınç farkı Schliltknecht marka MonoAir500 mikro manometre ile ölçülerek dıştaki lüleye giden havanın debisi ayarlanmıştır.

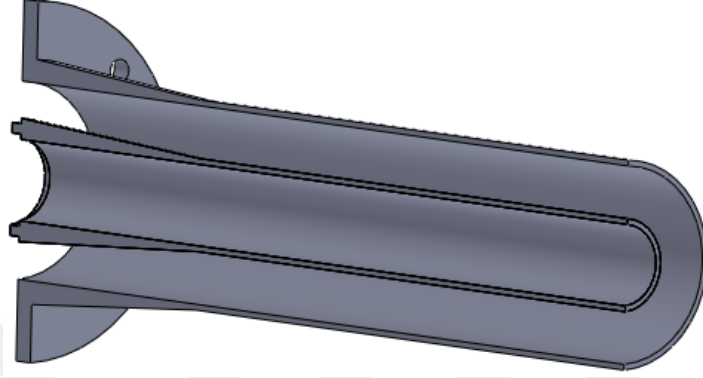
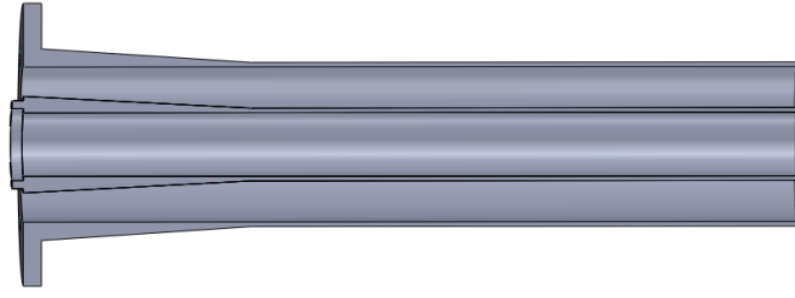


(a)

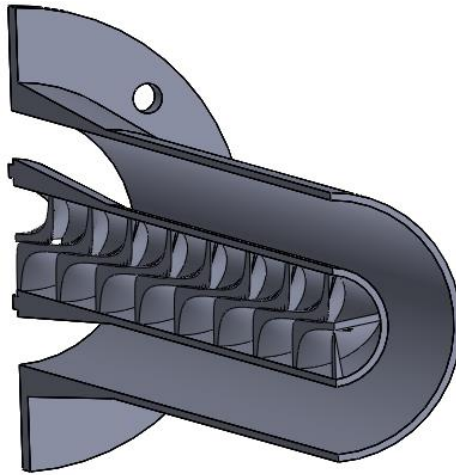
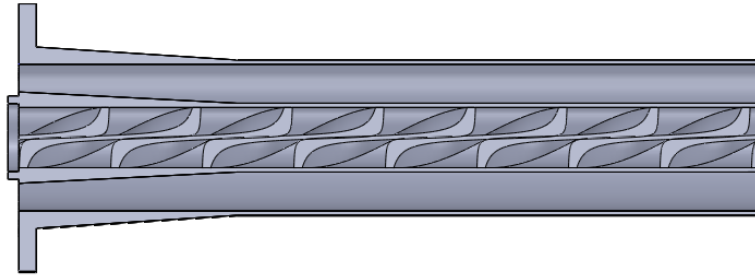


(b)

Fotoğraf 2.2. Sırasıyla lüle geometrilerinin ve şartlandırma odasının üretilmesinde kullanılan Zotrax M200 (a) ve Wanhao Duplicator 9 (b)

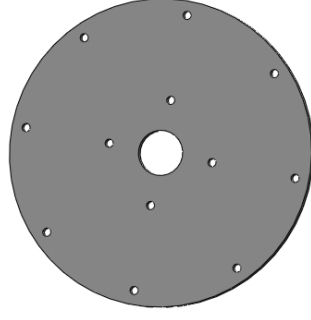


(a)



(b)

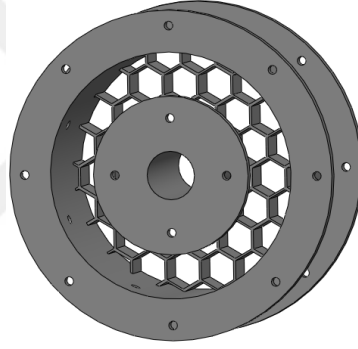
Şekil 2.3. İç lüle düz borulu ikili jetin (a) ve iç lüle dönen ikili jet (b) kesit görünümleri



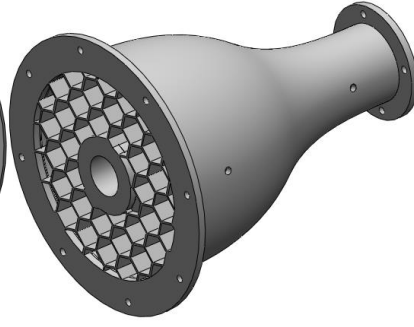
(a)



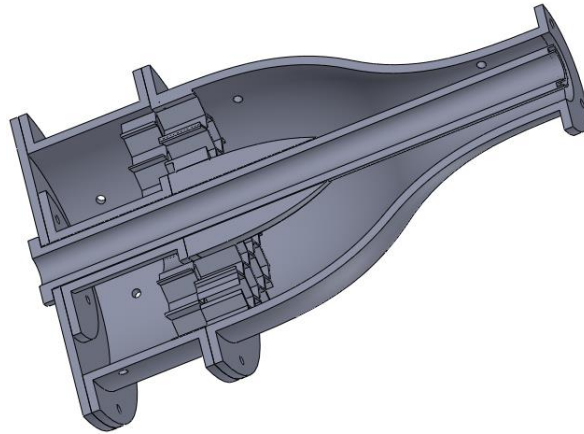
(b)



(c)



(d)



(e)

Şekil 2.4. Kapak (a), içteki lüleye giden havanın oluşturulduğu bölge düz dairesel boru (b), dıştaki lüleye giden havanın oluşturulduğu bölge (c), düz borulu ikili jet ve ya iç lüle burgaçlı ikili jet bağlanan bölge (d), şartlandırma odasının kesit görünümü (e)

2.3 Kızgın-Tel Anemometresi ile Hız Ölçümü

Hava akımı kompresörle sağlanan kullanılan lüle geometrileri ile oluşturulan jetlerin akış alanı hız karakteristiklerinin belirlenmesinde Dantec Dynamic marka Multichanel 54N81 model sabit sıcaklık anemometresi ve kızgın-tel (hot-wire) probu ile birlikte kullanılmış olup, Fotoğraf 2.3'te gösterilmiştir. Kızgın-tel anemometresi 6 CTA kanalına ve bir adet sıcaklık kanalına sahip anemometre yapısındadır. Kullanılan kızgın-tel anemometresinin hız ölçümlerindeki algılama frekansı 10 kHz'e çıkmaktadır. Kızgın-tel probu olarak iki farklı model 55P11 ve 55P16 kendinden kablolu prob kullanılmış olup, 12 saniye boyunca toplam 10000 anlık hız verileri alınmış ve anlık hız ölçümleri yapılmıştır. Kullanılan 55P16 model kendinden kablolu kızgın-tel probu Fotoğraf 2.4'te sunulmuştur.

Kızgın-tel anemometresinin bilgisayar yazılımı MiniCTA'da düzenlenen ağ yapısı kullanılarak, x ve y eksenini boyunca traverse mekanizması yardımıyla probun farklı konumlarında anlık hız ölçümleri alınmıştır. Alınan hız ölçümlerinin verilerini toplamak için deney sırasında bilgisayara takılı olan National Instrument marka PCI-6220 model veri toplama kartı kullanılmıştır.

Kızgın-tel probunun kalibrasyonu Schlitzknecht marka MonoAir500 mikromanometre kullanılarak lüle tipi kalibratörle yapılmıştır. Fotoğraf 2.5'te kalibrasyon zamanı kullanılan lüle tipi kalibratör ve mikro manometre gösterilmektedir. Kullanılan mikro manometrenin ölçüm aralığı ± 200 Pa, ölçüm çözünürlüğü 0,1 Pa ve $\pm 0,5$ Pa doğruluğa sahiptir. Yapılan kalibrasyonlarda kalibrasyon eğrisinin hatası %0,02 olduğu görülmüştür.



Fotoğraf 2.3. DANTEC multichannel 54N81 model hot-wire anemometresi



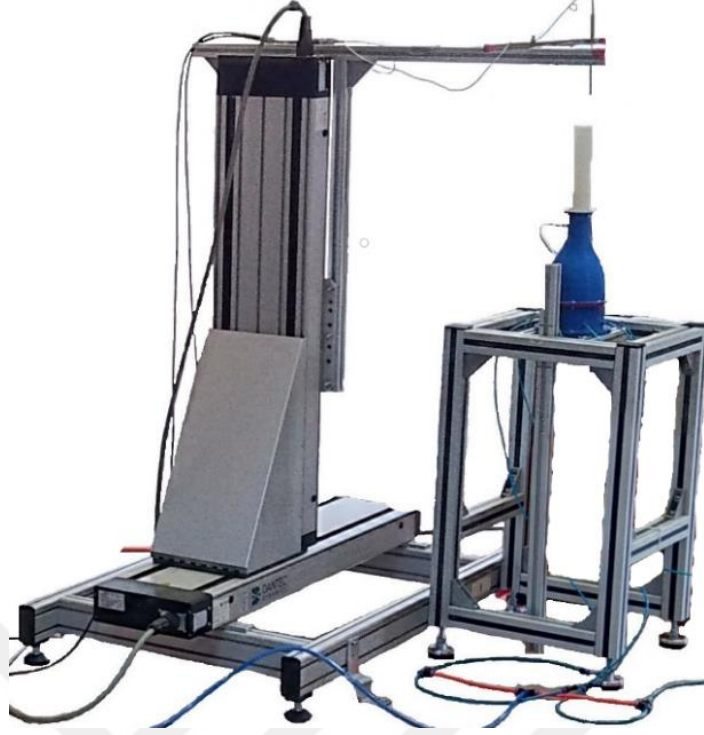
Fotoğraf 2.4. 55P16 model kendinden kablolu kızgın-tel anemometresi probu



Fotoğraf 2.5. Lüle tipi kalibratör ve MonoAir 500 mikro manometre

2.4 İki Boyutlu Traverse Mekanizması

Hız ölçümlerinde kullanılan kızgın-tel probunun istenilen konumlarda ölçüm alması için bilgisayar kontrollü Dantec Dynamic marka 41T32 model bilgisayar kontrollü 2 eksenli traverse mekanizması kullanılmış olup, Fotoğraf 2.6’da gösterilmiştir. Kullanılan traverse mekanizmasının kontrol ünitesi tarafından bilgisayar yardımıyla hareketi sağlanmıştır. Kontrol ünitesi Fotoğraf 2.7’de gösterilmektedir. Bir ara aparat kullanılarak kızgın-tel probu traverse mekanizmasına bağlanmış olup, kontrol ünitesi yardımıyla bilgisayara girilen konumlara hareketi sağlanmıştır. Traverse 610 mm x 610 mm hareket aralığında ve hareket hızı 25 mm/s konumunu değiştirmekte olup, 6,25µm hareket çözünürlüğüne sahiptir.



Fotoğraf 2.6. İki eksenli traverse mekanizması



Fotoğraf 2.7. Traverse mekanizmasının kontrol ünitesi

2.5 Kütlesel Debi Ölçer

Yapılan deneylerde iç lüle geometrisinden gönderilen jetin debisini ayarlamak ve ölçmek için AALBORG marka CFC67model kütlesel debi ölçer kullanılmıştır. Kullanılan debi ölçer kompresörden gelen havanın dakikada 500 litre 'ye kadar istenilen debide gönderilmesine imkan sağlamaktadır. Fotoğraf 2.8'de kullanılan kütlesel debi ölçer sunulmuştur.



Fotoğraf 2.8. AALBORG marka CFC67model kütleli debi ölçer

2.6 Multimetre

Fotoğraf 2.9’ da gösterilen LN-T marka UT50C modelli dijital multimetre vasıtasıyla güç kaynağında görünen çıkış değeri ile bakır çubuğun bağlandığı noktadaki değerleri karşılaştırılmış olup, voltajdaki azalmalardan dolayı, bakır çubuk üzerindeki voltaj değerleri alınmıştır.



Fotoğraf 2.9. Multimetre

2.7 Güç Kaynağı

Yapılmış deneylerde iki farklı güç kaynağı kullanılmıştır. Bunlardan birincisi olan kütleli debi ölçerin beslendiği TT-Technic marka MCH-305D model DC güç kaynağı, ikincisi ise ısı transferi deneyinde paslanmaz çelik film levhanın ısıtılması için kullanılan Marxlow marka KXN-1560D model DC SMPS ayarlı güç kaynağıdır. Bu güç kaynağı 15V ve 60 A değerlerine kadar akım verebilmektedir. Fotoğraf 2.10’da kullanılan güç kaynakları gösterilmektedir.



Fotoğraf 2.10. TT-Technic marka MCH-305D model DC güç kaynağı ve Marxlow marka KXN 1560D model ayarlı DC güç kaynağı

2.8 Hız Deneyinde Kullanılan Denklemler

Yapılan deneyde akış yönünde (x-ekseni yönünde) herhangi bir konumdaki anlık hız $U = \bar{U} + u$ olarak ifade edilir. Buradaki \bar{U} ortalama hız (m/s), u ise çalkantı hızını (m/s) göstermektedir. Ortalama hızın elde edilmesinde aşağıdaki ifade kullanılır.

$$\bar{U} = \frac{1}{T} \int_0^T U(x, t) dt \quad (2.1)$$

Burada T periyodu (s), t ise zamanı (s) ifade etmektedir. Kızgın-tel anemometresi ile ölçülen hız değerleri için MiniCTA yazılımı içerisinde örnek alma süresi ve örnek sayısı gibi değerler girile bilinmektedir. Bu denklem eşit zaman aralıkları ile ölçülen hız değerleri için yazılacak olursa aşağıdaki denklem şeklinde ifade edilir.

$$\bar{U} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N U(x, t) \quad (2.2)$$

Buradaki N -toplam veri sayısıdır.

Hız deneyinin verilerinin değerlendirilmesinde boyutsuz parametre olarak Re sayısı kullanılmıştır.

Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin, viskoz kuvvetlere oranı şeklinde hesaplanmakta olup, aşağıdaki şekilde yazılmaktadır.

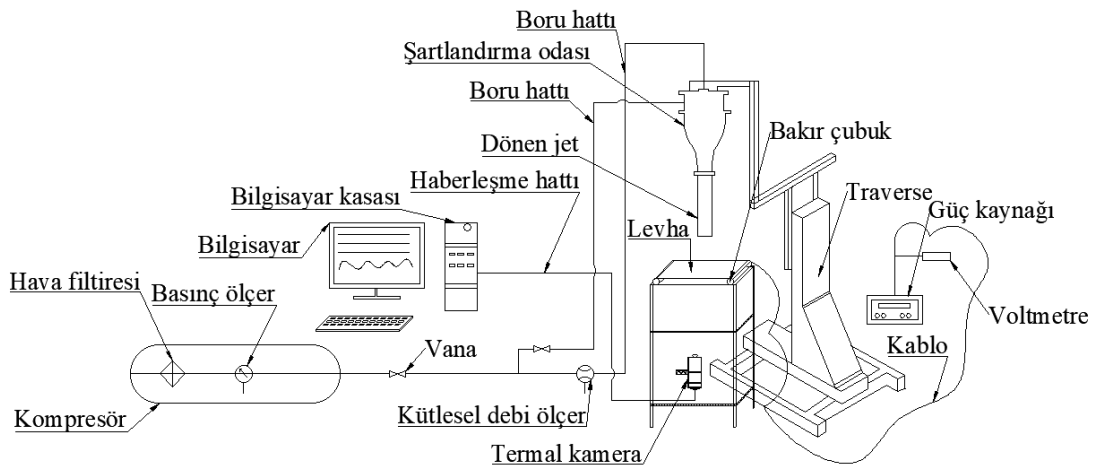
$$Re_{iç} = \frac{U_{ort} \cdot D_{h,iç}}{\nu} \quad (2.3)$$

$$Re_{dış} = \frac{U_{ort} \cdot D_{h,dış}}{\nu} \quad (2.4)$$

Buradaki U_{ort} ortalama jet hızı, $D_{h,iç}$ ve $D_{h,dış}$ kullanılan iç ve dış lüenin geometrisinin hidrolik çapı ve ν akışkanın kinematik viskozitesidir. (Bolat, 2010)

2.9 Isı Transferi Denei Düzeneiinin Kurulumu

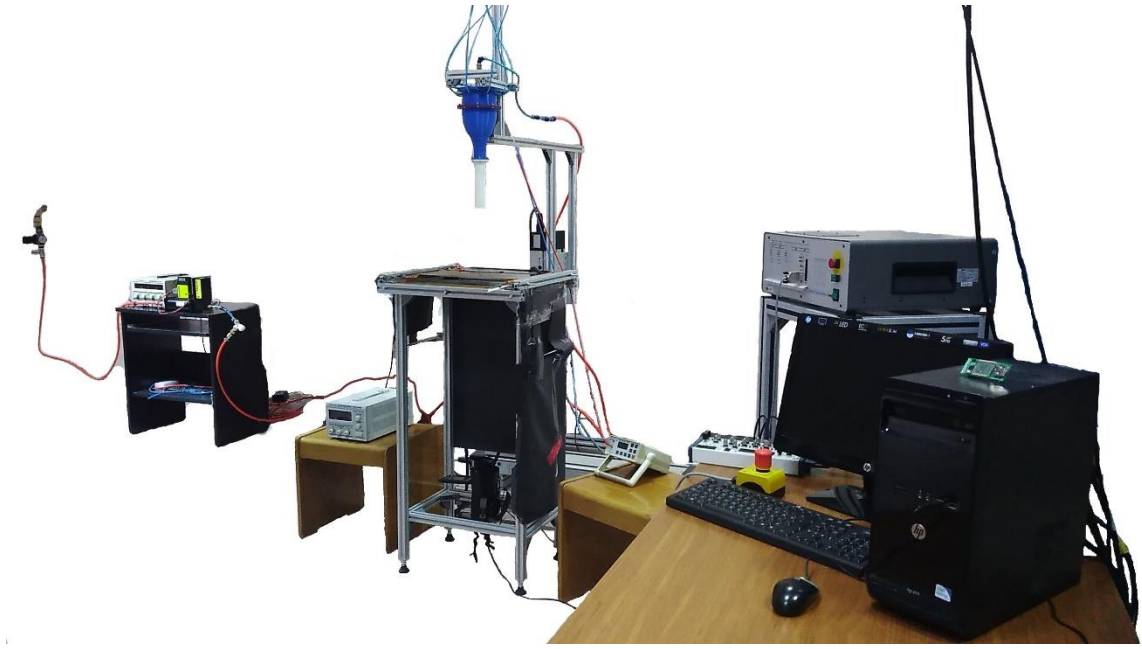
İç lüle dönen ikili çarpan jet kullanılarak ısı transferi deneyleri yapılmıştır. Kullanılan lüle geometrisinde iç lüle dönen ve dış lüle halka ikili jet yapısının levha üzerinde ayrı ayrılıkta ve birlikte olmak üzere etkileri incelenmiştir. Deneylerde çarpma levhası olarak DC güç kaynağı ile ısıtılmış 0.02 mm kalınlığında paslanmaz çelik film levha kullanılmıştır. DC güç kaynağı ile ısıtılmış levha üzerinde sabit ısı akısı altında üniform sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. İç lüle dönen ikili çarpan jet etkisi ile levha üzerinde oluşan sıcaklık dağılımları termal kamera ile ölçülmüştür. Ölçümler jet çıkışı ile hedef levha arasındaki boyutsuz mesafe olan H/D_h oranının 1, 3, 5 değerlerinde ve farklı $Re_{iç}=6000;9000;12000$ ile $Re_{dış}=3000;6000;9000$ değerlerinde yapılmıştır. Şekil 2.5'te bahsedilen deney düzeneiinin kurulumu şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.5. Isı transferi deney düzeneiinin şematik olarak görünümü

2.10 Termal Kamera ile Isı Transferi Ölçümü

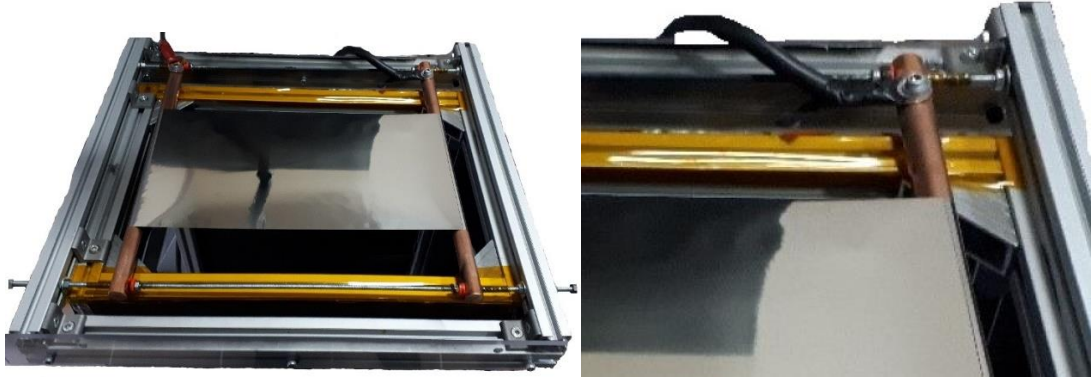
Isı transferi ölçümü deney kurulumu hava akımı kompresörden sağlanmış şartlandırma odasından, şartlandırma odasına bağlanmış iç lüle dönen ikili çarpan jet, termal kamera, bilgisayar, iki eksenli traverse mekanizması, homojen ısıtılmış plaka, multimetre, termokupl, güç kaynağı ve mikro manometreden oluşturulmuştur. Deney düzeneğinin genel görünümü Fotoğraf 2.11’de gösterilmektedir.



Fotoğraf 2.11. Isı transferi deney düzeneğinin genel görünümü

Isı transferi deneyinde kullanılan paslanmaz çelik film levha 20 mikron (0.02 mm) kalınlığında, 200 mm genişliğinde, 380 mm uzunluğunda olup, iki ucundan sarılarak iki çubuk arası mekanik olarak gerdirilmiştir. Kullanılan film levha her iki tarafından bakır çubuğa kapton ile tutturularak sıkı şekilde sarılmıştır. Paslanmaz çelik film levhanın termal kameraya bakan yüzeyi (alt yüzey) siyah mat boya ile boyanmıştır. Bunun nedeni termal kamerayla alınan sıcaklık görüntülerini daha iyi görülmesi sağlanmıştır ve hesaplamalarda levha yüzey emisivitesi alt yüzey için 1, üst yüzey için 0.27 bulunmuştur [URL 1]. Sigma profiller kullanılarak oluşturulan platformda her iki taraftan bakır çubuğa sarılı film levhayı gerdirmek için kullandığımız vidanın bakır çubukla temasını kesmek için makaron kullanılmıştır ve kaçak akım bu sayede önlenmiştir. Marxlow marka KXN 1560D model DC SMPS ayarlı güç kaynağından aldığımız gerilim 10 mm çapında 2000

mm uzunluğunda kabloların bakır çubuklarla Fotoğraf 2.12’de gösterildiği gibi bağlantıları yapılmıştır ve bu sayede film levha ısıtılmıştır.

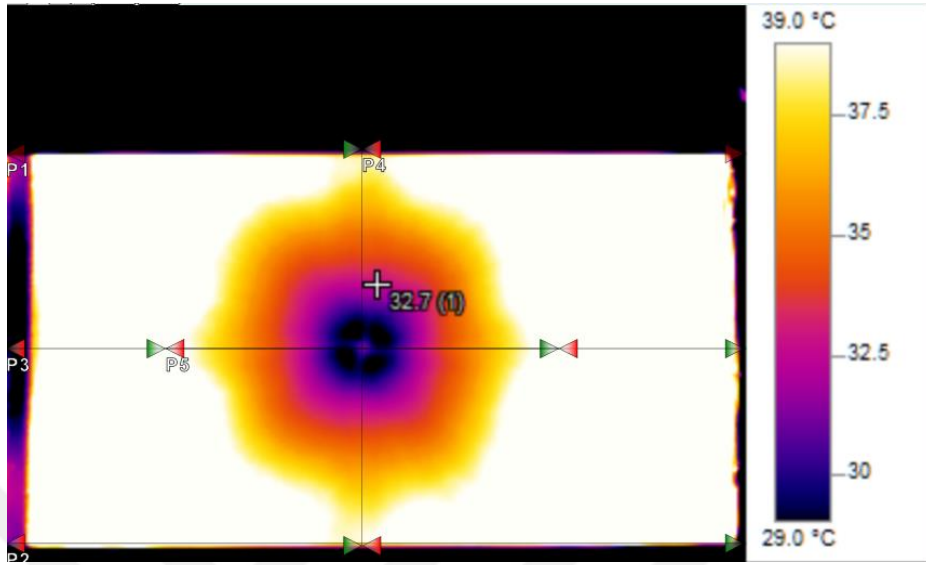


Fotoğraf 2.12. Paslanmaz çelik film levha ve montaj şekli

Güç kaynağının akımı 23.4-25.8 A aralığında iken 2.64-2.70 V aralığında değişken gerilim değerlerinde deneyler gerçekleştirilmiştir. İç lüle dönen ikili jet 380x200 mm boyutlarında olan ve homojen ısıtılmış film levha yüzeyine dik üstten bakacak şekilde, su terazisi ile hizası alınarak yerleştirilmiştir. Isı transferi deneyinde ortam sıcaklığını ölçmek için Sensirion marka sıcaklık sensörü ve jetin sıcaklığını ölçmek için ise Benetech marka GM1312 model bir termokupl termometre kullanılmıştır.

Homojen ısıtılan film levhanın yüzey sıcaklık dağılımını ölçmek için 320x240 piksel ekran çözünürlüğüne sahip (super resolution ile 640x480 piksel) Testo marka 885-2 model termal kamera kullanılmıştır. Şekil 2.6 (a)’da kullanılan termal kameranın levha üzerinde oluşan sıcaklık farkları görülmektedir. Görüldüğü üzere homojen ısıtılmış film levhanın üzerinde 5 farklı konumdan düz çizgiler çizilerek çizgilerin geçtiği noktalarda oluşan sıcaklık değerleri oluşturulmuştur. IRSOFT termal kamera ile çizgi üzerindeki noktaların sıcaklıklarını Excel dosyası olarak vermesi ile alınmıştır. Her 5 konumdaki çizgilerin geçtiği noktalarda oluşan sıcaklık değerlerin ayrı ayrı bakılarak levha üzerinde oluşan en iyi sıcaklık dağılımının P4 konumundaki çizgide olduğu görülmüştür. Konumlardaki mesafeler piksel cinsinde olduğundan piksellere karşılık gelen mm mesafe cinsine değiştirilmiştir. Kameranın levhaya uzaklığına bağlı olarak oluşan piksel/uzunluk oranı bu çalışmada 171piksel/210mm olarak belirlenmiştir. Şekil 2.6 (b)’de ise 5 farklı konumun isimleri, çizilen çizgilerin piksel cinsinden konumları, her bir çizginin ayrı ayrılıkta minimum maksimum ve ortalama sıcaklıkları görünmektedir. Şekil 2.6 (c)’de levha

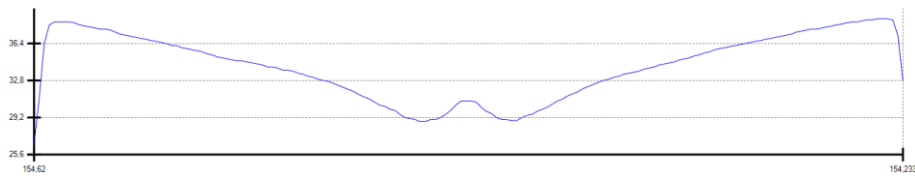
üzerindeki P4 konumuna ait sıcaklık dağılımı eğrisi görülmektedir. Görüldüğü levha üzerindeki P4 konumunda simetrik olarak sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



(a)

İsim	Konum	Sıcaklık
P1	(0,64)-(319,64)	Min: 25,7°C Max: 43,7°C Ortalama: 38,7°C
P2	(0,232)-(319,232)	Min: 25,7°C Max: 53,6°C Ortalama: 39,8°C
P3	(0,148)-(319,148)	Min: 26,4°C Max: 51,6°C Ortalama: 38,3°C
P4	(154,62)-(154,233)	Min: 26,6°C Max: 38,8°C Ortalama: 34,2°C
P5	(69,148)-(239,148)	Min: 28,7°C Max: 40,5°C Ortalama: 34,7°C

(b)



(c)

Şekil 2.6. Film levha üzerinde sıcaklık dağılımının termal kamera görüntüsü (a), konumlardaki sıcaklık değerleri (b) ve levha üzerinde P4 çizgisi boyunca sıcaklık değişimi (c)

2.11 Isı Transferinin Deneysel Verilerinin Denklemleri ve Boyutsuz Sayıları

Isı transferi deneyinde hava akımı kompresörden sağlanan iç lüle dönen ikili jet kullanılarak farklı debilerde (iç lüle 48 L/dk, 72 L/dk, 96 L/dk; dış lüle 86 L/dk, 172 L/dk, 258 L/dk) ve 3 farklı mesafede (H/D_h 1,3,5 oranlarında) ölçümler alınmıştır. Isı transferi deneyinde alınan ölçümlerde bulunan veriler kullanılarak enerji denklemlerinden ısı taşınım katsayısı elde edilmiştir. Isı taşınım katsayısından yerel Nusselt sayısı dağılımları elde edilmiştir. Yerel ısı transfer katsayıları aşağıdaki enerjinin korunumu denklemi eşitliğinden elde edilir. (Kocabıyık, 2018)

$$\dot{Q}_{\text{elektrik}} = \dot{Q}_{\text{zorlanmış taşınım}} + \dot{Q}_{\text{alt doğal taşınım}} + \dot{Q}_{\text{iletim}} + 2x\dot{Q}_{\text{ışınım(ön-arka)}} \quad (2.5)$$

Kullanılan ısıtıcı film levha çok ince olduğundan ön-arka alan ve yüzey sıcaklıkları eşit kabul edilmiştir. Film levha ince olduğundan dolayı \dot{Q}_{iletim} ihmal edilebilir kabul edilmiştir.

$$A_{\text{ön}} = A_{\text{arka}} = A; \quad T_{\text{ön}} = T_{\text{arka}} = T_y$$
$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} [\text{W/m}^2\text{K}^4] \text{ (Stefan-Boltzmann sabiti)}$$

\dot{Q}_{iletim} ihmal edildikten sonra denklem (2.6) aşağıdaki şekilde yazılmıştır ve h_{jet} göre ayarlanmıştır.

$$I \cdot E = h_{\text{jet}} \cdot A \cdot (T_y - T_{\text{jet}}) + h_{\text{dt}} \cdot A \cdot (T_y - T_{\text{ç}}) + 2 \cdot A \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_y^4 - T_{\text{ç}}^4)$$
$$h_{\text{jet}} = \frac{I \cdot E}{A} - h_{\text{dt}} \cdot (T_y - T_{\text{ç}}) - \sigma \cdot \varepsilon_{\text{alt}} \cdot (T_y^4 - T_{\text{ç}}^4) - \sigma \cdot \varepsilon_{\text{üst}} \cdot (T_y^4 - T_{\text{ç}}^4) \quad (2.6)$$

Kullanılan lüle geometrisinin hidrolik çapı aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır.

$$D_h = \frac{4A}{P_w} = \frac{4\pi \cdot (D_{iç}^2 - d_{dış}^2) + 4\pi d_{iç}^2}{4\pi(D_{iç} + d_{dış} + d_{iç})} = 17.125 \quad (2.7)$$

Boyutsuz Nusselt sayısının hesaplanması;

$$Nu = \frac{h_{jet} \cdot D_h}{k} \quad (2.8)$$

Burada Nu ifadesi Nusselt sayısını, D_h hidrolik çapı, k ise akışkanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

Doğal taşınımında film levha sıcaklığının bulunması;

$$T_f = \frac{T_{yort} + T_ç}{2} \quad (2.9)$$

Burada T_{yort} ortalama yüzey sıcaklığı, $T_ç$ ise çevre sıcaklığıdır.

Beta değerinin bulunması;

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (2.10)$$

Karakteristik uzunluğun hesaplanması;

$$L_c = \frac{A_s}{P_w} \quad (2.11)$$

Burada A_s levha yüzey alanı, P_w ıslak çevredir.

Rayleigh sayısının bulunması:

$$Ra = \frac{g \cdot B \cdot (T_{yort} - T_ç) \cdot L_c^3}{\vartheta^2} \cdot Pr \quad (2.12)$$

(2.12) denkleminde $10^4 < Ra < 10^{10}$ şartı sağlandığından ve sıcak alt yüzey, soğuk üst yüzey için Nusselt korelasyonu aşağıdaki gibi seçilmiştir (Incropera ve De Witt):

$$Nu_L = 0.27 \cdot Ra_L^{0.25} \quad (2.13)$$

Doğal taşınımında ısı transfer katsayısı (2.14) denkleminde hesaplanarak, denklem (2.6) da yerine yazılmaktadır.

$$h_{dt} = \frac{N_{uL} \cdot k}{L_c} \quad (2.14)$$

Kütlesel debi ölçerden okunan hacimsel debi (\dot{V}), $\rho_{sbt-hava} = 1.293$ değerindeki referans yoğunluktaki hava ile kalibre edildiğinden lüle çıkışındaki debi değerinin hesaplamak için debi ölçerden okunana SLPM değerinin referans yoğunlukla çarpılıp lüle çıkışındaki hava yoğunluğuna bölünmesi gerekir. Debi ölçerin ekranındaki değer SLPM şeklinde okunduğu için kalibre edilen akışkan cinsine göre yoğunlukla ile çarpılmalıdır. Yoğunluğun hesaplanması, hız değerlerinin hesaplanması, Reynolds sayısının hesaplanması sırasıyla aşağıdaki denklemlerle yapılmıştır.

$$P = \rho \cdot R \cdot T \quad (2.15)$$

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (2.16)$$

$$\dot{m} = \rho_{sbt-hava} \cdot \dot{V} = \rho \cdot V \cdot A_{jet} \quad (2.17)$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{jet}} \quad (2.18)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu} \quad (2.19)$$

BÖLÜM III

BULGULAR

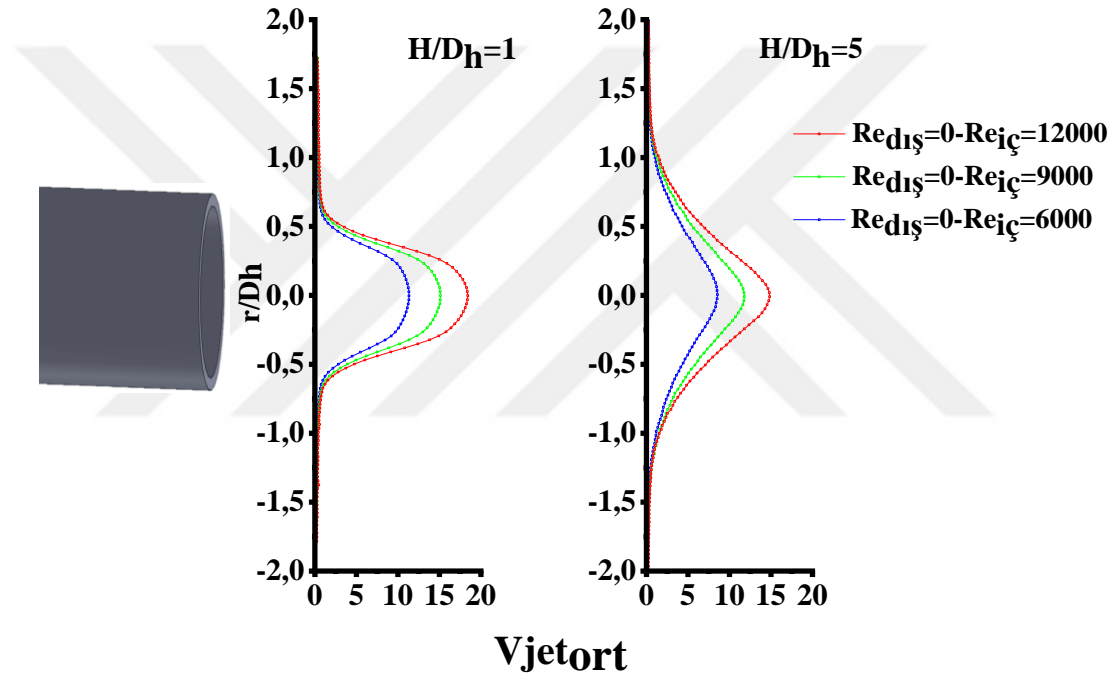
Bu tez çalışmasında oluşturulan jet geometileri için elde edilen bulgular “akış alanı hız dağılımları” ve “çarpan jet ısı transferi” olmak üzere iki kısımda sunulmuştur. İç lüleden düz jet akışı; iç lüleden girdaplı jet akışı; tek dış halka jet akışı; iç düz jet ve dış halka jet akışı; iç girdaplı jet ve dış halka jet akışı olmak üzere 5 farklı jet düzenlemesi için akış karakteristikleri elde edilmiştir. Çarpan jet ısı transfer deneyleri ise iç lüleden girdaplı jet akışı; tek dış halka jet akışı; iç girdaplı jet ve dış halka jet akışı olmak üzere üç farklı geometrik düzenleme için gerçekleştirilmiştir.

3.1 Daldırılmış Jet Akış Karakteristikleri

Bu çalışmada sıkıştırılmış hava kullanılarak oluşturulan jet akışlarının yine hava ortamına gönderilmesi nedeniyle daldırılmış jet akış yapısı oluşmaktadır. Bu durumda jet akışının sınırlarındaki akış kayma tabkalarının ortam akışkanı ile daha fazla etkileşimi nedeniyle akış eksenini boyunca hız profiinin değişmesi ve jet dağılımının genişlemesi gerçekleşmektedir. Ele alınan beş farklı jet düzenlemesi için akış alanı hız dağılımları alt başlıklar halinde sunulmuştur. Sonuçların birbiriyle daha doğru bir şekilde karşılaştırılması için dairesel iç ve dairesel halka dış olmak üzere iki borudan oluşan lüle geometrisi için tek bir hidrolik çap tanımlanmıştır. Halka geometriden geçen jet için Reynolds sayıları 3000, 6000 ve 9000, içteki lüleden gönderilen jet için ise Reynolds sayıları 6000, 9000 ve 12000 olarak kullanılmıştır. İkili jet düzenlemesinde 9 farklı Reynolds sayısı kombinasyonu için deneyler gerçekleştirilirken, tekli jet düzenlemelerinde diğer lüleden gönderilen akışın Reynolds sayısı sıfır olarak tanımlanmıştır. Kızgın tel anemometresi kullanılarak gerçekleştirilen hız ölçümlerinde prob ile lüle arası boyutuz mesafe H/D_h olarak tanımlanmış olup, H/D_h 'nin çeşitli istasyonlarında radyal yönde akış alanı hız taraması gerçekleştirilmiştir.

3.1.1 İç lüle düz dairesel jet akış alanı hız dağılımları

Şekil 3.1’de görüldüğü üzere iç lüle düz dairesel jet akışının H/D_h oranının 1 ve 5 değerlerinde ve Reynolds sayısının $Re_{iç}=6000;9000;12000$ değerlerindeki hız dağılımları gösterilmektedir. Bu çalışmada kullanılan iç lüle geometrisi düz bir boru ile oluşturulduğundan lüle çıkışındaki hız profili tam gelişmiş türbülanslı akış profiline benzer yapıda oluşmaktadır. Burada görüldüğü üzere Reynolds sayısı arttıkça hız değerleri de artmaktadır ve $H/D_h = 5$ istasyonunda jetin merkez bölgesindeki en yüksek hız değerleri azalırken jet profilinin radyal yöne genişlemesi söz konusudur.

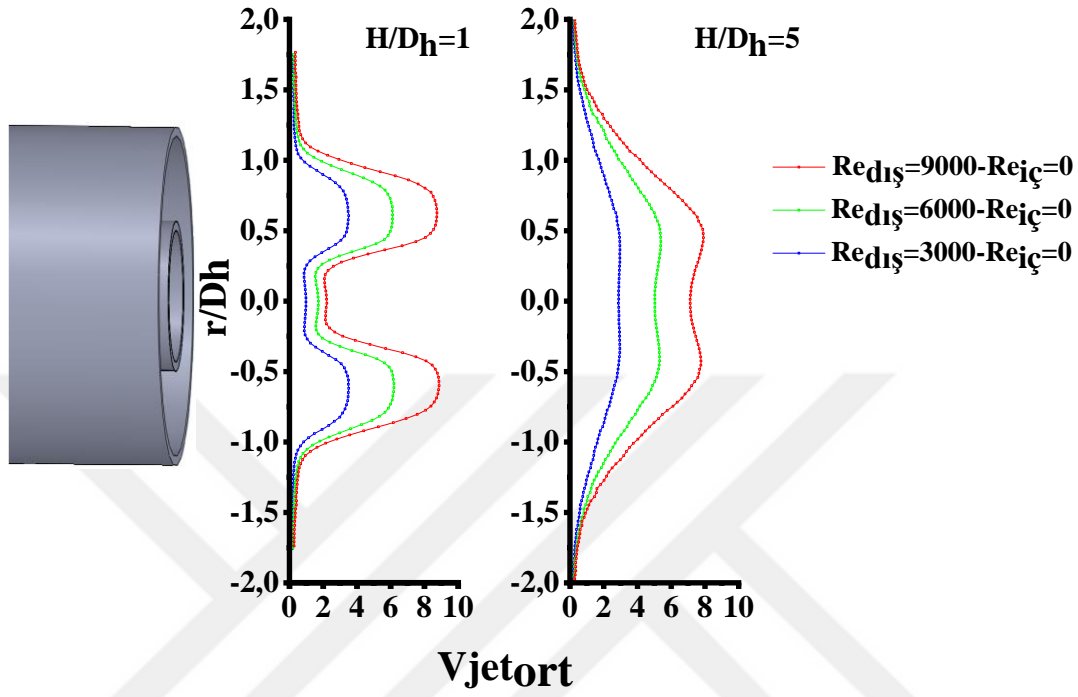


Şekil 3.1. İç lüle düz dairesel jet akışında $H/D_h=1$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları.

3.1.2 Dış lüle halka jet akış alanı hız dağılımları

Sadece dış lüle halka jet akış alanı hız dağılımları Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Görüldüğü üzere tipik halka jet akışı elde edilmiştir. Dış lüle halka jet akış alanı hız dağılımları $Re_{dış}=3000, 6000$ ve 9000 değerlerinde ve $H/D_h = 1$ ve 5 mesafelerinde incelenmiştir. İncelenen her mesafe için dış lülenin en yüksek Reynolds değeri olan $Re_{dış}=9000$ değerinde ortalama hız en yüksek değerini almıştır. $H/D_h = 1$ konumunda halka geometri hizasında jet akış yapısı net bir şekilde görülürken, iç lüle hizasında ise halka jetin iç kenarındaki akış tabakalarının boşluğu doldurması nedeniyle küçük miktarda hız etkisi

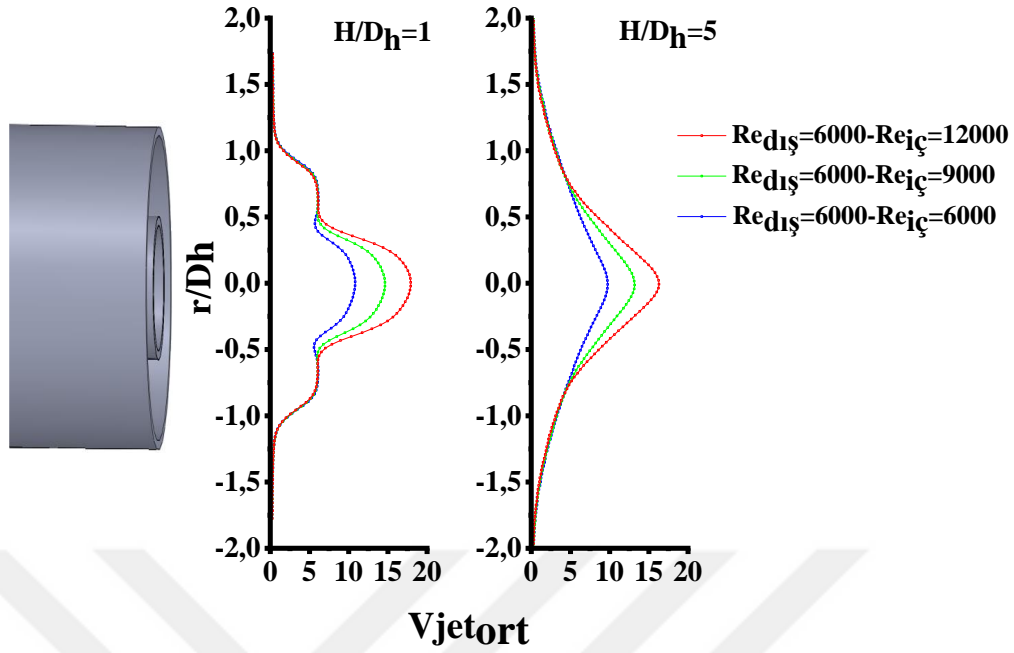
oluşmaktadır. Buna karşın $H/D_h = 5$ konumuna gelindiğinde halka jetin iç lüle bölgesine olan genişlemesi hız profilinde kayda değer bir artış oluşturarak merkez bölgede de sanki bir jet akışı varmış gibi bir dağılım sergilemektedir.



Şekil 3.2. Dış lüle halka jet akışında $H/D_h=1$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları

3.1.3 İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akış alanı hız dağılımları

Şekil 3.3-3.6 arasında iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akış alanı hız dağılımlarının grafikleri sunulmuştur. Şekillerden görüldüğü üzere iç lüle düz dairesel jet akışı dış lüle halka jet akışı ile aynı Reynolds değerlerinde daha büyük hızlara sahiptir. Şekil 3.3'te dış lüle halka jet akışının Reynolds değeri $Re_{dış}=6000$; ve iç lüle düz borulu jet akışının Reynolds değeri ise $Re_{iç}=6000$, 9000 ve 12000 mesafe değerleri ise $H/D_h=1$ ve 5 istasyonlarında incelenen ikili jet akışındaki hız dağılımları gösterilmiştir. $H/D_h = 1$ konumunda aynı Reynolds sayısına sahip halka jet dağılımları üst üste görülürken, iç jetteki hız artışı halka jet hız dağılımlarını etkilememiştir. Bu konumda iki jetin kesişim noktası $r/D_h = 0.5$ civarında olmuştur. $H/D_h=5$ istasyonunda ikili jet akış yapısı radyal yönde genişlemekte ve ikili jet akış yapısı dairesel jet kullanımı durumundaki akış yapısına dönmektedir. Bu konumda iki jetin kesişim noktası $r/D_h = 0.75$ konumuna kadar ötelenmiş olmakla birlikte iç jetteki hız artışları halka jetin dış tarafındaki çevre akışkanla olan kayma tabakalarının karışımı üzerine herhangi bir etkisinin olmadığı görülmüştür.



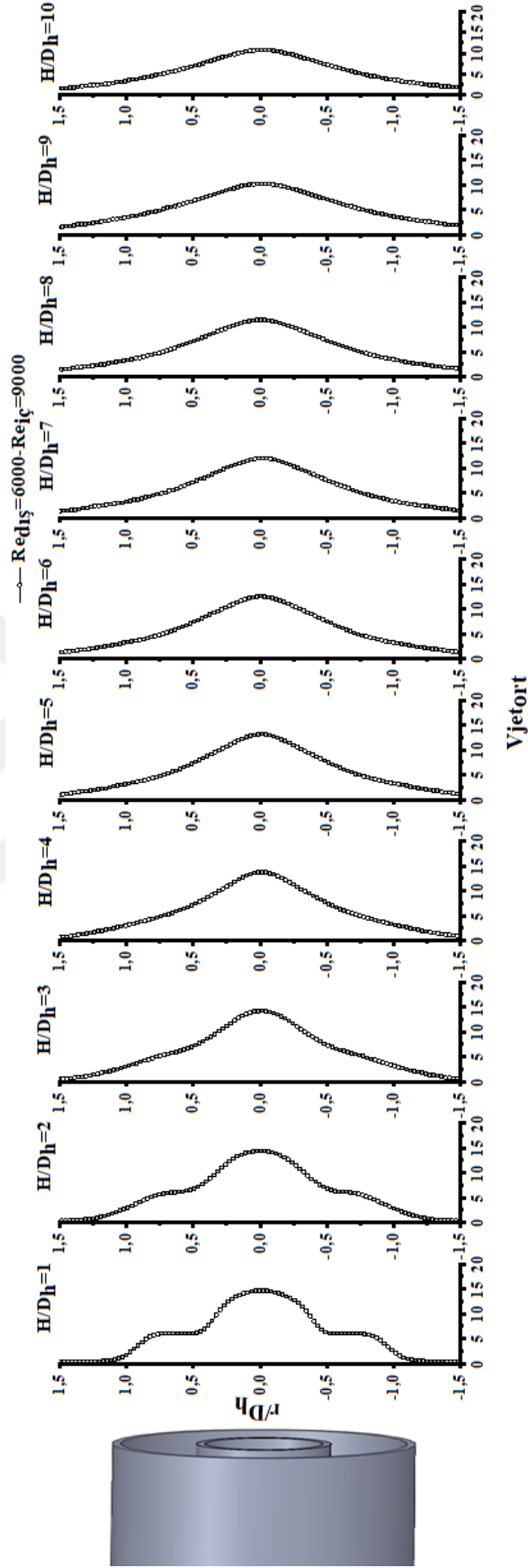
Şekil 3.3. İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=1$ ve 5 istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000$, $Re_{iç}=6000, 9000, 12000$ değerlerindeki hız dağılımları

Şekil 3.4'te iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki tek Reynolds sayısı değerinde $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=9000$ ve farklı mesafelerde $H/D_h=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10$ değerlerindeki hız dağılımı grafikleri gösterilmektedir. Bu iki Reynolds sayısında iç ve dış jetler için incelen Reynolds sayılarının orta değerlerini ifade etmektedir. Şekil 3.4'te görüldüğü üzere $H/D_h=3$ mesafesine kadar iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet yapısı görülürken H/D_h 'nin 4 konumundan sonra değişerek sanki tek dairesel jet akış yapısına varmış gibi görülmektedir. İkili jet akışının etkisiyle merkezdeki akış eksenindeki maksimum hızın azalmaya başladığı konum $H/D_h=6$ değerine kadar ötelendiği görülmüştür.

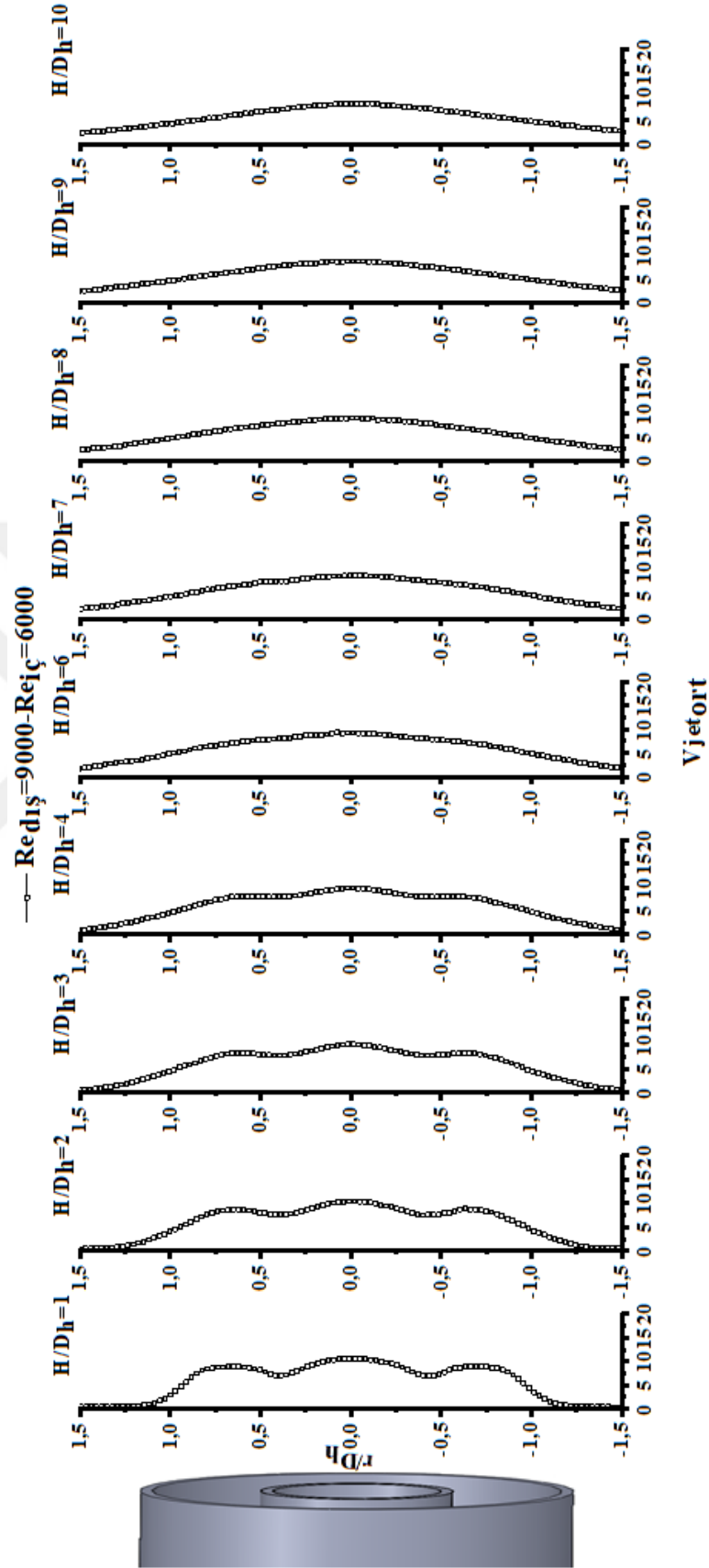
Şekil 3.5'te iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki dış lülenin Reynolds değerinin en yüksek değeri $Re_{dış}=9000$ 'deki ve iç lülenin en düşük $Re_{iç}=6000$ 'deki değerinde $H/D_h=1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10$ mesafelerinde hız dağılımı grafikleri sunulmuştur. Bu sayede iki lüleden çıkan jetlerin hız seviyelerinin birbirlerine yakın olarak elde edilmesi durumunda jetlerin karışım ve çevre hava içerisindeki genişleme kabiliyeti ortaya konulmuştur. İki jetin etkisi ile görülen üç tepeli hız dağılımı H/D_h 'in 4 değerine kadar yapısını muhafaza etmiştir.

Şekil 3.6'da iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki iç lülenin Reynolds değerinin en yüksek değeri olan $Re_{iç}=12000$ 'deki ve dış lülenin en düşük değeri olan $Re_{dış}=3000$ 'deki değerlerinde $H/D_h=1,2,3,4,6,7,8,9,10$ mesafelerinde hız dağılımı grafikleri gösterilmiştir. İç lüle düz dairesel jet akışının ortalama hız değeri dış lüle halka jet akışındaki ortalama hız değerinden çok daha yüksek olduğu için ikili jet akış yapısı $H/D_h=2$ mesafesinde değişmiştir. İç lülenin en yüksek Reynolds değerinde olması hız çekirdek bölgesinin $H/D_h=4$ değerinden sonra değişmesini sağlamıştır.

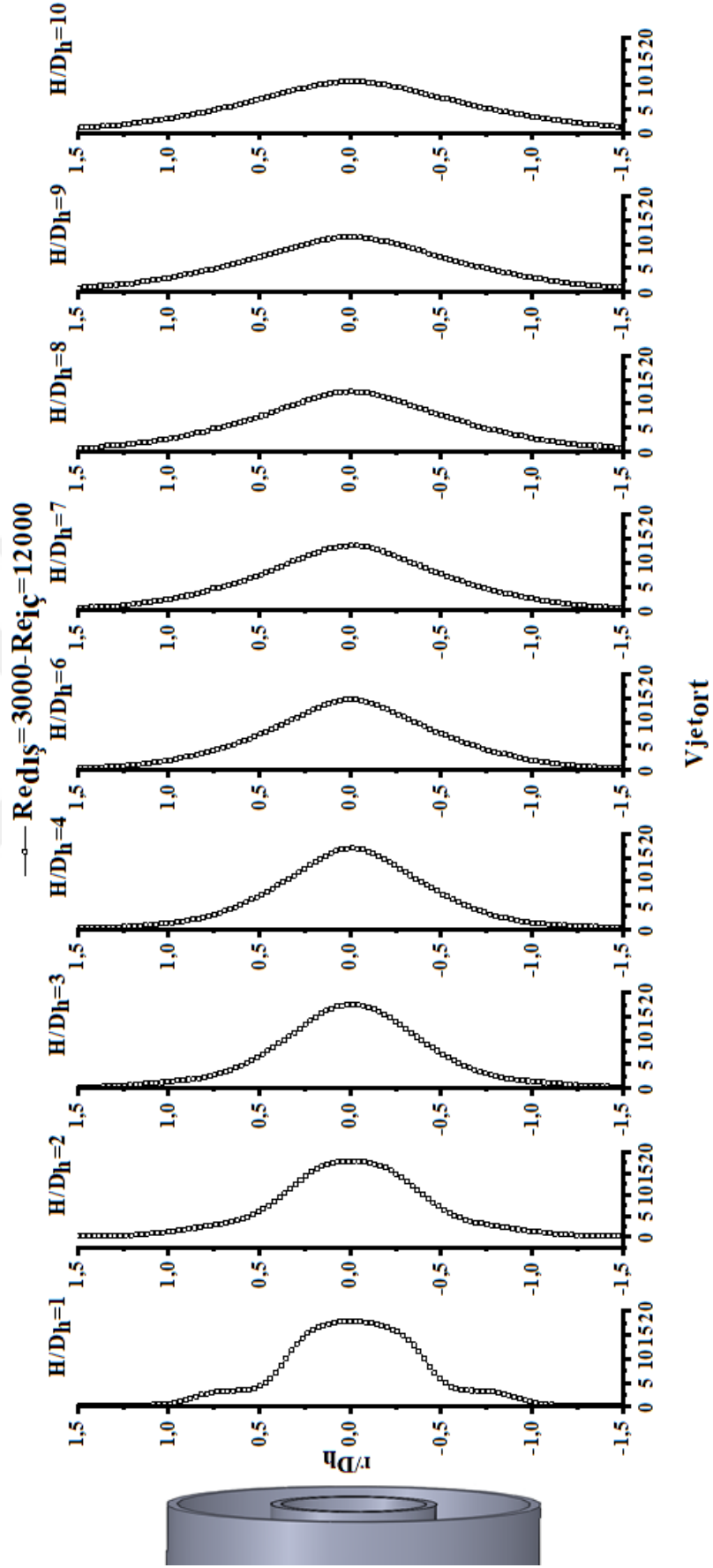




Şekil 3.4. İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=1,2,3,4,5,6,7,8,9,10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=9000$; değerlerindeki hız dağılımları

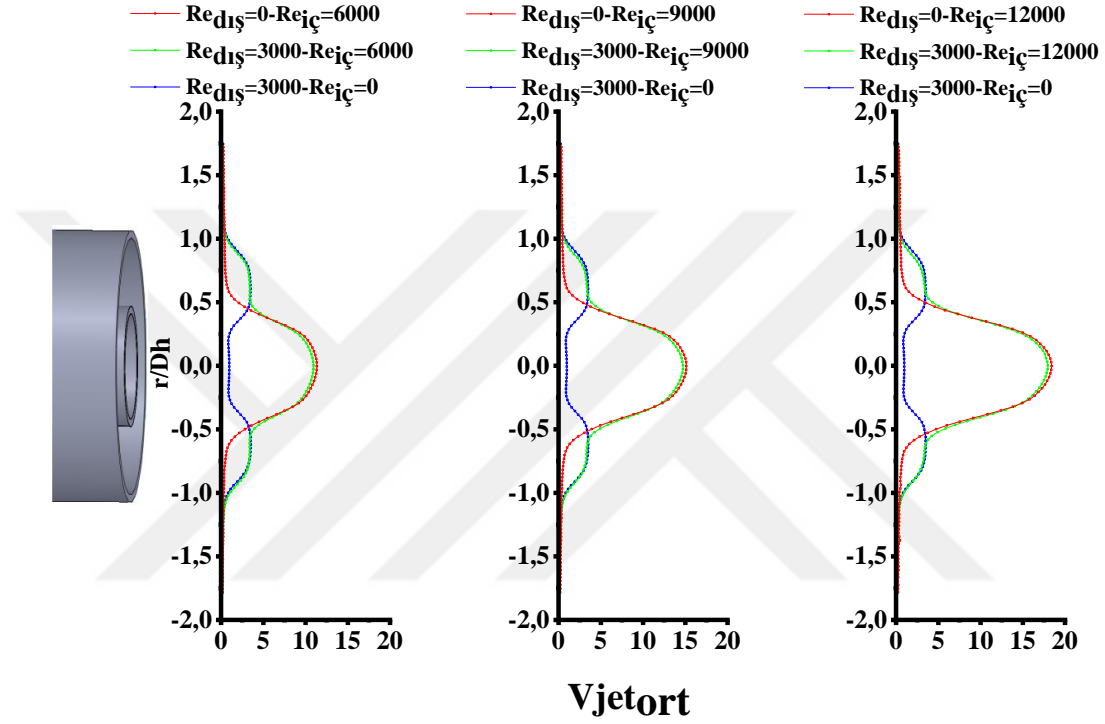


Şekil 3.5. İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka jet akışındaki $H/D_h=1,2,3,4,5,6,7,8,9,10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=9000$; $Re_{iç}=6000$; değerlerindeki hız dağılımları

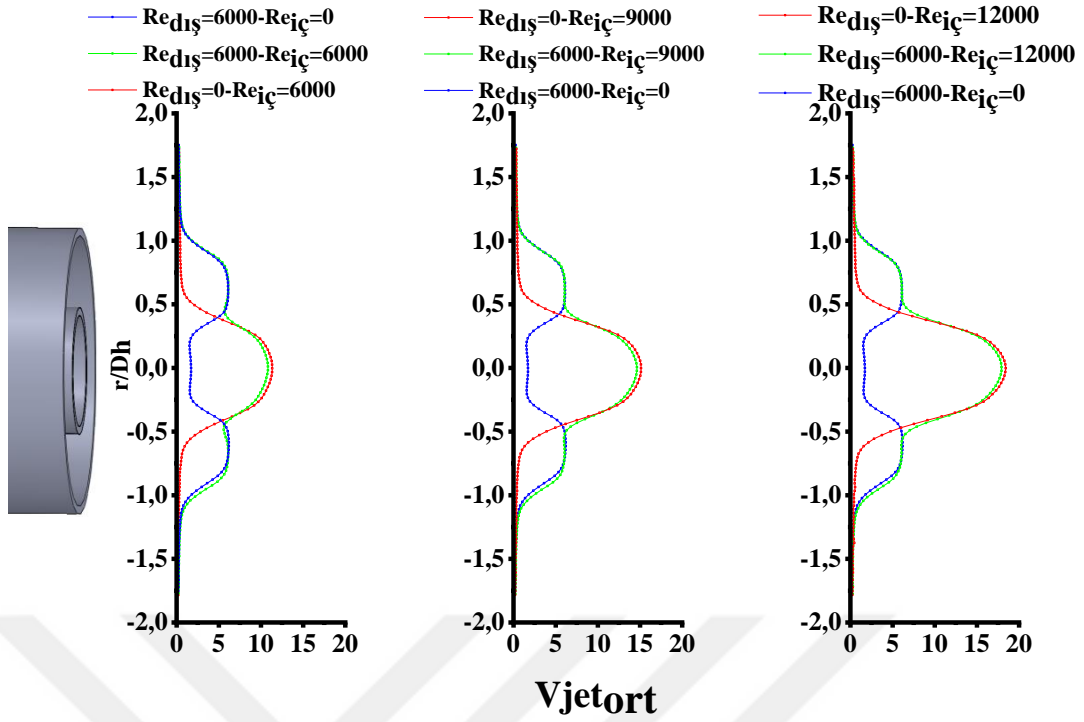


Şekil 3.6. İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka jet akışındaki $H/D_h=1,2,3,4,6,7,8,9,10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=3000$; $Re_{iç}=12000$; değerlerindeki hız dağılımları

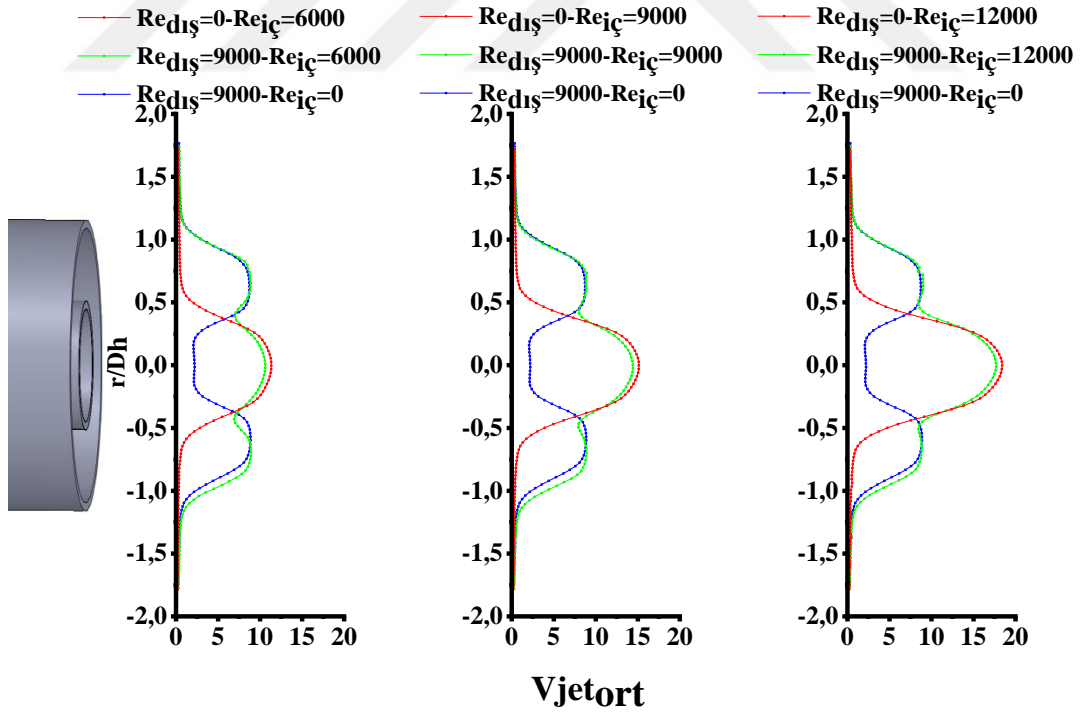
Şekil 3.7-3.9 da $H/D_h=1$ mesafesindeki iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka jet akışının farklı Reynolds sayılarında hız dağılımlarında gösterilmiştir. Şekil 3.7'den görüldüğü üzere Reynolds sayısını iç dairesel jet akışı için 12000 ve dış lüle jet akışı için 0-3000 değerleri arasında maksimum hız profillerinin elde edildiği görülmektedir. Bu şartlar altında iç lüle dairesel jet ve dış lüle halka jet ikili akışı optimum performans açısından uygun gözükmektedir.



Şekil 3.7. $H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle düz dairesel jet $Re_{dış}=0$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=3000$; $Re_{iç}=0$; iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet $Re_{dış}=3000$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ akışlarındaki hız dağılımları



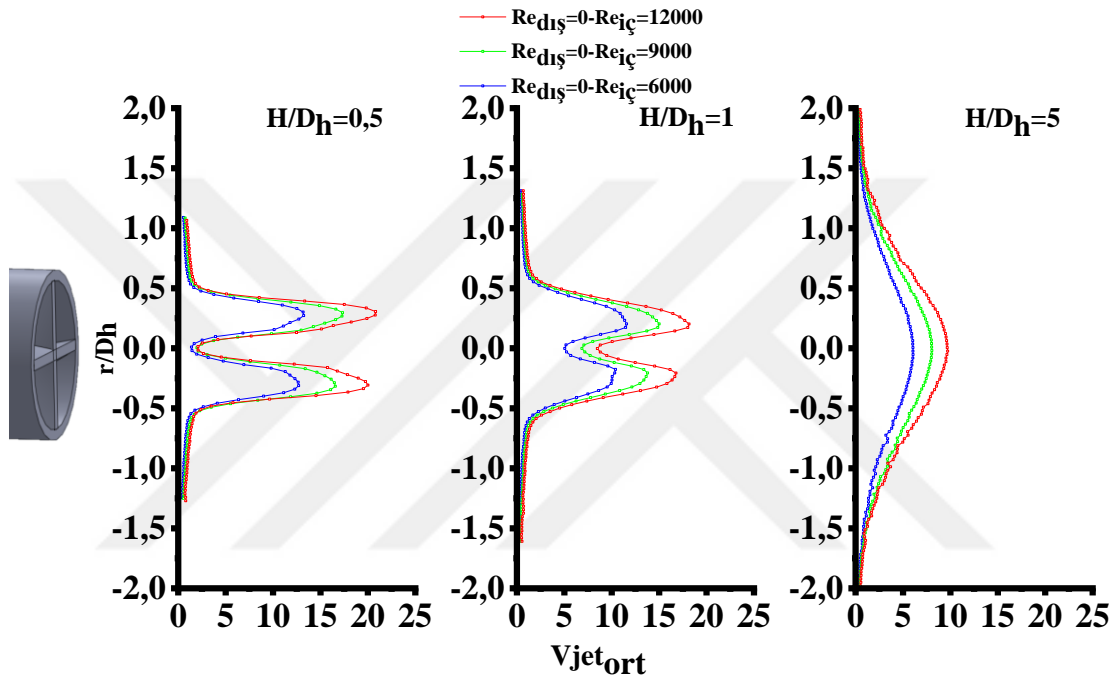
Şekil 3.8. $H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle düz dairesel jet $Re_{dış}=0$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=0$; iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ akışlarındaki hız dağılımları



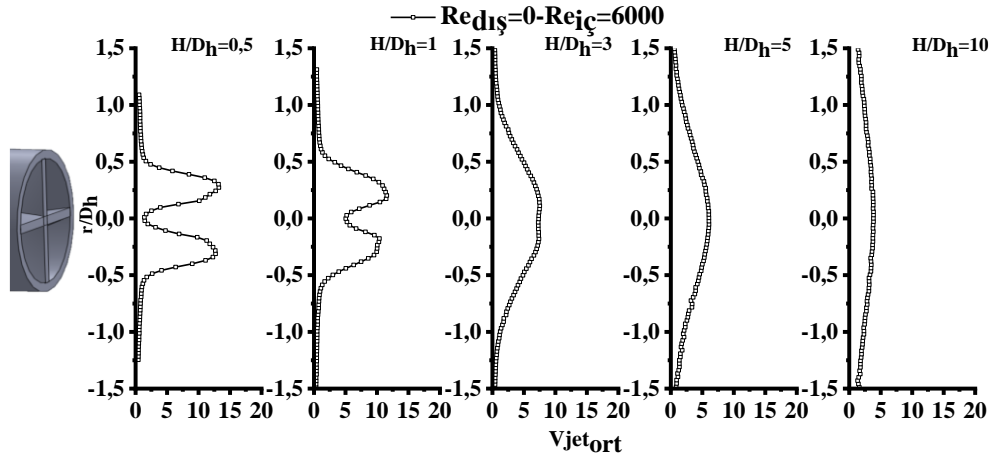
Şekil 3.9. $H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle düz dairesel jet $Re_{dış}=0$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=9000$; $Re_{iç}=0$; iç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=9000$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ akışlarındaki hız dağılımları

3.1.4 İç lüle dönen jet akış alanı hız dağılımları

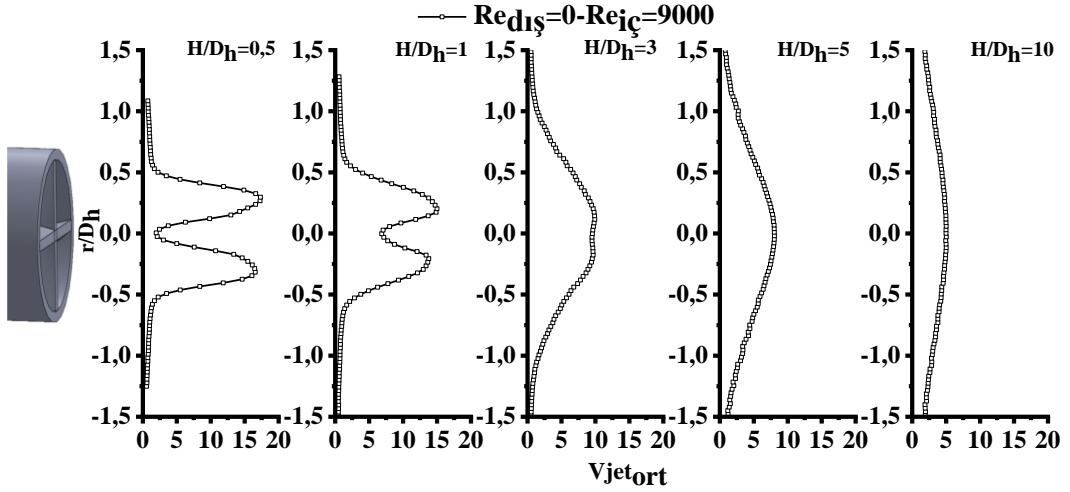
Şekil 3.10 da iç lüle dönen jet için farklı Reynolds sayılarında ve farklı $H/D_h=0.5, 1$ ve 5 değerlerinde elde edilen ve şekil 3.11-3.13 arasında verilen hız profillerinin karşılaştırılması görülmektedir. Şekillerden de görüleceği üzere, H/D_h arttığında hız profillerinin radyal yönde genişlediği ve etkin bir ivmelenme gerçekleştirmediği söylenebilir. Optimum hız profillerinin $H/D_h=0.5$ değerinde elde edildiği tespit edilmiştir.



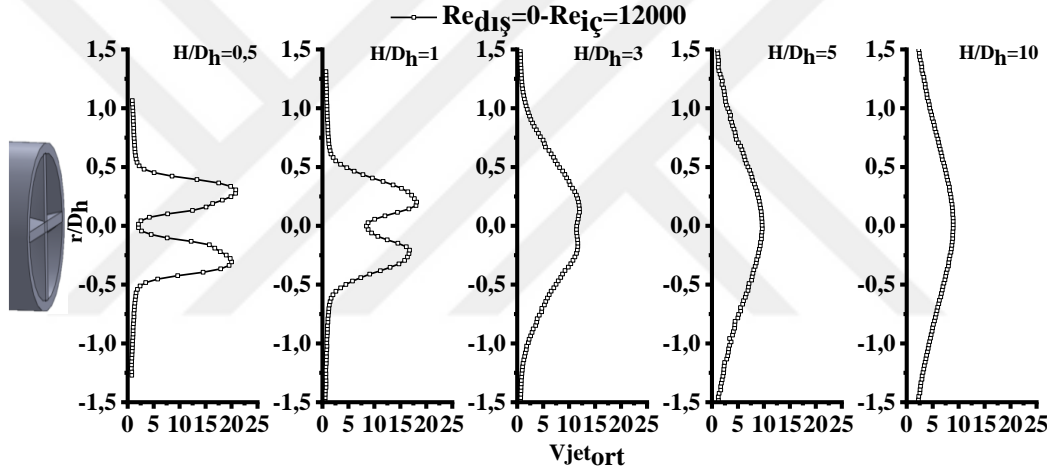
Şekil 3.10. İç lüle dönen jet akışında $H/D_h=0.5, 1$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları.



Şekil 3.11. İç lüle dönen jet akışında $Re_{dış}=0$ $Re_{iç}=6000$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5$ ve 10 istasyonlarındaki hız dağılımları



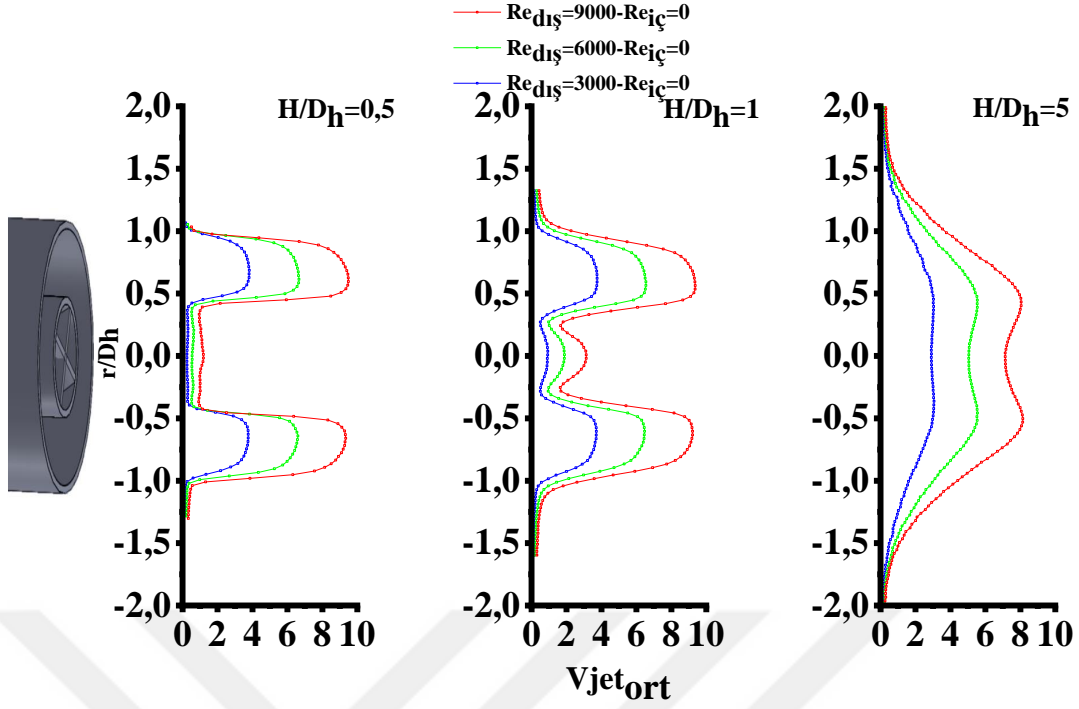
Şekil 3.12. İç lüle dönen jet akışında $Re_{dış}=0$ $Re_{iç}=9000$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5$ ve 10 istasyonlarındaki hız dağılımları



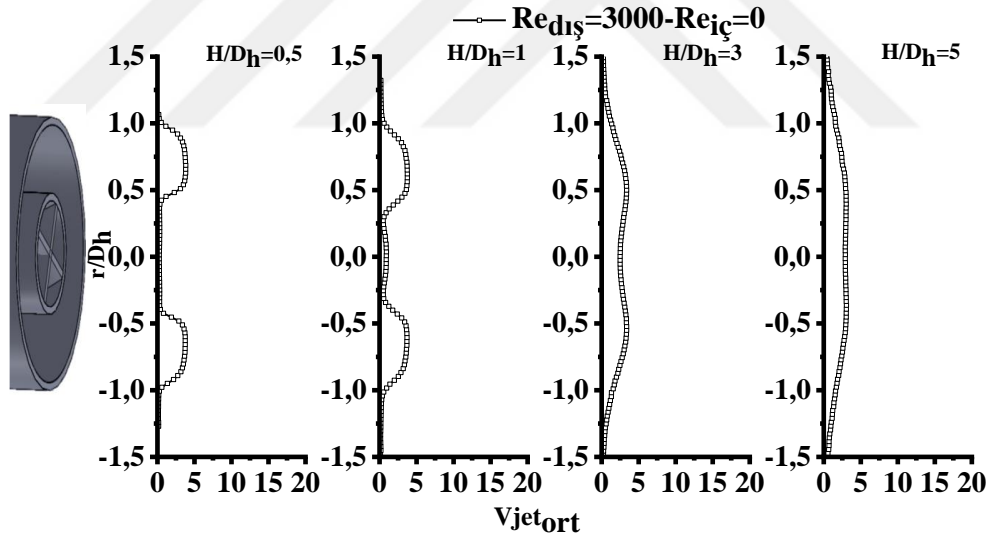
Şekil 3.13. İç lüle dönen jet akışında $Re_{dış}=0$ $Re_{iç}=12000$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5$ ve 10 istasyonlarındaki hız dağılımları

3.1.5 Dış lüle halka jet akış alanı hız dağılımları

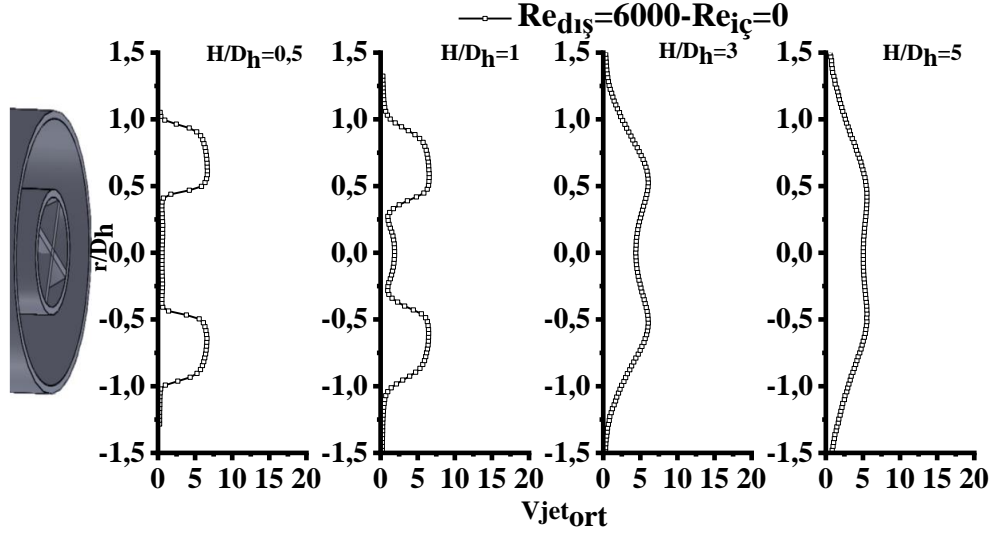
Şekil 3.14 de dış lüle halka jet için farklı Reynolds sayılarında ve farklı $H/D_h=0.5, 1$ ve 5 değerlerinde elde edilen ve şekil 3.15-3.17 arasında verilen hız profillerinin karşılaştırılması görülmektedir. Şekillerden de görüleceği üzere, H/D_h arttığında hız profillerinin radyal yönde genişlediği ve etkin bir ivmelenme gerçekleştirmediği söylenebilir. Optimum hız profillerinin $H/D_h=0.5$ değerinde elde edildiği tespit edilmiştir.



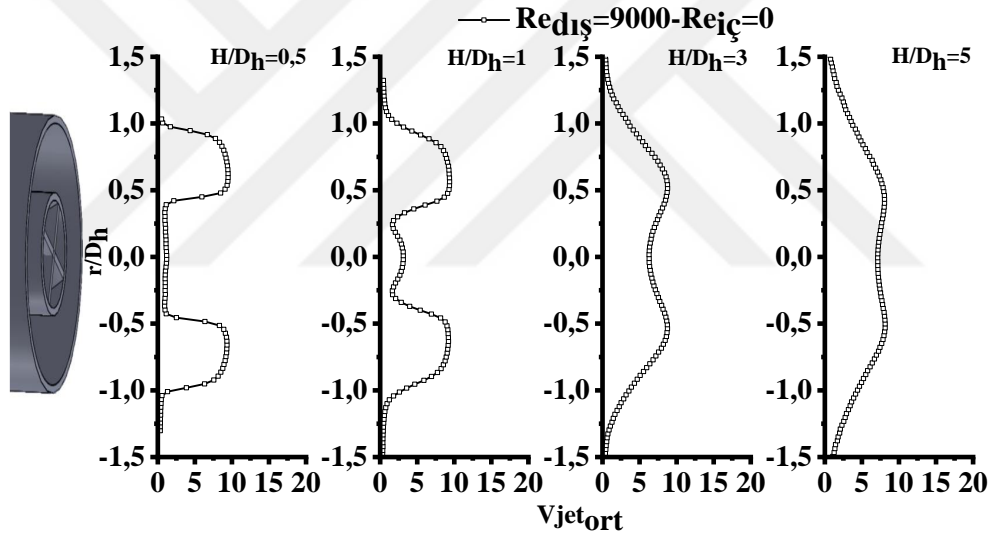
Şekil 3.14. Dış lüle halka jet akışında $H/D_h=0.5, 1$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları



Şekil 3.15. Dış lüle halka jet akışında $Re_{dış}=3000$ $Re_{iç}=0$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları



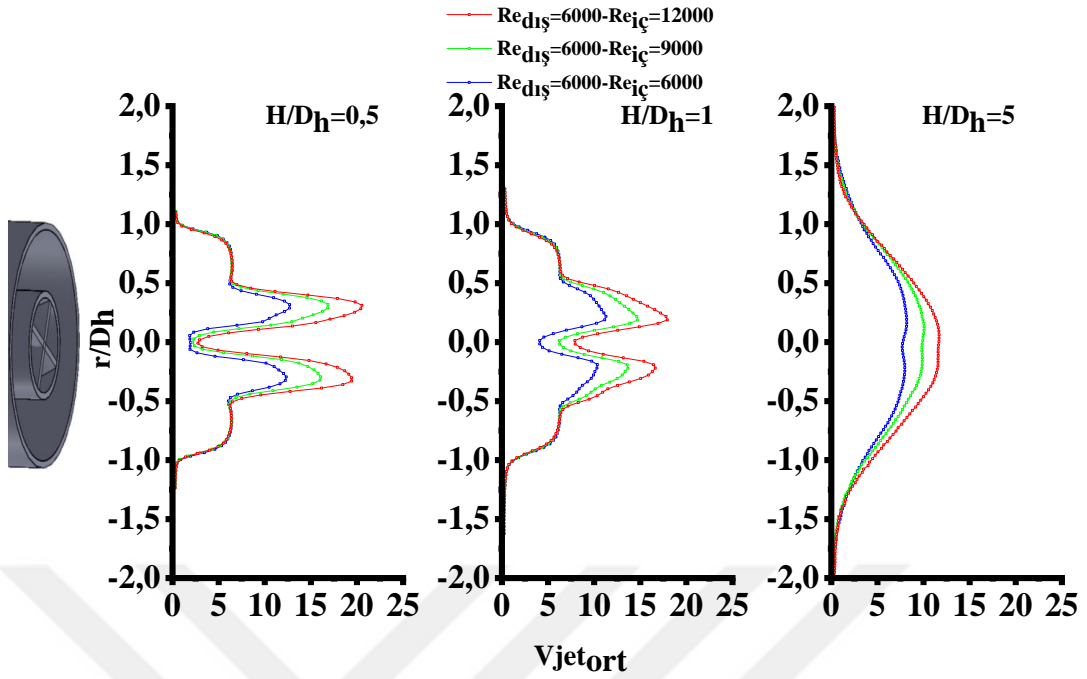
Şekil 3.16. Dış lüle halka jet akışında $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=0$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları



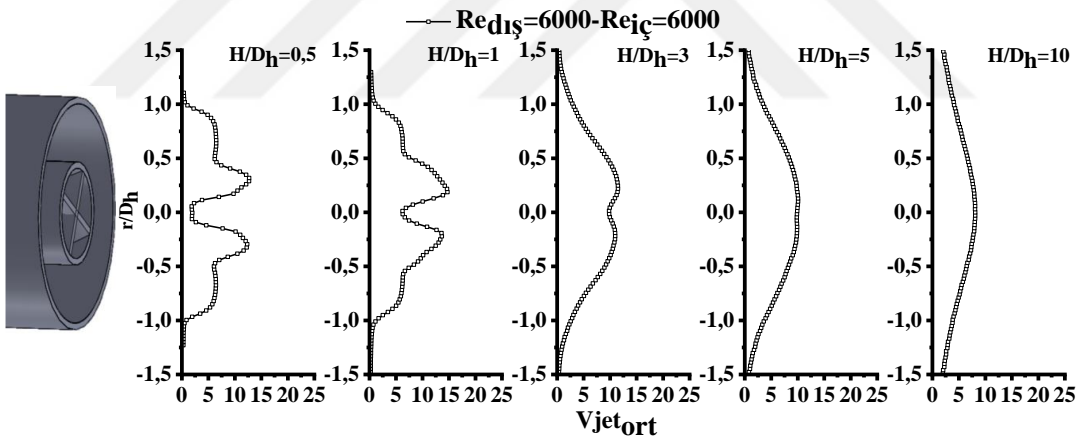
Şekil 3.17. Dış lüle halka jet akışında $Re_{dış}=9000$ $Re_{iç}=0$ değerlerindeki $H/D_h=0.5, 1, 3$ ve 5 istasyonlarındaki hız dağılımları

3.1.6 İç lüle dönen jet ve dış lüle halka ikili jet akış alanı hız dağılımları

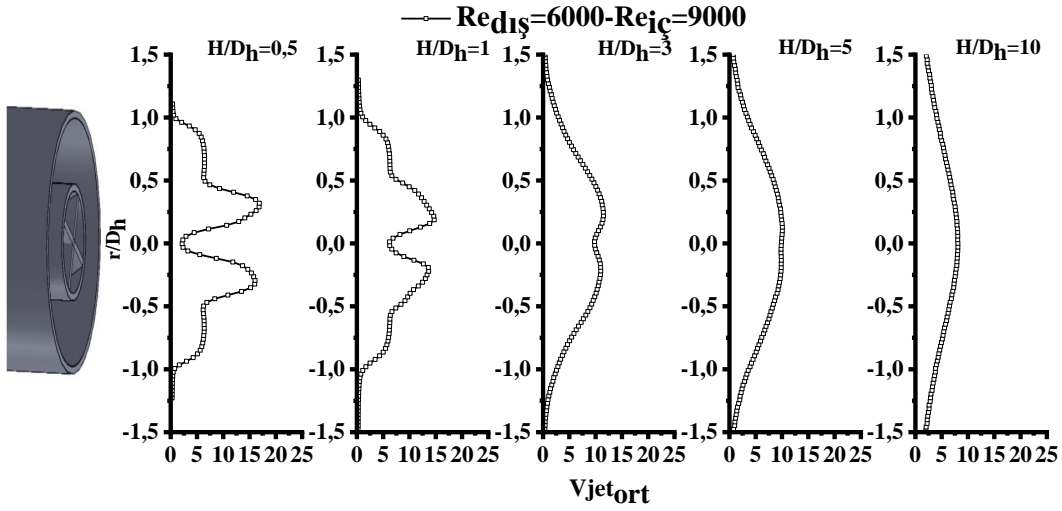
Şekil 3.18 de dış lüle halka jet ve iç lüle dönen jet için farklı Reynolds sayılarında ve farklı $H/D_h=0.5, 1$ ve 5 değerlerinde elde edilen ve şekil 3.19-3.21 arasında verilen hız profillerinin karşılaştırılması görülmektedir. Şekillerden de görüleceği üzere, H/D_h arttığında hız profillerinin radyal yönde genişlediği ve etkin bir ivmelenme gerçekleştirmediği söylenebilir. Optimum hız profillerinin $H/D_h=0.5$ değerinde elde edildiği tespit edilmiştir.



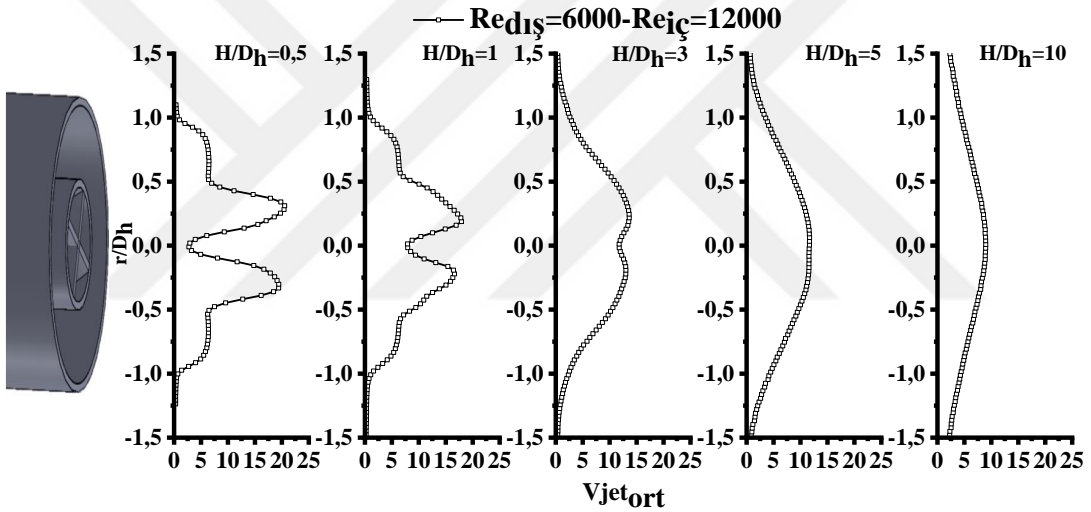
Şekil 3.18. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=0.5, 1, 5$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=6000, 9000, 12000$ değerlerindeki hız dağılımları



Şekil 3.19. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5, 10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=6000$; değerlerindeki hız dağılımları



Şekil 3.20. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5, 10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=9000$; değerlerindeki hız dağılımları



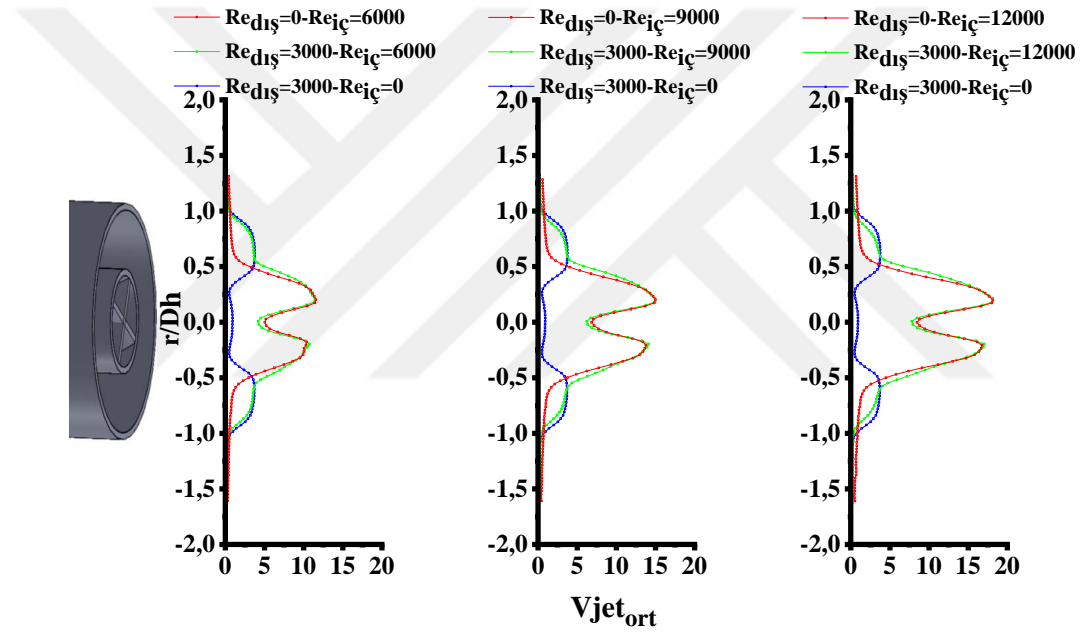
Şekil 3.21. İç lüle düz dairesel jet ve dış lüle halka ikili jet akışındaki $H/D_h=0.5, 1, 3, 5, 10$ istasyonlarındaki ve $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=12000$; değerlerindeki hız dağılımları

Şekil 3.22-3.24 de $H/D_h=1$ mesafesindeki iç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışının farklı Reynolds sayılarında hız dağılımlarında gösterilmiştir. Şekil 3.22 den görüldüğü üzere Reynolds sayısını iç lüle dönen jet akışı için 12000 ve dış lüle halka jet akışı için 0-3000 değerleri arasında maksimum hız profillerinin elde edildiği görülmektedir. Bu şartlar altında iç lüle dönen jet ve dış lüle halka ikili jet akışı optimum performans açısından uygun gözükmemektedir.

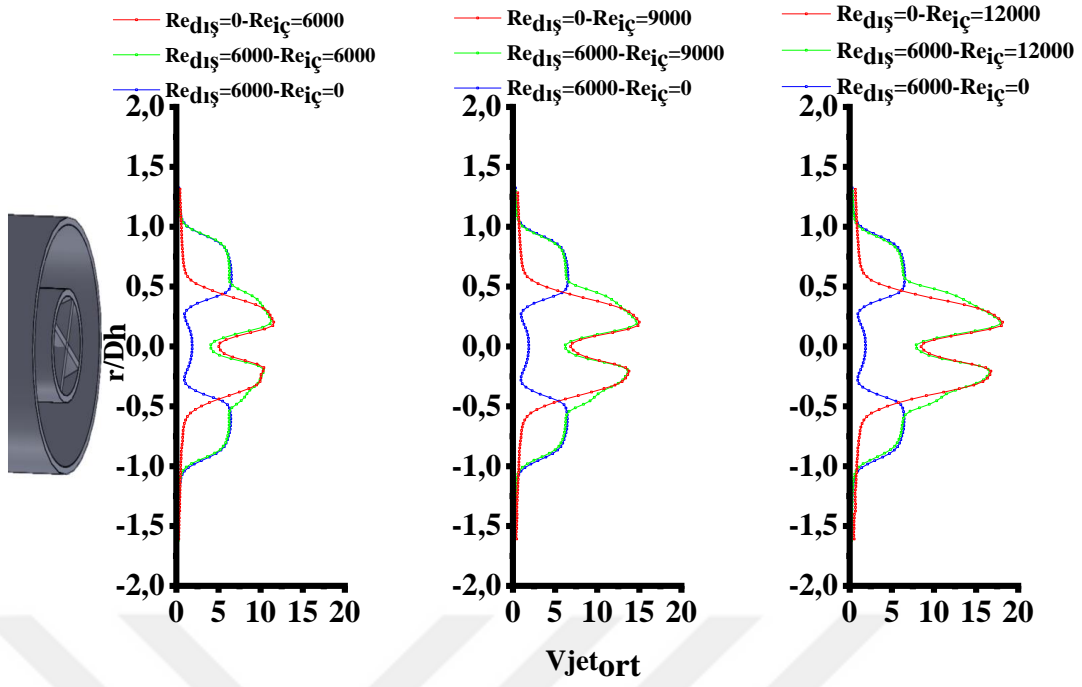
Şekil 3.23 de görüldüğü üzere dış lüle halka jet akışında Reynolds sayısının artırılması sonucunda iç lüle dönen jet akışına etkisinin olduğu görülmektedir. Dış lüledeki akışın

etkisiyle iç lüledeki akışın radyal yönde genişlediği gözükmektedir. İç lüle dönen jet akışı için Reynolds sayısı 12000 ve dış lüle halka jet akışı için ise 6000 değerinde maksimum hız profili elde edildiği görülmektedir.

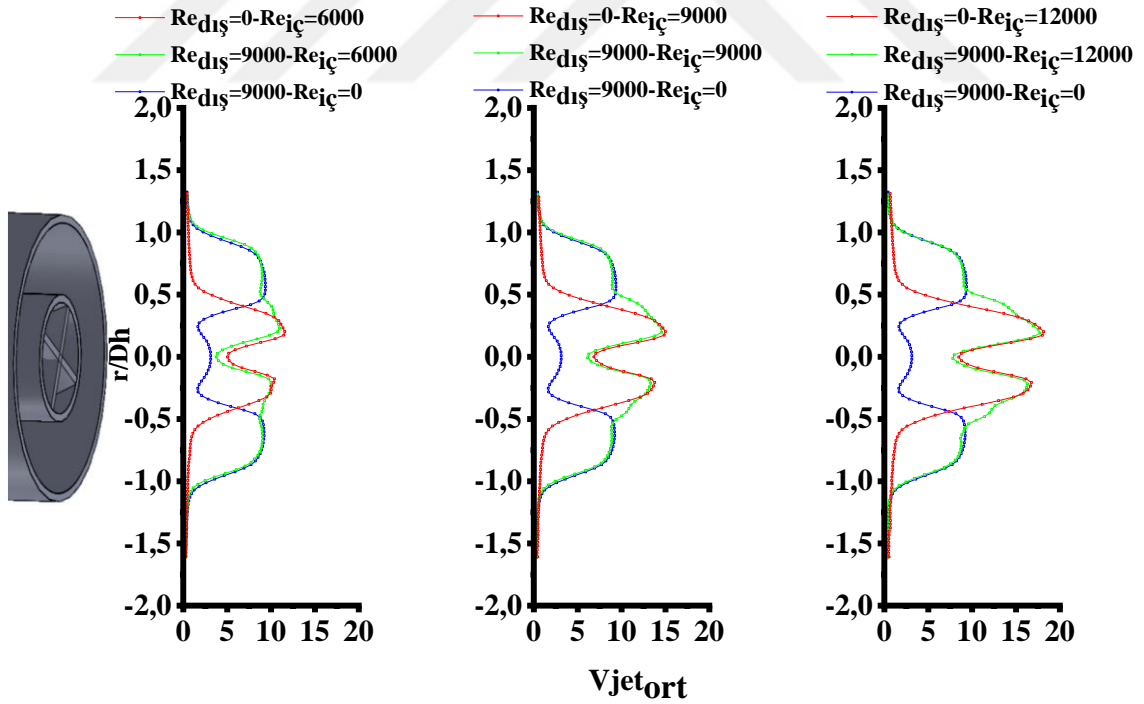
Şekil 3.24 den görüldüğü üzere dış lüledeki halka akışın Reynolds sayısının 9000 ve iç lüledeki dönen akışın Reynolds sayısının ise 12000 olması sonucunda Şekil 3.22-23'teki durumlara kıyasla iç lüledeki akışın çokta etkili olmadığı gözükmektedir. Buna rağmen maksimum hız profili diğer iki durumda olduğu gibi iç lüle dönen jet akışı için Reynolds sayısı 12000 ve dış lüle halka jet akışı için ise 9000 değerinde elde edildiği görülmektedir.



Şekil 3.22. $H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle dönen jet $Re_{dış}=0$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=3000$; $Re_{iç}=0$; iç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=3000$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ akışlarındaki hız dağılımları



Şekil 3.23. $H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle dönen jet $Re_{dış}=0$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=0$; iç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ akışlarındaki hız dağılımları



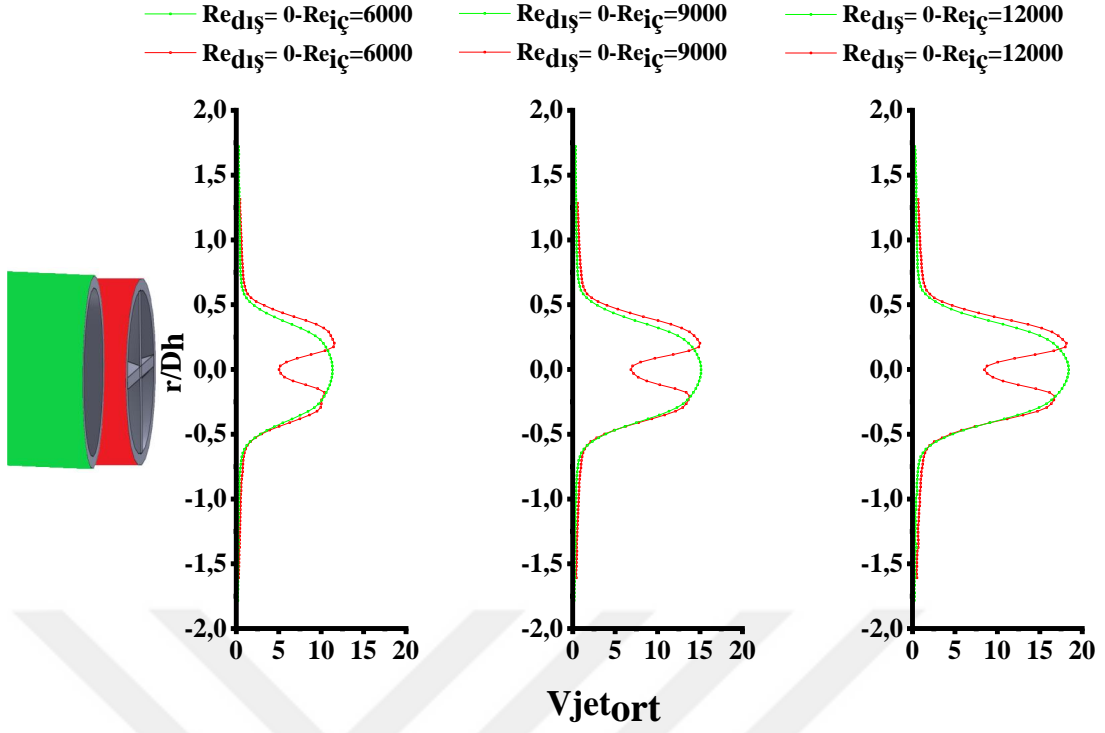
Şekil 3.24. $H/D_h=1$ istasyonundaki iç lüle dönen jet $Re_{dış}=0$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ dış lüle halka jet $Re_{dış}=9000$; $Re_{iç}=0$; iç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet $Re_{dış}=9000$; $Re_{iç}=6000;9000;12000$ akışlarındaki hız dağılımları

3.1.7 İç lüle dönen ve iç lüle düz dairesel jet akışlarının karşılaştırılması

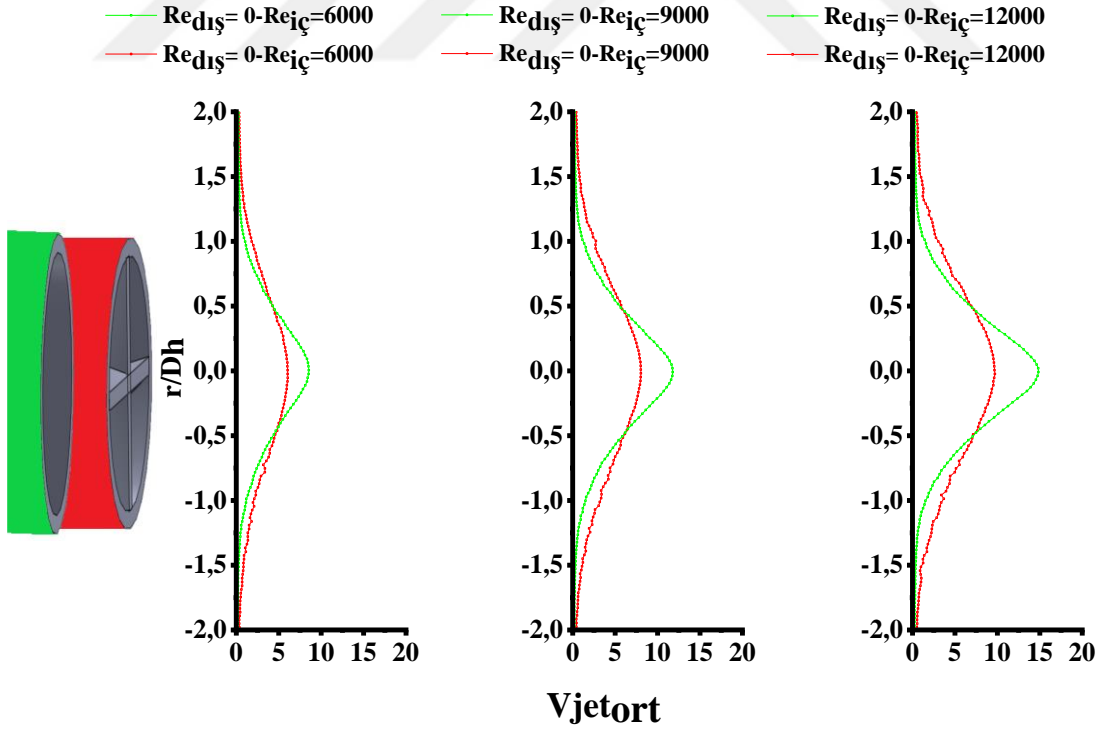
Şekil 3.25-26 arasında iç lüle dönen jet ve iç lüle düz dairesel jet akışının farklı Reynolds sayısı $Re_{iç}=6000;9000;12000$ ve farklı $H/D_h=1$ ve 5 mesafelerindeki hız dağılımı grafiklerinin karşılaştırılması sunulmuştur. Grafiklerden görüldüğü üzere H/D_h mesafesinin artmasıyla iç lüle dönen jet akış alanı hız profillerinin iç lüle düz dairesel jet akış alanı hız profillerine göre daha düşük hız değerlerinde olduğu görülmüştür.

Şekil 3.25 da $H/D_h=1$ mesafesindeki iç lüle dönen jet ve iç lüle düz dairesel jet akışlarındaki hız dağılımlarının karşılaştırma grafikleri görülmektedir. $H/D_h=1$ mesafesinde iç lüle dönen ve iç lüle düz dairesel akış yapısının karşılatılmasından da görüle bildiği üzere her iki akış da simetrilikliğini korumuştur. İç lüle dönen jet akışında iki tepelikli akış yapısı oluşmuş, iç lüle düz dairesel jette ise tek tepeli akış yapısı oluşmuştur.

İç lüle dönen jet akışı ve iç lüle düz dairesel jet akışının farklı Reynolds sayılarındaki ve $H/D_h=5$ mesafesindeki hız dağılımlarının karşılaştırılması Şekil 3.26 de sunulmuştur. Görüldüğü üzere her iki akışta da mesafenin artmasıyla radyal yönde genişleme görülmektedir. Bundan dolayı aynı Reynolds sayılarında iç lüle düz dairesel jet akışının iç lüle dönen jet akışına göre daha etkili olduğu görülmüş olup, Reynolds sayısının 12000 değerinde en yüksek hız profili elde edilmiştir. İç lüle dönen jet akışının radyal yönde genişlemesiyle akış yapısının değişerek çan eğrisi şeklinden tipik bir dairesel jet akışına dönüştüğü görülmektedir.

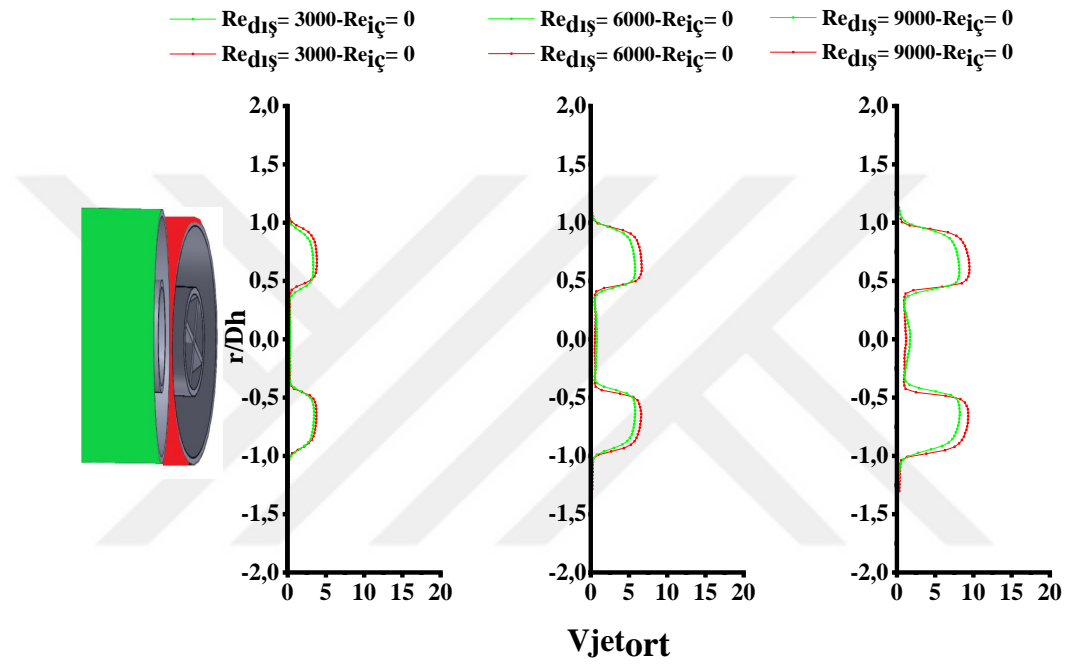


Şekil 3.25. İç lüle dönen jet ve iç lüle düz dairesel jet akışında $H/D_h=1$ istasyonundaki hız dağılımları karşılaştırılması

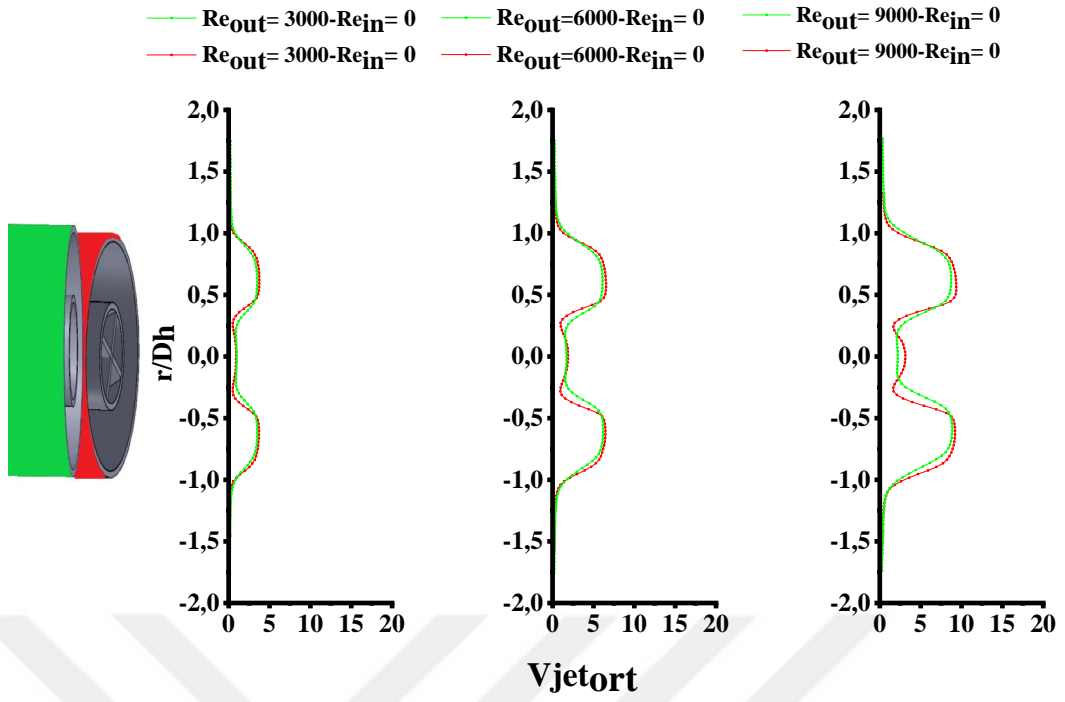


Şekil 3.26. İç lüle dönen jet ve iç lüle düz dairesel jet akışında $H/D_h=5$ istasyonundaki hız dağılımları karşılaştırılması

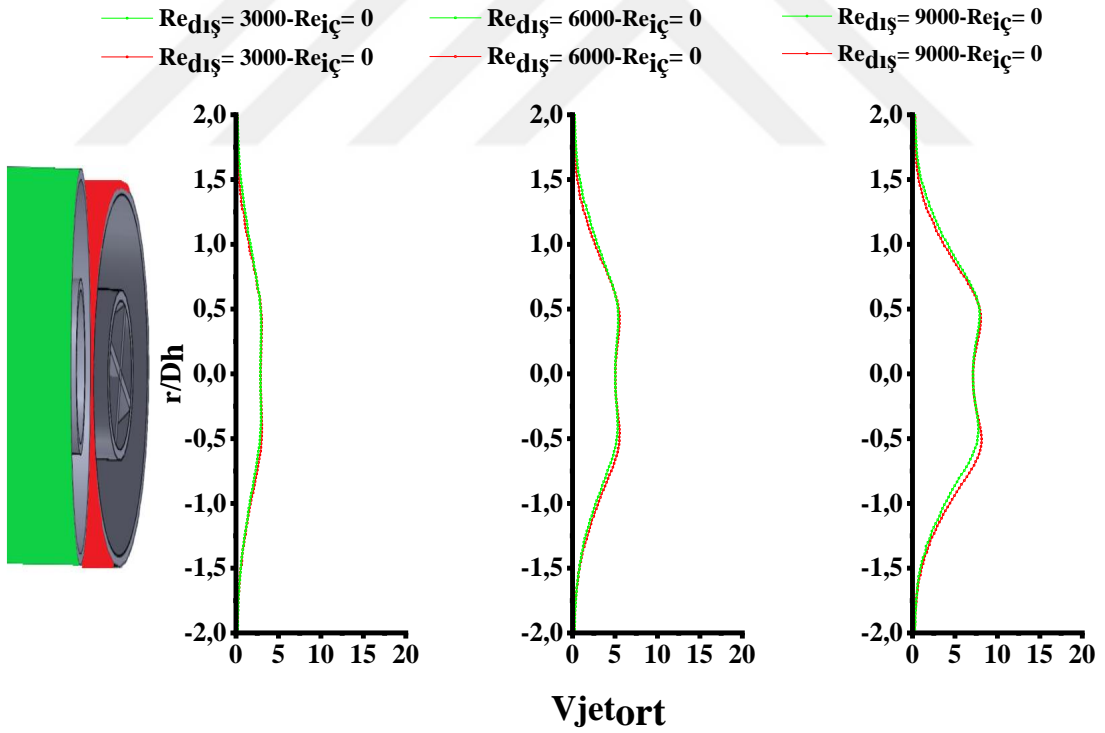
Şekil 3.27-30 arasında kullanılan her iki geometrideki dış lüle halka jet akışının farklı H/D_h mesafelerinde ve farklı Reynolds sayılarındaki elde edilen hız profillerinin karşılaştırılması sunulmuştur. Grafiklerden de görüldüğü üzere en düşük hız değeri $H/D_h=5$ mesafesinde ve Reynolds sayısının 3000 değerinde, en yüksek hız değerinin ise $H/D_h=0.5$ mesafesinde ve Reynolds sayısının 9000 değerinde elde edildiği görülmüştür. Dış lüle halka jet akış yapısının radyal yönde genişlemesi ve elde edilen hız değerinin azalması $H/D_h=5$ mesafesinde tespit edilmiştir.



Şekil 3.27. Dış lüle halka jet akışındaki $H/D_h=0.5$ istasyonundaki hız dağılımları



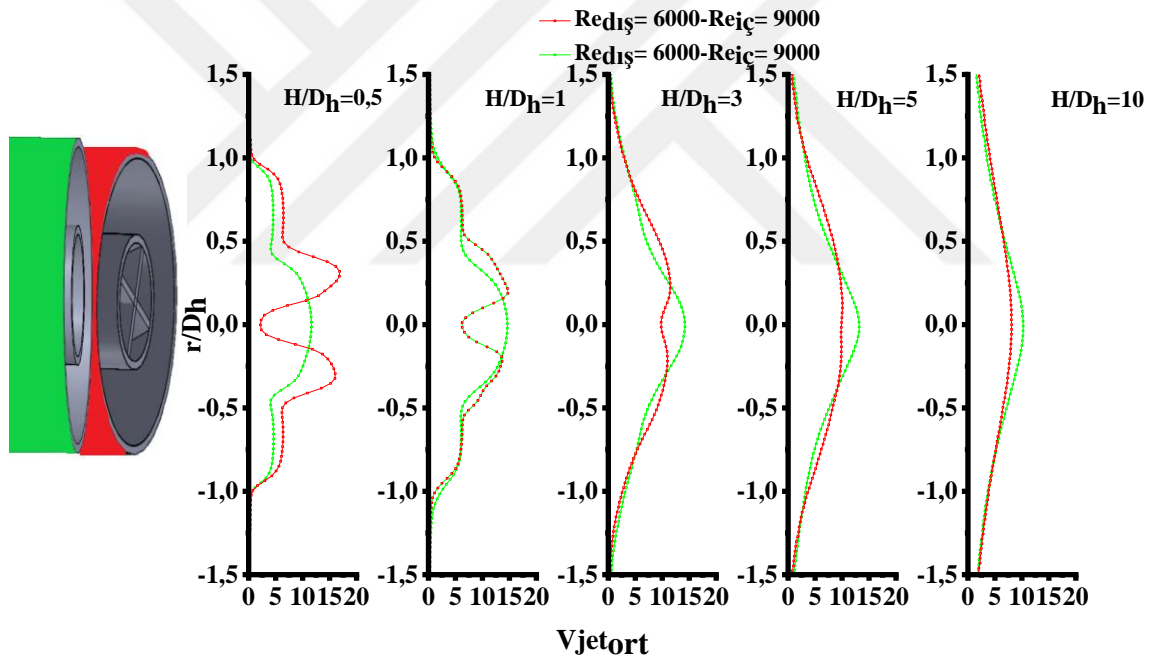
Şekil 3.28. Dış lüle halka jet akışındaki $H/D_h=1$ istasyonundaki hız dağılımları



Şekil 3.29. Dış lüle halka jet akışında $H/D_h=5$ istasyonundaki hız dağılımları

3.1.8 İç lüle dönen ikili jet ve iç lüle düz dairesel ikili jet akışlarının karşılaştırılması

İç lüle dönen ikili jet ve iç lüle düz dairesel ikili jet akışlarının farklı H/D_h mesafelerinde ve aynı Reynolds sayısının $Re_{dış}=6000$ ve $Re_{iç}=9000$ değerlerindeki hız dağılımı profillerinin karşılaştırılması Şekil 3.30 de gösterilmektedir. $H/D_h=0.5$ mesafesinde iç lüle dönen ikili jetin iç lüle düz dairesel ikili jet akışından daha etkili olduğu görülmüştür. $H/D_h=1$ mesafesinde ve aynı Reynolds sayısında iç lüle dönen ikili jet akışının iç lüle düz dairesel ikili jet akışındaki hız profiline eşit olduğu tespit edilmiştir. İç lüle dönen ikili jet akışının radyal yönde genişlemesiyle simetriğinin bozulması ve hız değerinin azalması $H/D_h=3$ mesafesinde görülmüş olup, iç lüle düz dairesel ikili jet akışının az bir farkla etkili olduğu görülmüştür. Dış lüle halka jetin etkisiyle iç lüle dönen jetin akış yapısı $H/D_h=5$ mesafesinde tamamen değişmiştir.

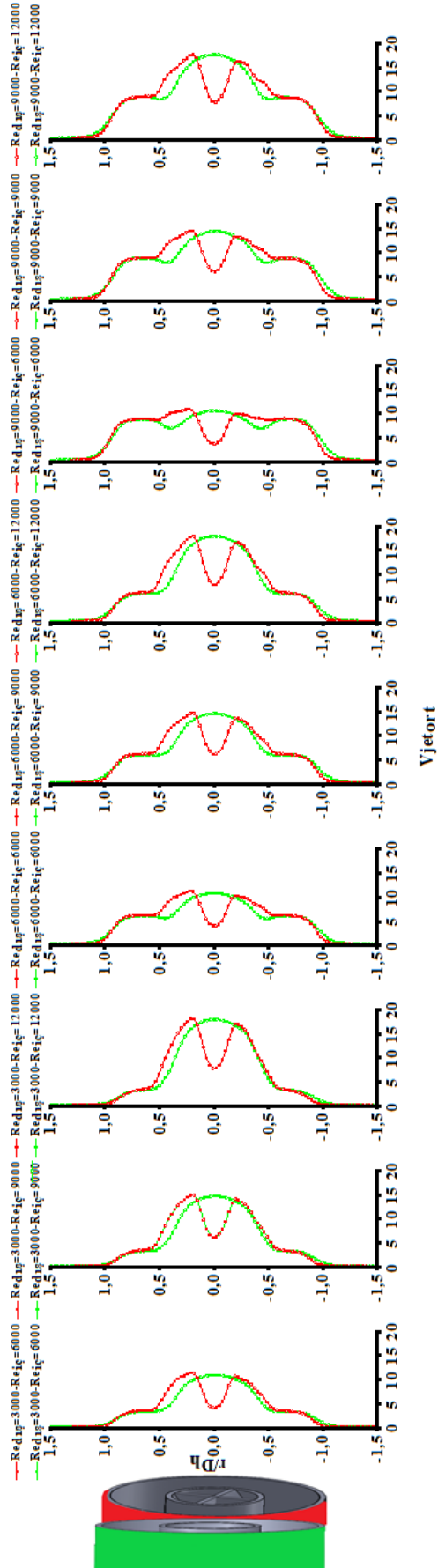


Şekil 3.30. İç lüle dönen ikili jet ve iç lüle düz dairesel ikili jet akışlarındaki $Re_{dış}=6000$; $Re_{iç}=9000$ değerlerinde $H/D_h=0.5, 1, 3, 5, 10$ istasyonlarındaki hız dağılımları

Şekil 3.31' de iç lüle dönen ikili jet ve iç lüle düz dairesel ikili jet akışının farklı Reynolds sayılarında ve $H/D_h=1$ mesafesindeki hız profillerinin grafikleri sunulmuştur. En küçük hız profili dış lüle halka jet akışının Reynolds sayısının $Re_{dış}=3000$ değerinde, iç lüle dönen jet ve iç lüle düz dairesel jet akışının ise $Re_{iç}=6000$ değerlerinde elde edilmiştir. En yüksek hız profili ise dış lüle halka jet akışının $Re_{dış}=9000$ değerinde, iç lüle dönen ve iç lüle düz dairesel jet akışının $Re_{iç}=12000$ değerinde elde edilmiştir. $H/D_h=1$ mesafesinde

Reynolds sayılarının aynı olduğu durumda i lüle dönen ikili jet akışı ve i lüle düz dairesel ikili jet akışının eşit hız değerlerine sahip olduğu görülmüştür. İ lüle dönen ikili jet akışının simetrisinin bozulması ilk olarak i lüle dönen dış lüle halka ikili jet akışlarının Reynolds 6000 değerinde daha sonra ise i lüle dönen jet akışının Reynolds 6000 değerinde ve dış lüle halka jet akışının Reynolds 9000 değerinde olduğu tespit edilmiştir.





Şekil 3.31. İç lüle dönen ikili jet ve iç lüle düz dairesel ikili jet akışındaki farklı Re değerlerindeki $H/D_h=1$ istasyonundaki hız dağılımları karşılaştırması

3.2 Çarpan Jet Isı Transferi Karakteristikleri

Bu çalışmada sadece içteki dönen jet ve dıştaki halka jet akışına sahip lüle için çarpan jet ısı transferi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Levha ile lüle çıkışı arası boyutsuz mesafenin (H/D_h) 1, 3 ve 5 konumlarında levha üzerindeki yerel ısı transfer katsayıları iç ve dış lülelerdeki 9 farklı farklı Reynolds sayısı kombinasyonu için elde edilmiştir. Burada, ilk önce sadece halka akış durumundaki ve sadece iç dönen jet akış durumundaki ısı transferlerinin değişimleri sunulmuş daha sonra ise ikili jet durumundaki yerel ısı transferleri verilmiştir.

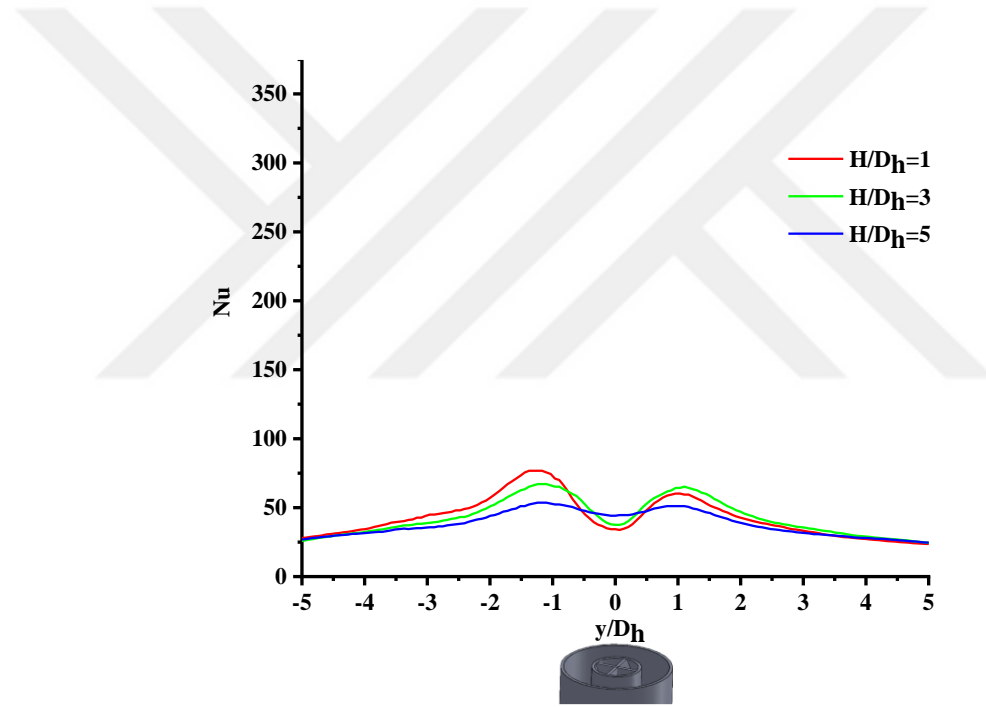
3.2.1 Dış lüle halka çarpan jetin ısı transferi nusselt sayısı dağılımları

Sadece halka akış durumunda $Re_{dış}=3000,6000$ ve 9000 değerlerindeki ısı transferlerinin boyutsuz mesafeye göre değişimleri Şekil 3.32-3.34'te sırası ile sunulmuştur. Şekil 3.32'e bakıldığında $Re_{dış}=3000$ değerinde $H/D_h=1$ konumunda jet ile levha arası mesafenin çok kısa olması nedeniyle halka şeklindeki jet akışı levha üzerinde iki tepeli bir ısı transferi dağılımı görülmektedir. Ancak halka jetin levhaya çok yakın mesafede olması jet ile levha arasındaki küçük bir dengesizlik bile iki tepenin şiddetinin farklı olmasına neden olmaktadır. Halka jet akışının levha üzerine halka şeklinde çarparak dışa doğru duvar jeti şeklinde yayılmaktadır. Bu nedenle halka jet çarpım bölgesinin dışında da önemli miktarda ısı transferi gerçekleşmektedir. $H/D_h=3$ konumunda ise halka jet şeklindeki akışın oluşturduğu ısı transferi tamamen simetrik olarak gerçekleşmekte ve halka jetin orta kısmındaki akışın olmadığı bölgede bir çukur bölgesi oluşmaktadır. Bu iç bölge halka jet akışına çok yakın olmasına rağmen ısı transferi levhanın uç taraflarındaki ısı transfer seviyenin bile altında kalabilmektedir. Bu bölgenin halka akışın içerisinde kapalı bir sirkülasyon bölgesi olarak kalması buradaki akışkan sıcaklığının artması ve ısı transferinin azalması şeklinde tezahür etmektedir.

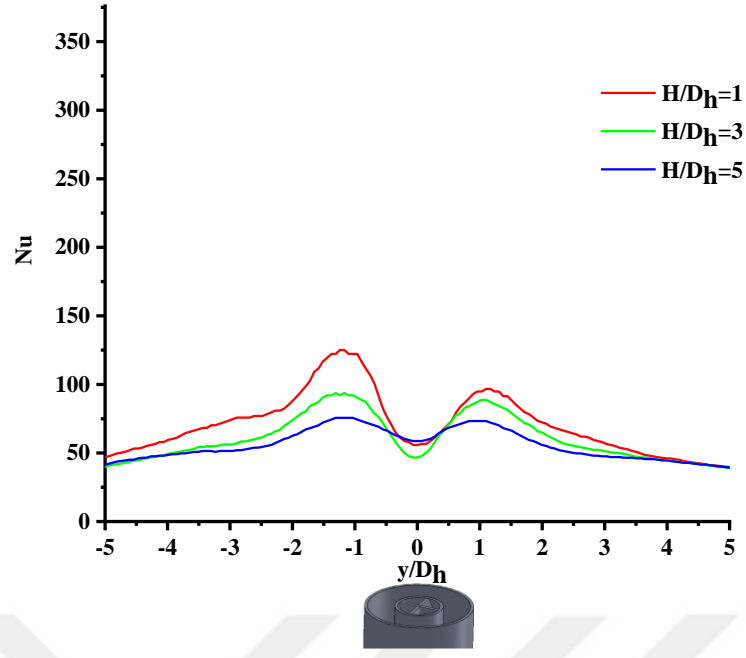
$H/D_h=5$ konumunda ise levhanın yeterince uzakta olması nedeniyle halka jet akışının orta bölgeye doğru genişlemesinin etkisi ile levha üzerinde orta bölgedeki ısı transferinde bir yükselme olduğu görülmüştür. Şekil 3.33 ve 3.34'te verilen Reynolds sayısının 6000 ve 9000 değerlerinde de ki benzer şekilde ısı transferi dağılımları elde edilmiştir.

Şekil 3.32-3.37’de sırası ile H/D_h ’in 1, 3 ve 5 mesafelerinde levha üzerindeki ısı transferlerinin artan Reynolds sayısı ile değişimleri karşılaştırılmıştır. Her bir konumda artan Reynolds sayısı ile yerel ısı transferlerinin kademeli olarak arttıkları görülmüştür. Reynolds sayıları arasındaki artış aynı miktarda olmasına karşın ısı transferlerinde ki artış miktarları bir önceki göre azalarak devam etmektedir.

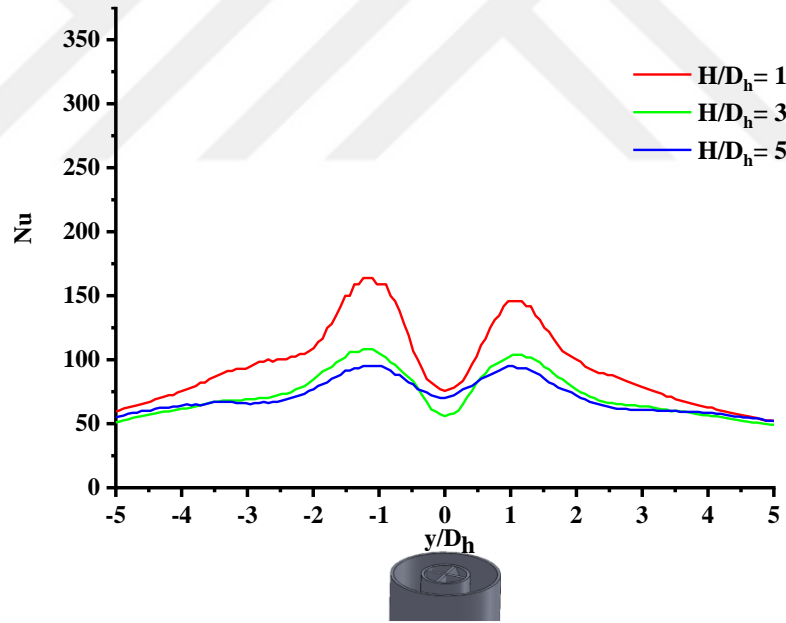
Şekil 3.32-37 arasında dış lüle halka jet akışı için $Re=3000-9000$ ve $H/D_h=1, 3$ ve 5 değerleri altında Nusselt sayısı değişimleri incelenmiştir. Şekillerden de görüleceği üzere maksimum Nusselt değeri $Re_{dış}=9000$ ve $H/D_h=1$ mesafesinde elde edilmektedir. Bunun nedeni mesafenin kısa ve yüksek hız olmasından kaynaklı olarak jet akışının dağılmaması nedeniyle etkin bir ısı transferinin gerçekleşmiş olmasından kaynaklanmaktadır.



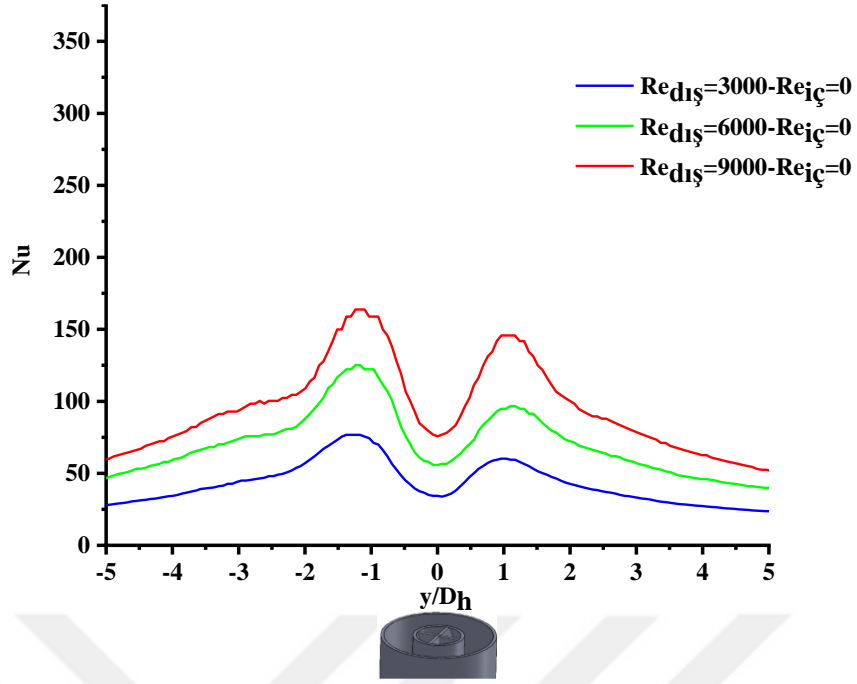
Şekil 3.32. Dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000$ $Re_{iç}=0$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



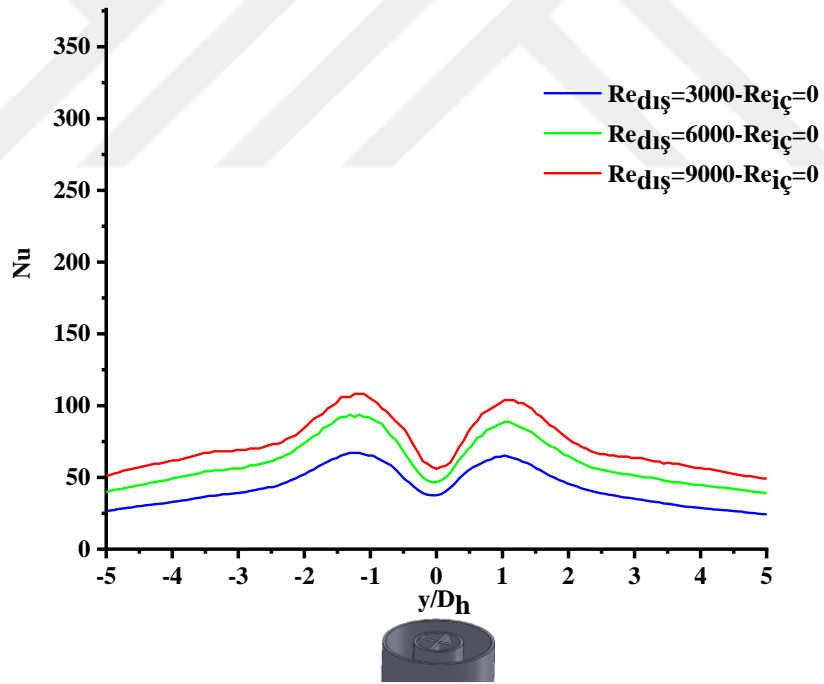
Şekil 3.33. Dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=0$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



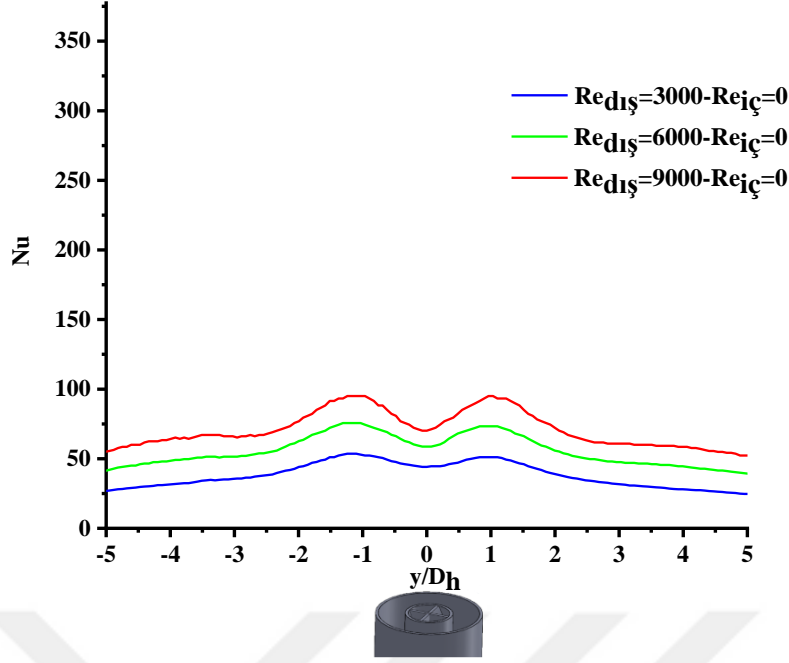
Şekil 3.34. Dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=9000$ $Re_{iç}=0$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



Şekil 3.35. Dış lüle halka jet akışındaki $H/D_h=1$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları



Şekil 3.36. Dış lüle halka jet akışındaki $H/D_h=3$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları



Şekil 3.37. Dış lüle halka jet akışındaki $H/D_h=5$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları

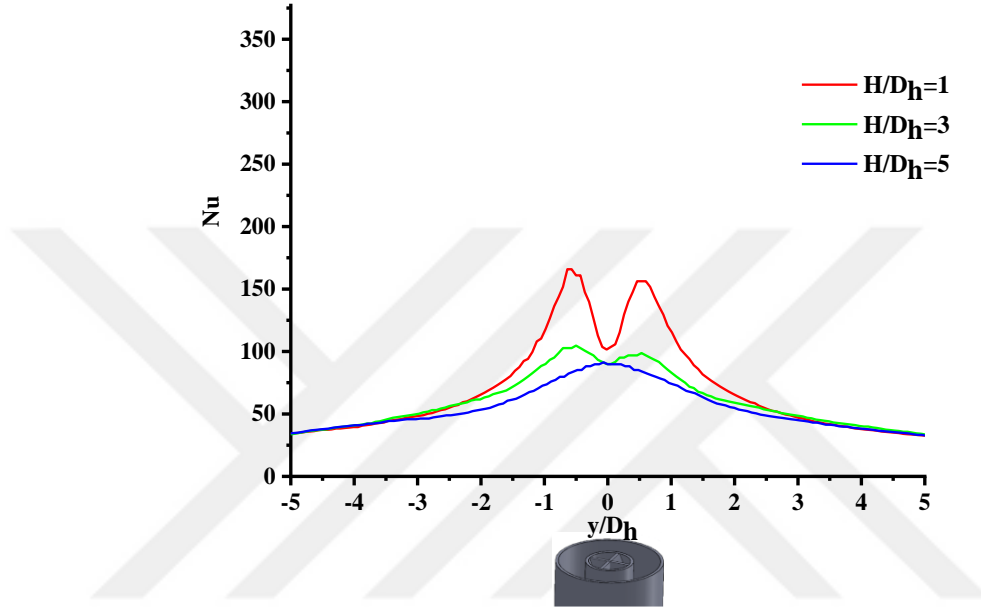
3.2.2 İç lüle dönen çarpan jetin ısı transferi nusselt sayısı dağılımları

Şekil 3.38-43 arasında iç lüle dönen jet akışı için $Re=6000-12000$ ve $H/D_h=1, 3$ ve 5 değerleri altında Nusselt sayısı değişimleri incelenmiştir. Şekillerden de görüleceği üzere maksimum Nusselt değeri $Re_{iç}=12000$ ve $H/D_h=1$ mesafesinde elde edilmektedir. Bunun nedeni mesafenin kısa ve yüksek hız olmasından kaynaklı olarak jet akışının dağılmaması nedeniyle etkin bir ısı transferinin gerçekleşmiş olmasından kaynaklanmaktadır.

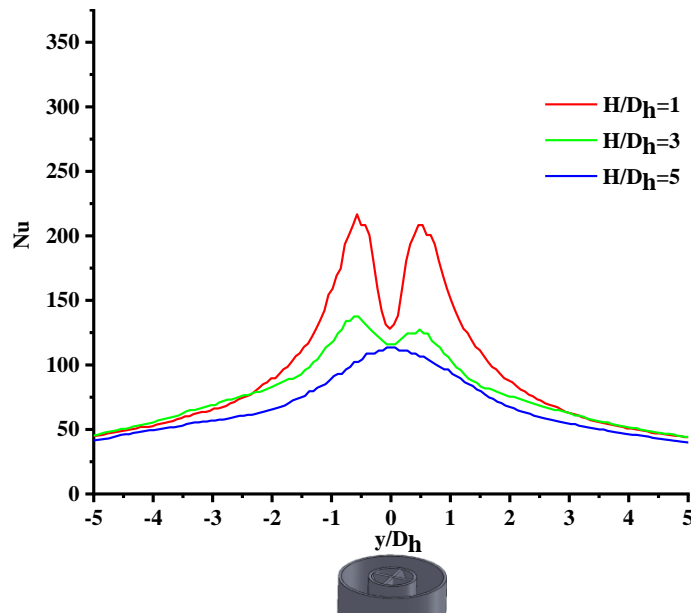
Ayrıca iç lüle dönen jet akışı, dış lüle halka jet akışıyla karşılaştırıldığında maksimum ısı transferi karakteristikleri benzer koşullar altında karşımıza çıkmasıyla birlikte etkin bir ısı transferi durumu iç lüle dönen jet akışında girdap hareketleri nedeniyle türbülansın yüksek olmasından kaynaklı olarak sağlandığı tespit edilmiştir.

Şekil 3.38- 3.40'ta verilen bir dağılım levha lüle arası boyutsuz mesafeye göre verilen dağılımlara bakıldığından $H/D_h=1$ ve 3 konumlarında ısı transferlerinin levha üzerinde iki tepeli olarak gerçekleştiği, buna karşın $H/D_h=5$ konumunda ise merkezde tek tepeli bir dağılım sergilediği görülmektedir. İç lüle içerisine yerleştirilen "artı" şeklindeki burgaç sayesinde oluşturulan dönmeli akış nedeniyle merkez eksen üzerinde tam lüle çıkışındaki akış sıfır olmaktadır. Akışın dönerek genişlemesine bağlı olarak merkez eksen üzerinde de hız artışı gerçekleşmektedir. Ancak dönmeli akışın olduğu bölgede ısı transferinin

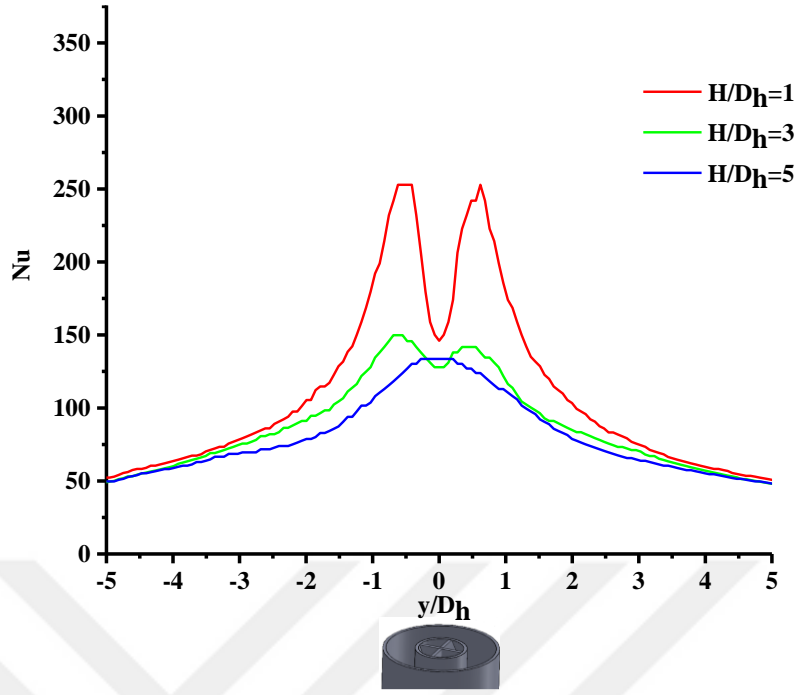
oldukça etkili olduğu görülmüştür. $Re_{dış}=6000$ değerinde, çarpma bölgesinde dönen akış ile elde edilen ısı transferi değeri, yalnız halka jet durumunda elde edilen ısı transferi değerinden daha fazla olmaktadır. Buna karşın duvar jeti olarak levhanın uç kenarlarındaki ısı transferlerine bakıldığında Halka jet durumundaki (Şekil 3.33) ısı transferinin seviyesi dönen jet durumundaki (Şekil 3.38) ısı transferi seviyesinden daha yukarıda seyretmektedir.



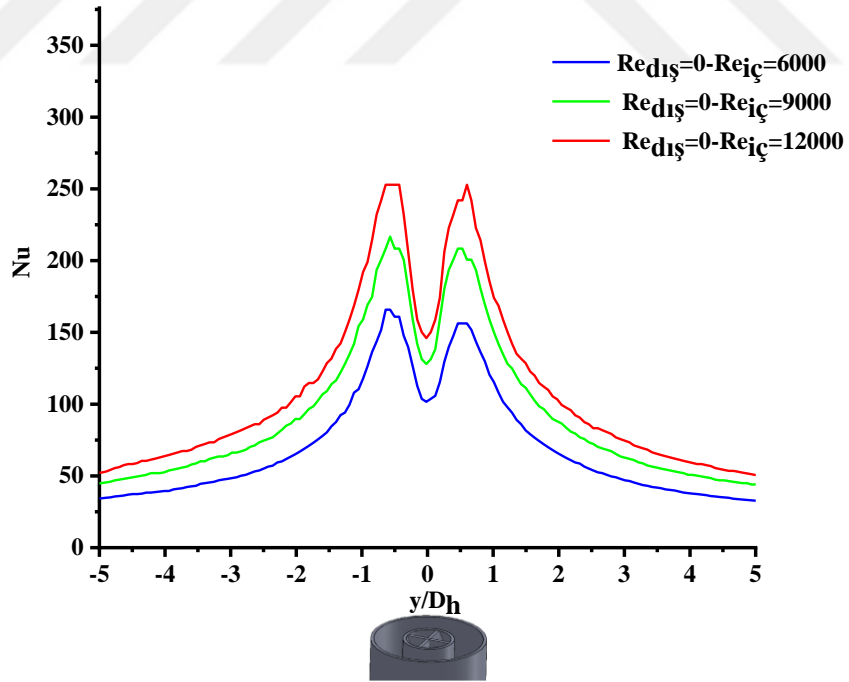
Şekil 3.38. İç lüle dönen jet akışındaki $Re_{dış}=0$ $Re_{iç}=6000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



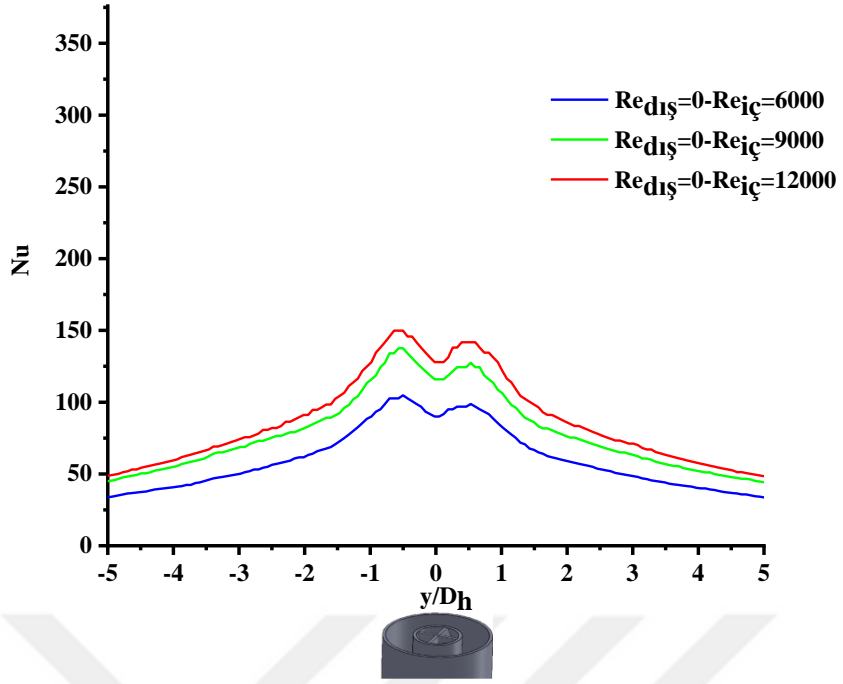
Şekil 3.39. İç lüle dönen jet akışındaki $Re_{dış}=0$ $Re_{iç}=9000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



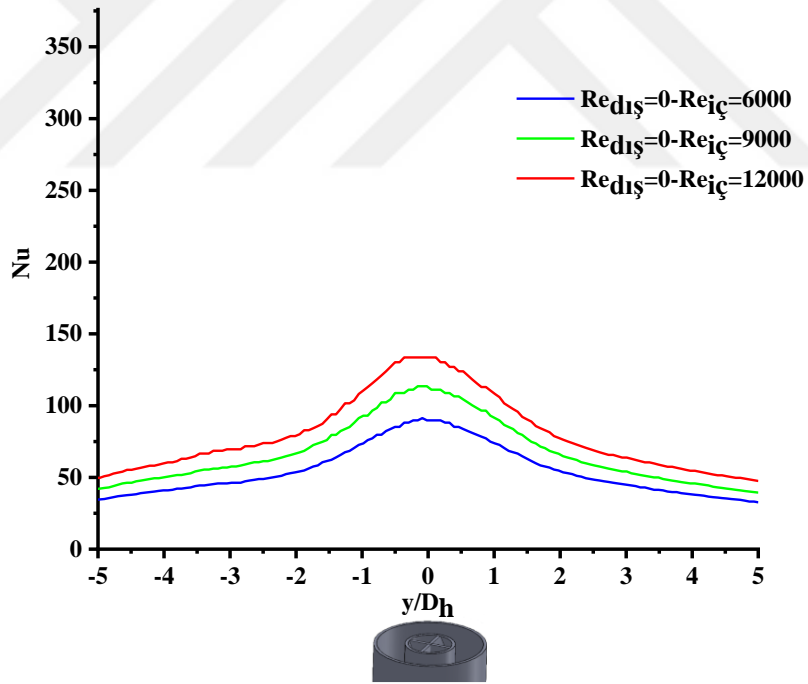
Şekil 3.40. İç lüle dönen jet akışındaki $Re_{dış}=0$ $Re_{iç}=12000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



Şekil 3.41. İç lüle dönen jet akışındaki $H/D_h=1$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları



Şekil 3.42. İç lüle dönen jet akışındaki $H/D_h=3$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları



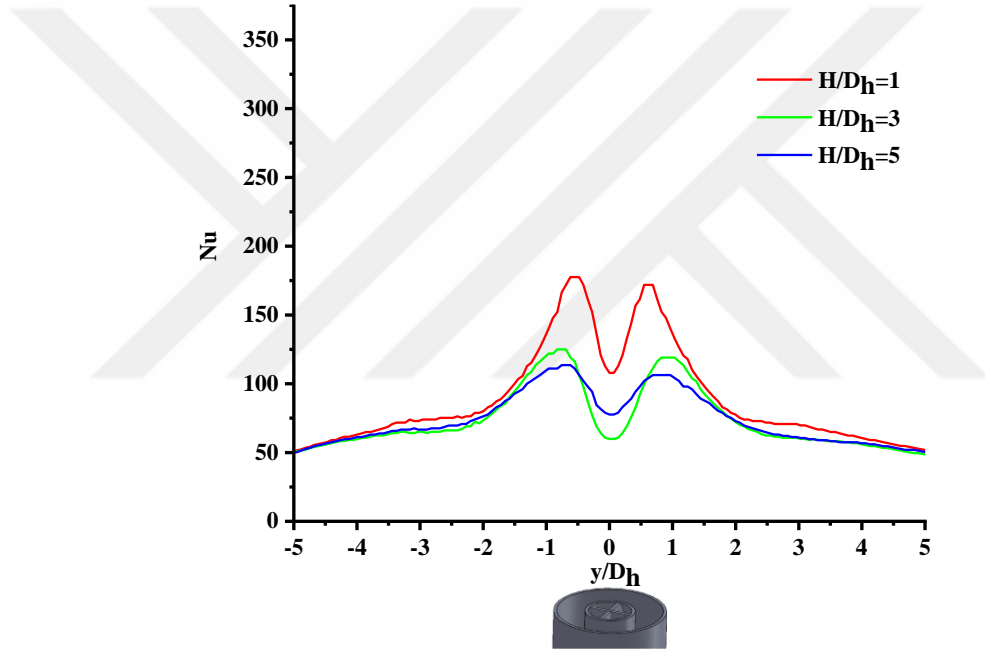
Şekil 3.43. İç lüle dönen jet akışındaki $H/D_h=5$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları

3.2.3 İç lüle dönen ikili jetin ısı transferi nusselt sayısı dağılımları

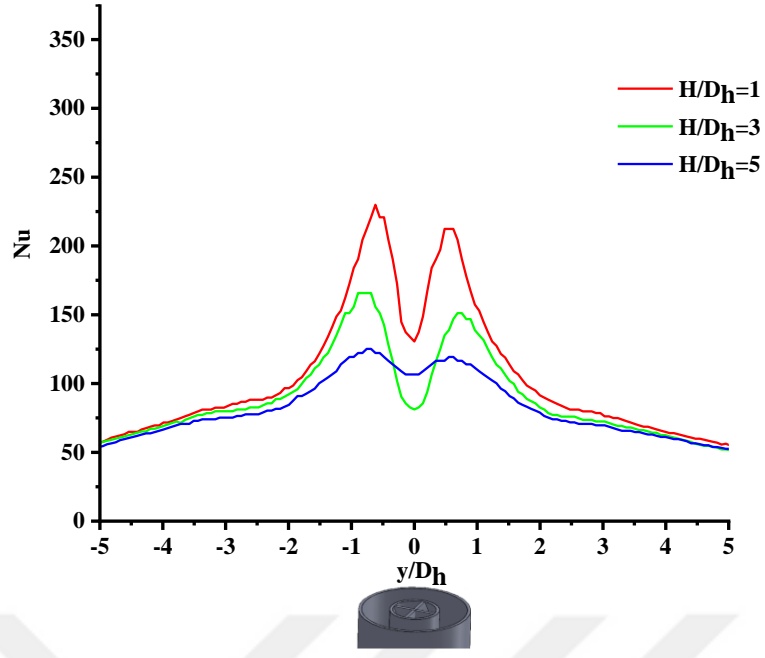
Şekil 3.44-55 arasında iç lüle dönen ve dış lüle halka jet akışı için $Re=3000-12000$ ile $H/D_h=1, 3$ ve 5 değerleri altında Nusselt sayısı değişimleri incelenmiştir. Şekillerden de görüleceği üzere maksimum Nusselt değeri $Re_{iç}=12000$ ve $H/D_h=1$ mesafesinde elde

edilmektedir. Bunun nedeni mesafenin kısa ve yüksek hız olmasından kaynaklı olarak jet akışının dağılmaması nedeniyle etkin bir ısı transferinin gerçekleşmiş olmasından kaynaklanmaktadır.

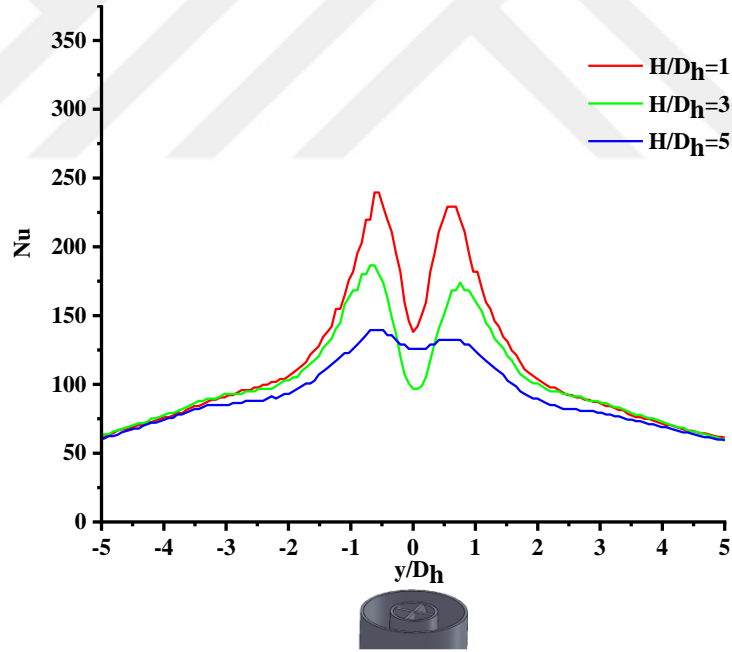
Ayrıca iç lüle dönen ve dış lüle halka jet akışı, sadece dış lüle halka jet veya sadece iç lüle dönel jet akışıyla karşılaştırıldığında maksimum ısı transferi karakteristikleri benzer koşullar altında karşımıza çıkmasıyla birlikte etkin bir ısı transferi durumu iç lüle dönen ve dış lüle halka jet akışında girdap hareketleri nedeniyle türbülansın yüksek olmasından ve dönen jet akışını halka jet akışı dağılmasını engellediğinden sağlandığı tespit edilmiştir.



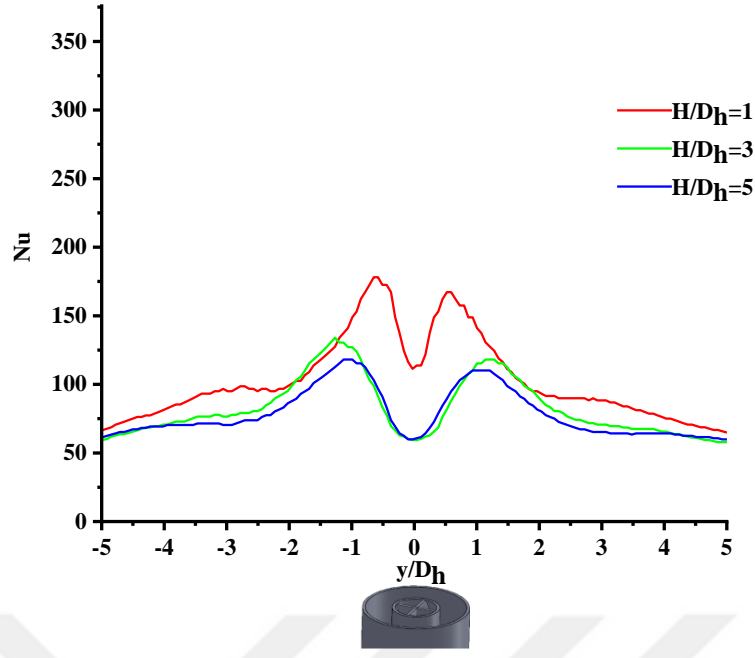
Şekil 3.44. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=6000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



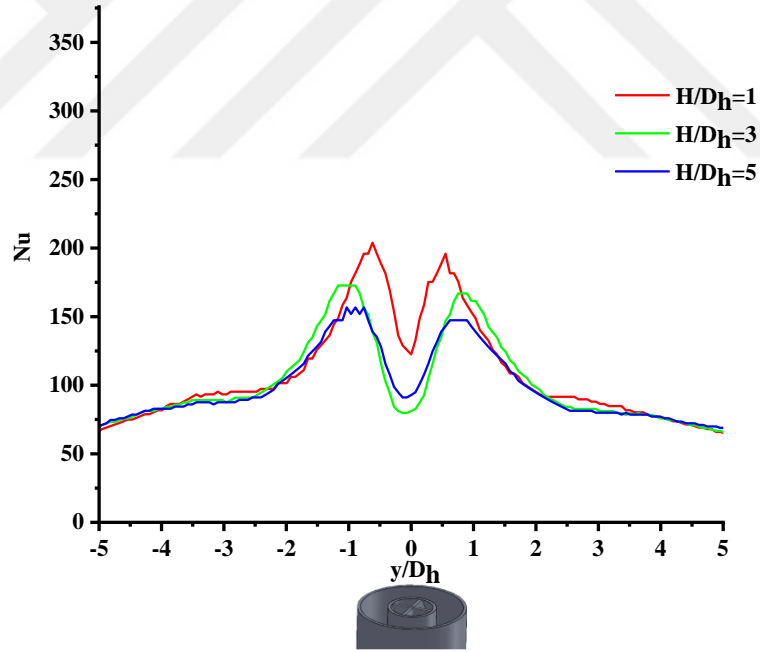
Şekil 3.45. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=9000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



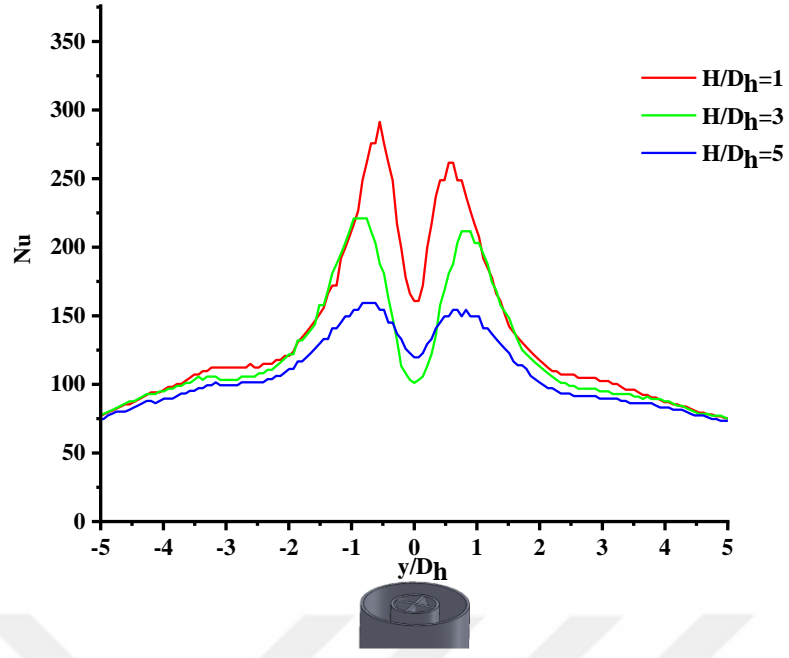
Şekil 3.46. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=6000$ $Re_{iç}=12000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



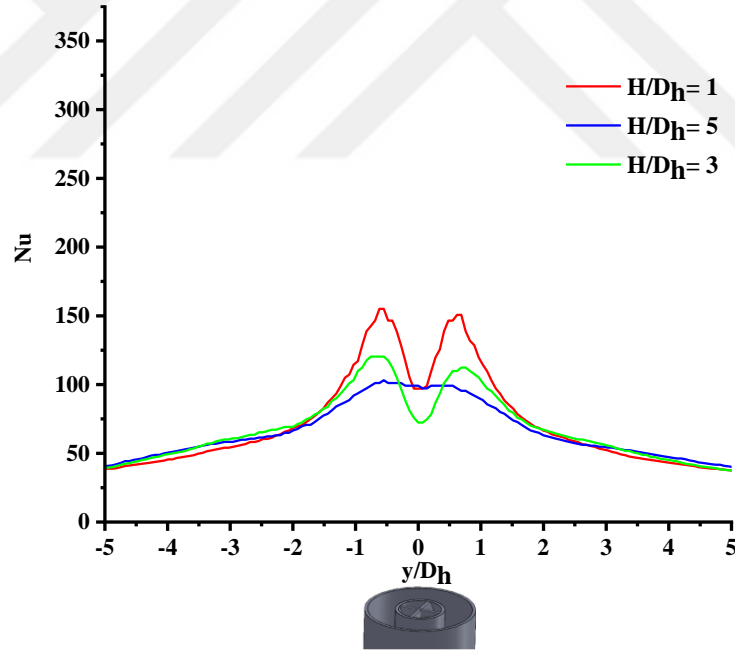
Şekil 3.47. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=9000$ $Re_{iç}=6000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



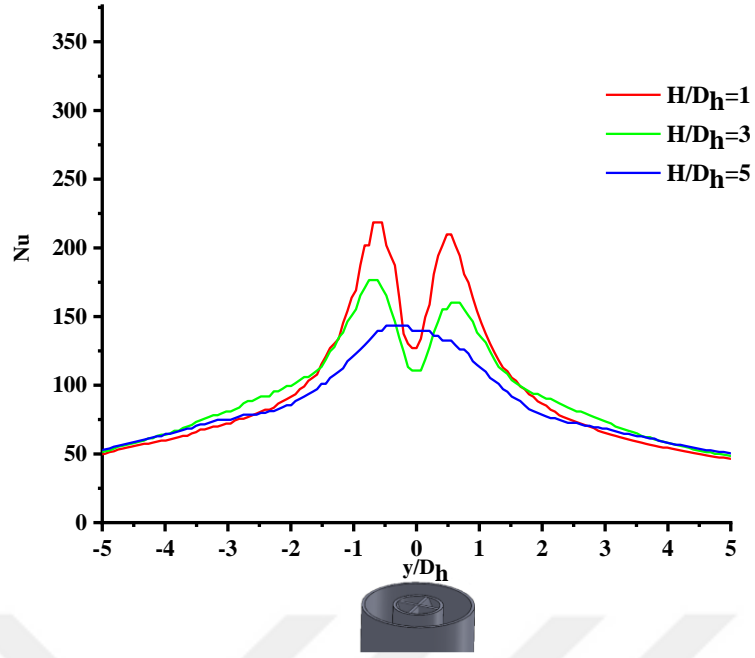
Şekil 3.48. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=9000$ $Re_{iç}=9000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



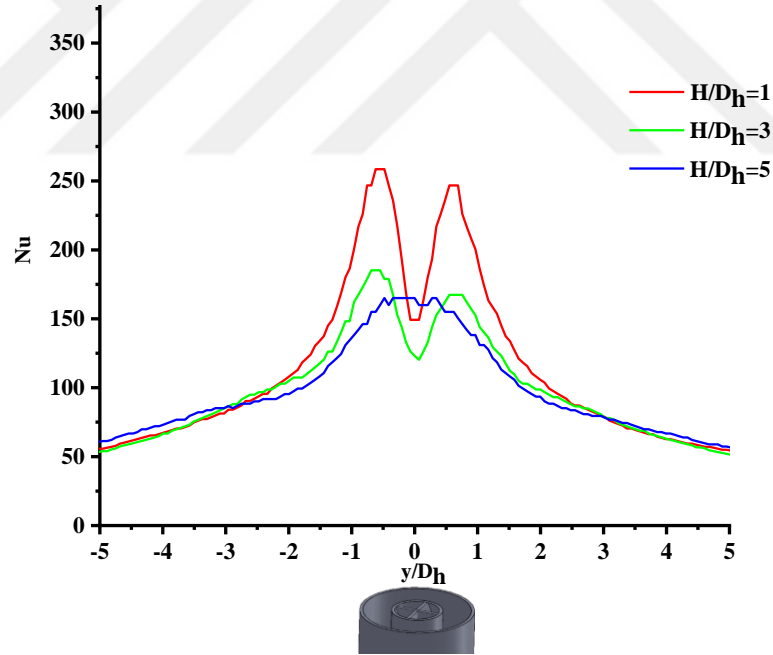
Şekil 3.49. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=9000$ $Re_{iç}=12000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



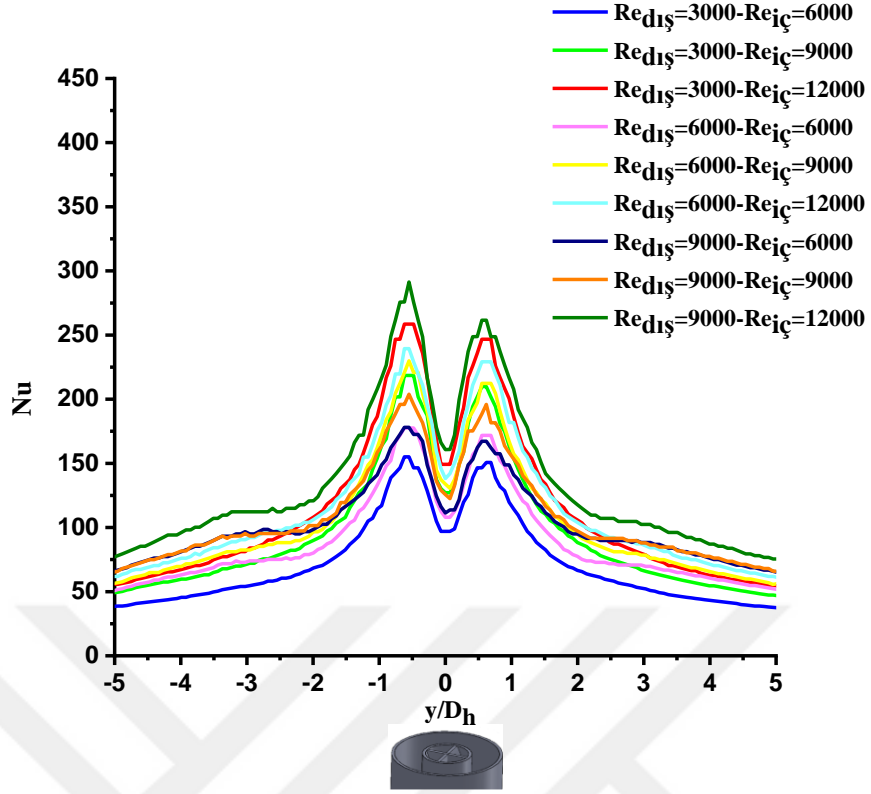
Şekil 3.50. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000$ $Re_{iç}=6000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



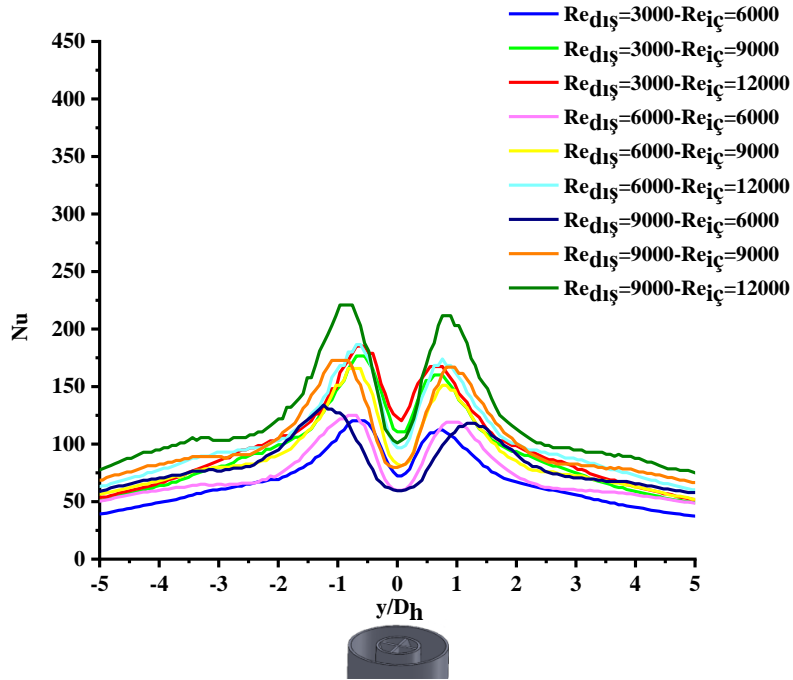
Şekil 3.51. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000$ $Re_{iç}=9000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



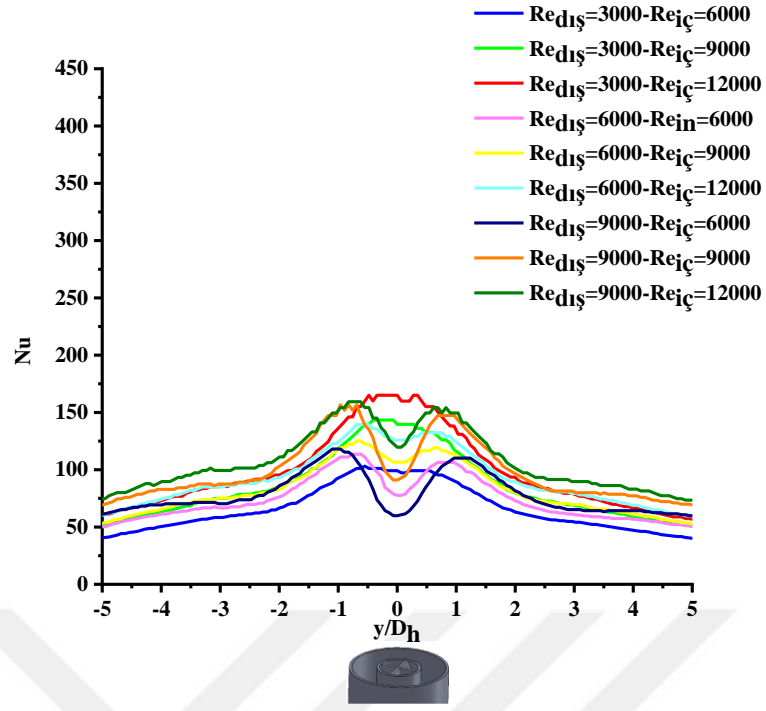
Şekil 3.52. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000$ $Re_{iç}=12000$ değerlerindeki Nu sayısı dağılımları



Şekil 3.53. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000;6000;9000$ $Re_{iç}=6000;9000;12000$ değerlerindeki $H/D_h=1$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları



Şekil 3.54. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000;6000;9000$ $Re_{iç}=6000;9000;12000$ değerlerindeki $H/D_h=3$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları



Şekil 3.55. İç lüle dönen jet ve dış lüle halka jet akışındaki $Re_{dış}=3000;6000;9000$ $Re_{iç}=6000;9000;12000$ değerlerindeki $H/D_h=5$ istasyonundaki Nu sayısı dağılımları

BÖLÜM IV

SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında iki farklı lüle geometrisi kullanılarak çarpan jet akışında akış ve ısı transferi karakteristikleri deneysel olarak incelenmiş ve birbirleri ile karşılaştırılması yapılmıştır. Lüle geometrisi olarak iç içe iki dairesel borudan oluşan lüleler kullanılmıştır. Birinci lülede iç boru girdap üreteçli ve dış boru düz iken, ikinci lülede ise her iki boruda düz olarak seçilmiştir. İlk olarak farklı geometrilerde lüleler için farklı çalışma parametreleri altında oluşturulan hava jetlerinin akış karakteristiklerinin incelenmesi yapılmıştır. Akış karakteristikleri deneyi farklı Reynolds sayılarında ve farklı lüle-levha mesafesinin hidrolik çapa oranlarında ($H/D_h=0.5,1,2,4,5,6,7,8,9,10$) gerçekleştirilmiştir. Isı transferi karakteristikleri 3 iç lüle debisi ve 3 dış lüle debisi için toplam 9 farklı Reynolds sayısı kombinasyonu ve $H/D_h=1, 3, 5$ oranlarında elde edilmiştir.

Sadece içteki lüleden akış olması durumunda, düz jet akışlı lüleden çıkan hız profili parabolik iken, dönen jet akışlı lüleden çıkan hız profili iki tepeli olarak oluşmaktadır. Dönen akışlı jet durumunda lüle çıkışında hız profili daha yüksek hız değerlerine sahipken, dönmenin etkisi ile daha çabuk genişleyerek ilerleyen H/D mesafelerinde en yüksek hız değeri düz akışlı jetten daha fazla azalmaktadır.

Sadece iç lüle dönen ve iç lüle düz dairesel jet akışı durumlarında elde edilen grafiklerden de görüldüğü üzere $H/D_h=1$ durumunda, Reynolds sayısının her üç değerinde de lüle merkez ekseninde daha yüksek hız değeri iç lüle düz dairesel jet akışında elde edilmiştir. Bunun birlikte mesafenin artması durumunda radyal yönde hız profillerinin genişlemesine bakıldığında iç lüle dönen jet akışı durumu, iç lüle düz dairesel jet akışı durumuna göre nispeten daha iyi hız değerini vermektedir.

İç lüle dönen ve dış lüle halka jet akışı ile iç lüle düz dairesel ve dış lüle halka jet olmak üzere ikili jet akışları aynı hız parametreleri için karşılaştırıldığında daha iyi ortalama hız değerlerinin iç lüle dönen ve dış lüle halka jet akışında elde edildiği görülmüştür. İç lüle dönen ve dış lüle halka jet akışı durumunda iç lüledeki dönmenin etkisiyle dış lüle halka jet akışında hız değeri, iç lüle düz dairesel ve dış lüle halka jet akışındaki hız değerine nispeten daha yüksek olduğu görülmüştür. İç lüle düz dairesel ve dış lüle halka jet akışında en yüksek ortalama hız değerinin durma noktasında elde edildiği görülmüştür.

Buna karşın dönmeyen etkisiyle birlikte iç lüle dönen dış lüle halka jet akışında en yüksek ortalama hız değerinin tam merkezde değil de $r/D_h=0.19$ konumunda elde edilmiştir.

İkili jet akışı durumunda, merkezdeki tek dönen jetin ve dıştaki tek halka jetin etkisinden daha fazla bir etki oluşabileceği ortaya konmuştur. Bu durum iç lüle dönen ve dış lüle halka jet akışında girdap hareketleri nedeniyle türbülansın yüksek olmasından ve halka jet akışının dönen jet akışının dağılmasını engellenmesi ile sağlandığı tespit edilmiştir. Buna karşın içteki dönen akışlı jet debisinin artırılması durumunda aynı debideki ikili jet kullanımından daha etkili olduğu görülmüştür.

Isı transferi deneylerinde sadece iç lüle dönen jet akışı, sadece dış lüle halka jet akışı ve iç lüle dönen dış lüle halka ikili jet akışı incelenmiştir. Bu üç durumda Reynolds sayısının değerleri iç lüleden geçen akış için $Re_{iç}=6000,9000,12000$; dış lüleden geçen akış için ise Reynolds sayısının $Re_{dış}=3000,6000,9000$; değerlerinde deneyler yapılmıştır. Yapılan bu ısı transferi deneylerinde minimum Nusselt sayısı Reynolds sayısının 3000 değerinde, maksimum Nusselt sayısı ise Reynolds sayısının 12000 değerinde meydana gelmiştir. Bu da Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının artmasını göstermektedir.

İç lüle dönen jet akışı, dış lüle halka jet akışı şeklinde tekli jet akışları karşılaştırıldığında maksimum ısı transferi karakteristikleri benzer koşullar altında karşımıza çıkmasıyla birlikte etkin bir ısı transferi durumu iç lüle dönen jet akışında girdap hareketleri nedeniyle türbülansın yüksek olmasından kaynaklı olarak sağlandığı tespit edilmiştir.

İç lüle dönen jet akışında levha üzerindeki yerel ısı transferi dağılımlarına bakıldığında, H/D_h mesafesinin farklı değerlerinde özellikle levhanın merkez bölgesindeki dağılımlarında H/D_h mesafesinin etkisi söz konusu iken, levhanın dış taraflarındaki dağılımlar neredeyse aynı seviyelerde kalmaktadır. Bu durum artan Reynolds sayısı ile levhanın daha da dış taraflarına doğru kayarken merkezdeki etkili bölgenin genişlemesini sağlamaktadır. Benzer dağılımlar tek halka jet ve iki jet akışı durumlarda görülmektedir.

Levha üzeri çarpan jet akışında en yüksek ısı transferi dağılımları levha jet arası mesafenin en yakın olduğu $H/D_h = 1$ konumundadır. Genel olarak bütün geometrilerde H/D_h 'in 1 ile 3 arasındaki değişim, H/D_h 'in 3 ile 5 arasındaki değişimlerden daha fazla

olarak gerekleŖmektedir. Aynı H/D_h değerlerinde Reynolds sayısındaki artış ise ısı transferinin bütün levha boyunca komple bir artış olarak karŖımıza çıkmaktadır.

İ lüle dönen ve dıŖ lüle halka jet ikili jet akıŖı, sadece dıŖ lüle halka jet veya sadece i lüle dönen jet akıŖıyla karŖılaŖtırıldıęında maksimum ısı transferi karakteristikleri benzer koŖullar altında karŖımıza çıkmasıyla birlikte etkin bir ısı transferi durumu i lüle dönen ve dıŖ lüle halka jet akıŖında girdap hareketleri nedeniyle türbülansın yüksek olmasından ve dönen jet akıŖını halka jet akıŖı dağılmasını engellendiğinden sağlandığı tespit edilmiŖtir.

Yapılan deneyler gstermiŖtir ki, i lüle dönen ve dıŖ lüle halka ikili jet akıŖ durumu, sadece i lüleden dönen jet akıŖ durumu veya sadece dıŖ lüleden halka jet akıŖ durumuna göre daha iyi ısı transferinin oluŖmasında etkili olmuŖtur. Bu da bize göstermektedir ki, tekli jet kullanım durumundansa eŖ eksenli ikili jet kullanımı daha uygun olmaktadır.

KAYNAKLAR

Alnak, D.E., ve Karabulut, K., “Hava jeti çarpmalı kurutma için nemli nesne geometrilerinin ısı ve kütle transferi üzerindeki etkisinin araştırılması”, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi* 24(1), 51-62, 2019.

Bakırcı, K., Dönen çarpan jetin ısı transfer karakteristiklerinin deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, s. 1-69, 1998.

Bolat, S., Piston silindir mekanizmalı sentetik jet akışının deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *N.Ö.H.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü*, Niğde, s. 39-40, 2010.

Bölek, A., Farklı düzlemler üzerine çarpan jetlerin akış ve ısı transfer analizleri, Yüksek Lisans Tezi, *Y.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, s.14, 2017.

Çelik, N. Optimum lüle şeklinin çarpan jet üzerinde etkilerinin incelenmesi’, Doktora Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, s.1-267, 2006.

Frosell, T. Fripp, M. and Gutmark, E., “Dynamics of the impingement region of a circular turbulent jet”, *Experimental Thermal and Fluid Science* 91, 399-409, 2018.

Gölcü, M., Yazıcı, H., Akçay, M., Köseoğlu, M.F. ve Sekmen, Y., “Oto camların temperlenmesinde çarpan hava jetleri ile soğutmanın deneysel incelenmesi”, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University* 27(4), 775-783, 2012.

Incropera, F.P. and De Witt, D.P., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer” *John Wiley&Sons Inc* 3, 548, 199

Jufar, S.R., Huang, R.F. and Hsu, C.M., “Effects of swirl on flow and mixing of acoustically excited swirling double-concentric jets” *Experimental Thermal and Fluid Science journal* 49, 40-50, 2013.

Kabakuş, A., Kanal akışında optimize edilmiş ısı alıcılarda çarpan jetle ısı ve akış karakteristiklerinin belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, s. 6-12, 2012.

Karabey, A., Isı alıcılarda çarpan jetin ısı ve akım karakteristiklerinin belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, s. 3, 2010.

Kocabıyık, O., Dairesel sentetik çarpan jetin ısı transferi karakteristiklerinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *N.Ö.H.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü*, Niğde, s. 37-39, 2018.

Köseoğlu, M.F., Çarpan akışkan jetleri kullanılarak elektronik elemanların soğutulmasının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, s. 1-388, 2007.

Kendall K. Brown and Hugh W.Coleman., “Evaluation of Correlated Bias Approximations in Experimental Uncertainty Analysis”, *AIAA journal* 34(5), 1013-1018, 1996.

Nuntadusit, C., Wae-hayee, M., Bunyajitradulya, A., and Eimsa-ard, S., “Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, 640-648, 2012.

Özmen, Y., “Eğik Bir Yüzeye Çarpan İkili Slot Hava Jetlerinde Basınç Dağılımlarının Deneysel İncelenmesi”, *Isı Bilim Ve Tekniği Dergisi* 36, 29-36, 2016.

Özpolat, Y.E., Çarpan jet ile ısı transferinde altıgen kanatçıklı ısı alıcının taguchi yöntemiyle optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, s. 39-41, 2012.

Telişık, Ç.B., Lüle-hedef yüzey arası uzaklığın çarpan jet akış ve ısı transferi karakteristiklerine etkisinin sayısal olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, s. 1-96, 2007.

Uysal, Ü. and Hırca, A.H., “Çok çarpan jetli kanalda ısı geçişinin sayısal modellenmesi” **Published in 5th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science**, Baku, s. 29-30, September, 2017.

URL-1 “Emissivity of Common Materials”, <https://www.omega.com/literature/transactions/volumel/emissivitya.html>, Erişim tarihi:25.09.2109.

Václav, T. and Zdeněk T., “Excitational metamorphosis of surface flowfield under an impinging annular jet”, **Chemical engineering journal** 144, 312-316, 2008.

Yang, H.Q., Kim, T., Lu, T.J., and Ichimiya, K., “Flow structure, wall pressure and heat transfer characteristics of impinging annular jet with/without steady swirling” **International Journal of Heat and Mass Transfer** 53, 4092-4100, 2010.

Zargar, O.A., Huang, R.F., and Hsu, C.M., “Effect of acoustic excitation on flames of swirling dual-disk doubleconcentric jets” **Experimental Thermal and Fluid Science** 100, 337-348, 2019.

EKLER

Ek-A Belirsizlik Analizi

Yapılan bu çalışmada deneysel olarak hız, sıcaklık, akım, voltaj vb. parametreler ölçülmüş olup bu ölçüm sonuçları kullanılarak Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı gibi hız ve sıcaklık parametrelerinin belirsizlik değerleri hesaplanmıştır. Çalışmada kullanılan parametrelerin belirsizlik değerleri Okan Kocabıyık (2018) tarafından yapılan yüksek lisans tezinden yararlanılarak hesaplanmıştır. Belirsizlik değerlerinin elde edilmesinde Coleman ve Steele (1996) tarafından ve Fox ve McDonald (1994) tarafından sunulan yöntemler kullanılmıştır. Coleman ve Steele (1996) tarafından aşağıdaki formda olan fonksiyonlar için parametrelere ait belirsizlik değerleri hesaplanmıştır.

$$r = k \cdot X_1^a \cdot X_2^b \cdot X_3^c \dots$$

Bu formdaki fonksiyonun belirsizliği aşağıdaki denklem şeklinde yazılarak bulunur:

$$u_r = \frac{w_r}{r} = \left[a^2 \cdot (u_{x_1})^2 + b^2 \cdot (u_{x_2})^2 + c^2 \cdot (u_{x_3})^2 + \dots \right]^{1/2}$$

Jet tarafından levha üzerinde taşınım ile olan ısı transferi katsayısının denklemi yukarıdaki formda olmadığından bu parametre için belirsizlik değeri Fox ve McDonald (1994) tarafından sunulan aşağıdaki yöntemle hesaplanmıştır.

$$\frac{\partial R}{R} = \left[\left(\frac{x_1}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_1} \cdot \frac{\partial x_1}{x_1} \right)^2 + \left(\frac{x_2}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_2} \cdot \frac{\partial x_2}{x_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{x_n}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_n} \cdot \frac{\partial x_n}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Buradaki her alt değişken için belirsizlik $u_i = \frac{\partial x_i}{x_i}$ olarak yazıldığında, sonuç olarak toplam belirsizlik,

Ek-A (Devam) Belirsizlik Analizi

$$u_R = \left[\left(\frac{x_1}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_1} \cdot u_1 \right)^2 + \left(\frac{x_2}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_2} \cdot u_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{x_n}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_n} \cdot u_n \right)^2 \right]^{1/2}$$

Isı transferinde kullanılan bağımsız değişkenlere ait belirsizlikler:

T_j ve T_ç sıcaklık ölçümünde kullanılan BENETEC GM1312 model termokupl %1.5 olarak kullanım kılavuzunda hata olabileceği belirtilmiştir ($u_T = \frac{w_T}{T} \cong 0.015 = \%1.5$).

T_y sıcaklık ölçümünde kullanılan TESTO 885-2 termal kamera %2 olarak kullanım kılavuzunda hata olabileceği belirtilmiştir ($u_{T_y} = \frac{w_{T_y}}{T_y} \cong 0.02 = \%2$).

Film ısıtıcının voltaj ölçümünde kullanılan UT50C model multimetre %0.8 olarak kullanım kılavuzunda hata olabileceği belirtilmiştir ($u_E = \frac{w_E}{E} \cong 0.008 = \%0.8$).

Film ısıtıcıya uygulanan akım Marxlow marka KXN-1560D model güç kaynağının %1 olarak hata olabileceğini kullanım kılavuzunda belirtilmiştir ($u_I = \frac{w_I}{I} \cong 0.01 = \%1$).

14 mm lüle çapının ölçümünde oluşan 0.05 mm'lik hata nedeni ile oluşan belirsizlik %0.35'dir ($u_D = \frac{w_D}{D} \cong 0.0035 = \%0.35$).

380 mm ısıtılmış levha uzunluğunun ölçümünde oluşan 0.5 mm'lik hata nedeni ile oluşan belirsizlik %0.0132'dür ($u_a = \frac{w_a}{a} \cong 0.00131 = \%0.131$).

200 mm ısıtılmış levha genişliğinin ölçümünde oluşan 0.5 mm'lik hata nedeni ile oluşan belirsizlik %0.025'dür ($u_b = \frac{w_b}{b} \cong 0.0025 = \%0.25$).

β değerinin 24.8°C sıcaklığındaki havanın 1.5°C değişimi ile oluşan belirsizlik, %0.24'

Ek-A (Devam) Belirsizlik Analizi

$$\text{dir} \left(u_{\beta} = \frac{w_{\beta}}{\beta} \cong 0.0024 = \%0.24 \right)$$

0-1 arasındaki olan üst ve alt yüzeylerin ortalama ε için bulunan 0.66 değerinde 0.01 hata değişimi ile oluşan belirsizlik, $\%1.51$ 'dir $\left(u_{\varepsilon} = \frac{w_{\varepsilon}}{\varepsilon} \cong 0.0151 = \%1.51 \right)$.

24.8°C sıcaklığındaki havanın 1.5°C değişimi ile ısı iletim katsayısında oluşan belirsizlik, $\%0.21$ 'dir $\left(w_k = \frac{w_k}{k} \cong 0.0021 = \%0.21 \right)$.

24.8°C sıcaklığındaki havanın 1.5°C değişimi ile Prandtl sayısında oluşan belirsizlik, $\%0.021$ 'dir $\left(w_{Pr} = \frac{w_{Pr}}{Pr} \cong 0.00021 = \%0.021 \right)$.

Kinematik viskozitenin tablo değerleri interpolasyon yapılarak elde edilmiştir. Tablo değerlerinin belirsizlik değeri bilinmemekle birlikte $\%1$ 'den küçük olduğu düşünülmektedir $\left(u_{\nu} = \frac{u_{\nu}}{\nu} \cong 0.01 = \%1 \right)$.

$A = a \cdot b$ olarak tanımlanan ısıtılmış plaka alanın değeri, genişliğine ve uzunluğuna bağlı olarak değişmektedir. Alanının belirsizliği aşağıdaki denklemlerle hesaplanmıştır.

$$u_A = \frac{w_A}{A} = \left[\left(\frac{w_a}{a} \right)^2 + \left(\frac{w_b}{b} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_A = \frac{w_A}{A} = [(0.00131)^2 + (0.0025)^2]^{1/2} \cong 0.00282 = \%0.282$$

Isı transferinde kullanılan bağımlı değişkenlere ait belirsizlikler ise:

Yerel ısı transfer katsayıları aşağıdaki enerjinin korunumu denklemi eşitliğinden elde edilmiştir (Kocacıyık, 2018). Buradaki belirsizlik değerlerinin hesaplanmasında sayısal değerler olarak $H/D_h=1$, $Re=6000$ çalışmasında elde edilen ortalama sıcaklık ve ısı akısı değerleri kullanılmıştır. T_{jet} değeri 25.5°C, T_{yort} değeri olarak 35.25°C, T_y değeri olarak 40.2 ve $T_{ç}$ sıcaklığı olarak 24.8°C' deki durum ele alınmıştır.

Ek-A (Devam) Belirsizlik Analizi

$$\dot{Q}_{\text{elektrik}} = \dot{Q}_{\text{zorlanmış taşınım}} + \dot{Q}_{\text{alt doğal taşınım}} + \dot{Q}_{\text{iletim}} + 2x\dot{Q}_{\text{ışınım(ön-arka)}}$$

Denklemden de görüldüğü üzere ilk olarak $\dot{Q}_{\text{elektrik}} = \frac{E \cdot I}{A}$ parametresinin belirsizliği hesaplanacaktır. $\dot{Q}_{\text{elektrik}}$ üretilen ısı akısının belirsizliği aşağıdaki denklem kullanılarak elde edilmiştir.

$$u_{\dot{Q}_{\text{elektrik}}} = \frac{w_{\dot{Q}_{\text{elektrik}}}}{\dot{Q}_{\text{elektrik}}} = \left[\left(\frac{w_E}{E} \right)^2 + \left(\frac{w_I}{I} \right)^2 + \left(\frac{w_A}{A} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{\dot{Q}_{\text{elektrik}}} = [(0.008)^2 + (0.01)^2 + (0.00282)^2] \cong 0.000172 = \%0.0172$$

Sonuç olarak üretilen ısı akısının belirsizliği %0.0172 olarak elde edilmiştir.

$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{yort} - T_c) \cdot L_c^3}{\nu^2} \cdot Pr$ Rayleigh sayısının belirsizliği aşağıdaki denklemle elde edilmiştir.

$$u_{Ra} = \frac{w_{Ra}}{Ra} = \left[\left(\frac{w_{\beta}}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{w_{Ty}}{Ty} \right)^2 + \left(\frac{w_{Tc}}{Tc} \right)^2 + 3^2 \left(\frac{w_{Lc}}{Lc} \right)^2 + \left(\frac{w_{\nu}}{\nu} \right)^2 + \left(\frac{w_{Pr}}{Pr} \right)^2 \right]$$

$$u_{Ra} = \frac{w_{Ra}}{Ra} = [(0.0024)^2 + (0.02)^2 + (0.015)^2 + 3^2 \cdot (0.00282)^2 + (0.01)^2 + (0.00021)^2]^{1/2} \cong 0.0283 = \%2.83$$

$Nu_L = 0.27 \cdot Ra^{0.25}$ ($10^4 < Ra < 10^{10}$) şartının sağlandığı durumda Nu_L değerinin belirsizliği aşağıdaki denklemle elde edilmiştir.

$$u_{Nu_L} = \left[\left(\frac{w_{Ra}}{Ra} \right)^2 \right]^{1/2} \cong 0.0283 = \%2.83$$

$L_c = \frac{A_s}{P_w} = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a+b)}$ denkleminle elde edilen karakteristik uzunluğun belirsizliği aşağıdaki denklemle bulunmuştur.

Ek-A (Devam) Belirsizlik Analizi

$$u_{L_c} = \frac{W_{L_c}}{L_c} = [(0.00131)^2 + (0.00131)^2]^{1/2} \cong 0.00282 = \%0.282$$

$h_{dt} = \frac{Nu_L \cdot k}{L_c}$ doğal taşınımın hesaplanmasında kullanılan bu denklemin aşağıdaki denklemlerle doğal taşınım belirsizliği hesaplanmıştır.

$$u_{h_{dt}} = \frac{W_{h_{dt}}}{h_{dt}} = \left[\left(\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{W_{Nu_L}}{Nu_L} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_c}}{L_c} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{h_{dt}} = \frac{W_{h_{dt}}}{h_{dt}} = [(0.0021)^2 + (0.0265)^2 + (0.00282)^2]^{1/2} \cong 0.0267 = \%2.67$$

\dot{Q}_{alt} doğal taşınım = $h_{dt} \cdot A \cdot (T_y - T_{\zeta})$ denklemleri ile belirlenen doğal taşınımın ısı akısı belirsizliği bağımlı olduğu parametreler bulunduğundan sonra aşağıdaki denklemlerle belirsizliği hesaplanmıştır.

$$u_{\dot{Q}_{dt}} = \left[\left(\frac{h_{dt}}{h_{dt} \cdot (T_y - T_{\zeta})} \cdot \frac{\partial h_{dt} \cdot (T_y - T_{\zeta})}{\partial h_{dt}} \cdot u_{h_{dt}} \right)^2 + \left(\frac{T_y}{h_{dt} \cdot (T_y - T_{\zeta})} \cdot \frac{\partial h_{dt} \cdot (T_y - T_{\zeta})}{\partial T_y} \cdot u_{T_y} \right)^2 + \left(\frac{T_{\zeta}}{h_{dt} \cdot (T_y - T_{\zeta})} \cdot \frac{\partial h_{dt} \cdot (T_y - T_{\zeta})}{\partial T_{\zeta}} \cdot u_{T_{\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{\dot{Q}_{dt}} = \left[(u_{h_{dt}})^2 + \left(\frac{T_y}{T_y - T_{\zeta}} \cdot u_{T_y} \right)^2 + \left(\frac{T_{\zeta}}{T_y - T_{\zeta}} \cdot u_{T_{\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{\dot{Q}_{dt}} = \left[(0.0267)^2 + \left(\frac{40.2}{40.2 - 24.8} \cdot 0.02 \right)^2 + \left(\frac{24.8}{40.2 - 24.8} \cdot 0.015 \right)^2 \right]^{1/2} \cong 0.063 = \%6.3$$

Sonuç olarak \dot{Q}_{alt} doğal taşınım'ın belirsizliği %6.3 olarak bulunmuştur.

Ek-A (Devam) Belirsizlik Analizi

$\dot{Q}_{ışınım} = \sigma \cdot \varepsilon_{alt} \cdot (T_y^4 - T_c^4) - \sigma \cdot \varepsilon_{üst} \cdot (T_y^4 - T_c^4) = \delta \cdot \varepsilon \cdot 2 \cdot (T_y^4 - T_c^4)$ olarak tanımlı ışınlama olan ısı akısı belirsizliğinin aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanması yapılmıştır.

$$u_{\dot{Q}_{ışınım}} = \left[\left(\frac{\varepsilon}{\dot{Q}_{ışınım}} \cdot \frac{\partial \dot{Q}_{ışınım}}{\partial \varepsilon} \cdot u_{\varepsilon} \right)^2 + \left(\frac{T_y}{\dot{Q}_{ışınım}} \cdot \frac{\partial \dot{Q}_{ışınım}}{\partial T_y} \cdot u_{T_y} \right)^2 + \left(\frac{T_c}{\dot{Q}_{ışınım}} \cdot \frac{\partial \dot{Q}_{ışınım}}{\partial T_c} \cdot u_{T_c} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{\dot{Q}_{ışınım}} = \left[\left(\frac{\varepsilon}{\delta \cdot \varepsilon \cdot 2 \cdot (T_y^4 - T_c^4)} \cdot \frac{\partial [\delta \cdot \varepsilon \cdot 2 \cdot (T_y^4 - T_c^4)]}{\partial \varepsilon} \cdot u_{\varepsilon} \right)^2 + \left(\frac{T_y}{\delta \cdot \varepsilon \cdot 2 \cdot (T_y^4 - T_c^4)} \cdot \frac{\partial [\delta \cdot \varepsilon \cdot 2 \cdot (T_y^4 - T_c^4)]}{\partial T_y} \cdot u_{T_y} \right)^2 + \left(\frac{T_c}{\delta \cdot \varepsilon \cdot 2 \cdot (T_y^4 - T_c^4)} \cdot \frac{\partial [\delta \cdot \varepsilon \cdot 2 \cdot (T_y^4 - T_c^4)]}{\partial T_c} \cdot u_{T_c} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{\dot{Q}_{ışınım}} = \left[(u_{\varepsilon})^2 + \left(\frac{4 \cdot T_y^4}{(T_y^4 - T_c^4)} \cdot u_{T_y} \right)^2 + \left(\frac{4 \cdot T_c^4}{(T_y^4 - T_c^4)} \cdot u_{T_c} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{\dot{Q}_{ışınım}} = \left[(0.0151)^2 + \left(\frac{4 \cdot 313.2^4}{313.2^4 - 297.8^4} \cdot \frac{2}{313.2} \right)^2 + \left(\frac{4 \cdot 297.8^4}{313.2^4 - 297.8^4} \cdot \frac{1.5}{297.8} \right)^2 \right]^{1/2} \cong 0.092 = \%9.2$$

Sonuç olarak $u_{\dot{Q}_{ışınım}}$ belirsizliği %9.2 elde edilmiştir.

$u_{h_{jet}} = \frac{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{ışınım}}{T_y - T_j}$ tanımlanan taşınım ısı akısı katsayısının belirsizliği aşağıdaki denklemle hesaplanarak elde edilmiştir.

$$u_{h_{jet}} = \left[\left(\frac{\dot{Q}_{elektrik}}{h_{jet}} \cdot \frac{\partial h_{jet}}{\partial \dot{Q}_{elektrik}} \cdot u_{\dot{Q}_{elektrik}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{dt}}{h_{jet}} \cdot \frac{\partial h_{jet}}{\partial \dot{Q}_{dt}} \cdot u_{\dot{Q}_{dt}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{ışınım}}{h_{jet}} \cdot \frac{\partial h_{jet}}{\partial \dot{Q}_{ışınım}} \cdot u_{\dot{Q}_{ışınım}} \right)^2 + \left(\frac{T_y}{h_{jet}} \cdot \frac{\partial h_{jet}}{\partial T_y} \cdot u_{T_y} \right)^2 + \left(\frac{T_j}{h_{jet}} \cdot \frac{\partial h_{jet}}{\partial T_j} \cdot u_{T_j} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Ek-A (Devam) Belirsizlik Analizi

$$\begin{aligned}
 u_{h_{jet}} = & \left[\left(\frac{\dot{Q}_{elektrik}}{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \cdot \frac{\partial \left(\frac{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}}{T_y - T_j} \right)}{\partial \dot{Q}_{elektrik}} \cdot u_{\dot{Q}_{elektrik}} \right)^2 + \right. \\
 & \left(\frac{\dot{Q}_{dt}}{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \cdot \frac{\partial \left(\frac{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}}{T_y - T_j} \right)}{\partial \dot{Q}_{dt}} \cdot u_{\dot{Q}_{dt}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{i\dot{s}inim}}{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \cdot \right. \\
 & \left. \frac{\partial \left(\frac{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}}{T_y - T_j} \right)}{\partial \dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \cdot u_{\dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \right)^2 + \left(\frac{T_y}{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \cdot \frac{\partial \left(\frac{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}}{T_y - T_j} \right)}{\partial T_y} \cdot \right. \\
 & \left. u_{T_y} \right)^2 + \left. \left(\frac{T_j}{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \cdot \frac{\partial \left(\frac{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}}{T_y - T_j} \right)}{\partial T_j} \cdot u_{T_j} \right)^2 \right]^{1/2}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_{h_{jet}} = & \left[\left(\frac{\dot{Q}_{elektrik}}{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \cdot u_{\dot{Q}_{elektrik}} \right)^2 + \left(\frac{-\dot{Q}_{dt}}{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \cdot u_{\dot{Q}_{dt}} \right)^2 + \right. \\
 & \left(\frac{-\dot{Q}_{i\dot{s}inim}}{\dot{Q}_{elektrik} - \dot{Q}_{dt} - \dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \cdot u_{\dot{Q}_{i\dot{s}inim}} \right)^2 + \left(\frac{T_y}{\frac{1}{(T_y - T_j)}} \cdot \frac{-1}{(T_y - T_j)^2} \cdot u_{T_y} \right)^2 + \left(\frac{T_j}{\frac{1}{(T_y - T_j)}} \cdot \frac{1}{(T_y - T_j)^2} \cdot \right. \\
 & \left. u_{T_j} \right)^2 \left. \right]^{1/2}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_{h_{jet}} = & \left[\left(\frac{906.3947}{906.3947 - 2.460592 - 17.7268} \cdot 0.000172 \right)^2 + \left(\frac{-2.460592}{906.3947 - 2.460592 - 17.7268} \cdot 0.063 \right)^2 + \right. \\
 & \left(\frac{-17.7268}{906.3947 - 2.460592 - 17.7268} \cdot 0.156 \right)^2 + \left(\frac{40.2}{\frac{1}{(40.2 - 25.5)}} \cdot \frac{-1}{(40.2 - 25.5)^2} \cdot 0.02 \right)^2 + \left(\frac{25.5}{\frac{1}{(40.2 - 25.5)}} \cdot \right. \\
 & \left. \frac{1}{(40.2 - 25.5)} \cdot 0.015 \right)^2 \left. \right]^{1/2}
 \end{aligned}$$

Ek-A (Devam) Belirsizlik Analizi

$u_{h_{jet}} = [(0.000000030785664) + (0.000000030597761) + (0.000009737315285) + (0.002779600998383) + (0.000677061640982)]^{1/2} \cong 0.058 = \%5.8$ olarak belirsizliği elde edilmiştir.

$Nu = \frac{h_{jet} \cdot D_{iç}}{k}$ olarak tanımlanan Nusselt sayısı için belirsizlik değeri akışkanın ısı iletim katsayısı, ısı transfer katsayısı ve lüle çapına bağlı olarak değişmektedir. Burada lüle çapı olarak iç lülenin çapı kullanılmıştır. Nusselt için belirsizlik aşağıdaki denklem kullanılarak elde edilmiştir.

$$u_{Nu} = \frac{w_{Nu}}{Nu} = \left[(1)^2 \cdot \left(\frac{w_h}{h} \right)^2 + (1)^2 \cdot \left(\frac{w_D}{D} \right)^2 + (-1)^2 \cdot \left(\frac{w_k}{k} \right)^2 \right]^{1/2}$$
$$u_{Nu} = [(0.058)^2 + (0.0035)^2 + (0.0021)^2]^{1/2} \cong 0.0581 = \%5.81$$

Sonuç olarak iç lüle için Nu sayısının belirsizliği %5.81 değerinde elde edilmiştir.

Kızgın-tel anemometresiyle hız ölçümünde oluşan belirsizlikler sadece iç lüleden geçen akış durumunda ve Reynolds 6000 değerinin $U_{ort} = 6,72$ m/s değerinde elde edilmiştir.

Anemometreye ait belirsizlikler; gürültü, tekrarlanabilirlik ve frekans algılamasından oluşan belirsizlikler %0.5 mertebesinde ($\frac{w_{X_1}}{X_1} \cong 0.005 = \%0.5$).

Prob pozisyonunda 1°'lik hata nedeniyle hızda oluşan belirsizlik %0.009'dur ($\frac{w_{X_2}}{X_2} \cong 0.00009 = \%0.009$).

Atmosfer basıncındaki 1 kPa'lık değişim nedeni ile hızda oluşan belirsizlik %0.68'dir ($\frac{w_{X_3}}{X_3} \cong 0.0068 = \%0.68$).

“Kalibrasyon işleminde, 4.2 m/s'lik hız değerinde, kalibrasyon cihazında oluşan belirsizlik %2.05'dir” (Kocabıyık, 2018) Buna göre kalibrasyon işleminde, 6.72 m/s'lik

Ek-A (Devam) Belirsizlik Analizi

hız değerinde, kalibrasyon cihazında oluşan belirsizlik %3.28'dir $\left(\frac{wX_4}{X_4} \cong 0.0328 = \%3.28\right)$

Lineerleştirme veya kalibrasyon eğrisi işleminden oluşan belirsizlik %0.02'dir. $\left(\frac{wX_5}{X_5} \cong 0.0002 = \%0.02\right)$.

“4.2 m/s hızda $\frac{\partial U}{\partial E} = \frac{19,3 \text{ m/s}}{\text{volt}}$ ’luk değişim için 0-5V aralığında 16 bit’lik A/D dönüştürücü kartın çözünürlüğünden oluşan belirsizlik %0.13'dir (Kocabıyık, 2018). Buna göre 6.72 m/s hızda $\frac{\partial U}{\partial E} = \frac{19,3 \text{ m/s}}{\text{volt}}$ ’luk değişim için 0-5V aralığında 16 bit’lik A/D dönüştürücü kartın çözünürlüğünden oluşan belirsizlik %0.208'dir $\left(\frac{wX_6}{X_6} \cong 0.00208 = \%0.208\right)$.

Hız ölçümde prob çalışma sıcaklığındaki 2°C’lik sıcaklık değişimi nedeni ile hızda oluşan belirsizlik %1.53’dür $\left(\frac{wX_7}{X_7} \cong 0.0153 = \%1.53\right)$.

Hava yoğunluğundaki 2°C’lik sıcaklık değişimine bağlı olarak hızda oluşan belirsizlik %0.39’dür $\left(\frac{wX_8}{X_8} \cong 0.0039 = \%0.39\right)$.

Hız ölçümünde oluşan toplam belirsizlik aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanmıştır.

$$u_{U_{CTA}} = \frac{w_{U_{CTA}}}{U_{CTA}} = \left[\left(\frac{wX_1}{X_1}\right)^2 + \left(\frac{wX_2}{X_2}\right)^2 + \left(\frac{wX_3}{X_3}\right)^2 + \left(\frac{wX_4}{X_4}\right)^2 + \left(\frac{wX_5}{X_5}\right)^2 + \left(\frac{wX_6}{X_6}\right)^2 + \left(\frac{wX_7}{X_7}\right)^2 + \left(\frac{wX_8}{X_8}\right)^2 \right]^{1/2}$$
$$u_{U_{CTA}} = \frac{w_{U_{CTA}}}{U_{CTA}} = [(0.005)^2 + (0.00009)^2 + (0.0068)^2 + (0.0328)^2 + (0.0002)^2 + (0.00208)^2 + (0.0153)^2 + (0.0039)^2]^{1/2} \cong 0.037 = \%3.7$$

Hız ölçümünde toplam belirsizlik %3.7 olarak elde edilmiştir.

Ek-A (Devam) Belirsizlik Analizi

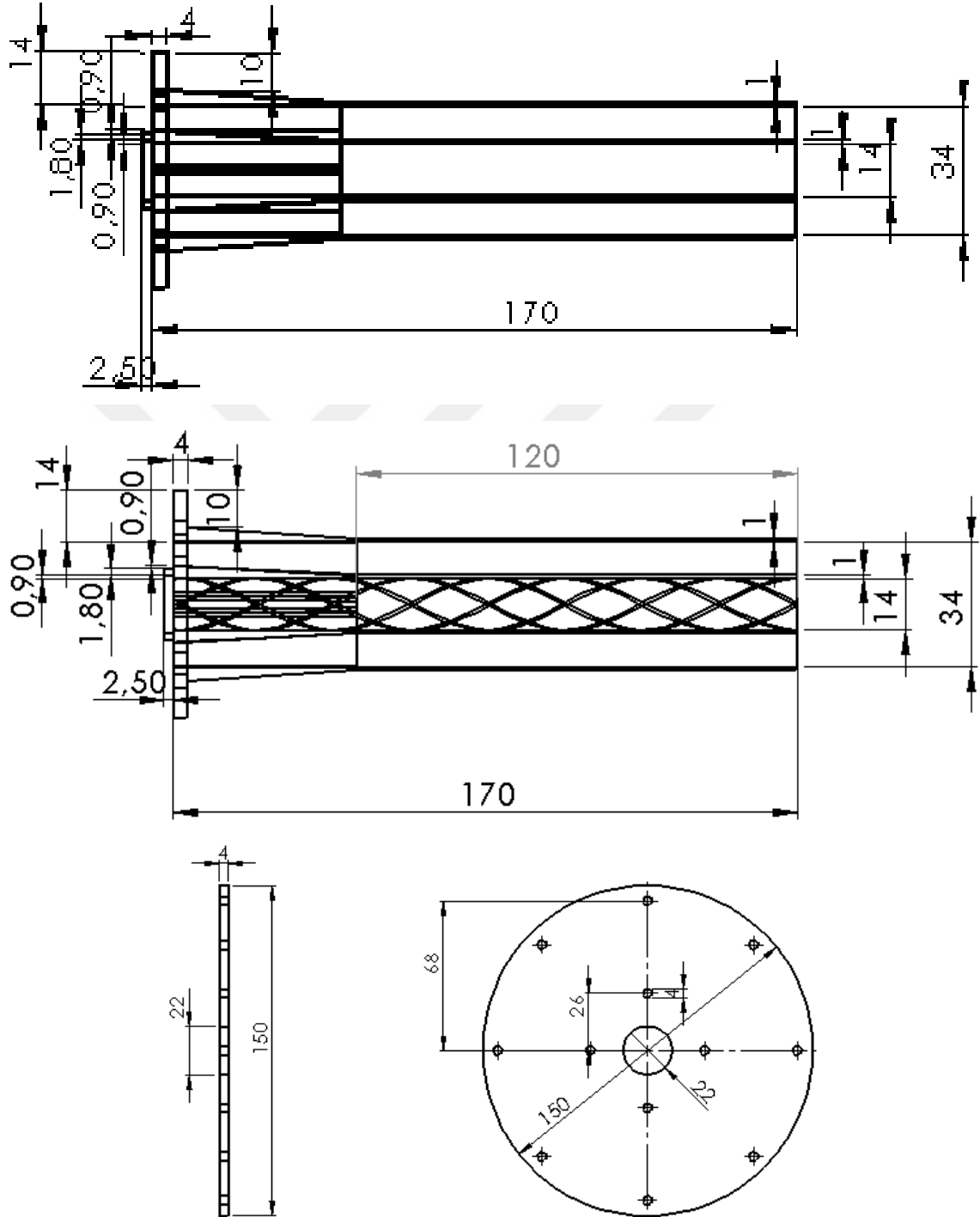
Hız ölçümünde boyutsuz sayı olarak kullanılan Reynolds sayısının belirsizliği aşağıdaki denklem kullanılarak elde edilmiştir. Reynolds sayısı için belirsizlik değeri u_{CTA} , $D_{iç}$, ϑ olarak değişmektedir. Daha önceden hesaplanan $D_{iç}$, ϑ iç lüle çap belirsizliği ve kinematik viskozitenin belirsizliğini aşağıdaki denklemde yerine yazılarak Reynolds sayısının belirsizliği %3.8 olarak elde edilmiştir.

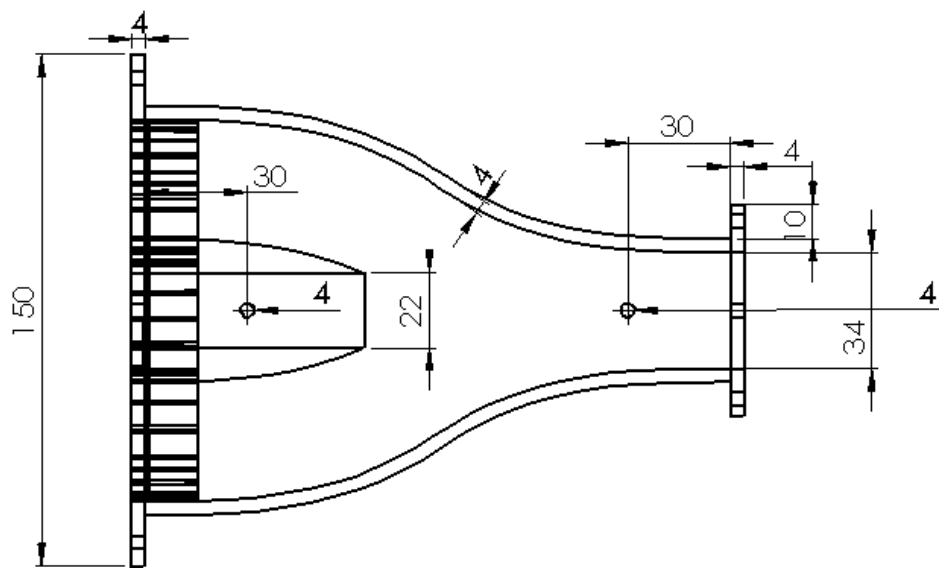
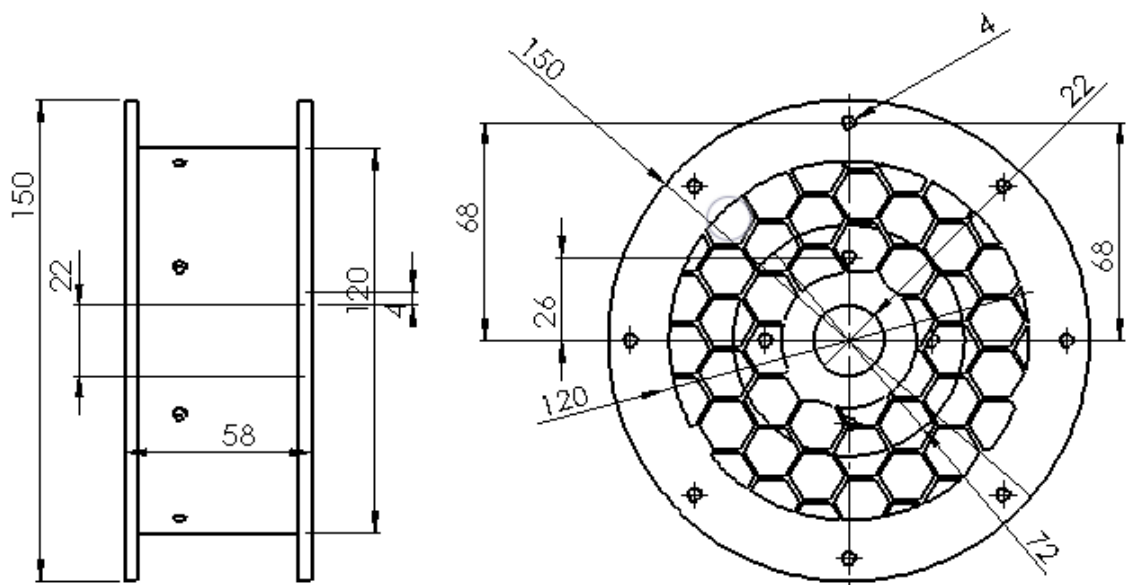
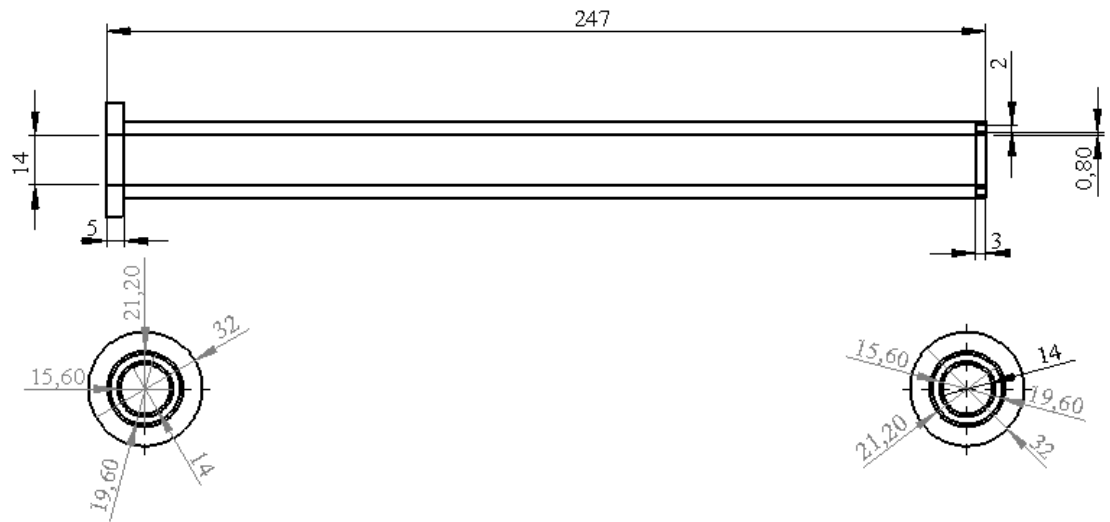
$$u_{Re} = \frac{wRe}{Re} = \left[(u_{CTA})^2 + (u_{D_{iç}})^2 + ((-1) \cdot u_{\vartheta})^2 \right]^{1/2}$$

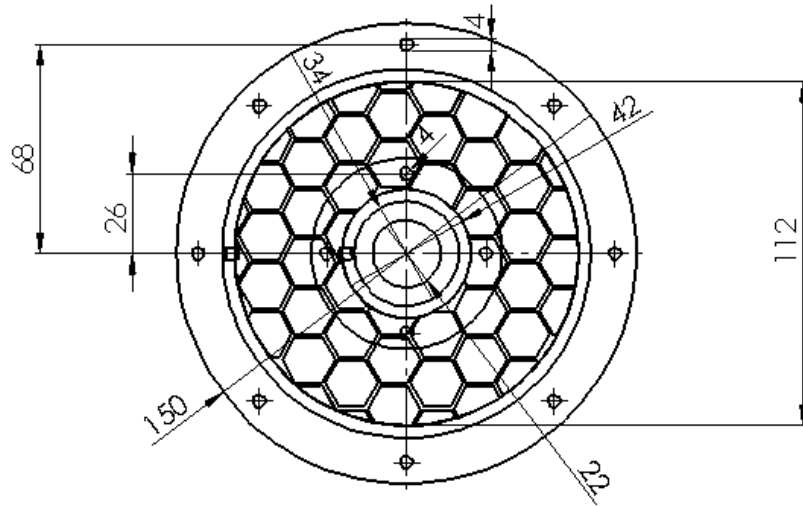
$$u_{Re} = \frac{wRe}{Re} = \left[(0.037)^2 + (0.0035)^2 + ((-1) \cdot 0.01)^2 \right]^{1/2} \cong 0.038 = \%3.8$$

Ek-B Lüle Geometrilerinin ve Şartlandırma Odasının Teknik Resimleri

Kullanılan lüle geometrilerinin ve şartlandırma odasının teknik resimleri:







ÖZ GEÇMİŞ

Ümid İbrahimov 03.11.1995 tarihinde Azerbaycan'ın başkenti olan Bakü şehrinde doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Bakü'de tamamladı. 2013 yılında girdiği Gence şehrinde bulunan Azerbaycan Devlet Agrar Üniversitesin 'de Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 03.07.2017 tarihinde bitirerek lisans öğrenimini tamamladı. 24/08/2017 tarihinde kayıt yaptırarak Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisansa başladı.



