



T.C.
NİĞDE ÖMER HALİSDEMİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KATI OKSİT YAKIT PİLLERİNDE ANOT GAZI
GERİ KAZANIMI İÇİN EJEKTÖR GELİŞTİRİLMESİ

ÖMER GENÇ

EYLÜL 2018

T.C.
NİĞDE ÖMER HALİSDEMİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KATI OKSİT YAKIT PİLLERİNDE ANOT GAZI
GERİ KAZANIMI İÇİN EJEKTÖR GELİŞTİRİLMESİ

ÖMER GENÇ

Doktora Tezi

Danışman

Doç. Dr. Serkan TOROS

Eylül 2018

Ömer GENÇ tarafından **Doç. Dr. Serkan TOROS** danışmanlığında hazırlanan “**Katı Oksit Yakıt Pillerinde Anot Gazı Geri Kazanımı İçin Ejektör Geliştirilmesi**” adlı bu çalışma jürimiz tarafından Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği** Ana Bilim Dalı’nda Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Kemal ALDAŞ, Aksaray Üniversitesi



Üye : Prof. Dr. Necmettin ŞAHİN, Aksaray Üniversitesi



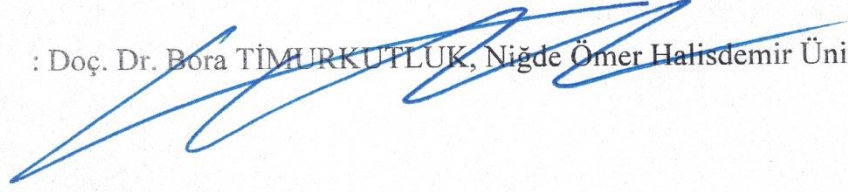
Üye : Prof. Dr. Yüksel KAPLAN, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi



Üye : Doç. Dr. Serkan TOROS, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi



Üye : Doç. Dr. Bora TİMURKUFLUK, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi



ONAY:

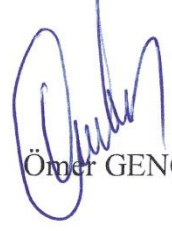
Bu tez, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca belirlenmiş olan yukarıdaki jüri üyeleri tarafından/....../20.... tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulu’nun/....../20.... tarih ve sayılı kararıyla kabul edilmiştir.

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

Doç. Dr. Murat BARUT
MÜDÜR

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.



Ömer GENÇ

ÖZET

KATI OKSİT YAKIT PİLLERİNDE ANOT GAZI GERİ KAZANIMI İÇİN EJEKTÖR GELİŞTİRİLMESİ

GENÇ, Ömer

Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği AnaBilim Dalı

Danışman : Doç. Dr. Serkan TOROS

Eylül 2018, 172 sayfa

Bu tez kapsamında 4 kW güç kapasiteli metan yakıtlı bir katı oksit yakıt pili sistemi için ejektör tasarımı yapılmıştır. Ejektör giriş basıncı, çıkış basıncı, egzoz hattı giriş basıncı, egzoz hattı çıkış basıncı ve metan giriş sıcaklığı ile ilgili olarak 1140 farklı dizayn noktası oluşturulmuştur. Daha sonra ejektör performansına etkisi yüksek olan geometrik parametrelerden; boğaz çapı, ıraksak nozul açısı, ıraksak nozul uzunluğu, karışım bölgesi giriş çapı, nozul konumu, ikincil akışkanın yönü ve açısı, karışım bölgesi uzunluğu, difüzör uzunluğu ve difüzör ıraksama açısı ile ilgili olarak toplam 6592 farklı durum için nümerik çözüm elde edilmiştir. Elde edilen nümerik çözümler neticesinde tasarlanan ejektör ile literatürle uyumlu olarak 3,043 buhar karbon oranı ve 8,712 sürüklenme oranına ulaşılmıştır.

Anahtar Sözcükler: Ejektör, katı oksit yakıt pili, anot gazı geri kazanımı, geometrik optimizasyon, matematiksel model, nümerik analiz, sürüklenme oranı, buhar-karbon oranı

SUMMARY

DEVELOPMENT OF EJECTOR FOR ANODE GAS RECOVERY IN SOLID OXIDE FUEL CELLS

GENC, Omer

Nigde Omer Halisdemir University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Associate Professor Dr. Serkan TOROS

September 2018, 172 pages

In this thesis, the design of the ejector for a 4 kW power capacity methane-fueled solid oxide fuel cell system is performed. 1140 different design points are created with respect to the ejector inlet pressure, outlet pressure, exhaust line inlet pressure, exhaust line outlet pressure and methane inlet temperature. However, numerical solutions are obtained for a total of 6592 different situations related to some important ejector geometric parameters including the throat diameter, divergent nozzle angle, divergent nozzle length, mixing zone inlet diameter, nozzle position, direction and angle of secondary fluid, mixing zone length, diffuser length and diffuser divergence angle. In accordance with the literature, the numerical results show that the steam to carbon ratio of 3.043 and the entrainment ratio of 8.712 are achieved for the ejector designed.

Key Words: Ejector, solid oxide fuel cell, anode off-gas recycling, geometric optimization, mathematical modelling, numerical analysis, entrainment ratio, steam to carbon ratio

ÖN SÖZ

Bu doktora çalışmasında 4 kW güç kapasiteli metan yakıtlı bir katı oksit yakıt pili sistemi için ejektör tasarımı yapılmıştır. Ayrıca, katı oksit yakıt pili sistemi çalışma şartlarına uygun olarak ejektör çalışma basınç ve sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Bunun yanı sıra boğaz çapı, ıraksak nozul açısı, ıraksak nozul uzunluğu, karışım bölgesi giriş çapı, nozul konumu, ikincil akışkanın yönü ve açısı, karışım bölgesi uzunluğu, difüzör uzunluğu ve difüzör ıraksama açısı gibi ejektör geometrik parametrelerinin ejektör performansına etkileri ayrı ayrı incelenmiştir.

Doktora tez çalışmamın yürütülmesi esnasında, çalışmalarına yön veren, bilgi ve yardımlarını esirgemeyen ve bana her türlü desteği sağlayan danışman hocam, Sayın Doç. Dr. Serkan TOROS'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tez izleme komitemin mensupları olan sayın Prof. Dr. Kemal ALDAŞ'a ve Prof. Dr. Yüksel KAPLAN'a da teşekkürlerimi bir borç bilirim. Doktora tezim süresince kıymetli yardımlarını esirgemeyen sayın Doç. Dr. Bora TİMURKUTLUK'a da müteşekkir olduğumu belirtmek isterim. Ayrıca çalışmalarında desteğini esirgemeyen meslektaşım Arş. Gör. Habip Gökay KORKMAZ'a da en içten teşekkürlerimi sunarım. Son olarak, 213M029 numaralı "Kompakt Katı Oksit Yakıt Pili Mikro-Kojenerasyon Sistemi Geliştirilmesi" isimli 1003 projesine desteklerinden dolayı TÜBİTAK'a ayrıca teşekkür ederim.

Bu tezi, sadece bu çalışmam boyunca değil, tüm öğrenim hayatım boyunca maddi ve manevi koruyuculuğumu üstlenen babam Vahdettin GENÇ'e, annem Emine GENÇ'e, bu zorlu süreçte bana her daim destek olan hayat arkadaşım Büşra GENÇ'e ithaf ediyorum.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
SUMMARY	v
ÖN SÖZ	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
SİMGE VE KISALTMALAR	xiii
BÖLÜM I GİRİŞ	1
1.1 Yakıt Pilleri.....	2
1.1.1 Katı oksit yakıt pilleri (KOYP)	5
1.2 Birleştirilmiş Isı ve Güç Üretim Sistemleri	6
1.2.1 KOYP temelli birleştirilmiş ısı ve güç üretim sistemleri	8
1.3 KOYP Anot Gazı Geri Kazanımı	9
1.4 Tezin Amacı.....	11
BÖLÜM II EJEKTÖR	12
2.1 Çalışma Prensibi	12
2.2 Ejektör Modelleri	13
2.3 Ejektör Çalışma Durumları	15
2.4 Sıkıştırılabilir Akış ve Nozul Teorik Esasları	16
2.4.1 Korunum kanunları ve ideal gaz kanunu	17
2.4.1.1 İdeal gazların izantropik özellik bağıntıları	18
2.4.2 Ses hızı ve Mach sayısı	19
2.4.2.1 Akış hızının akış alanı ile değişimi	20
2.4.3 Boğaz alanı ve maksimum kütleli debi	22
2.4.4 Yakınsak-ıraksak lüle	24
2.4.4.1 Karşı basıncın (P_b) yakınsak-ıraksak lüledeki akışa etkisi	30
BÖLÜM III MATEMATİKSEL MODEL VE SAYISAL ÇÖZÜM.....	33
3.1 Matematiksel Model	34
3.1.1 Genel denklemler	37

3.1.2 Model geometrisi ve mesh yapısı.....	39
3.1.3 Kabuller ve sınır şartları.....	42
3.2 Ejektör Çalışma Basınç ve Sıcaklıklarının Belirlenmesi	44
3.3 Geometrik Optimizasyon	48
3.4 İkincil Akışkan Yönü, Açısı ve Diğer Geometrik Parametrelerin Optimizasyonu ..	50
BÖLÜM IV SAYISAL SONUÇLAR	52
4.1 Ejektör Çalışma Basınç ve Sıcaklıklarının Belirlenmesi	52
4.2 Geometrik Optimizasyon	59
4.2.1 Nozul konumu (NXP) etkisi.....	66
4.2.2 Boğaz çapının (D_1) etkisi	73
4.2.3 Karışım bölgesi giriş çapının (D_3) etkisi	78
4.2.4 İraksak nozul açısının (θ) etkisi	82
4.2.5 İraksak nozul uzunluğunun (L_1) etkisi	84
4.3 İkincil Akışkan Yönü, Açısı ve Diğer Geometrik Parametrelerin Optimizasyonu ..	86
4.3.1 Karışım bölgesi uzunluğunun (L_3) etkisi	95
4.3.2 İkincil akışkan açısının (α) etkisi	99
4.3.3 Difüzör uzunluğunun (L_2) etkisi	102
4.3.4 Difüzör ıraksama açısının (β) etkisi	107
BÖLÜM V SONUÇ.....	110
KAYNAKLAR	114
EKLER.....	133
ÖZGEÇMİŞ	171

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Yakıt pilleri, bataryalar ve ısı motorlarının karşılaştırılması (Sharaf ve Orhan, 2014)	3
Çizelge 1.2. Yakıt pili çeşitleri (Lucia, 2014).....	5
Çizelge 2.1. Kızgın buhar ($k=1,3$) için özellik oranları	26
Çizelge 2.2. Sıcak yanma ürünleri ($k=1,33$) için özellik oranları.....	26
Çizelge 2.3. Hava ($k=1,4$) için özellik oranları	27
Çizelge 2.4. Tek atomlu gazlar ($k=1,667$) için özellik oranları.....	27
Çizelge 3.1. Optimizasyon çalışması yapılan basınç ve sıcaklık değerleri.....	46
Çizelge 3.2. Sistem çalışma şartları	47
Çizelge 3.3. Çalışılan geometrik parametreler.....	49
Çizelge 3.4. Analizi yapılan geometrik parametreler	51
Çizelge 4.1. 1023 numaralı dizayn noktasının detayları.....	52
Çizelge 4.2. 175 numaralı dizayn noktasının detayları.....	61
Çizelge 4.3. STCR ve sürüklenme oranı açısından en iyi 20 ve en kötü durum	63
Çizelge 4.4. Maksimum performansların elde edildiği dizayn noktaları.....	86
Çizelge 4.5. Paralel akış tasarımı için en iyi 20 dizayn noktası.....	89
Çizelge 4.6. Ters akış tasarımı için en iyi 20 dizayn noktası.....	90

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Farklı yakıtların kütle ve hacimsel enerji yoğunluklarının karşılaştırılması (Sinigaglia vd., 2017).....	2
Şekil 1.2. Katı oksit yakıt pili çalışma prensibi	6
Şekil 1.3. Kojenerasyon sistemi temel bileşenleri (Ellamla vd., 2015)	7
Şekil 1.4. Metan yakıtlı KOYP kojenerasyon sistemi	8
Şekil 1.5. Metan yakıtlı KOYP sisteminde ejektör ile anot gazı geri kazanımı	10
Şekil 2.1. Ejektör çalışma prensibi (Elbel ve Lawrence, 2016).....	12
Şekil 2.2. Ejektör modelleri, sabit basınç modeli (a) sabit alan modeli (b) sabit oranda momentum değişim modeli (c) (Chunnanond ve Aphornratana, 2004a)	14
Şekil 2.3. Ejektör çalışma durumları (Engelbracht vd., 2015).....	15
Şekil 2.4. Tek boyutlu akış için kontrol hacmi	17
Şekil 2.5. Mach sayısı boğaz ilişkisi	20
Şekil 2.6. Akışkan özelliklerinin akış alanı ile değişimi, sesaltı akış (a) sesüstü akış (b)	22
Şekil 2.7. Karşı basıncın lüledeki akışa etkisi (Çengel ve Cimbala, 2012)	23
Şekil 2.8. Yakınsak-ıraksak lüle geometrisi	25
Şekil 2.9. Hava ($k=1,4$) için özellik oranlarının çıkış kesitindeki Mach sayısı ile değişimi	28
Şekil 2.10. Farklı k değerleri için çıkış kesiti Mach sayısı ile alan oranı değişimi.....	29
Şekil 2.11. Farklı k değerleri için çıkış kesiti Mach sayısı ile sıcaklık oranı değişimi... ..	29
Şekil 2.12. Karşı basıncın (P_b) yakınsak-ıraksak bir lülede akışa etkisi (Çengel ve Cimbala, 2012).....	30
Şekil 3.1. Anot gazı geri kazanımı için ejektör kullanılan KOYP sistemi	35
Şekil 3.2. Model geometrisi	40
Şekil 3.3. Akış alanı mesh yapısı	41
Şekil 3.4. Eleman sayısı ile çözüm süresi ve sürüklenme oranının değişimi	41
Şekil 3.5. Analizlerde kullanılan gazların özgül ısılarının sıcaklıkla değişimi.....	42
Şekil 3.6. Analizlerde kullanılan gazların dinamik viskozitelerinin sıcaklıkla değişimi	43
Şekil 3.7. Analizlerde kullanılan gazların termal iletkenliklerinin sıcaklıkla değişimi ..	43
Şekil 3.8. Optimizasyonu yapılan geometrik parametreler (kırmızı)	49

Şekil 3.9. Optimizasyonu yapılan geometrik parametreler; paralel akış (a) ters akış (b)	51
Şekil 4.1. Farklı dizayn noktalarına göre buhar-karbon oranı (STCR), sürüklenme oranı ve ejektör çıkış sıcaklığı değişimi.....	53
Şekil 4.2. Ejektör boyunca Mach sayısı, basınç, yoğunluk ve sıcaklığın değişimi	55
Şekil 4.3. Ejektör boyunca su buharı kütle oranı, metan kütle oranı, sıcaklık ve basınç değişimi	56
Şekil 4.4. Ejektör çıkış sıcaklığının farklı metan sıcaklıklarında basınç oranı ile değişimi	57
Şekil 4.5. STCR ve sürüklenme oranının farklı metan giriş sıcaklıklarında basınç oranı ile değişimi.....	58
Şekil 4.6. STCR ve sürüklenme oranının dizayn noktasına bağlı değişimi.....	60
Şekil 4.7. Geometrik optimizasyon sonucu elde edilen ejektör geometrisi.....	62
Şekil 4.8. En iyi (a) ve en kötü (b) dizayn noktası için akım çizgilerinin gösterimi	64
Şekil 4.9. En iyi durum için basınç, sıcaklık ve Mach sayısı dağılımı	65
Şekil 4.10. STCR ve sürüklenme oranının nozul konumu ile değişimi.....	67
Şekil 4.11. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) NXP ve D_1 ile değişimi	69
Şekil 4.12. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) NXP ve D_3 ile değişimi	70
Şekil 4.13. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) NXP ve θ ile değişimi	71
Şekil 4.14. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) NXP ve L_1 ile değişimi	72
Şekil 4.15. STCR ve sürüklenme oranının boğaz çapı ile değişimi	73
Şekil 4.16. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_1 ve D_3 ile değişimi..	75
Şekil 4.17. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_1 ve θ ile değişimi	76
Şekil 4.18. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_1 ve L_1 ile değişimi ..	77
Şekil 4.19. STCR ve sürüklenme oranının karışım bölgesi giriş çapı ile değişimi	78
Şekil 4.20. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_3 ve L_1 ile değişimi ..	79
Şekil 4.21. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_3 ve θ ile değişimi	80
Şekil 4.22. STCR ve sürüklenme oranının iraksak nozul açısı ile değişimi	82
Şekil 4.23. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) θ ve L_1 ile değişimi.....	83
Şekil 4.24. STCR ve sürüklenme oranının iraksak nozul uzunluğu ile değişimi	85

Şekil 4.25. Paralel akış tasarımı için dizayn noktasına bağlı olarak STCR ve sürüklenme oranının değişimi	87
Şekil 4.26. Ters akış tasarımı için dizayn noktasına bağlı olarak STCR ve sürüklenme oranının değişimi	88
Şekil 4.27. Maksimum performansı sağlayan nihai ejektör geometrisi.....	91
Şekil 4.28. Metan ve egzoz akış hattı boyunca yaklaşık olarak basınç ve sıcaklık değişimleri	92
Şekil 4.29. Metan ve egzoz akış hattı boyunca yaklaşık olarak yoğunluk ve Mach sayısı değişimleri	93
Şekil 4.30. Paralel (sol) ve ters (sağ) akış için en iyi durumda ejektör içerisinde basınç, sıcaklık, Mach sayısı, H ₂ kütle oranı ve H ₂ O kütle oranı dağılımı	94
Şekil 4.31. Paralel ve ters akış için STCR ve sürüklenme oranının L ₃ ile değişimi.....	97
Şekil 4.32. Paralel akış tasarımında değişken ikincil akışkan açısı (α) değerleri için STCR ve sürüklenme oranının L ₃ ile değişimi	98
Şekil 4.33. Ters akış tasarımında değişken ikincil akışkan açısı (α) değerleri için STCR ve sürüklenme oranının L ₃ ile değişimi	98
Şekil 4.34. Paralel ve ters akış için STCR ve sürüklenme oranının α ile değişimi	99
Şekil 4.35. STCR ve sürüklenme oranının α ve L ₃ ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması	100
Şekil 4.36. STCR ve sürüklenme oranının α ve L ₂ ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması	101
Şekil 4.37. STCR ve sürüklenme oranının α ve β ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması	102
Şekil 4.38. Paralel ve ters akış için STCR ve sürüklenme oranının L ₂ ile değişimi.....	103
Şekil 4.39. Paralel (sol) ve ters (sağ) akış için L ₂ 'nin sürüklenme oranına etkisi	105
Şekil 4.40. Paralel (sol) ve ters (sağ) akış için L ₂ 'nin buhar-karbon oranına etkisi	106
Şekil 4.41. Paralel ve ters akış için STCR ve sürüklenme oranının β ile değişimi.....	107
Şekil 4.42. STCR ve sürüklenme oranının β ve L ₃ ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması	109
Şekil 4.43. STCR ve sürüklenme oranının β ve L ₂ ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması	109

SİMGE VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
A	Alan
c	Ses hızı
D_1	Boğaz çapı
D_3	Karışım bölgesi giriş çapı
h	Entalpi
I	Türbülans şiddeti
k	Özgül ısılar oranı
L	Litre
L_1	İraksak nozul uzunluğu
L_2	Difüzör uzunluğu
L_3	Karışım bölgesi uzunluğu
Ma	Mach sayısı
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
$\dot{n}$	Molar debi (mol/s)
P	Basınç
R	Gaz sabiti
s	Entropi
T	Sıcaklık
V	Hız
w	Sürüklenme oranı
W	Moleküler ağırlık
α	İkincil akışkan açısı
β	Difüzör ıraksama açısı
ρ	Yoğunluk
θ	İraksak nozul açısı

Kısaltmalar**Açıklama**

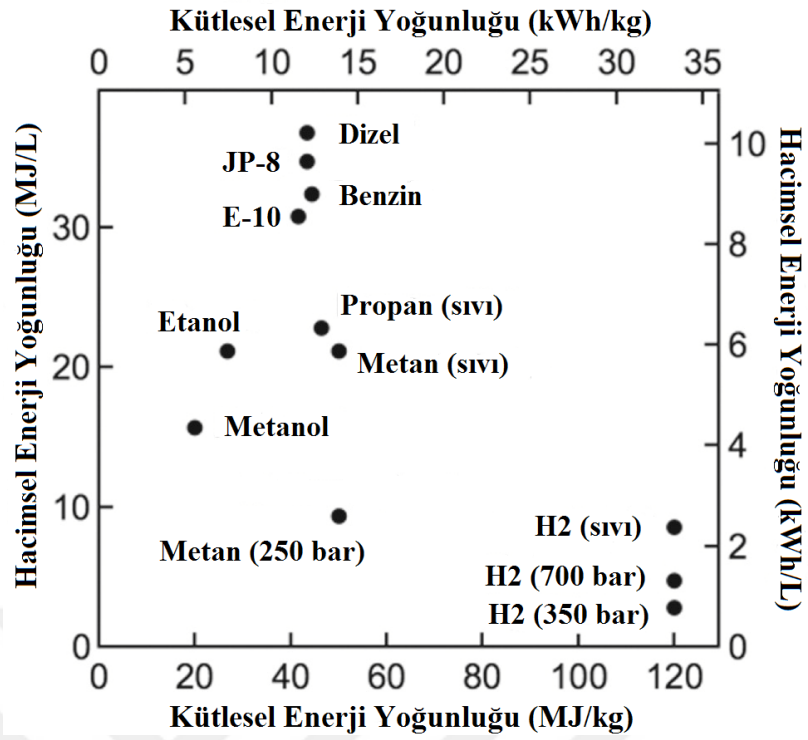
AYP	Alkali Yakıt Pili
CHP	Combined Heat and Power
DC	Doğru Akım
DMYP	Direk Metanol Yakıt Pili
EKYP	Eriyik Karbonat Yakıt Pili
FAYP	Fosforik Asit Yakıt Pili
KOYP	Katı Oksit Yakıt Pili
kg	Kilogram
kW	Kilo Watt
kWh	Kilo Watt Saat
MJ	Mega Joule
MW	Mega Watt
NXP	Nozul Konumu
PEMYP	Pem Yakıt Pili
STCR	Buhar Karbon Oranı
W	Watt

BÖLÜM I

GİRİŞ

Son yüzyılda, dünya genelinde var olan teknolojik gelişmeler ve beraberinde artan sanayileşme ve nüfus artışı ile birlikte enerji ihtiyacı hiç olmadığı kadar artmış ve bu durum fosil tabanlı enerji kaynaklarını tükenme noktasına getirmiştir. Günümüzde dünya genelindeki petrol, doğal gaz ve kömür rezervlerinin sırasıyla 1688 milyar varil, 185,7 trilyon metre küp ve 891 milyar ton ve günlük tüketimlerinin ise 0,092 milyar varil, 0,00932 trilyon metre küp ve 7,89 milyar ton olduğu bilinmektedir (Abas vd., 2015). Sahip olunan bu sınırlı rezervler fosil kaynakları belki bir yüzyıl daha kullanmaya olanak sağlayacak miktardadır. Fakat fosil kaynakların oldukça hızlı bir şekilde tüketilmesi, dünyanın alternatif enerji kaynaklarına geçişini kaçınılmaz kılmıştır. Günümüzde enerji talebinin %36'sı petrol, %27'si doğal gaz, %23'ü kömür ve %14'ü yenilenebilir ve alternatif enerji kaynaklarından sağlanmaktadır. Yani dünya, enerji talebinin yaklaşık %86'sını fosil kaynaklardan elde etmekte ve bu süreç atmosfere yılda yaklaşık 29 giga ton CO₂ salınımına neden olmaktadır (Bilanovic vd., 2009). Bu olumsuz durumun önüne geçebilmek ve çevre dostu enerji kaynaklarına yönelmek için üzerinde yoğun çalışmaların olduğu konulardan birisi de hidrojen ve yakıt pili teknolojileridir.

Hidrojen evrende en bol bulunan ve en hafif kimyasal elementtir ve evrenin ağırlıkça yaklaşık %90'ını oluşturmaktadır. Yaşamın sürdürülebilmesi için su, su için ise hidrojen olmazsa olmazdır ve tüm organik bileşiklerde hidrojen mevcuttur. Hidrojen doğada bileşik halinde bulunduğundan dolayı su, biyo-kütle, doğal gaz, kömür ve diğer kaynaklar gibi birincil enerji kaynaklarından farklı yöntemler kullanılarak elde edilmektedir (Najjar, 2013; Sangeeta vd., 2014; Bellaby vd., 2016). Yakıldığı zaman ürün olarak sadece su açığa çıkaran hidrojenin gelecekte fosil yakıtların yerini alabilecek potansiyele sahip bir enerji kaynağı olduğu düşünülmektedir (Nanthagopal vd., 2011; Yadav ve Xu, 2012; Durbin ve Malardier-Jugroot, 2013; Tebibel ve Labeled, 2014). Bunun nedenlerinden en önemlisi çevre dostu olmasının yanı sıra hidrojenin yüksek kütleli enerji yoğunluğuna sahip olmasıdır. Şekil 1.1'de görüldüğü gibi yakıt olarak yaygın şekilde kullanılan dizel ve benzinin kütleli enerji yoğunlukları yaklaşık olarak 46 MJ/kg iken hidrojenin kütleli enerji yoğunluğu 120 MJ/kg'dır.



Şekil 1.1. Farklı yakıtların kütleli ve hacimsel enerji yoğunluklarının karşılaştırılması (Sinigaglia vd., 2017)

Yüksek kütleli enerji yoğunluğuna sahip olan hidrojen ve hidrojen zengin bileşiklerin yakıt olarak kullanılabileceği sistemlerin başında yakıt pilleri gelmektedir. Yakıt pilleri elektrokimyasal prosesler sonucu yakıtın kimyasal enerjisini doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren cihazlar olarak tanımlanmakta (Andújar ve Segura, 2009; Wee, 2010; Hajimolana vd., 2011; Kim vd., 2011; Mahlia ve Chan, 2011; Wee vd., 2011; Mekhilef vd., 2012; Choudhury vd., 2013; Hwang, 2013) ve birçok kişi tarafından geleceğin enerji dönüşüm teknolojisi olarak görülmektedir (Appleby, 1996; Mulder vd., 2007; Kelly vd., 2008; Gencoglu ve Ural, 2009; Lee vd., 2009; Calise, 2011; Hamada vd., 2011; Sharaf ve Orhan, 2014).

1.1 Yakıt Pilleri

En temel olarak bir yakıt pili; yakıt elektrotu olarak bilinen anot, yükseltgenme reaksiyonlarının gerçekleştiği elektrot olan katot ve bu iki elektrot arasındaki iyon geçirgen elektrolit tabakalarından oluşmaktadır (Sharaf ve Orhan, 2014). Yakıt pili sistemlerinin pistonlu motorlar gibi yanma sonucu enerji üreten sistemlere alternatif olarak görülmesinin başlıca nedenleri çok düşük emisyon değerlerine sahip olmaları ve

yüksek verimli olmalarıdır (Wang vd., 2011). Enerji dönüşüm verimleri yaklaşık %60-%70 civarındadır (Zhang ve Hu, 2014). Yakıt pili sistemlerinin diğer önemli bir avantajı ise statik yapılarından dolayı sessiz ve titreşimsiz çalışmalarıdır (Sharaf ve Orhan, 2014).

Yakıt pilleri benzerlik ve farklılıkları bakımından genellikle içten yanmalı motorlar ve bataryalar ile kıyaslanmaktadır. Çizelge 1.1’de bu üç farklı sistemin karşılaştırılması verilmiştir.

Çizelge 1.1. Yakıt pilleri, bataryalar ve ısı motorlarının karşılaştırılması (Sharaf ve Orhan, 2014)

Karşılaştırma	Yakıt Pilleri	Bataryalar	İçten Yanmalı Motorlar
Fonksiyon	Enerji dönüşüm	Enerji dönüşüm ve depolama	Enerji dönüşüm
Teknoloji	Elektrokimyasal reaksiyon	Elektrokimyasal reaksiyon	Yanma
Yakıt	Genellikle saf hidrojen	Depolanan kimyasallar	Benzin, dizel
Çıktı	DC elektrik	DC elektrik	Mekanik güç
Temel Avantaj	Yüksek verim	Yüksek verim	Yüksek tecrübe
	Düşük zararlı emisyon	Yüksek tecrübe	Düşük maliyet
Temel Dezavantaj	Yüksek maliyet	Düşük çalışma çevrimi	Yüksek zararlı emisyon
	Düşük dayanıklılık	Düşük dayanıklılık	Düşük verim

Hem yakıt pilleri hem de içten yanmalı motorlar, yakıt olarak hidrojen temelli akışkan, oksitleyici olarak ise atmosferik hava kullanmasına rağmen yakıt pilleri oksitleyici ve yakıtı elektrokimyasal olarak birleştirmekte içten yanmalı motorlar ise doğrudan yakarak birleştirmektedir. Ek olarak yakıt pilleri kimyasal enerjiyi doğrudan elektrik enerjisine dönüştürürken, içten yanmalı motorlar bu işlemi basamaklar halinde gerçekleştirip kimyasal enerjiyi önce ısı enerjisine, ısı enerjisini mekanik enerjiye, mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürmektedir. Bu yüzden enerji dönüşüm sistemlerindeki en önemli kıstaslardan biri olan verimlilik açısından yakıt pilleri içten yanmalı motorlara göre çok büyük bir avantaj sağlamaktadır. Bununla birlikte içten yanmalı motorların birçok hareketli elemanı (piston, dişli vb.) bulunmasına rağmen yakıt pilleri tamamen statik olarak çalışmakta ve ömür ve bakım maliyetleri açısından da üstünlük

sağlamaktadır. Bataryalar ve yakıt pilleri ise her ikisinin de iki elektrot arasına yerleştirilmiş bir elektrolitten meydana gelen elektrokimyasal bir hücreden oluşmasından dolayı oldukça benzer yapıda görülmektedir. Fakat her iki sistem de yakıtın kimyasal enerjisini indirgenme ve yükseltgenme reaksiyonları sonucu doğru akım elektrik enerjisine dönüştürmesine rağmen kullanılan elektrotların farklılıkları ve oynadıkları rol bakımından birbirinden farklı sistemler olarak ele alınmaktadır. Bataryalarda genellikle metal (çinko, kurşun, lityum vb.) elektrotlar kullanılırken, yakıt pillerinde ise elektrotlar (katalizör tabaka ve gaz difüzyon tabakası gibi) proton iletken bir yapı, karbon destekli katalizör ve elektron iletken fiber yapılardan oluşmaktadır. Bataryalar hem enerji dönüşüm hem de enerji depolama sistemleri olarak kullanılmakta iken yakıt pilleri sadece enerji dönüşüm sistemleri olarak kullanılabilir. Fakat bataryalar belirli ve çok uzun olmayan bir ömre sahipken yakıt pilleri ise yakıt ve oksitleyici beslendiği sürece devamlı çalışabilen ve çok uzun ömürlü sistemlerdir.

Yakıt pilleri kullanılan elektrolit ve yakıt türüne göre Polimer Elektrolit Membran Yakıt Pili (PEMYP), Alkali Yakıt Pili (AYP), Direk Metanol Yakıt Pili (DMYP), Fosforik Asit Yakıt Pili (FAYP), Eriyik Karbonat Yakıt Pili (EKYP) ve Katı Oksit Yakıt Pili (KOYP) olarak sınıflandırılmaktadır (Kirubakaran vd., 2009; Ang vd., 2011; Lucia, 2014; Abdullah ve Kamarudin, 2015; De-Troya vd., 2016; Das vd., 2017). Çizelge 1.2’de yakıt pili çeşitleri ve özellikleri verilmiştir. Ayrıca kategorize edilen yakıt pilleri güç çıkışları, elektriksel verimleri ve uygulama alanları açısından da farklılıklar göstermektedir.

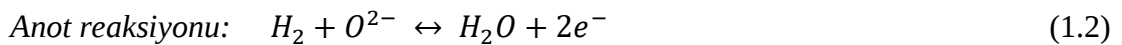
Farklı özelliklere sahip bu yakıt pilleri arasında yüksek verimlilik (Haile, 2003; Menzler vd., 2010; Timurkutluk vd., 2016) ve yaklaşık 600 °C ile 1000 °C gibi yüksek çalışma sıcaklığına sahip katı oksit yakıt pilleri hidrojen, metan, biyo-gaz, biyo-etanol, biyo-metanol vb. (Ni vd., 2008; Ramadhani vd., 2017) gibi çok çeşitli yakıtları kullanılabilme esnekliğine sahip olmasından dolayı uygulama alanı genişliği açısından önemli bir avantaja sahiptir. Ayrıca katı oksit yakıt pillerinde kullanılabilecek elektrolit malzemelerinin çeşitliliği de bir diğer önemli avantajdır (Moosavian vd., 2013). Bu avantajları, katı oksit yakıt pillerini yakıt pili uygulama alanlarından biri olan birleştirilmiş ısı ve güç üretim sistemleri olarak bilinen kojenerasyon uygulamaları için en cazip seçeneklerden biri haline getirmektedir (Burer vd., 2003; Entchev, 2003; Tikiz ve Taymaz, 2016).

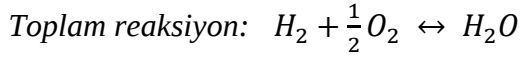
Çizelge 1.2. Yakıt pili çeşitleri (Lucia, 2014)

Özellik	PEM	AFC	FAYP	EKYP	KOYP
Çalışma Sıcaklığı (°C)	40-80	65-220	205	650	600-1000
Elektrolit	Proton geçirgen membran	Alkali	Fosforik asit	Eriyik karbonat	Seramik
Elektrot	Karbon	Platin	Karbon	Nikel ve Nikel oksit	Perovskite
Katalizör	Platin	Platin	Platin	Elektrot malzemesi	Elektrot malzemesi
İnterkonnektör	Metal	Metal	Grafit	Paslanmaz çelik veya nikel	Nikel, seramik veya çelik
Yük Taşıyıcı	H ⁺	OH ⁻	H ⁺	CO ₃ ⁺	O ⁻

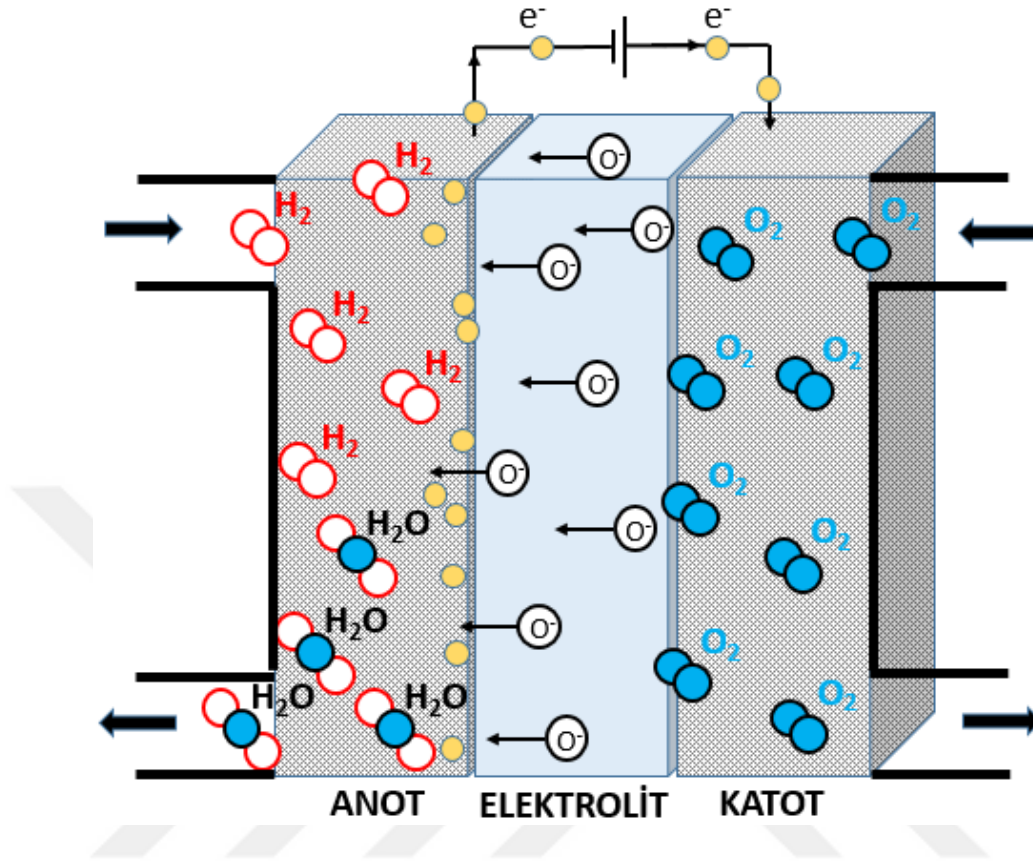
1.1.1 Katı oksit yakıt pilleri (KOYP)

Katı oksit yakıt pilleri diğer yakıt pili çeşitleri ile kıyaslandığında yüksek enerji dönüşüm verimi, kullanılabilir yakıt çeşitliliği, yüksek kalitedeki egzoz sıcaklığı, tamamen katı bileşenlerden oluşma, yüksek güç yoğunluğu, düşük egzoz emisyonu ve sessiz çalışma gibi özellikleri ile dikkat çekmektedir (Fernandez-Gonzalez vd., 2014; Wang vd., 2015; Ding vd., 2016; Gao vd., 2016). Katı oksit yakıt pillerinin çalışma prensibi Şekil 1.2’de verilmiştir. Anot, katot ve elektrolit olmak üzere üç ana bileşenden (Stambouli ve Traversa, 2002; Yokokawa vd., 2008; Goodenough, 2014; Afif vd., 2016; Radenahmad vd., 2016; Ahn vd., 2017; Das vd., 2017) oluşan KOYP’lerde katot tarafından hücreye giren oksijen, iyonlarına ayrılarak elektrolit üzerinden geçip anot tarafından hücreye giren hidrojen ile reaksiyona girerek suyu oluşturmakta ve bu esnada açığa çıkan elektronların dış bir devre yardımı ile katoda yönlendirilmesi ile devre tamamlanarak güç elde edilmektedir. Tamamen elektrokimyasal olarak gerçekleşen bu reaksiyonlar aşağıda verilmiştir (Abdalla vd., 2018).





(1.3)



Şekil 1.2. Katı oksit yakıt pili çalışma prensibi

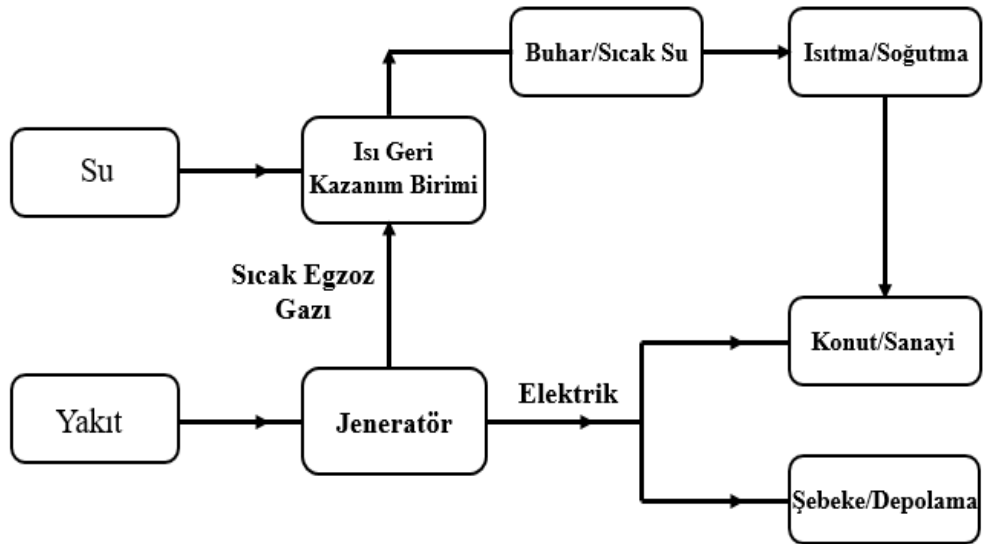
Modern dünyanın en önemli enerji ihtiyaçlarının başında elektrik ve ısı enerjisi gelmektedir. Yüksek çalışma sıcaklıklarına sahip olan katı oksit yakıt pilleri elektrik enerjisi üretimine ilaveten yüksek kalitede ısı enerjisini de beraberinde sunmaktadır. Elektrik ve ısı enerjisini tek bir sistemden karşılayabilme fikri toplam sistem verimini artırmanın yanı sıra toplam maliyeti de düşüreceğinden çok büyük bir avantaj oluşturacaktır. Bu durum katı oksit yakıt pillerini birleştirilmiş ısı ve güç üretim “CHP” (Combined Heat and Power) sistemleri olarak değerlendirilmesine olanak sağlamaktadır.

1.2 Birleştirilmiş Isı ve Güç Üretim Sistemleri

Enerji alanında teknik olarak ısı ve elektrik enerjisinin aynı sistem ile üretilmesi olarak tanımlanan kojenerasyon, farklı ısı ve güç uygulamalarında (1kW-100MW) yıllardır kullanılmakta ve literatürde birleştirilmiş ısı ve güç üretim sistemleri olarak adlandırılmaktadır (Maidment ve Tozer, 2002). Şekil 1.3’te bir kojenerasyon sisteminde

bulunan temel bileşenler verilmiştir. Sistem temel olarak, elektrik enerjisi elde etmek için yakıt kullanan bir üreteç ve bu üreticinin atık ısısını kullanarak ısıtma veya soğutma işlemi yapan ısı geri kazanım biriminden meydana gelmektedir. Kojenerasyon sistemlerinin enerji kaynaklarının merkezileştirilmesi, sera gazları emisyonlarını azaltma, enerji güvenliğinin geliştirilmesi, elektriğin taşınması esnasındaki kayıpların azaltılması, sıcak su sağlama ve enerjinin müşteriye daha ucuza sağlanması gibi insanlık ve çevre açısından birçok potansiyel faydası bulunmaktadır (Hawkes ve Leach, 2005; Hawkes ve Leach, 2007). Kojenerasyon sistemleri temelde kullanılan enerji kaynaklarına göre genel olarak dört gruba ayrılmaktadır (Ellamla vd., 2015). Bunlar;

- İçten yanmalı motor temelli kojenerasyon sistemleri
- Türbin temelli kojenerasyon sistemleri
- Stirling motoru temelli kojenerasyon sistemleri
- Yakıt pili temelli kojenerasyon sistemleri



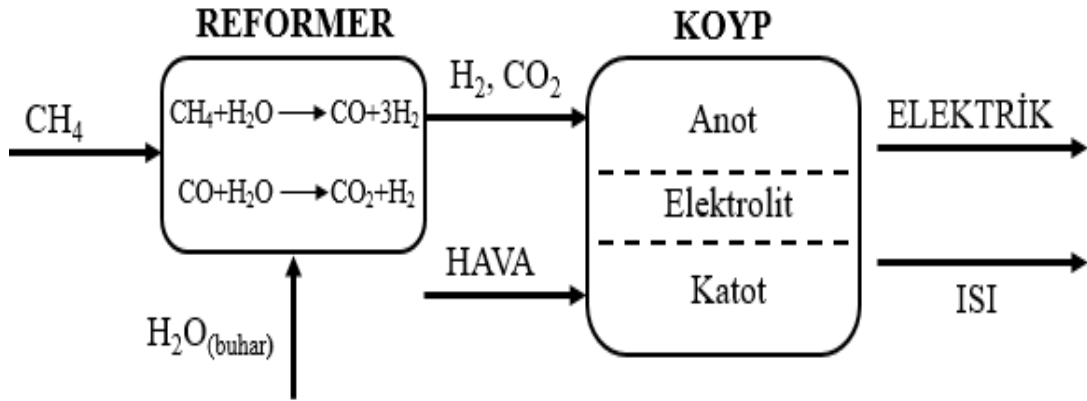
Şekil 1.3. Kojenerasyon sistemi temel bileşenleri (Ellamla vd., 2015)

Birleştirilmiş ısı ve güç üretim sistemlerinde enerji üretimi esnasında ortaya çıkan atık ısı çeşitli uygulamalarda kullanılarak enerji tasarrufu sağlanmaktadır (Raj vd., 2011). Bu sistemlerde toplam verim; elde edilen toplam net elektriksel enerji ve ısıl enerjinin tüketilen yakıtın toplam enerjisine olan oranı olarak tanımlanmaktadır. Bu nedenle

elektrik ve ısı enerjisinin ayrı ayrı elde edildiği sistemlerle kıyaslandığında sistemin toplam enerji verimi % 90'ların üzerine çıkabilmekle beraber zararlı egzoz emisyon oranlarında ciddi derecede bir azalma sağlanabilmektedir.

1.2.1 KOYP temelli birleştirilmiş ısı ve güç üretim sistemleri

Birleştirilmiş ısı ve güç üretim sistemleri en genel olarak ısı ve elektrik enerjisini tek bir sistem üzerinden elde etme prensibine dayanmaktadır. Temelde elektrik üretimi amaçlı tasarlanan KOYP'ler, çalışma koşullarından dolayı yüksek sıcaklıkta ve büyük bir oranı su buharından oluşan atık egzoz gazları ihtiva etmektedir. Bu durum KOYP'leri ısı ve elektrik üretimini aynı sistem üzerinden elde etme açısından avantajlı bir konuma getirmektedir. İlaveten, Carnot verimi ile sınırlı olmayan KOYP'ler fosil yakıt temelli teknolojilerle kıyaslandığında daha yüksek birleştirilmiş ısı ve elektrik verimine sahiptir (Choudhary vd., 2017).



Şekil 1.4. Metan yakıtlı KOYP kojenerasyon sistemi

KOYP'lerde yakıt olarak saf hidrojen kullanılabildiği gibi basit bir reformlama işlemi sonrası metan, propan, etan gibi hidrokarbonlar da kullanılabilmektedir. Yakıt kullanım çeşitliliğindeki bu esneklik ve yüksek egzoz sıcaklığı KOYP'leri gelecekte evsel uygulamalarda hem elektrik hem de ısı enerjisinin tek bir sistemden elde edilebildiği yapılar olarak karşımıza çıkaracağı düşünülmektedir. Şekil 1.4'te yakıt olarak metan kullanılan bir KOYP kojenerasyon sistemi şematik olarak gösterilmiştir.

Reformer içerisinde gerçekleşen ve metandan hidrojen elde edilmesinde yaygın olarak kullanılan su buharı reformlama (steam reforming) prosesinde gerçekleşen reaksiyonlar için yüksek sıcaklıkta su buharı gerekmektedir. Bu kapsamda bakıldığında KOYP'ler atık olarak, yüksek ve reformer için yeterli sıcaklıkta (700-900 °C) su buharı ihtiva ettiğinden dolayı önemli bir avantaj ortaya koymaktadır. Ayrıca, KOYP egzozu su buharının yanı sıra yakıt kullanım verimine bağlı olarak belirli miktarda kullanılmayan hidrojen gazı da içermektedir. Egzoz hattındaki yüksek sıcaklıktaki su buharının reformer için kullanılabilir olması sistemden harici su buharı üreticinin çıkarılmasını sağlayacağı gibi atık ve kullanılmayan hidrojenin tekrar yakıt hattına beslenebilmesi de yakıt kullanım verimini ve dolayısı ile sistem toplam verimini önemli ölçüde artıracaktır. Atık olan su buharı ve hidrojenin tekrar kullanılabilme düşüncesi KOYP anot (egzoz) gazı geri kazanımı fikrini karışımıza çıkarmaktadır.

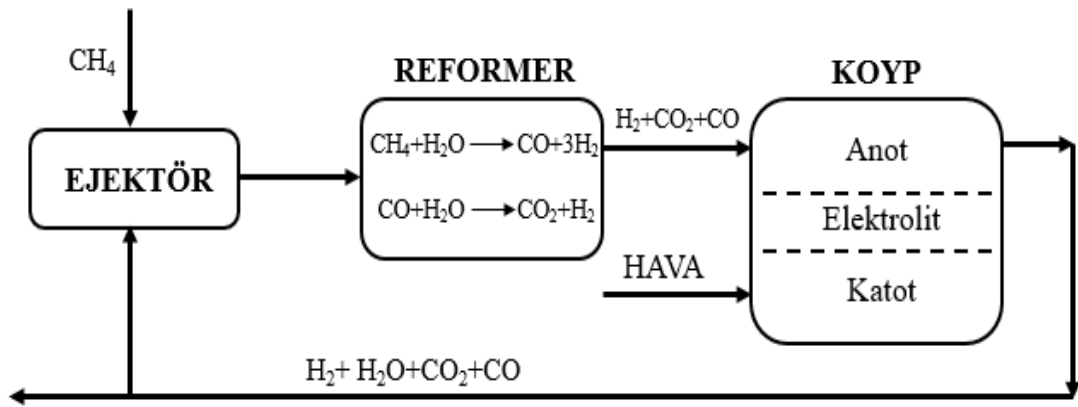
1.3 KOYP Anot Gazı Geri Kazanımı

Hidrokarbon yakıtların, çoğunlukla da büyük bir oranı metandan oluşan doğalgazın, yakıt olarak kullanılabildiği KOYP sistemleri en genel anlamda KOYP stağı, reformer, buhar üretici ve harici bir yanma ünitesinden (yakıcı) meydana gelmektedir. Anot gazı geri kazanımı uygulanmayan sistemlerde yaklaşık olarak %15-25 arası atık yakıt bulunan KOYP egzozu anot çıkışında harici bir yanma ünitesine gönderilmekte ve kullanılabilir bu yakıttan elektrik üretiminde doğrudan faydalanılamamaktadır. Anot gazı geri kazanımı uygulanan sistemlerde ise KOYP egzozunda bulunan kullanılmamış yakıt ve yüksek sıcaklıktaki su buharı reformer'a gönderilmekte, böylece hem yakıt kullanım verimi artırılarak sistem toplam verimi iyileştirilmekte hem de reformer için gerekli su buharı sağlanarak harici buhar üretici ve bu üreticinin çalışması için gerekli olan enerjiye ihtiyaç kalmamaktadır (Torii vd., 2016). KOYP temelli bir birleştirilmiş ısı ve güç üretim sistemi üzerinde anot gazı geri kazanımının temel avantajları şu şekilde sıralanmaktadır (Riensch vd., 1998a):

- Atık yakıtın sisteme kazandırılması ile her bir hücredeki yakıt kullanım verimi artacağından stak içindeki toplam hücre sayısı azaltılarak sistem maliyeti azaltılır.
- Egzoz gazındaki buhar konsantrasyonunun azaltılması ile sistemin termal verimi artırılmış olur.

- Harici buhar üreticinin sistemden çıkarılması ile toplam verim artırılabileceği gibi sistem maliyeti ve karmaşıklığı ile çevre elemanları için gerekli enerji tüketimi de azaltılmış olur.

Geri kazanımı durumunda bu denli avantajlar sağlayacak olan KOYP egzozundaki enerji bakımından zengin atık hidrojen ve su buharından faydalanabilmenin en iyi yolu, bu egzoz karışımının reformer girişi öncesinde ana yakıt hattına geri beslenmesidir. Bunun sağlanabilmesi için egzoz hattındaki gazların basınçlandırılması gerekecektir. Çünkü reformer, KOYP stağı ve borularda oluşacak basınç kayıplarından dolayı egzoz hattının basıncı her durumda yakıt hattının basıncından daha düşük olacaktır. Egzoz gazlarının basıncını artırıp yakıt hattına besleyebilmenin ise çok da fazla alternatif yolu bulunmamaktadır. Basınçlandırma işlemi kompresör, fan veya ejektör kullanılarak gerçekleştirilebilmektedir. Bununla birlikte kompresör veya fan kullanımı KOYP egzozunun yüksek sıcaklıklarda olmasından dolayı kısıtlanmaktadır. Bu durumda egzoz gazının yakıt hattına beslenmesi için en uygun yöntem ejektör kullanılması olarak görülmektedir. Şekil 1.5'te metan yakıtlı KOYP sisteminde ejektör kullanılarak anot gazı geri kazanımı şematik olarak verilmiştir.



Şekil 1.5. Metan yakıtlı KOYP sisteminde ejektör ile anot gazı geri kazanımı

Ejektörler, kompresör ve fanlar ile kıyaslandığında gürültüsüz çalışmalarından, hareketli hiçbir elemana sahip olmamalarından ve harici bir enerji girişi olmadan çalışmalarından dolayı daha avantajlı durumdadırlar. Bu nedenlerden ötürü ejektörler KOYP sistemlerinde anot gazı geri kazanımı için yaygın olarak tercih edilmektedirler. Literatürde, bir KOYP sisteminde ejektör kullanılması durumunda 300 W'lık bir sistemde

yaklaşık %35 (Dietrich vd., 2011), 2 kW'lık bir sistemde %83-90 (Powell vd., 2012) ve 5 kW'lık bir sistemde ise %52 (Lanzini vd., 2010), %60 (Kazempoor vd., 2009) oranlarında anot gazı geri kazanımı sağlanabildiği rapor edilmiştir. KOYP anot gazı geri kazanımının sağladığı faydalar ve ejektörler ile oldukça yüksek oranlarda geri kazanım elde edilebilmesi göz önüne alındığında, KOYP temelli birleşik ısı ve güç sistemlerinde kullanılacak olan ejektörler üzerinde kapsamlı çalışmaların yapılması gerekliliği ortaya çıkmaktadır.

1.4 Tezin Amacı

Katı oksit yakıt pillerinin yüksek çalışma sıcaklıkları ve yukarıda bahsedilen ejektör kullanımının sağlayacağı faydalar göz önüne alındığında, katı oksit yakıt pillerinde ejektör kullanımı, anot gazı geri kazanımı için en uygun çözümlerden biri olarak karşımıza çıkmaktadır.

Tez kapsamında katı oksit yakıt pilleri için gerçek çalışma şartlarına uygun bir ejektör tasarımı amaçlanmaktadır. Öncelikle ejektör çalışma şartlarının belirlenmesi ve belirlenen bu şartlar altında geometrik optimizasyon çalışmalarının gerçekleştirilmesi hedeflenmektedir. Bu kapsamda, ejektör performansına etkisi olduğu bilinen boğaz çapı, ıraksak nozul açısı, ıraksak nozul uzunluğu, karışım bölgesi giriş çapı, nozul konumu, ikincil akışkanın yönü ve açısı, karışım bölgesi uzunluğu, difüzör uzunluğu ve difüzör ıraksama açısı gibi geometrik parametreler; sürüklenme oranı ve buhar karbon oranı baz alınarak optimize edilecektir. Ayrıca bu geometrik parametrelerin ejektör performansı üzerindeki etkilerinin incelenerek kabul edilebilir tasarım aralıklarının belirlenmesi de tezin amaçları arasındadır.

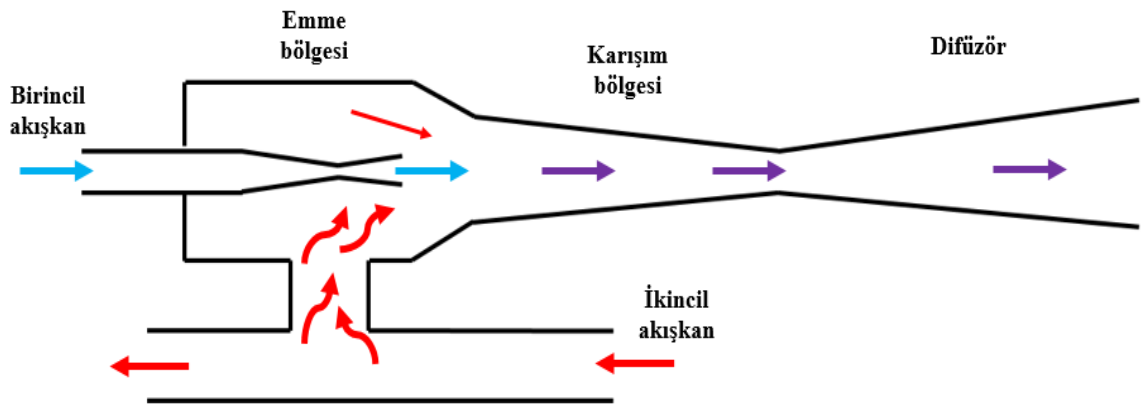
BÖLÜM II

EJEKTÖR

2.1 Çalışma Prensibi

Buhar-jet soğutma sistemlerinin kalbi olan ejektörler Charles Parsons tarafından 1901 yılında buhar motorlarının yoğuşturucusundan havayı uzaklaştırmak amacıyla icat edilmiştir (Chunnanond ve Aphornratana, 2004a). 1910 yılında ise Maurice Leblanc tarafından ilk defa bir buhar-jet soğutma sistemi içerisinde kullanılmıştır (Gosney, 1982). Ejektörlerin bu şekilde sistem içerisinde kullanılması ile beraber popüleritesi artmış ve mekanik kompresörlerin yerini almaya başlamıştır. Günümüzde soğutmada, ısı pompalarında, yiyecek, kimya ve yağ endüstrisi gibi birçok alanda etkin bir şekilde kullanılmaktadır (Ferrari vd., 2006; Vincenzo vd., 2013).

Hareketli parçaları bulunmayan, basit bir geometriye sahip, gürültüsüz çalışan ve uzun kullanım ömrüne sahip ejektörler temel olarak, basınçlı birincil akışkanın basınç enerjisini kinetik enerjiye çevirip vakum etkisi oluşturarak ikincil akışkanı emen ve emilen ikincil akışkan ile birincil akışkanı karıştırıp bu karışmış akışkanların kinetik enerjisini tekrar basınç enerjisine dönüştüren cihazlar olarak tanımlanabilir. Temel olarak emme bölgesi, karışım bölgesi ve difüzör bölgesi olmak üzere 3 ana bölgeden oluşan ejektörlerin çalışma prensibi Şekil 2.1’de verilmiştir (Elbel ve Lawrence, 2016).



Şekil 2.1. Ejektör çalışma prensibi (Elbel ve Lawrence, 2016)

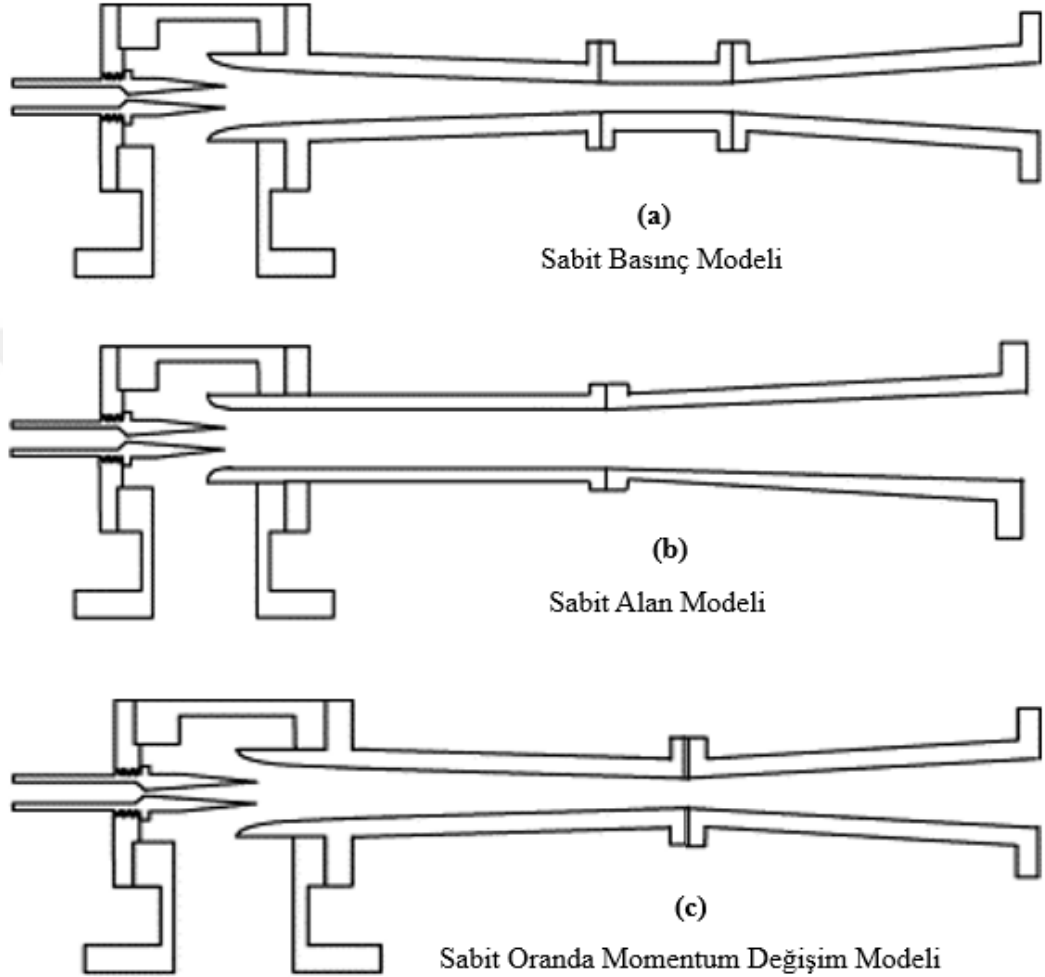
Ejektöre giren yüksek basınçlı birincil akışkan nozul boyunca akışına devam etmektedir. Uygun tasarıma sahip nozulun yakınsak kısmı sonunda (boğazda) akış ses hızına ulaşmakta, ıraksak kısmında ise ses üstü hızlara çıkmakta ve hızdaki artışa bağlı olarak basıncı ve yoğunluğu ani bir şekilde düşmektedir. Bunun neticesinde emme bölgesi denilen bölge vakum görevi görerek, basıncı bu bölgeye göre daha yüksek olan ikincil akışkanın ejektör içerisine emilmesini sağlamaktadır. Akışkanlar arasındaki momentum transferi ile ejektör içerisine emilen ikincil akışkan karışım bölgesinde birincil akışkanla karışmaktadır. Daha sonra karışım, difüzör boyunca ilerlerken akış alanının artmasına bağlı olarak hızı azalmakta ve basıncı yine uygun bir tasarımla arzu edilen ejektör çıkış basıncına kadar yükselmektedir. Metan yakıtlı bir KOYP sisteminde anot gazı geri kazanımı göz önüne alındığında, birincil akışkan metan iken ikincil akışkan KOYP anot egzoz gazlarının karışımından meydana gelmektedir.

Ejektörler genel olarak karışım bölgesinin geometrisine göre sabit basınç modeli, sabit alan modeli ve sabit oranda momentum değişim modeli olmak üzere 3 gruba ayrılmaktadır.

2.2 Ejektör Modelleri

Harici bir enerji kaynağı gerektirmeden ana akış hattına ikincil bir akışkanın emilimini ve bu iki akışkanın karışımını tamamen geometrik tasarımları sayesinde sağlayan ejektörler temel geometrilerindeki farklılıklara göre sınıflandırılmaktadırlar (Şekil 2.2). Şekil 2.2a’da görülen sabit basınç modeline göre tasarlanmış ejektörlerde birincil ve ikincil akışkanın karışımının sabit basınçta gerçekleştiği, sabit alan bölgesine kadar karışım basıncının üniform olduğu, ejektör boyunca bütün bölgelerde hız dağılımının üniform olduğu ve normal şok oluşumun sabit alan bölgesinde gerçekleştiği kabulleri yapılır. Sabit alan modeline göre tasarlanan ejektörlerde (Şekil 2.2b) ise birincil nozulun çıkışı, karışımın gerçekleştiği sabit alan bölgesinde yer almaktadır. Birincil ve ikincil akışkanların karışması, sabit alan bölgesinin girişinden çıkışına kadar devam etmektedir. Sabit alan modelinde birincil nozulun çıkış kesitinde, her iki akışkanın da üniform olduğu ve sabit alan bölgesinin çıkışında tamamen karıştığı kabulleri yapılır. Eames (2002) tarafından ortaya atılan ve ejektör tasarımında yeni bir yaklaşım olan sabit oranda momentum değişim modelinde (Şekil 2.2c) ise sabit basınç ve sabit alan modellerinde olduğu gibi bir sabit alan bölgesi bulunmamaktadır. İki akışkan da karışmaya başladıkları

noktadan ejektör çıkışına kadar tamamen değişken kesitli bir geometri içerisinde akmaktadır. Bu değişken kesitin momentum değişimini sabit tuttuğu ve bu sayede ilave şok oluşumundan kaynaklı tersinmezlikleri minimuma indirdiği savunulmaktadır (Eames vd., 2013).



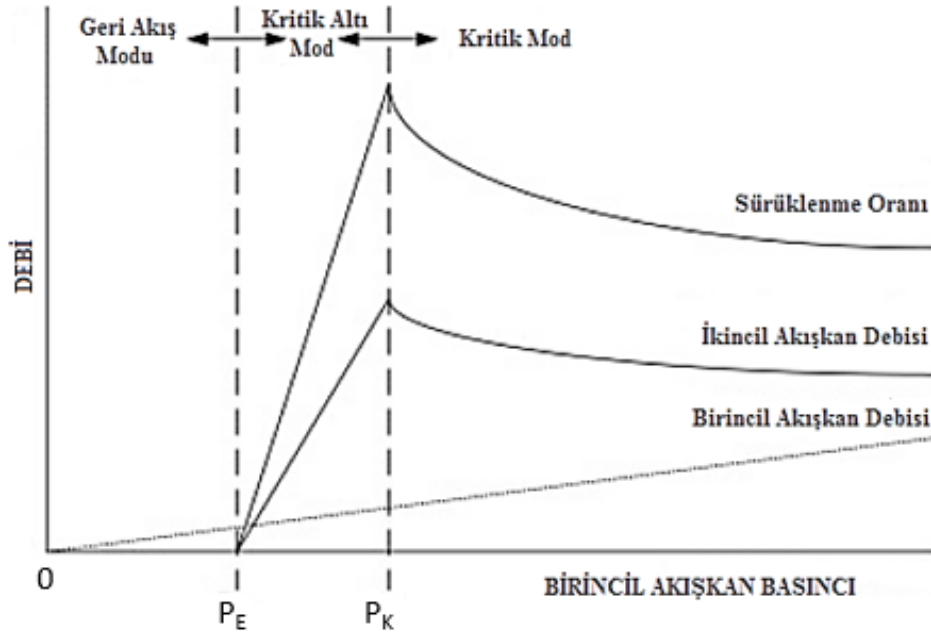
Şekil 2.2. Ejektör modelleri, sabit basınç modeli (a) sabit alan modeli (b) sabit oranda momentum değişim modeli (c) (Chunnanond ve Aphornratana, 2004a)

Ejektörlerin verimli bir şekilde çalışabilmelerini sağlayabilmek için uygun koşullarda bir araya getirilmesi gereken çok fazla sayıda etken (akışkanların basınçları, sıcaklıkları, debileri, ejektör geometrik parametreleri vb.) bulunmaktadır. Yukarıda bahsedilen ejektör modellerinden herhangi birinin seçilip en uygun geometrik ölçülerde tasarlanması tek başına ejektörün çalışabilmesi için yeterli değildir. Uygun geometrik ölçülere ilaveten, birincil akışkan basıncı, ikincil akışkan basıncı ve ejektör çıkış basıncının çok iyi bir şekilde optimize edilmesi gerekmektedir. Bu üç basınç değeri ile ilişkili olarak ejektörler

çok dar bir basınç aralığında etkin bir şekilde çalışabilmektedir. Özellikle de birincil akışkanın basıncına göre 3 farklı çalışma modu söz konusu olmaktadır.

2.3 Ejektör Çalışma Durumları

Ejektörlerde ikincil akışkanın emilmesini, yani ejektörün çalışmasını sağlayacak en önemli şart, ilk nozulun çıkış bölgesindeki basıncın ikincil akışkan basıncından daha düşük olmasıdır. Bu şartın sağlanamadığı hiçbir durumda ejektör çalışmayacaktır. Birincil akışkan basıncı, ejektörün çalışmasına etki eden faktörlerin arasında en önemlilerindendir ve Şekil 2.3'te görüldüğü gibi ejektörler birincil akışkan basıncına bağlı olarak geri akış modu, kritik altı mod ve kritik mod olmak üzere 3 farklı çalışma durumuna sahiptir (Huang vd., 1999; Zhu vd., 2007).



Şekil 2.3. Ejektör çalışma durumları (Engelbracht vd., 2015)

Genellikle bu 3 farklı çalışma durumunda da birincil akışkanın basıncı arttıkça debisi de artmaktadır. Geri akış durumunda ($0-P_E$), ikincil akışkan basıncı emme bölgesi basıncından düşük olduğu için ikincil akışkan hiçbir şekilde ejektör içerisine emilememektedir. Bununla birlikte, birincil akışkan basıncı P_E basıncına ulaştıktan sonra ikincil akışkan emilmeye yani ejektör çalışmaya başlamaktadır. Kritik altı çalışma durumunda (P_E-P_K) ise, ikincil akışkanın emilimi belirli bir noktaya kadar (birincil akışkan basıncı kritik basınca (P_K) ulaşınca kadar) hızla artmaktadır. Bu noktada, ikincil

akışkan debisinin ($\dot{m}_s$) birincil akışkan debisine ($\dot{m}_p$) oranı olarak tarif edilen sürüklenme oranı (w) maksimum değerine ulaşır (Eşitlik 2.1).

$$w = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.1)$$

Kritik altı çalışma durumunda iken, sürüklenme oranı birincil akışkan basıncındaki çok hassas değişimlerden bile hızlıca etkilenmektedir. P_E ve P_K basınçlarının, dolayısıyla da ejektör davranışının birincil ve ikincil akışkanın sıcaklık ve içeriklerinden etkilendikleri yapılan çalışmalarda görülmüştür (Zhu vd., 2008a). Son olarak, kritik çalışma durumunda ise (birincil akışkan basıncı $\geq P_K$) artan birincil akışkan basıncı ile belirli bir noktaya kadar ikincil akışkan emilimi ve sürüklenme oranı azalmakta ve bu noktadan sonra sabit kalmaktadır. İkincil akışkanda sadece kritik çalışma durumunda şok oluşumu görülmekte ve ejektör, kritik çalışma durumunda diğer iki çalışma durumuna göre daha kararlı bir şekilde çalışmaktadır.

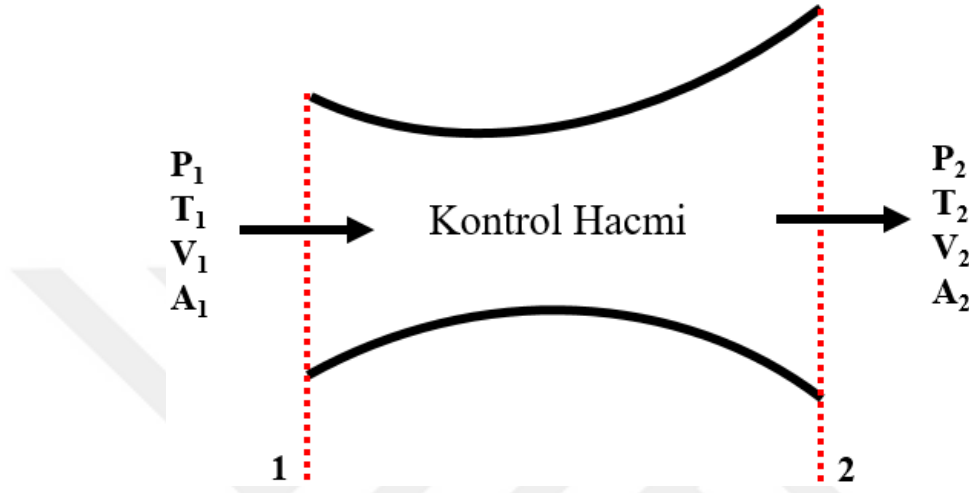
Çalışma durumları göz önüne alındığında, ejektörlerin çok hassas bir aralıkta çalışabildiği anlaşılmaktadır. Ejektör tasarımlarında bütün geometrik parametrelerin çalışma koşullarına etkisi olmasına rağmen en önemli kısım birincil nozul olarak görülmektedir. Çünkü gaz ejektörlerinde sesüstü hızlara çıkabilmek ve vakum etkisi oluşturabilmek için bir yakınsak-ıraksak lüle olan birincil nozulun çok iyi bir şekilde tasarımının yapılması gerekmektedir. Bu kapsamda sıkıştırılabilir akış konusunun ve nozulda gerçekleşen fiziksel olayların detaylı bir şekilde gözden geçirilmesi uygun olacaktır.

2.4 Sıkıştırılabilir Akış ve Nozul Teorik Esasları

Bu başlık altında gaz ejektörlerinin tek boyutlu analitik modellerinin elde edilebilmesi için kullanılan teorik alt yapıdan bahsedilmiştir. Ejektör içerisinde gerçekleşen sıkıştırılabilir gaz akışlarının bütün tek boyutlu analizleri kütle korunumu, momentum korunumu, enerji korunumu ve ideal gaz kanunları göz önüne alınarak yapılmaktadır. Ayrıca, sıkıştırılabilir akışlar için önemli boyutsuz parametrelerden birisi olan ve hızı ifade etmek için kullanılan Mach sayısından da bahsedilmiştir. Bu bölümde bahsedilen teorik bilgilerin detaylarına, akışkanlar mekaniği veya termodinamik kitaplarından kolaylıkla ulaşılabilir (Çengel ve Cimbala, 2012, Çengel ve Boles, 2012).

2.4.1 Korunum kanunları ve ideal gaz kanunu

Şekil 2.4'teki değişken alanlı kontrol hacmi göz önüne alındığında sıkıştırılabilir akış için tek boyutlu kütle korunumu, momentum korunumu, enerji korunumu ve ideal gaz kanunu aşağıda verildiği gibi yazılabilir;



Şekil 2.4. Tek boyutlu akış için kontrol hacmi

Kütle korunumu

$$\dot{m} = \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 = \text{sabit} \quad (2.2)$$

Momentum korunumu

$$P_1 A_1 + \dot{m}_1 V_1 + \int_{A_1}^{A_2} P dA = P_2 A_2 + \dot{m}_2 V_2 = \text{sabit} \quad (2.3)$$

Enerji korunumu

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} = \text{sabit} \quad (2.4)$$

İdeal gaz kanunu

$$P = \rho R T \quad (2.5)$$

Yukarıdaki eşitliklerde bulunan $\dot{m}$, ρ , V , A , h , R , T sırasıyla; kütleli debi, yoğunluk, hız, alan, entalpi, ideal gaz sabiti ve sıcaklığı ifade etmektedir. Eşitlik 2.5'teki R 'nin birimi $J/kg.K$ olmakla birlikte moleküler ağırlıkla olan ilişkisi şu şekildedir;

$$R = \frac{R_u}{W} \quad (2.6)$$

Bu ifadede R_u 'nin birimi $J/kmol.K$ olup evrensel gaz sabitidir. W ise moleküler ağırlıktır ve birimi $kg/kmol$ 'dür.

Sıkıştırılabilir akışta gazlar ideal gaz olarak göz önüne alınmakta ve buna ilaveten ideal gazların sıkıştırılabilir akışı, her ne kadar bazı araştırmacıların sürtünme ve diğer kayıpları ifade etmek için deneysel yöntemlerle kayıpları ifade edecek katsayılar önermesine rağmen, izantropik kabul edilmektedir. Bu yüzden ideal gazların izantropik özellik bağıntılarının da bilinmesi gerekmektedir.

2.4.1.1 İdeal gazların izantropik özellik bağıntıları

İzantropik kabulü yapılan ideal gaz hal denklemi şu şekildedir;

$$\frac{P}{\rho^k} = \text{sabit} \quad (2.7)$$

Durgun haldeki bir akışkanın özelliklerine (basınç, sıcaklık, yoğunluk v.b.) durma özellikleri denilmekte ve “0” alt indisi ile gösterilmektedir. İdeal gazların izantropik akış durumunda durma özelliklerinin lokal basınç, lokal sıcaklık ve lokal yoğunluk ile ilişkisi Eşitlik 2.8, 2.9 ve 2.10'da verilmiştir.

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right]^{k/(k-1)} \quad (2.8)$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \quad (2.9)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right]^{1/k-1} \quad (2.10)$$

2.4.2 Ses hızı ve Mach sayısı

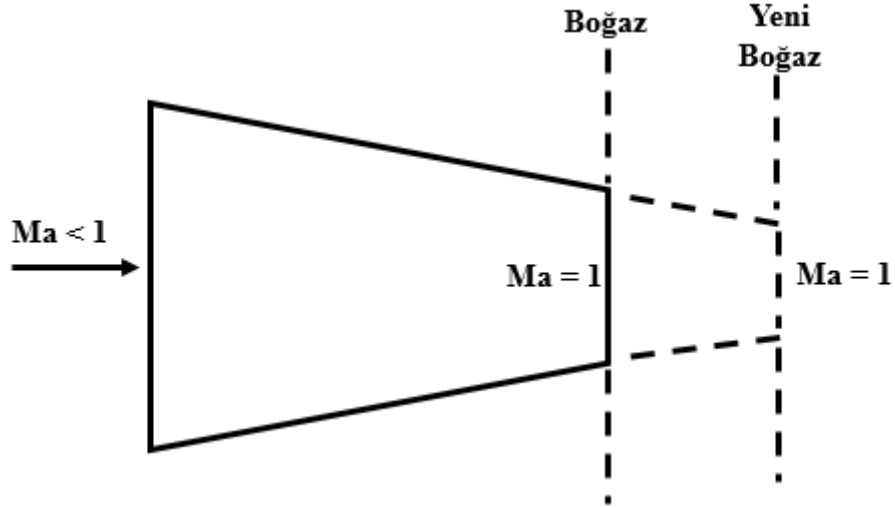
Sıkıştırılabilir akışlarda önemli parametrelerden birisi olan ses hızı (c), özellikleri bilinen bir ortamdan geçen çok küçük bir ses dalgasının hızı olarak tarif edilmekte iken boyutsuz olan Mach sayısı (Ma) ise, lokal akışkan hızının lokal ses hızına oranı olarak ifade edilmektedir.

$$Ma = \frac{V}{c} = \frac{\text{Lokal akışkan hızı}}{\text{Lokal ses hızı}} \quad (2.11)$$

$$c = \sqrt{kRT} \quad (2.12)$$

Eşitlik 2.12’de bulunan k özgül ısılar oranını T ise sıcaklığı ifade etmektedir. Belirli bir ideal gazın sabit bir R değeri olmakla birlikte özgül ısılar oranı da sadece sıcaklığın fonksiyonudur. Bu yüzden bir ideal gaz ortamındaki ses hızı da sadece sıcaklığın fonksiyonu olmaktadır.

Yakınsak bir lülede Mach sayısının ulaşabileceği maksimum değer 1’dir ve bu değere boğaz olarak adlandırılan minimum akış alanına sahip bölgede ulaşılır. Yani yakınsak bir lülede Mach sayısı 1’e ulaştıktan sonra akış alanının azaltılmaya devam edilmesi Mach sayısını 1’in üzerine çıkarmaz sadece yeni boğazın konumu değişir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Mach sayısı boğaz ilişkisi

Düşük hızlardaki bir gaz akışının hızını sesüstü ($Ma > 1$) hızlara çıkarabilmek ve dolayısıyla da basıncını daha fazla düşürebilmek için yakınsak bir lülenin devamında ıraksak bir lüle bulunması gerekmektedir. Bu durumun daha iyi anlaşılabilmesi için akış hızının akış alanı ile değişiminin de incelenmesi gerekmektedir.

2.4.2.1 Akış hızının akış alanı ile değişimi

Eşitlik 2.2'deki kütle dengesini ifade eden denklemin türevi alınıp kütleli debiye bölünürse;

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0 \quad (2.13)$$

ifadesi elde edilir. Benzer şekilde Eşitlik 2.4'te verilmiş olan potansiyel enerji değişiminin göz ardı edildiği izantropik akışta enerji dengesi ifadesinin de türevi alınırsa;

$$dh + VdV = 0 \quad (2.14)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifade, Eşitlik 2.15'te verilen izantropik özellik bağıntısı ile birleştirilirse Eşitlik 2.16 elde edilmiş olur.

$$T \overset{=0}{\widetilde{ds}} = dh - \frac{1}{\rho} dP \quad (2.15)$$

$$\frac{dP}{\rho} + VdV = 0 \quad (2.16)$$

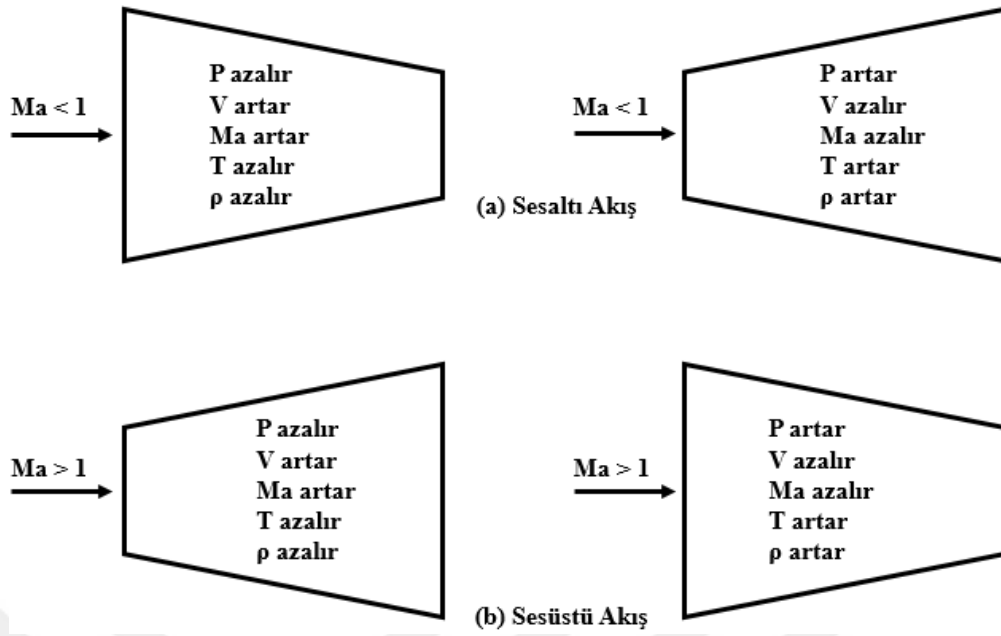
Eşitlik 2.13 ve Eşitlik 2.16 birleştirilip, izantropik akışta ses hızının karesinin (c^2), basınçtaki değişimin (dP) yoğunluktaki değişime ($d\rho$) oranı olduğu da göz önüne alındığında Eşitlik 2.17’de verilen basıncın akış alanı ile değişimi ifadesi elde edilmektedir.

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2} (1 - Ma^2) \quad (2.17)$$

Bu eşitlik incelendiğinde sesaltı hızlarda ($Ma < 1$), akış alanının (A) basınçla (P) doğru orantılı olduğu görülmektedir. Sesüstü hızlarda ise ($Ma > 1$), akış alanı ve basınç ters orantılı olacak ve akış alanı arttıkça basınç azalacak, akış alanı azaldıkça basınç artacaktır. Akış alanı ile akış hızının değişimini elde etmek için ise Eşitlik 2.16’dan $\rho V = -dP/dV$ ifadesi çekilip Eşitlik 2.17’de yerine yazılabilir:

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V} (1 - Ma^2) \quad (2.18)$$

Bu ifade incelenirse, akış alanı ile basınç arasındaki ilişkinin tersi bir durum ortaya çıkmaktadır. Sesaltı hızlarda ($Ma < 1$), akış alanı arttıkça akış hızı azalmakta fakat sesüstü hızlarda ($Ma > 1$), akış alanı arttıkça akış hızı da artmaktadır. Şekil 2.6’da sesüstü ve sesaltı hızlarda akış alanı ile Mach sayısı, basınç, yoğunluk gibi özellikler arasındaki ilişki verilmiştir.



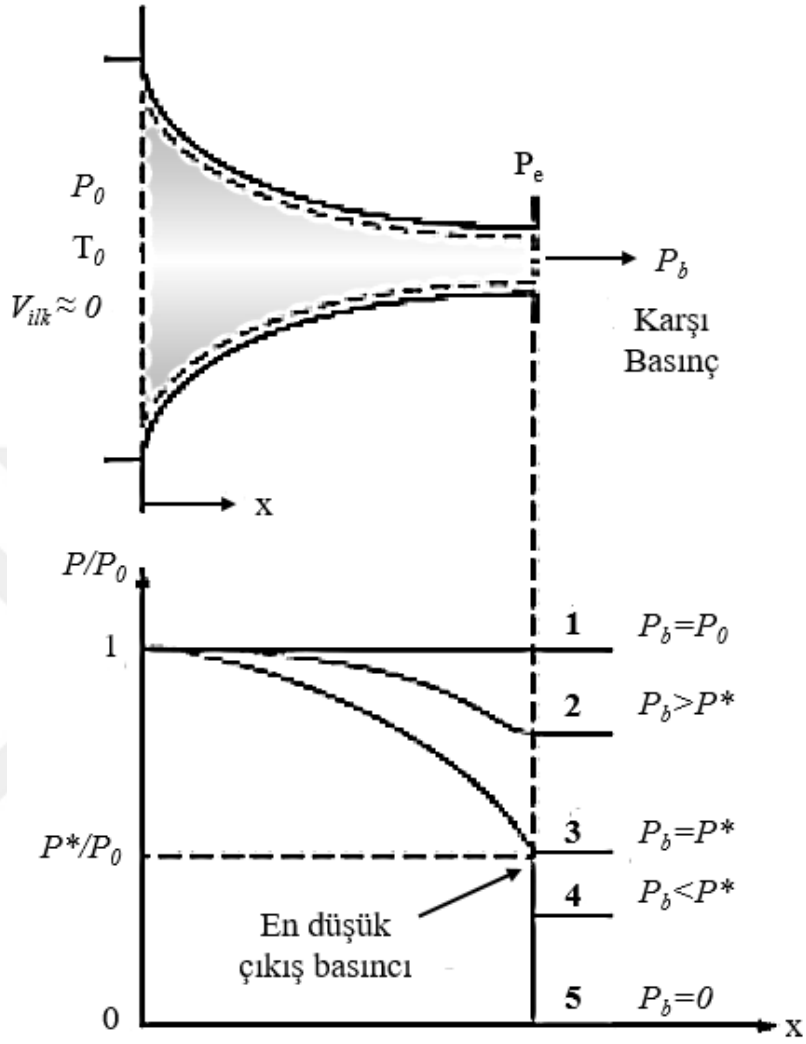
Şekil 2.6. Akışkan özelliklerinin akış alanı ile değişimi, sesaltı akış (a) sesüstü akış (b)

Sonuç olarak bir gaz akışının hızını sesüstü hızlara çıkarabilmek için yakınsak bir lülenin çıkışına ıraksak bir lüle eklenmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır. Gaz ejektörlerinde de sıklıkla kullanılan yakınsak-ıraksak lülelerde boğazdan ($Ma=1$) sonra akış alanı arttıkça akış hızının da artmasının sebebi olarak bu bölgedeki ani yoğunluk düşüşü gösterilmektedir (Çengel ve Cimbala, 2012).

2.4.3 Boğaz alanı ve maksimum kütleli debi

Sesaltı akışları ses hızına çıkarabilmek için kullanılan yakınsak lülelerde, lülenin geometrisini doğru belirlemek tek başına yeterli olmamaktadır. Aynı zamanda lülenin çıkışındaki karşı basıncın da belirli değerlerde olması gerekmektedir. Şekil 2.7’de görüldüğü gibi, durum 1’de oluşan karşı basıncın (P_b), giriş basıncı da olan durma basıncına (P_0) eşit olması halinde akış gerçekleşmeyecek ve lüle boyunca basınç üniform bir şekilde dağılacaktır. Fakat durum 2’de oluşan, karşı basıncın (P_b) P_2 basıncına düşürülmesi durumunda, lülenin çıkış düzlem basıncı olan P_e basıncı da P_2 basıncına düşer ve bu durum basıncın lüle boyunca azalmasına neden olur. Durum 3’te ise karşı basıncın (P_b), boğazda $Ma=1$ olması durumunda oluşan basınç olan P^* ’a düşürülmesi durumu ele alınmıştır. Bu durum aşağıda daha detaylı bir şekilde açıklanacak olan kütle akışının maksimum olduğu durumu ifade etmektedir. Bundan sonra karşı basıncın daha

fazla düşürülmesi (durum 3 ve durum 4) akışta herhangi bir değişime neden olmamaktadır.



Şekil 2.7. Karşı basıncın lüledeki akışa etkisi (Çengel ve Cimbala, 2012)

Daimi akış altında bir lüledeki kütleli debinin sabit olduğu göz önüne alındığında;

$$\dot{m} = \rho AV = \left(\frac{P}{RT}\right) A (Ma \sqrt{kRT}) = P A Ma \sqrt{k/RT} \quad (2.19)$$

ifadesi elde edilir. Eşitlik 2.9'dan T ve Eşitlik 2.8'den P çekilip bu eşitlikte yerine yazılırsa, kütleli debi Eşitlik 2.20'de görüldüğü gibi durma sıcaklığı, durma basıncı, akış alanı ve Mach sayısının bir fonksiyonu olarak elde edilir.

$$\dot{m} = \frac{A Ma P_0 \sqrt{k/RT_0}}{\left[1 + (k-1)\frac{Ma^2}{2}\right]^{(k+1)/(2(k-1))}} \quad (2.20)$$

Bir lüledeki maksimum kütleli debiyi bulabilmek için Eşitlik 2.20'nin Mach sayısına göre türevi alınır ve sifira eşitlenir. Bu işlem yapıldığında $Ma=1$ sonucu elde edilir. Daha önce bahsedildiği gibi lülede Mach sayısının 1 olduğu yer, en dar kesit olan boğaz kesitidir. Yani maksimum kütleli debi boğazda ($Ma=1$) oluşmaktadır. Boğaz özelliklerinin (A, P, T vb.) “*” ile gösterildiği (A^*, P^*, T^* vb.) dikkate alınıp, Eşitlik 2.20’de Mach sayısı yerine 1 yazılırsa;

$$\dot{m}_{max} = A^* P_0 \sqrt{k/RT_0} \left(2/k + 1\right)^{k+1/(2(k-1))} \quad (2.21)$$

şeklinde maksimum kütleli debi ifadesi elde edilir. Eşitlik incelendiğinde ejektörler için de önemi yüksek olan, lüledeki boğaz alanının (A^*) durma basıncı, durma sıcaklığı ve maksimum kütleli debinin bir fonksiyonu olduğu görülmektedir. Kritik bölge olan boğaz alanındaki basınç, sıcaklık ve yoğunluk gibi özellikler için de Eşitlik 2.8, Eşitlik 2.9 ve Eşitlik 2.10’da Mach sayısı yerine 1 yazılarak bağıntılar şu şekilde elde edilebilir.

$$\frac{P^*}{P_0} = \left[2/k + 1\right]^{k/k-1} \quad (2.22)$$

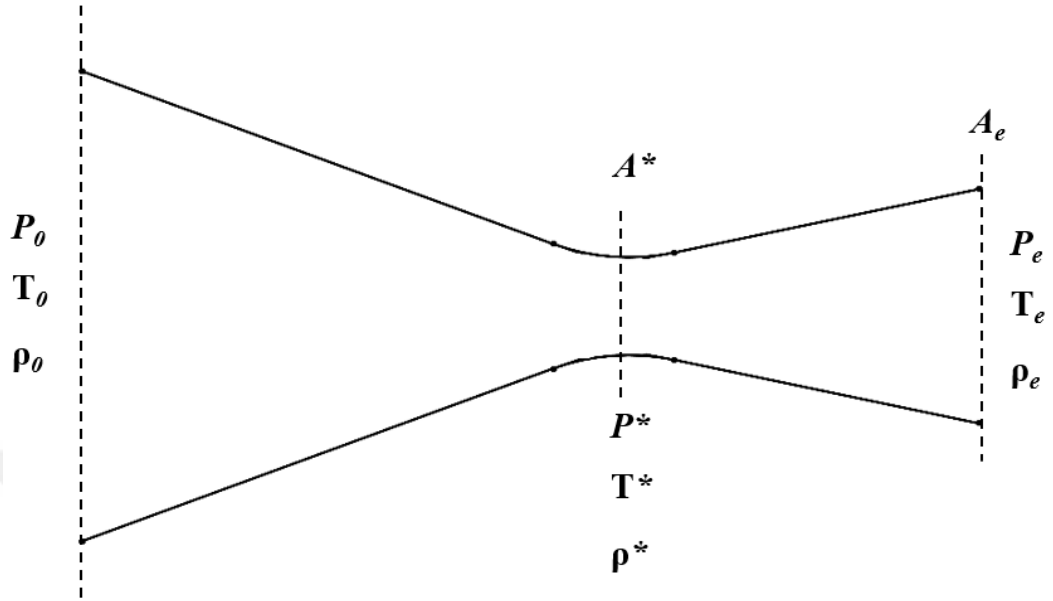
$$\frac{T^*}{T_0} = 2/k + 1 \quad (2.23)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left[2/k + 1\right]^{1/k-1} \quad (2.24)$$

2.4.4 Yakınsak-ıraksak lüle

Gaz ejektörlerinde akışı sesüstü hızlara çıkarabilmek için kullanılması gereken yakınsak-ıraksak bir lüle şematik olarak Şekil 2.8’de verilmiştir. Yakınsak-ıraksak bir lülenin boyutlandırma hesapları, Eşitlik 2.20 ve 2.21’in birleştirilmesi ile boğaz alanı ve Mach sayısına bağlı olarak Eşitlik 2.25 kullanılarak yapılabilmektedir.

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{Ma} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right) \right]^{k+1/(2(k-1))} \quad (2.25)$$



Şekil 2.8. Yakınsak-ıraksak lüle geometrisi

Örneğin, yakınsak-ıraksak bir lülenin çıkış kesitinin (A_e) hesaplanması göz önüne alınırsa, çıkış kesitindeki arzu edildiği Mach sayısı değeri Eşitlik 2.25'te yazıldığında boğaz kesit alanı ve akışkanın özgül ısılarının oranının bir fonksiyonu olarak çıkış kesit alanı elde edilebilir. Benzer şekilde Mach sayısı bilinen veya arzu edilen değerde olan bir noktanın basınç, sıcaklık ve yoğunluk gibi özellikleri için de Eşitlik 2.8, Eşitlik 2.9 ve Eşitlik 2.10 kullanılabilir.

Çizelge 2.1, 2.2, 2.3 ve 2.4'te ejektörlerde sık kullanılan gazların (kızgın buhar ($k=1,3$), sıcak yanma ürünleri ($k=1,33$), hava ($k=1,4$) ve tek atomlu gazlar ($k=1,667$)) özgül ısı oranı ve yakınsak-ıraksak lüle çıkış kesitindeki arzu edilen Mach sayılarına göre hazırlanmış çıkış kesit alanı oranları ve özellik oranları verilmiştir. Bununla beraber Eşitlik 2.8, 2.9, 2.10 ve 2.25 kullanılarak farklı özgül ısılar oranına sahip gazlar için de benzer tablolar oluşturulabilir.

Çizelge 2.1. Kızgın buhar ($k=1,3$) için özellik oranları

<i>Mach Sayısı</i>	A_e / A^*	T_e / T_0	P_e / P_0	ρ_e / ρ_0
1	1	0,869565	0,545728	0,62758689
1,1	1,008312	0,846382	0,485423	0,5735275
1,2	1,032101	0,822368	0,428504	0,52106042
1,3	1,070348	0,797766	0,37566	0,47088935
1,4	1,122738	0,772798	0,327304	0,42353153
1,5	1,189488	0,747664	0,283614	0,37933306
1,6	1,271237	0,722543	0,244574	0,33849041
1,7	1,368991	0,697593	0,210028	0,30107476
1,8	1,484082	0,672948	0,179715	0,267057
1,9	1,61816	0,648719	0,153313	0,23633148
2	1,773188	0,625	0,130461	0,2087373
2,1	1,951448	0,601866	0,110789	0,18407671
2,2	2,155553	0,579374	0,093934	0,16213024
2,3	2,388466	0,557569	0,079548	0,14266871
2,4	2,653524	0,536481	0,067308	0,12546241
2,5	2,95446	0,516129	0,056923	0,11028784

Çizelge 2.2. Sıcak yanma ürünleri ($k=1,33$) için özellik oranları

<i>Mach Sayısı</i>	A_e / A^*	T_e / T_0	P_e / P_0	ρ_e / ρ_0
1	1	0,858369	0,540364	0,6295241
1,1	1,008192	0,833576	0,48016	0,5760242
1,2	1,031584	0,808016	0,423519	0,5241476
1,3	1,069083	0,781953	0,371095	0,4745743
1,4	1,120283	0,755629	0,323257	0,4277982
1,5	1,185281	0,729262	0,280142	0,3841449
1,6	1,264569	0,703037	0,2417	0,3437936
1,7	1,358968	0,677117	0,207741	0,3068029
1,8	1,46959	0,651636	0,177985	0,2731355
1,9	1,597817	0,626704	0,15209	0,2426819
2	1,74529	0,60241	0,129687	0,215281
2,1	1,913907	0,578821	0,110403	0,1907379
2,2	2,105829	0,555988	0,093872	0,1688383
2,3	2,323484	0,533946	0,07975	0,1493597
2,4	2,569583	0,512715	0,067719	0,1320801
2,5	2,84713	0,492308	0,057494	0,1167841

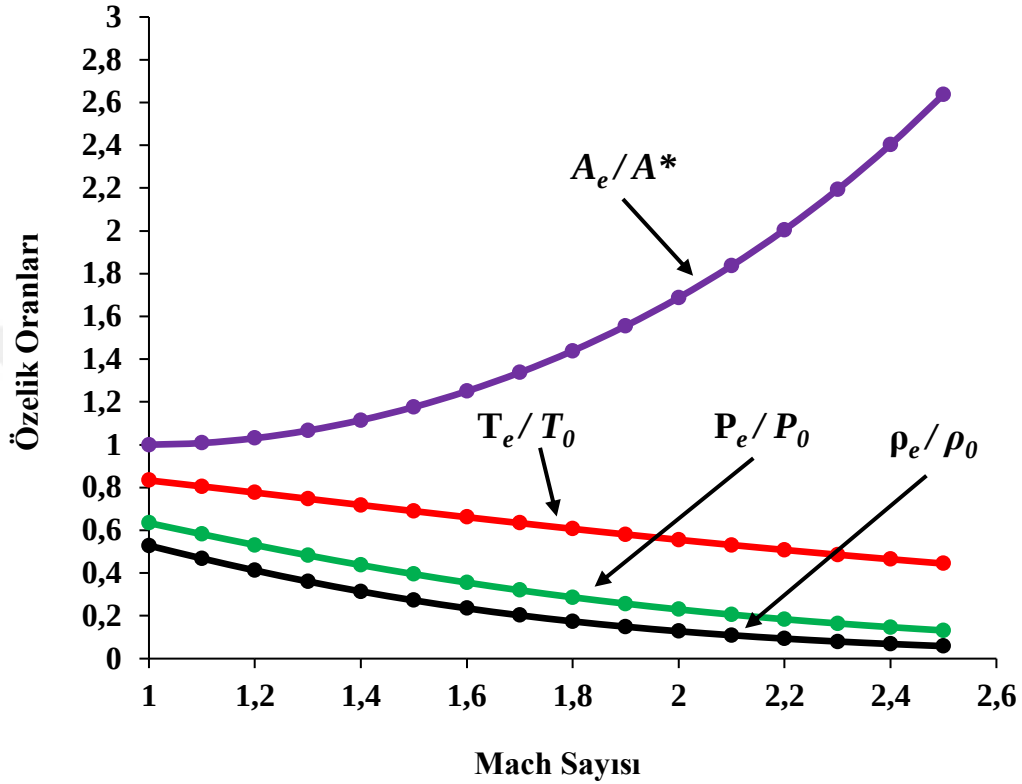
Çizelge 2.3. Hava ($k=1,4$) için özellik oranları

<i>Mach Sayısı</i>	A_e / A^*	T_e / T_0	P_e / P_0	ρ_e / ρ_0
1	1	0,833333	0,528282	0,6339381
1,1	1,007925	0,805153	0,468354	0,5816959
1,2	1,03044	0,776398	0,412377	0,5311416
1,3	1,066305	0,747384	0,360914	0,4829028
1,4	1,114926	0,718391	0,314241	0,4374233
1,5	1,176167	0,689655	0,272403	0,3949844
1,6	1,250235	0,661376	0,235271	0,35573
1,7	1,337606	0,633714	0,202593	0,3196925
1,8	1,438982	0,606796	0,17404	0,2868184
1,9	1,555257	0,58072	0,14924	0,2569905
2	1,6875	0,555556	0,127805	0,2300481
2,1	1,836944	0,53135	0,109353	0,2058026
2,2	2,004975	0,50813	0,093522	0,1840506
2,3	2,193131	0,485909	0,079973	0,1645836
2,4	2,4031	0,464684	0,068399	0,1471954
2,5	2,636719	0,444444	0,058528	0,1316872

Çizelge 2.4. Tek atomlu gazlar ($k=1,667$) için özellik oranları

<i>Mach Sayısı</i>	A_e / A^*	T_e / T_0	P_e / P_0	ρ_e / ρ_0
1	1	0,749906	0,487092	0,649537
1,1	1,00705	0,712487	0,4286	0,601555
1,2	1,026746	0,675566	0,37523	0,55543
1,3	1,057495	0,639544	0,327206	0,511624
1,4	1,098268	0,604719	0,284478	0,470429
1,5	1,148408	0,571306	0,246805	0,432002
1,6	1,207518	0,539444	0,213829	0,396388
1,7	1,275382	0,509213	0,185126	0,363554
1,8	1,351913	0,480644	0,16025	0,333407
1,9	1,437124	0,453734	0,138759	0,305815
2	1,5311	0,428449	0,120233	0,280624
2,1	1,633978	0,404738	0,104287	0,257665
2,2	1,745942	0,382535	0,090571	0,236766
2,3	1,867207	0,361766	0,078777	0,217758
2,4	1,998015	0,342353	0,068633	0,200475
2,5	2,138628	0,324215	0,059903	0,184763

Yukarıdaki çizelgelerde verilen özellik oranlarının çıkış kesitindeki Mach sayısı ile değişimi Şekil 2.9'da grafiksel olarak verilmiştir. Bütün gazlar için özellik oranlarındaki değişim eğilimi benzer olduğu için sadece hava ($k=1,4$) için grafiksel gösterim verilmesi yeterli görülmüştür.

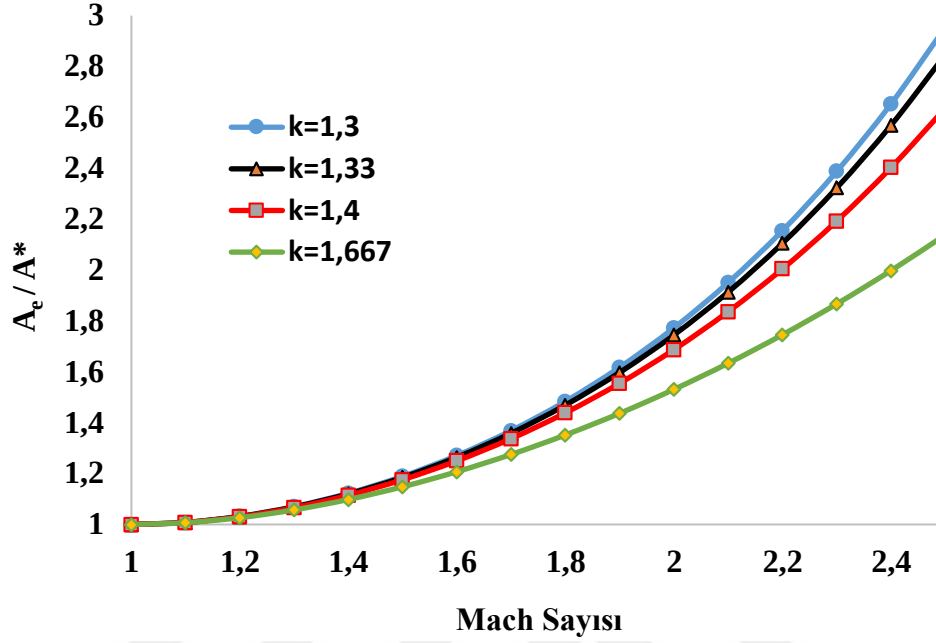


Şekil 2.9. Hava ($k=1,4$) için özellik oranlarının çıkış kesitindeki Mach sayısı ile değişimi

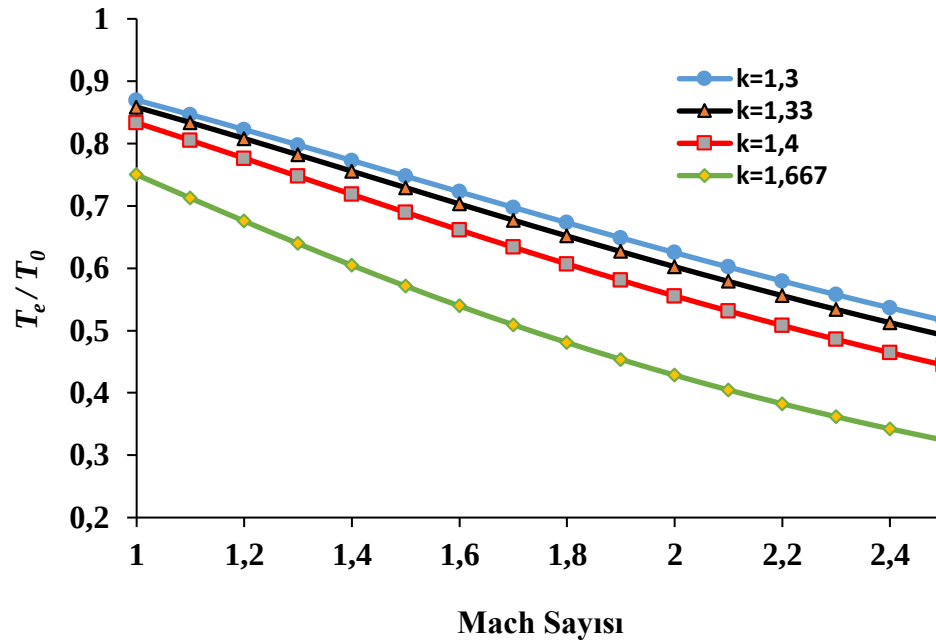
Grafikten görüldüğü üzere, yakınsak-ıraksak bir lülede boğazdan ($Ma=1$) sonra akış hızını artırabilmek için akış alanının artırılması gerektiği net bir şekilde ortadadır. Akış alanı artırıldıkça akışkan hızı, hızlı bir şekilde artmakta ve belirli bir değerden sonra hızdaki artış yavaşlamaktadır. Sıcaklık, basınç ve yoğunluk ise artan akış alanı ve beraberindeki akışkan hızıyla birlikte yakınsak-ıraksak lüle boyunca azalma eğilimi göstermektedir.

Şekil 2.10 ve 2.11'de ise farklı özgül ısı oranına sahip gazlarda lülenin ıraksak kısmı boyunca alan ve sıcaklık oranlarının lülenin çıkış kesitindeki Mach sayısı ile değişimi verilmiştir. Özgül ısıların oranı arttıkça, çıkış kesitinde aynı hıza ulaşabilmek için daha küçük bir kesit alanının yeterli olduğu görülmektedir (Şekil 2.10). Sıcaklık, basınç ve yoğunluk değişimleri benzer eğilimler gösterdikleri için Şekil 2.11'de farklı özgül ısı

oranları için sadece sıcaklık oranının değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi, çıkış kesitinde aynı Mach sayısı değeri için özgül ısıların oranı arttıkça çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Benzer şekilde çıkış basıncı ve yoğunluğu da azalma eğilimi göstermektedir.



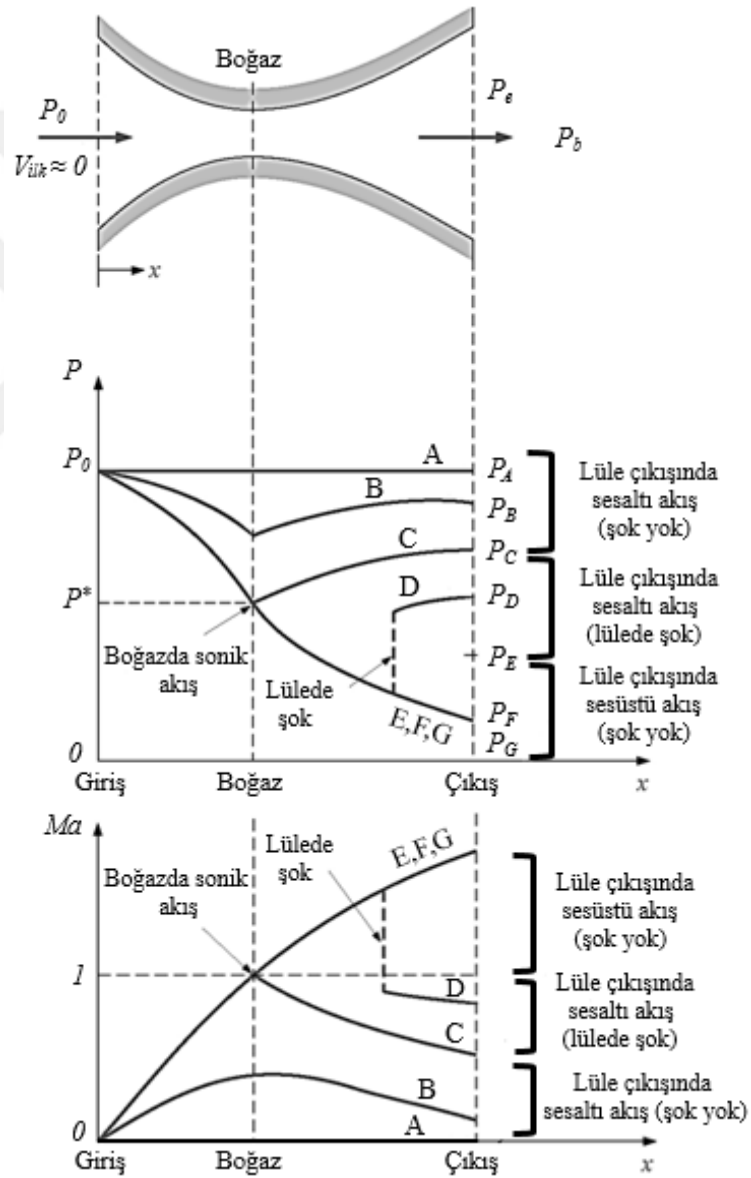
Şekil 2.10. Farklı k değerleri için çıkış kesiti Mach sayısı ile alan oranı değişimi



Şekil 2.11. Farklı k değerleri için çıkış kesiti Mach sayısı ile sıcaklık oranı değişimi

2.4.4.1 Karşı basıncın (P_b) yakınsak-ıraksak lüledeki akışa etkisi

Her ne kadar yakınsak-ıraksak bir lülenin herhangi bir kesit alanı veya herhangi bir kesitindeki akış özellikleri önceki bölümlerde verilmiş olan bağıntılar yardımıyla belirlenebiliyor olsa da bunlar akışın lüle çıkışında ses üstü hızlara ulaşabilmesi için tek başına yeterli olmamaktadır. Eğer karşı basınç (P_b) doğru aralıklarda değilse, akış hızı artmak yerine azalmaya başlayacaktır. Şekil 2.12 göz önüne alınarak karşı basıncın alabileceği değerlere göre akışın durumu incelenecek olursa;



Şekil 2.12. Karşı basıncın (P_b) yakınsak-ıraksak bir lülede akışa etkisi (Çengel ve Cimbala, 2012).

A durumu: karşı basınç (P_b) giriş basıncı olan P_0 'a eşit olduğunda basınç farkı oluşmadığı için hiçbir şekilde akış gerçekleşmemektedir. Bu durum karşı basıncın giriş basıncına eşit veya büyük olduğu bütün durumlar için geçerlidir. Akışın gerçekleşebilmesi için ne olursa olsun karşı basıncın giriş basıncından daha düşük olması şarttır.

B durumu: karşı basınç (P_b) giriş basıncından küçük, P_C basıncından büyükse ($P_C < P_b < P_0$) yani P_B basıncında ise, akış yakınsak bölgede hızlanır, maksimum değerine ulaşır ve basıncı azalır fakat hala akış hızı ses hızının altındadır ($Ma < 1$). Bu yüzden ıraksak bölgede akış hızı azalmaya başlar ve buna bağlı olarak basıncı bir miktar artar.

C durumu: karşı basınç (P_b) P_C basıncına eşit olduğunda ($P_b = P_C$), kritik bölge olan boğazda hız ulaşabileceği maksimum değere ulaşır ($Ma = 1$) ve boğaz basıncı da kritik basınç olan P^* 'a düşer. Dolayısıyla karşı basıncın daha fazla düşürülmesi yakınsak kısımdaki akışta herhangi bir değişikliğe neden olmaz. Fakat ıraksak bölgede hala artması istenen hız azalma eğilimi gösterirken azalan hızla beraber basınç artış eğilimi gösterir.

D ve E durumu: karşı basıncın (P_b) P_C basıncından küçük P_E basıncından büyük olması durumunda ($P_E < P_D < P_b < P_C$) boğazda ses hızına ulaşmış olan akış ıraksak bölgede sesüstü hızlara çıkmaya başlar. Fakat boğaz ile çıkış arasındaki bir noktada şok oluşur ve akış aniden sesaltı hızı düşer ve ıraksak bölgede azalma eğilimi gösteren basınç aniden artmaya başlar. Karşı basınç azaltılmaya devam edilip P_E basıncına doğru düşürüldükçe şok oluşumu da çıkış düzlemine doğru kaymaya başlar. Karşı basınç P_E basıncına düşürüldüğünde ($P_b = P_E$) ise şok tam çıkış düzleminde oluşur yani ıraksak bölgenin tamamında (çıkış düzlemine kadar) akış ses üstü hızlarda devam ederken basınç da azalma eğilimindedir. Fakat çıkış düzleminde oluşan şok ile birlikte hala akış hızı aniden düşmekte ve basıncı aniden artmaktadır.

F ve G durumu: $0 < P_b < P_{F,G}$ olması durumu en tercih edilen durumdur. Çünkü ıraksak bölge boyunca akış ses üstüdür ve basınç azalma eğilimindedir. Ayrıca lüle boyunca şok oluşmaz ve akış $P_{F,G}$ basıncına kadar genişler. Bu durumda ortaya çıkan birincil nozul çıkışında düşük basınç oluşması gaz ejektörleri için de arzu edilen durumdur.

Bu noktaya kadar sıkıştırılabilir akış ile ilgili teorik esaslardan bahsedilmiş, yakınsak ve yakınsak-ıraksak bir lüle boyunca akış özelliklerinin nasıl değiştiği incelenmiş ve bunlarla ilgili analitik ifadeler elde edilmiştir. Ayrıca, karşı basıncın hem yakınsak bir lülede hem de yakınsak-ıraksak bir lülede gerçekleşen akış üzerindeki etkisi detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Bir sonraki bölümde ise oluşturulan matematiksel model detaylı bir şekilde ele alınacaktır.



BÖLÜM III

MATEMATİKSEL MODEL VE SAYISAL ÇÖZÜM

Ejektör tasarımı için ilk tek boyutlu model; kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri kullanılarak, Keenan vd. (1950), tarafından 1950 yılında tanımlanmıştır. Bu model o zamandan beri ejektör tasarımları için teorik temel olarak kullanılmış ve Munday ve Bagster (1977) tarafından modifiye edilmiştir. Bu yeni modelde şu varsayım kabul edilmiştir; iki akışkan karşılaştıklarında ilk önce karışmamakta, birincil akışkanın akış hızı ikincil akışkana yakınsak lüle davranışı göstermekte ve bu yüzden ikincil akışkan hipotetik (farazi) boğaz olarak tanımlanan yerde ses hızına çıkmaktadır. Daha sonra iki akışkan üniform basınç altında karışmaktadır.

Literatürde yer alan ejektör modelleme çalışmaları arasında, Eames vd. (1995), küçük boyutlu bir buhar-jet soğutma sistemi üzerinde çalışmış, sabit basınç modeli temelli ve birincil nozul, karışım bölgesi ve difüzör bölgesindeki tersinmezlikleri de içeren teorik bir model ortaya koymuştur. Fakat ikincil akışkanın boğulma (tikanma) durumu modelde hesaba katılmamıştır. Bu durumu da hesaba katan Huang vd. (1999), iki akışkanın karışımının sabit alan bölgesinde ve üniform basınç altında gerçekleştiğini varsayan tek boyutlu bir model oluşturmuşlardır. Oluşturulan modeller, 11 farklı ejektör ile deneysel olarak doğrulanmıştır.

Karışım bölgesindeki ejektör davranışını çok daha doğru bir şekilde tahmin edebilmek için Yapıcı ve Ersoy (2005), sadece karışım bölgesine odaklanmış ve sabit alanda karışım modeli temelli bir bölgesel model elde etmişlerdir. Model için temel alınan ejektör; birincil nozul, silindirik yapıdaki karışım bölgesi ve difüzörden meydana gelmektedir. Daha önceden Sun ve Eames (1996), tarafından ortaya konulan benzer bir model ile karşılaştırıldığında Yapıcı ve Ersoy (2005)'un modeli aynı sıcaklık şartları altında daha iyi bir performans ortaya koymuştur. Birkaç yıl sonra Zhu vd. (2008b), bir ejektör sisteminin gerçek zamanlı kontrolü ve optimizasyonu için tek boyutlu analiz temelli bir model önermişler fakat model basitleşmesine rağmen bazı ifadeler çok daha karmaşıklaşmış ve bazı parametrelerin deneysel olarak elde edilme gerekliliği ortaya çıkmıştır.

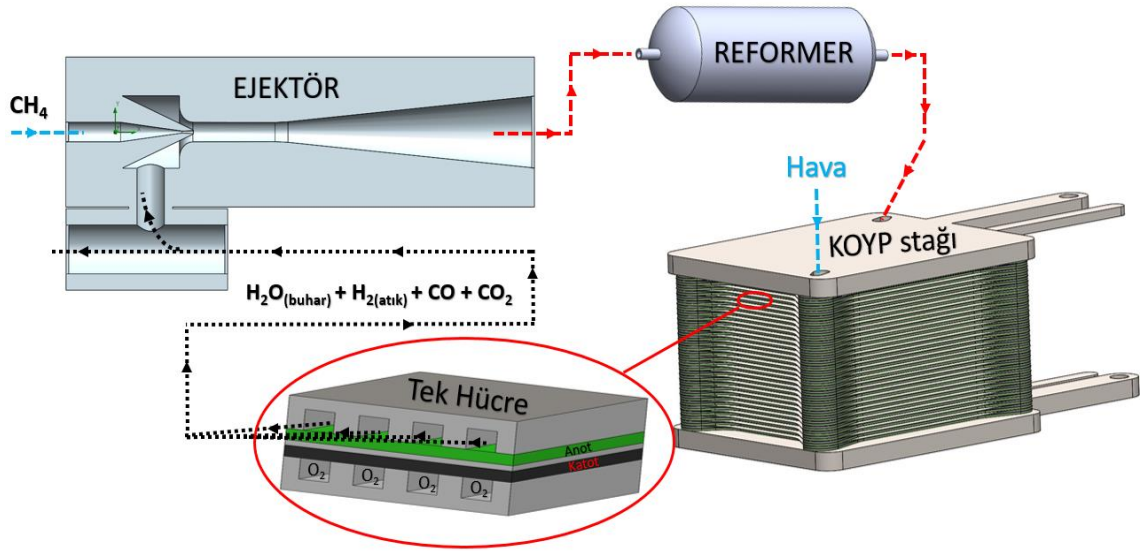
Elakhdar vd. (2011), R134a kullanılan soğutma sistemlerine özel bir ejektörde farklı çalışma şartları altındaki ejektör performansını tahmin edebilmek için matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Simülasyon sonuçları literatürde yapılan deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmış ve ortalama %6 hata ile benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Benzer bir çalışmada Khalil vd. (2011), sabit alan temelli olarak ejektörün 3 farklı çalışma durumunu da ifade eden denklemleri tek boyutlu model olarak sunmuşlar ve simülasyon sonuçlarının literatürde mevcut olan deneysel sonuçlarla uyumlu olduklarını görmüşlerdir.

Yukarıda bahsedilen modellerin tamamında gazlar, ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Bununla birlikte, Rogdakis ve Alexis (2000), Munday ve Bagster (1977) tarafından oluşturulan modeli gerçek gazların termodinamik özelliklerini tanımlayarak geliştirmişlerdir. Fakat modeli basitleştirmek için sürtünme kayıplarını sabit olarak kabul etmişlerdir. Bu eksikliği göz önüne alan Selvaraju ve Mani (2004), Munday ve Bagster (1977) tarafından ortaya koyulan teoriye dayalı modeli, sabit alan bölgesinde gerçekleşen sürtünme kayıplarını tanımlayan bir ifade ekleyerek geliştirmişlerdir. İdeal gaz kabulünden kaçınılarak yapılan bir başka çalışma ise Grazzini vd. (2011), tarafından tek boyutlu bir model olarak ortaya konulmuştur.

3.1 Matematiksel Model

Tez kapsamında geliştirilen ejektör için Şekil 3.1’de şematik olarak verilmiş olan anot gazı geri kazanımı için ejektör kullanılan metan yakıtlı bir katı oksit yakıt pili sistemi göz önüne alınmıştır. Sistem; katı oksit yakıt pili, ejektör ve yakıt dönüştürücü birimden (reformer) oluşmaktadır. Metanın katı oksit yakıt pilinde yakıt olarak kullanılabilmesi için ön bir dönüştürme işlemine tabi tutulması gerekmektedir. Bu dönüştürme işlemi yaygın olarak yakıt dönüştürücü içerisinde yaklaşık olarak 1000 K sıcaklıkta metanın su buharı ile reaksiyonu ile gerçekleştirilmektedir. Bu dönüştürme işlemi esnasında gerçekleşen reaksiyonlar aşağıda verilmiştir.





Şekil 3.1. Anot gazı geri kazanımı için ejektör kullanılan KOYP sistemi

Yüksek çalışma sıcaklığına ($\sim 1100\text{K}$) sahip katı oksit yakıt pilleri atık olarak reaksiyona girmeyen gazların yanı sıra yüksek sıcaklıkta su buharı da ihtiva etmektedir. Yüksek sıcaklıktaki atık haldeki bu su buharı, metan gibi hidrokarbonların yakıt dönüştürücü içerisinde hidrojene ayrıştırılması için de kullanılabilir. Bu kapsamda ejektör kullanımı, yakıt dönüştürücü için harici bir buhar üretici kullanımını da ortadan kaldırarak sistem veriminin artırılmasını sağlamaktadır (Riensch vd., 1998b). Ayrıca yeterli miktarda su buharının yakıt pili egzozundan ejektör vasıtasıyla yakıt dönüştürücüye transferi hem dönüştürücü içerisinde gerçekleşecek reaksiyonlar için hem de ejektör ve dönüştürücü içerisinde oluşabilecek karbon birikimini önlemek için kritik öneme sahiptir (Dicks, 1996; Takeguchi vd., 2002; Zhu vd., 2007).

Katı oksit yakıt pilleri için ejektör tasarımında göz önüne alınması gereken en önemli dizayn parametreleri Eşitlik 2.1’de verilmiş olan ikincil akışkan (anot egzoz gazı) debisinin birincil akışkan (metan) debisine oranı olarak tanımlanan sürüklenme oranı (w) ile Eşitlik 3.3’te verilmiş olan ve ejektör içerisindeki su buharı molar debisinin CO ve CH_4 molar debilerinin toplamına oranı olarak tanımlanan buhar-karbon oranıdır (steam to carbon ratio (STCR)). Literatürde bu oranın karbon birikimini önlemek için 2’den büyük olması gerektiği belirtilmiştir (Peters vd., 2013; Li vd., 2015; Sheu vd., 2015; Abbas vd., 2017).

$$STCR = \frac{\dot{n}_{H_2O}}{\dot{n}_{CO} + \dot{n}_{CH_4}} \quad (3.3)$$

Matematiksel modelleme çalışmalarında geometri oluşturma aracı ve çözücü için sırasıyla SOLIDWORKS ve Flow Simulation ticari yazılımları kullanılmıştır. Ejektör başlangıç geometrisi için literatürde mevcut olan Baba ve arkadaşlarının (Baba vd., 2015) katı oksit yakıt pilleri için geliştirdikleri ejektör geometrisinin bazı ölçüleri referans alınmış ve ilgili geometri, sistem gereksinimlerini karşılayacak şekilde modifiye edilmiştir. Dizayn edilen ve üzerinde sayısal çalışmalar yapılan ejektör geometrisinin literatürden (Zhu vd., 2007; Zhu ve Jiang, 2011; Zhu vd., 2011; Kumar vd., 2013; Vincenzo vd., 2013) en önemli farkı, egzoz hattının gerçek uygulamalardaki çalışma şartlarını ve akış karakteristiğini yansıtacak şekilde tasarlanmış olmasıdır. Literatürde ikincil akışkan birincil akışkana, ek bir akış hattı tasarımı yapılmadan, paralel şekilde gönderilmiş ve bu şekilde sayısal analizler yapılmışken bu çalışmada ek bir egzoz hattı tasarımı yapılarak gerçek şartlara daha yakın bir dizayn ortaya konulmuştur.

Sayısal çözümlerde kullanılan genel denklemler, model geometrisi, mesh yapısı, kabuller ve sınır şartlarının detayları alt başlıklarda verildikten sonra ejektör tasarım adımları 3 ayrı başlık altında incelenmiştir. Bunlar;

1. Ejektör çalışma basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesi
2. Geometrik optimizasyon
3. İkincil akışkan yönü, açısı ve diğer geometrik parametrelerin optimizasyonu

Birinci adımda geometriden bağımsız olarak ejektörün giriş-çıkış sıcaklık ve basınç değerleri arzu edilen çalışma şartlarına uygun olarak optimize edilmiş ve diğer iki adımda optimize edilen bu basınç ve sıcaklık değerleri sabit tutularak ejektörün geometrik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

3.1.1 Genel denklemler

SOLIDWORKS Flow Simulation ticari yazılımı diğer CFD yazılımlarda olduğu gibi aşağıda verildiği şekilde temel olarak süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemlerini kullanmaktadır.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.4)$$

Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} = -\nabla P - \nabla (\rho \vec{V}) \vec{V} - \nabla \tau + \rho f_i \quad (3.5)$$

Enerji Denklemi: yüksek hızlı sıkıştırılabilir akış için aşağıdaki enerji denklemi kullanılmıştır.

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i (E + \frac{P}{\rho})}{\partial x_i} = \frac{\partial [u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i]}{\partial x_i} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (3.6)$$

$$E = e + \frac{u^2}{2} \quad (3.7)$$

Bu denklemler, akışın yapısı ve akışkan yoğunluğu, viskozite ve ısı iletkenliğinin sıcaklığa bağlı ampirik bağıntıları göz önüne alınarak akış hal denklemleri ile desteklenmektedir. Modelde kullanılan akışkanların sıcaklığa bağlı termodinamik özellikleri ileriki bölümlerde detaylı bir şekilde verilmiştir.

SOLIDWORKS Flow Simulation türbülanslı akışları analiz etmek için literatürde ejektörler için de yaygın olarak kullanılan k- ϵ türbülans modelini kullanmaktadır. Türbülans kinetik enerji ve türbülans kinetik enerji yayılma oranı için taşınım denklemleri sırasıyla Eşitlik 3.8 ve 3.9'da verilmiştir. Bu eşitliklerde geçen bazı ifadelerin açılımları da Eşitlik 3.10-3.13'te verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \varepsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_B \mu_t P_B \right] - f_2 C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (3.9)$$

$$\tau_{ij} = \mu S_{ij} \quad (3.10)$$

$$\tau_{ij}^R = \mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.11)$$

$$S_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (3.12)$$

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (3.13)$$

Bu eşitliklerde yer alan model sabitleri $C_\mu = 0,09$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $\sigma_B = 0,9$ ve $P_B > 0$ ise $C_B = 1$, $P_B < 0$ ise $C_B = 0$ (Kumar vd., 2013; Hwang vd., 2015) şeklindedir. Türbülans viskozitesi (μ_t) ise Eşitlik 3.14 ile hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

Burada (f_μ) ile ifade edilen Lam and Bremhorst's sönümlleme fonksiyonu şu şekilde bulunmaktadır:

$$f_\mu = (1 - e^{-0.025 Re_y})^2 \left(1 + \frac{20.5}{Re_t} \right) \quad (3.15)$$

Bu eşitlikte;

$$Re_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu} \quad (3.16)$$

$$Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon} \quad (3.17)$$

şeklinde ilgili Reynolds sayısını ifade etmektedir. Yukarıdaki eşitliklerde geçen y ilgili noktanın duvardan olan uzaklığını belirtmekte ve diğer Lam and Bremhorst's sönümlleme fonksiyonları olan f_1 ve f_2 ise şu şekilde bulunmaktadır:

$$f_1 = 1 + \left[\frac{0.05}{f_\mu} \right]^3 \quad (3.18)$$

$$f_2 = 1 - e^{-Re_t^2} \quad (3.19)$$

Lam and Bremhost's sönümlleme fonksiyonları f_μ , f_1 ve f_2 cidara çok yakın bölgelerde ortalama hız esaslı Re_y temel alındığında türbülans viskozitesi ve türbülans enerjisini azaltırken türbülans yayılma oranını artırmaktadır. $f_\mu = 1$, $f_1 = 1$, $f_2 = 1$ olduğunda ise orjinal k- ϵ türbülans modeli yaklaşımına geri dönmektedir. Isı akısı ifadesi de Eşitlik 3.20'de verilmiştir.

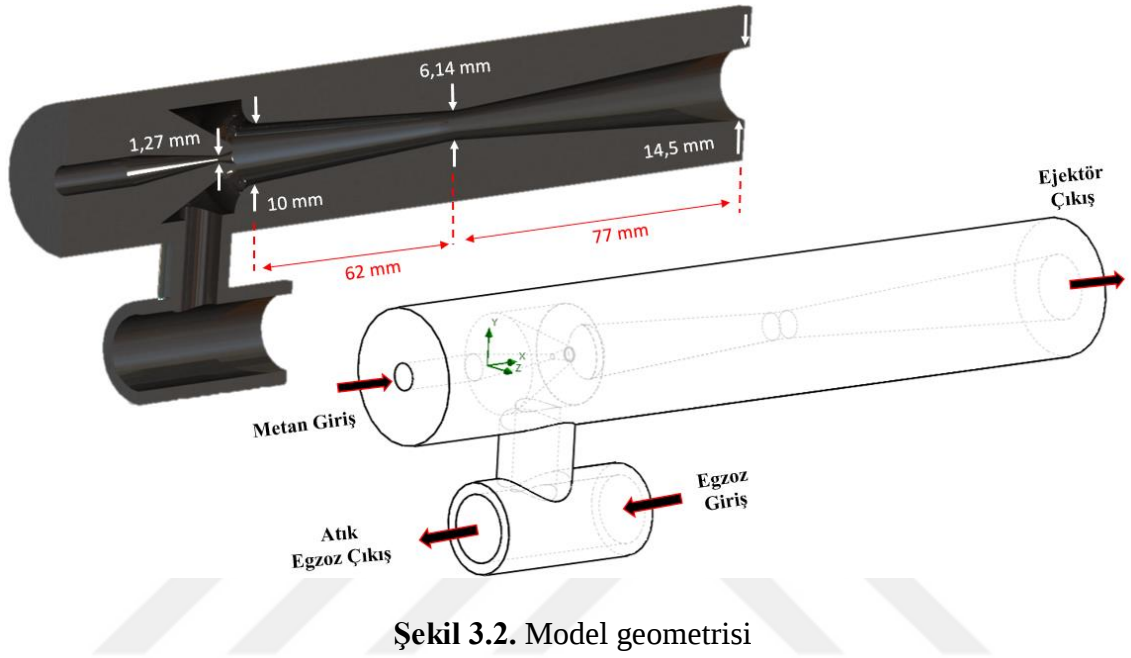
$$q_i = \left[\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right] \frac{\partial h}{\partial x_i} \quad (3.20)$$

Bu eşitlikte σ_c bir sabit ve değeri 0,9 iken Pr Prandtl sayısını h ise termal entalpiyi ifade etmektedir.

3.1.2 Model geometrisi ve mesh yapısı

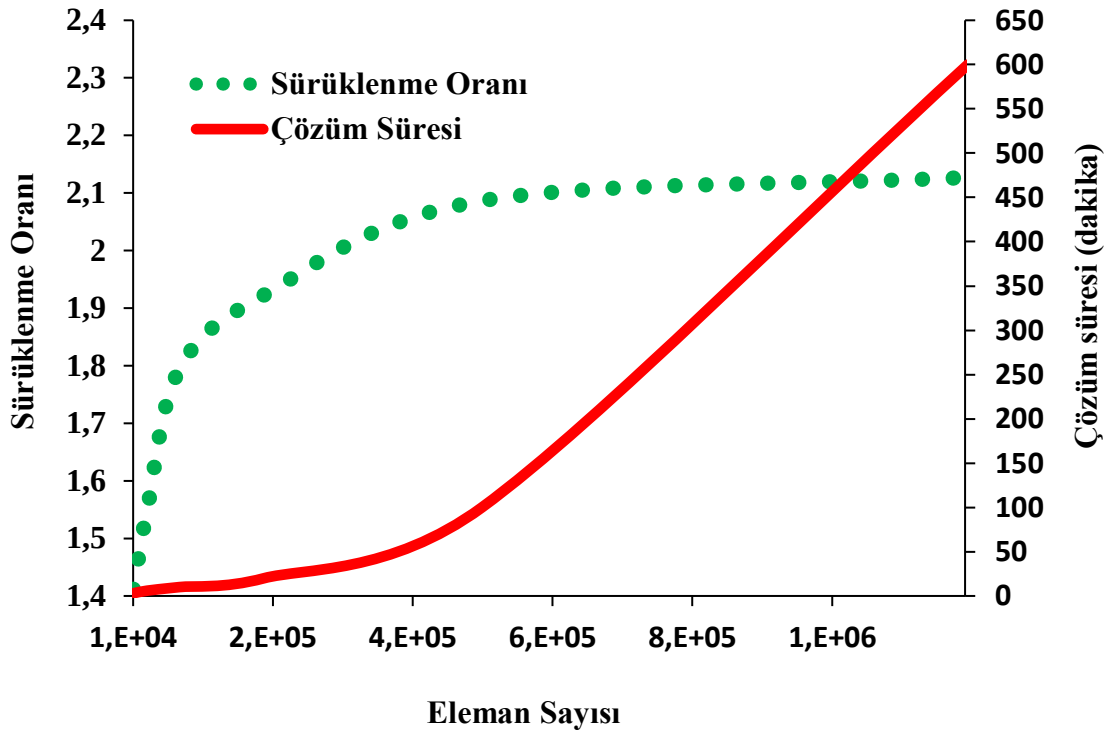
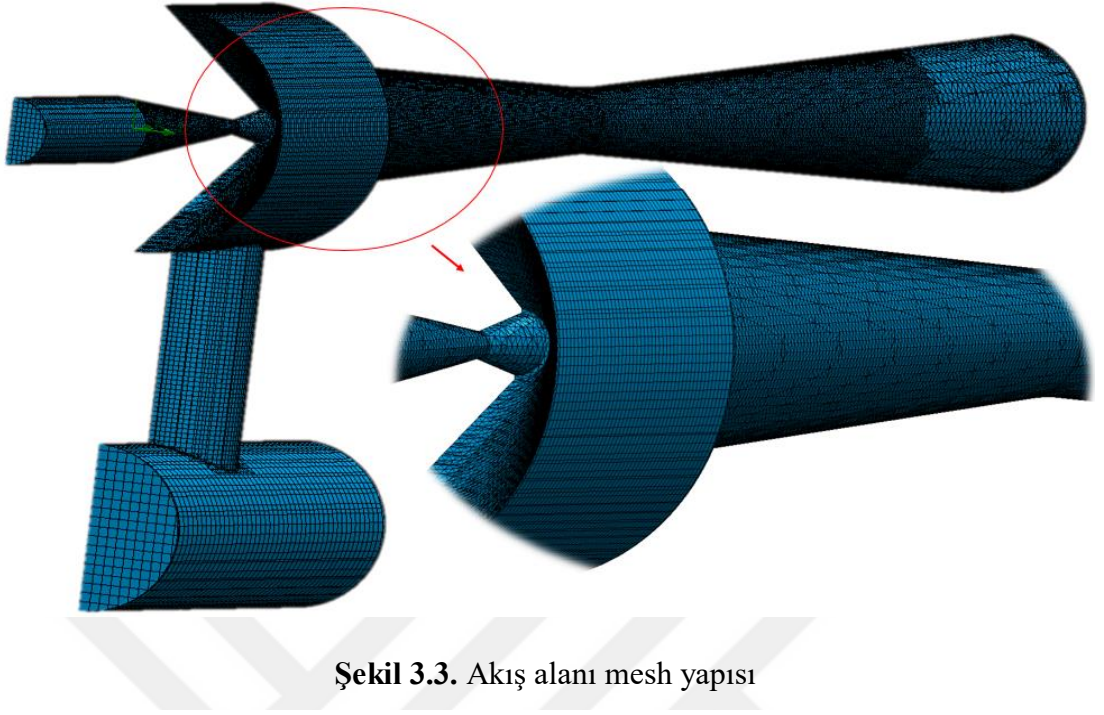
Şekil 3.2'de Baba ve arkadaşlarının (Baba vd., 2015) çalışmasından referans alınarak SOLIDWORKS ticari yazılımı ile üç boyutlu olarak tasarımı yapılan ejektör geometrisi verilmiştir. Literatürden farklı olarak gerçek çalışma şartlarını yansıtacak şekilde ek bir egzoz hattı tasarımı yapılmıştır. Bu durumun akış karakteristiği açısından daha gerçekçi sonuçlar ortaya koyacağı düşünülmüştür. Ayrıca literatürde yapılan birçok çalışmada 2 boyutlu olan ejektör modelinin aksine bu çalışmada 3 boyutlu bir ejektör tasarlanmıştır. Şekil 3.2'de verilen geometri, 18 kW kapasiteli bir katı oksit yakıt pili sistemini besleyecek yeterli metan debisini ses üstü hızlara çıkarabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu kapsamda Eşitlik 2.21'de verilen maksimum kütleli debi ifadesi kullanılarak gerekli boğaz çapı belirlenmiştir. Başlangıç geometrisi sadece ejektör giriş-çıkış basınçları (egzoz giriş basıncı, atık egzoz çıkış basıncı, metan giriş basıncı ve ejektör çıkış basıncı)

ve metan giriş sıcaklığını belirlemek için kullanıldığından diğer geometrik uzunluklar literatür ile benzer şekilde belirlenmiştir. Buradaki amaç geometriden bağımsız olarak çalışma basınç ve sıcaklık değerlerini belirlemektir. Diğer adımlarda ise geometrik bütün parametreler sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı göz önüne alınarak optimize edilmiştir.



Şekil 3.2. Model geometrisi

Ejektör geometrisinin tasarımı yapıldıktan sonra uygun mesh yapısının belirlenmesi işlemine geçilmiştir. Bunun için, yapısal mesh atma işleminin oldukça pratik olduğu, Flow Simulation CFD programı dahilinde mevcut olan mesh oluşturma aracı kullanılmış ve elde edilen uygun akış alanı mesh yapısı Şekil 3.3'te verilmiştir. Özellikle ses üstü hızlara ulaşılan ses üstü lüle ve karışım bölgesi girişinde daha doğru sonuçlar elde edebilmek adına daha sık mesh uygulaması yapılmıştır. Bununla birlikte, programın yapısal mesh atmaya uygun yapısı, çözümler esnasında zamandan tasarruf etmenin yanı sıra elde edilen sonuçların daha gerçekçi olmasını da sağlamıştır. Mesh'ten bağımsızlık testi kapsamında, uygun mesh yapısının belirlenmesi için sürüklenme oranı ve çözüm zamanına bağlı olarak eleman sayısının değişimi incelenmiştir. Şekil 3.4'ten görüldüğü üzere uygulanan eleman sayısı arttıkça çözüm süresi artmakta fakat sürüklenme oranındaki değişim azalmaktadır. 400000 eleman sayısından sonraki sürüklenme oranındaki değişim % 0,019 olarak tespit edilmiş ve bu eleman sayısından sonraki değerlerde çözüm süresi ani bir şekilde arttığından dolayı 400000 civarındaki eleman sayısı uygun mesh yapısı olarak kabul edilmiştir.

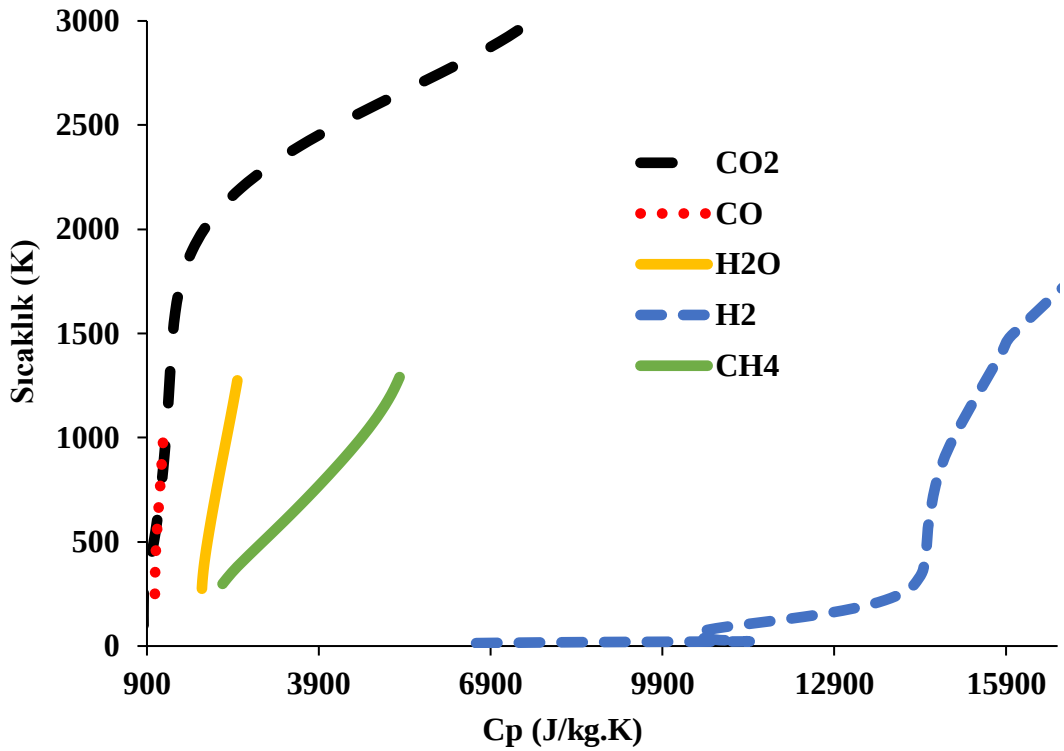


Şekil 3.4. Eleman sayısı ile çözüm süresi ve sürüklenme oranının değişimi

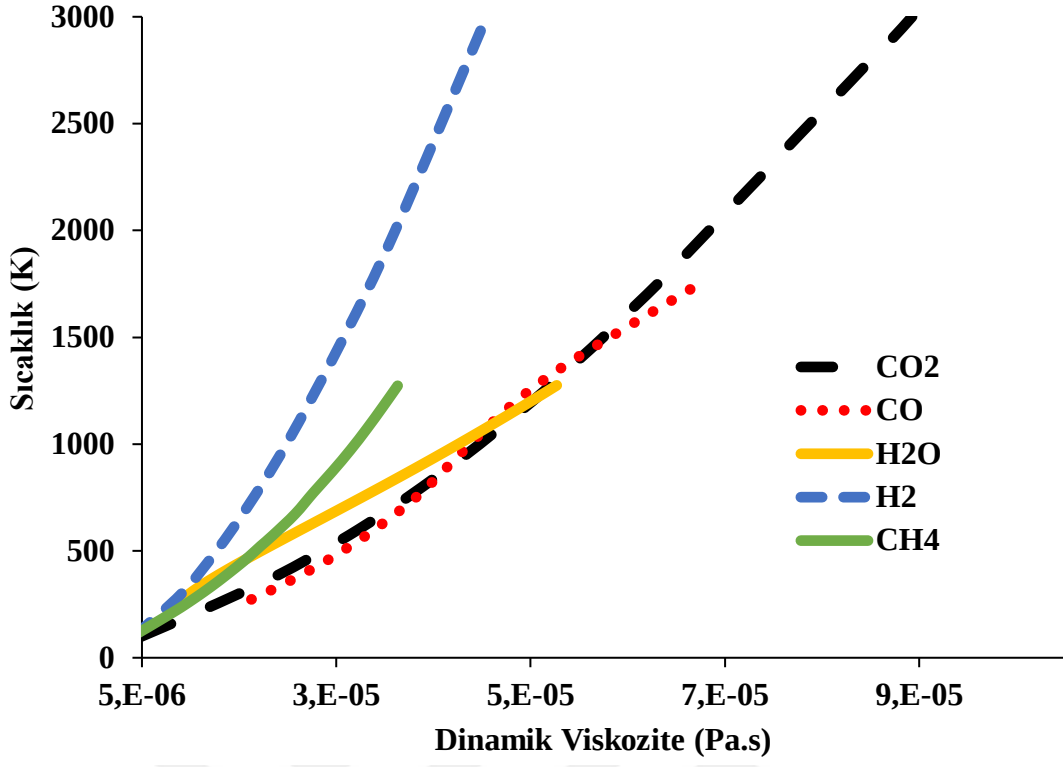
3.1.3 Kabuller ve sınır şartları

Şekil 3.1’de verilmiş olan anot gazı geri kazanımı için ejektör kullanılan metan yakıtlı bir katı oksit yakıt pili sistemi göz önüne alınarak, birincil akışkan olarak saf metan (CH_4), ikincil akışkan olarak ise literatür ile uyumlu bir şekilde kütle oranları % 0,437 H_2 , % 4,69 CO , %49,203 H_2O ve %45,67 CO_2 (Zhu vd., 2007; Zhu ve Jiang, 2011; Zhu vd., 2011; Vincenzo vd., 2013) olan KOYP anot egzoz gazı kullanılmıştır. Bununla birlikte, akışkanlar ideal gaz olarak modellenmiş ve Şekil 3.5-3.7’de verildiği gibi özgül ısıları, dinamik viskoziteleri ve termal iletkenlikleri sıcaklığın fonksiyonu olarak tanımlanmıştır.

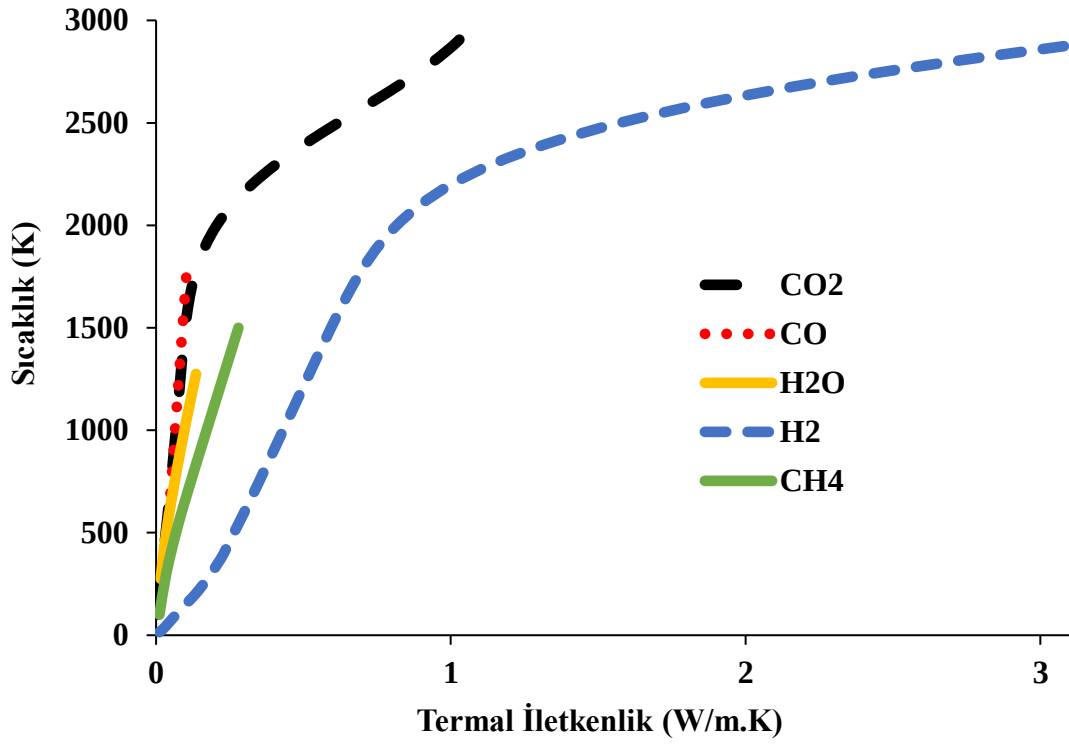
Analizlerin tamamında ejektör giriş ve çıkışlarında basınç ve sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır. Ejektör tasarımındaki ilk adım olan, çalışma basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesi adımı, bütün giriş ve çıkış basınçları ile metan giriş sıcaklığı değişken olarak tanımlı iken, geometrik optimizasyon ile ilgili diğer adımlarda, ilk adımda bulunan optimum değerler sabit olarak alınmıştır.



Şekil 3.5. Analizlerde kullanılan gazların özgül ısılarının sıcaklıkla değişimi



Şekil 3.6. Analizlerde kullanılan gazların dinamik viskozitelerinin sıcaklıkla değişimi



Şekil 3.7. Analizlerde kullanılan gazların termal iletkenliklerinin sıcaklıkla değişimi

Türbülans modeli olarak ejektör analizlerinde sıklıkla tercih edilen k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır (Fu vd., 2016; Arun vd., 2017; Wang vd., 2017; Zhang vd., 2017; Baek vd., 2018; Wu vd., 2018). Türbülans şiddeti olarak ise birincil ve ikincil akışkan için sırası ile $I = \% 5$ ve $\% 2$ uygulanmıştır. Ek olarak, ejektör duvarları sınır şartı için kaymama koşulu ve adyabatik kabulü yapılmıştır. Bu tip sistemlerde akış karakteristiğini etkileyen en önemli parametrelerden biri de yüzey pürüzlülüğüdür. Fakat ejektörlerde akış hızı çok yüksek seviyede olduğundan analizlerde cidar yüzey pürüzlülüğü ihmal edilmiştir. Son olarak, yakınsama kriteri olan bağıl tolerans 10^{-3} şeklinde ayarlanmıştır. Sınır şartları ve kabuller ile ilgili daha ayrıntılı bilgiler alt başlık 3.2-3.4'te verilmiştir.

3.2 Ejektör Çalışma Basınç ve Sıcaklıklarının Belirlenmesi

Ejektörler ile ilgili literatürde mevcut olan çalışmalar büyük oranda soğutma uygulamaları üzerinedir (Riffat vd., 1996; Sun, 1996; Aphornratana ve Eames, 1997; Chunnanond ve Aphornratana, 2004b; Rusly vd., 2005; Bartosiewicz vd., 2006; Sriveerakul vd., 2007; Chen vd., 2018a; Liu vd., 2018). Diğer taraftan, katı oksit yakıt pili uygulamaları için tasarlanacak ejektörlerin yüksek sürüklenme oranı, kabul edilebilir buhar-karbon oranı, düşük basınç artışı ve yüksek sıcaklıkta ikincil akışkan (KOYP egzoz gazları) gibi özelliklere sahip olma zorunluluğu, soğutma uygulamalarında kullanılan ejektörlerden farklı olmalarına neden olmaktadır. Bu sebepten dolayı, katı oksit yakıt pili sistemleri için tasarlanacak ejektörlerin ilgili sistemin çalışma şartları göz önüne alınarak çalışma basınçları, sıcaklıkları ve geometrisinin optimize edilmesi gerekmektedir.

Literatürde optimum ejektör geometrisinin belirlenmesi ile ilgili sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır (Huang ve Chang, 1999; Ferrari vd., 2005; Zhu vd., 2008a; Zhu vd., 2009; Zhu ve Jiang, 2011; Yan vd., 2012; Vincenzo vd., 2013; Maghsoodi vd., 2014; Baba vd., 2015). Bu çalışmalar arasında Zhu ve Jiang (2011), ıraksak nozul uzunluğunun, nozul çıkış konumunun, karışım bölgesi uzunluğunun ve difüzör uzunluğunun ejektör performansı ve buhar-karbon oranı üzerine etkisini incelemişlerdir. En iyi performansın ıraksak nozul uzunluğu için en basit tasarımın yapılması (sadece yakınsak nozul olması) durumunda sağlandığını belirlemişler ve basınç oranı (birincil akışkan basıncının ikincil akışkan basıncına oranı) artırıldıkça karışım bölgesi uzunluğunun artırılması gerektiğini bildirmişlerdir. Huang ve Chang (1999), ise soğutucu akışkan olarak R141b kullanılan bir soğutma uygulamasında 15 farklı ejektör geometrisi için performans analiz yapmışlar

ve en iyi sürüklenme oranını 0,54 olarak belirlemişlerdir. Diğer bir çalışmada Yan vd. (2012), bir CFD model kullanarak en iyi ejektör tasarımını belirlemek için 6 farklı geometrik parametrenin sürüklenme oranını baz alarak ejektör performansı üzerine etkisini araştırmışlardır. Ejektör performansına etkisi en yüksek olan geometrik parametrelerin karışım bölgesi çapının boğaz çapına oranı ve nozul çıkış konumu olduğunu rapor etmişlerdir. Başka bir sayısal çalışmada ise ejektör performansını analiz etmek için nozul çıkış konumu ve karışım bölgesi yakınsama açısı ile ilgili 95 farklı durum incelenmiştir (Zhu vd., 2009). Nozul çıkış konumunun sadece karışım bölgesi çapına göre değil birincil akışkan basıncına göre de ayarlanması gerektiği belirtilmiştir. Diğer yandan, ejektör performansının karışım bölgesi yakınsama açısı ile hassas bir ilişkisi olduğu ortaya koyulmuştur.

Ejektörlerin farklı sistemlerdeki uygulamalarına ait literatürde yeterli sayıda geometrik analiz içeren çalışma bulunmasına rağmen optimum çalışma şartlarını (birincil akışkan basıncı, ikincil akışkan basıncı, ejektör çıkış basıncı ve birincil akışkan giriş sıcaklığı vb.) belirleme ile ilgili olarak çok az sayıda çalışma bulunmaktadır. Hatta literatürde katı oksit yakıt pili sistemlerinde kullanılan ejektörlerle ilgili çalışma basınç ve sıcaklıklarını belirleme adına yapılan çalışmaya rastlanmamıştır. Yapılan çalışmalarda ise sistem çalışma şartları sabit alınıp ejektör performansı bu şartlar altında incelenmiştir. Bu durum göz önüne alınarak, öncelikle geometriden bağımsız bir şekilde ejektör kullanılan KOYP sisteminin gerçek çalışma şartları dikkate alınıp, optimum çalışma basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesi gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

Tez kapsamında, ejektör çalışma basınçlarını ve birincil akışkan (metan) giriş sıcaklığını belirlemek için değişken ejektör giriş ve çıkış basınçlarının, giriş sıcaklığının ve egzoz hattı giriş ve çıkış basınçlarının bütün kombinasyonlarını içeren 1140 farklı dizayn noktası oluşturulmuştur (Çizelge 3.1). Şekil 3.1'deki anot gazı geri kazanımı için ejektör kullanılan KOYP sistemi göz önüne alındığında, ejektör çıkış basıncının KOYP çalışma basıncına eşit olması gerekmektedir. Aynı zamanda egzoz hattı giriş basıncı, KOYP çalışma basıncından çok küçük miktarda (sürtünme kayıpları neticesi) daha düşük olacaktır. Bu yüzden ejektör çıkış basıncı yani KOYP çalışma basıncı baz alınarak egzoz giriş basıncı ve atık egzoz çıkış basıncı belirlenmiştir. Bu kapsamda literatürde sabit alınarak çalışılan 1,13 bar (Vincenzo vd., 2013), 3,8 bar (Marsano vd., 2004; Zhu vd., 2007; Zhu vd., 2008a), 3,74 bar (Ferrari vd., 2005) ve 1,2-3,8 bar (Zhu vd., 2011) gibi

ejektör çıkış basınç değerleri göz önünde bulundurularak, atmosferik şartlara yakın olması adına literatürden farklı olarak ejektör çıkış basıncı 1,02 bar ile 1,2 bar arasında 0,01 bar artış olacak şekilde seçilmiştir.

Çizelge 3.1. Optimizasyon çalışması yapılan basınç ve sıcaklık değerleri

Egzoz giriş basıncı [Ejektör çıkış*0,99] (Bar)	Atık Egzoz çıkış basıncı [Egzoz giriş*0,995] (Bar)	Ejektör çıkış basıncı (Bar)	Ejektör giriş basıncı (Bar)	Ejektör giriş sıcaklığı (K)
1,010	1,005	1,02	3	300
1,020	1,015	1,03	3,5	500
1,030	1,025	1,04	4	700
1,040	1,035	1,05	4,5	900
1,050	1,045	1,06	5	
1,060	1,055	1,07	5,5	
1,070	1,064	1,08	6	
1,080	1,074	1,09	6,5	
1,090	1,084	1,1	7	
1,099	1,094	1,11	7,5	
1,109	1,104	1,12	8	
1,119	1,114	1,13	8,5	
1,129	1,124	1,14	9	
1,139	1,133	1,15	9,5	
1,149	1,143	1,16	10	
1,159	1,153	1,17		
1,169	1,163	1,18		
1,179	1,173	1,19		
1,189	1,183	1,2		

Egzoz giriş basınç aralığı belirlenirken ise, ejektör çıkış basınç aralığındaki her bir basınç değeri % 1'lik bir basınç kaybına karşılık gelecek şekilde 0,99 ile çarpılarak belirlenmiştir. Benzer şekilde atık egzoz çıkış basıncı da egzoz giriş basınç değerlerinin 0,995 ile çarpılması ile sonucu belirlenmiştir. Bu 3 basınç (ejektör çıkış basıncı, egzoz

giriş basıncı ve atık egzoz çıkış basıncı) değer aralığında 19 farklı durum ortaya çıkmıştır. Ejektör giriş (metan) basıncı da 3 bar ile 10 bar arasında 0,5 bar artış olacak şekilde belirlenmiş ve buradan da 15 farklı durum ortaya çıkmıştır. Son olarak reformer reaksiyonları için gerekli ejektör çıkış sıcaklığının ayarlanabilmesi amacı ile ejektör giriş sıcaklığı 300 K ile 900 K arasında 200 K artış olacak şekilde belirlenmiş ve 4 farklı durum da buradan ortaya çıkmıştır. Özet olarak ejektör çıkış basıncı, egzoz giriş basıncı ve atık egzoz çıkış basıncından 19 farklı durum, ejektör giriş basıncından 15 farklı durum ve ejektör giriş sıcaklığından 4 farklı durum ortaya çıkmış ve bu durumların kombinasyonlarından (19*15*4) 1140 farklı durum oluşmuştur. Çalışma basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesi adımı analizlerde kullanılan parametreler ise Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Sistem çalışma şartları

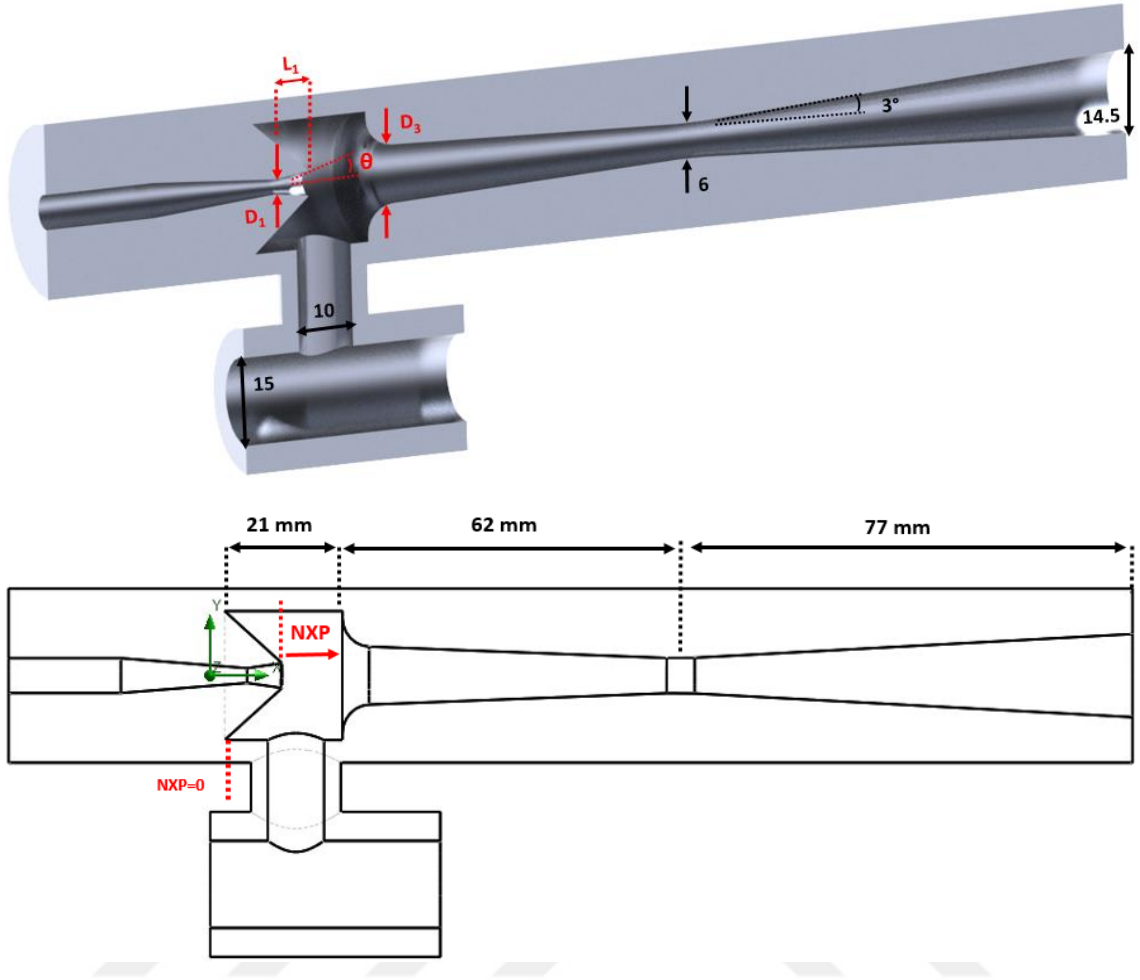
Parametre	Değer								
Ejektör çıkış basıncı [bar]	1,02-1,2								
Ejektör giriş basıncı [bar]	3-10								
Egzoz giriş basıncı [bar]	1,010-1,189								
Atık egzoz çıkış basıncı [bar]	1,005-1,183								
Ejektör giriş sıcaklığı [K]	300-900								
KOYP çalışma sıcaklığı [K]	1100								
Elektriksel verim	0,48								
Metan debisi [kg/s]	0.000678								
Sistem elektrik çıkışı [kW]	18								
Yakıt (birincil akışkan) kompozisyonu [kütleli oran, %]	CH ₄ (100)								
Egzoz (ikincil akışkan) kompozisyonu [kütleli oran, %]	<table><tr><td>H₂</td><td>0,437</td><td>CO</td><td>4,69</td></tr><tr><td>CO₂</td><td>45,67</td><td>H₂O</td><td>49,203</td></tr></table>	H ₂	0,437	CO	4,69	CO ₂	45,67	H ₂ O	49,203
H ₂	0,437	CO	4,69						
CO ₂	45,67	H ₂ O	49,203						

Ejektör çalışma basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesi amacı ile oluşturulan 1140 farklı durum, sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı referans alınarak analiz edilmiş ve en yüksek değerleri veren durum optimum nokta olarak kabul edilmiştir. Analizler ile ilgili detaylı sonuçlar Bölüm IV’te verilmiştir.

3.3 Geometrik Optimizasyon

Literatürde soğutma uygulamalarında kullanılan ejektörlerin geometrik optimizasyonları ile ilgili çok sayıda çalışma bulunmasına rağmen (Huang vd., 1999; Pianthong vd., 2007; Yapıcı vd., 2008; Meyer vd., 2009; Varga vd., 2009; Zhu vd., 2009; Nakagawa vd., 2011; Banasiak vd., 2012; Smolka vd., 2013; Lucas vd., 2014; Ruangtrakoon ve Aphornratana, 2014; Abas vd., 2015; Dennis vd., 2015; Sierra-Pallares vd., 2016; Yan vd., 2016; Palacz vd., 2017; Wang vd., 2017), katı oksit yakıt pili sistemlerinde kullanılan ejektörlerin geometrik parametreleri ile ilgili sınırlı sayıda çalışma mevcuttur (Marsano vd., 2004; Zhu vd., 2008a; Zhu vd., 2009; Zhu ve Jiang, 2011; Baba vd., 2015). Fakat bu çalışmalarda ikincil akışkan (anot egzoz) karışım bölgesine birincil akışkan ile aynı yönde paralel olarak gönderilmiş ve 2 boyutlu geometri üzerinde analizler yapılmıştır. Literatürde ejektörlerle yapılan geometrik çalışmaların detayları Bölüm IV'te sonuçlar ile beraber karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Bir önceki adımda ejektör çalışma basınçlarını ve birincil akışkan (metan) giriş sıcaklığını tespit etmek için yapılan sayısal çalışmalar neticesinde beklenildiği üzere istenilen sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerleri elde edilememiştir. Bu nedenle elde edilen optimum ejektör çalışma basınç değerleri ve metan giriş sıcaklık değeri kullanılarak ejektör geometrisi üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Ejektör performansına etkisi yüksek olan nozul konumu (NXP), boğaz çapı (D_1), karışım bölgesi giriş çapı (D_3), ıraksak nozul açısı (θ) ve ıraksak nozul uzunluğu (L_1) gibi göz önüne alınan geometrik parametreler Şekil 3.8'de gösterilmiş ve bu parametreler belirli aralıklarda değiştirilerek analizler yapılmıştır. Çizelge 3.3'te verildiği gibi NXP; 6 mm ile 26 mm arasında 4 mm artış, D_1 ; 0,6 mm ile 1,6 mm arasında 0,2 mm artış, D_3 ; 6 mm ile 12 mm arasında 2 mm artış, θ ; 2 derece ile 8 derece arasında 1 derece artış ve L_1 uzunluğu 2 mm ile 8 mm arasında 2 mm artış olacak şekilde belirlenmiştir. Belirlenen bu aralıkların bütün kombinasyonları sonucunda 4032 farklı dizayn noktası elde edilmiş ve her bir dizayn noktası için çözüm elde edilmiştir.



Şekil 3.8. Optimizasyonu yapılan geometrik parametreler (kırmızı)

Çizelge 3.3. Çalışılan geometrik parametreler

NXP (mm)	D ₁ (mm)	D ₃ (mm)	θ (°)	L ₁ (mm)
6	0,6	6	2	2
10	0,8	8	3	4
14	1	10	4	6
18	1,2	12	5	8
22	1,4		6	
26	1,6		7	
			8	

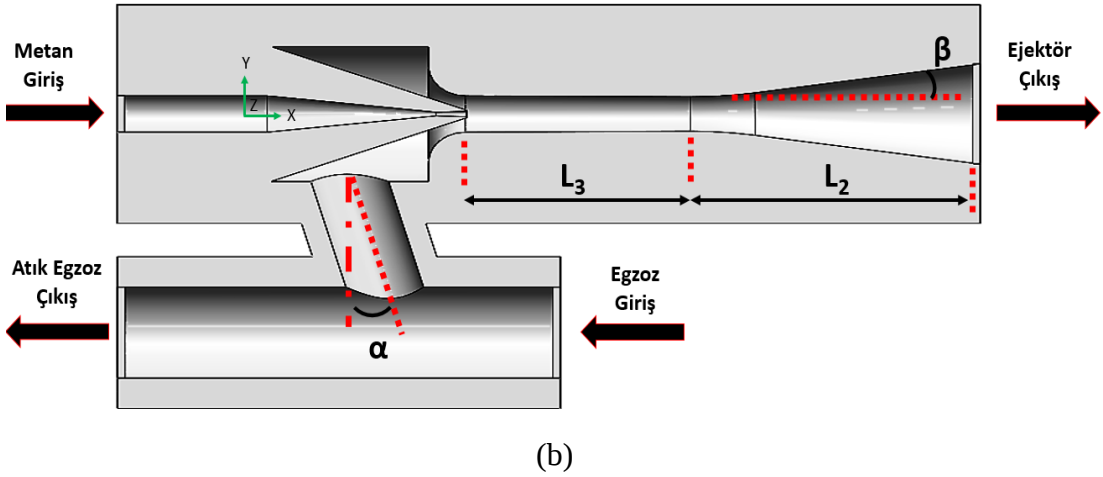
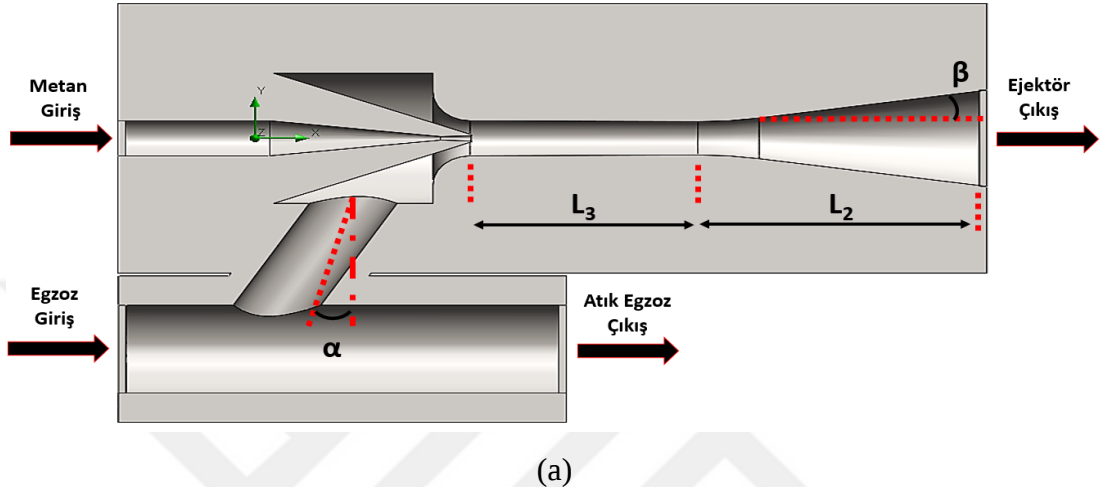
Bu adımda 5 farklı geometrik parametre kullanılarak oluşturulan ve analizi yapılan 4032 farklı durum neticesinde arzu edilen sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerleri elde edilmiştir. Ayrıca bulunan değerler literatür ile karşılaştırılmış ve uyumlu sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Elde edilen sonuçlar Bölüm IV’te ayrıntılı olarak verilmiştir.

3.4 İkincil Akışkan Yönü, Açısı ve Diğer Geometrik Parametrelerin Optimizasyonu

Literatürde ejektör kullanılan sistemlerin analizlerinin çoğunda geometrik tasarımdan ziyade sabit ejektör geometrisi kullanılarak bütün bir sistem veya ejektör performansı incelenmiştir (Marsano vd., 2004; Ferrari vd., 2008; Zhu vd., 2008a; Zhu vd., 2011; Brunner vd., 2012; Peters vd., 2013; Hwang, 2014; Engelbracht vd., 2015; Hwang vd., 2015; Torii vd., 2016; Jenssen vd., 2017; Li vd., 2017; Chen vd., 2018b). Geometrik parametreler üzerinde yapılan çalışmalarda ise çoğunlukla karışım bölgesi uzunluğu (Nakagawa vd., 2011; Lin vd., 2013; Maghsoodi vd., 2014; Wu vd., 2014; Lee vd., 2016; Palacz vd., 2016; Yin vd., 2016), difüzör uzunluğu (Zhu ve Jiang, 2011; Zhang vd., 2012; Lee vd., 2016; Nikiforow vd., 2016), nozul konumu (Zhu ve Jiang, 2011; Lin vd., 2013; Maghsoodi vd., 2014), boğaz ve karışım bölgesi çapı (Vincenzo vd., 2013; Dadvar ve Afshari, 2014) ve ıraksak nozul uzunluğu (Zhu ve Jiang, 2011) gibi parametreler üzerinde analizler yapılmıştır. Literatürde ikincil akışkanın yönü ile ilgili bir çalışmaya rastlanmamıştır. Ayrıca ikincil akışkanın giriş açısı ile ilgili olarak sadece PEM yakıt pilleri üzerine yapılmış olan tek bir çalışma olduğu görülmüştür (Yin vd., 2016). Bu çalışmada 3 boyutlu bir ejektör modeli nümerik olarak analiz edilmiş ve sürüklenme oranının ikincil akışkan giriş açısından etkilendiği rapor edilmiştir. Katı oksit yakıt pili sistemleri ile ilgili benzer bir çalışma mevcut olmaması göz önüne alındığında, akış yönünün performansa etkisinin incelenmesi ile çalışmaya ilave bir özgünlük katılmıştır.

Bir önceki adımda gerçekleştirilen geometrik optimizasyon ile birlikte sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerleri literatür ile benzer seviyelere çıkarılmış fakat, hem bu değerleri daha da artırabilmek hem de literatürde pek çalışılmayan ikincil akışkan yön ve açısının etkisini görebilmek için ikinci bir geometrik optimizasyon adımı uygulanmıştır. Bu adımda Şekil 3.9'da görüldüğü gibi ikincil akışkanın yönü (paralel-ters) ve açısının (α) yanı sıra karışım bölgesi uzunluğu (L_3), difüzör uzunluğu (L_2) ve difüzör ıraksama açısı (β) üzerinde de optimizasyon çalışması yapılmıştır. Çalışılan aralıklar Çizelge 3.4'te verilmiştir. Karışım bölgesi uzunluğu ve difüzör uzunluğu 30 mm ile 100 mm arasında 10 mm artış olacak şekilde (8'er farklı durum), ikincil akışkan giriş açısı 0° ile 45° arasından 15° artış olacak şekilde (4 farklı durum) ve difüzör ıraksama açısı 1° ile 9° arasında 2° artış olacak şekilde (5 farklı durum) belirlenmiştir. Tek bir akış yönü için 1280 ($8*8*4*5=1280$) farklı durum, toplamda ise akış yönleri ile beraber 2560 ($1280*2=2560$) farklı durum ortaya çıkmıştır. Oluşan bu 2560 farklı durum, bir önceki

adım olan geometrik optimizasyon adımı optimizasyonu yapılan nozul konumu, boğaz çapı, karışım bölgesi giriş çapı, ıraksak nozul açısı ve ıraksak nozul uzunluğu gibi geometrik parametreler optimum değerlerinde sabit tutularak analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatür ile karşılaştırmalı olarak Bölüm IV’te ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.



Şekil 3.9. Optimizasyonu yapılan geometrik parametreler; paralel akış (a) ters akış (b)

Çizelge 3.4. Analizi yapılan geometrik parametreler

L_3 (mm)	α (°)	L_2 (mm)	β (°)
30-40-50-60-70-80-90-100	0-15-30-45	30-40-50-60-70-80-90-100	1-3-5-7-9

BÖLÜM IV

SAYISAL SONUÇLAR

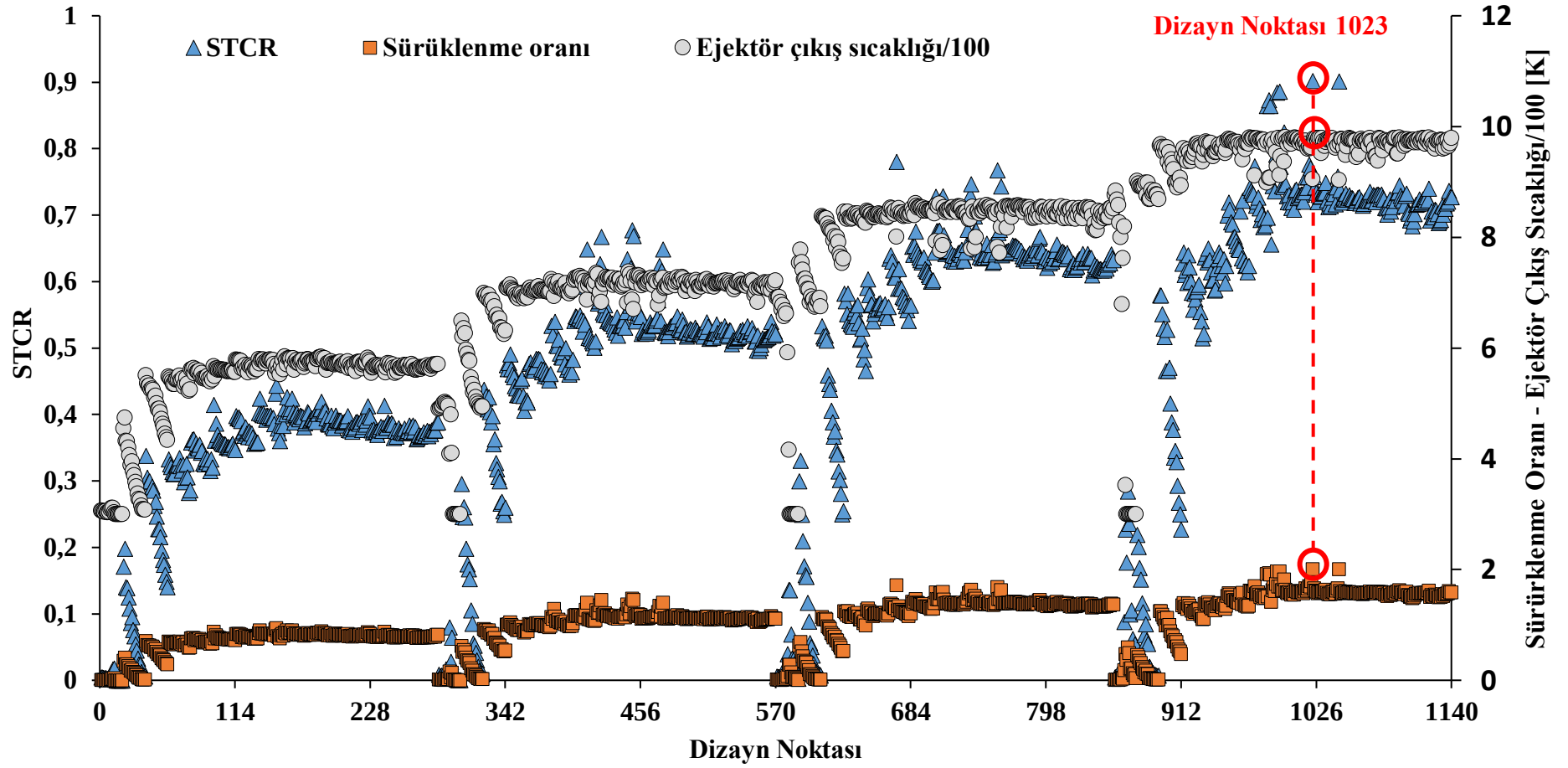
Bu bölümde, ejektör çalışma basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesi adımıyla elde edilen 1140, geometrik optimizasyon adımıyla elde edilen 4032 ve son adım olan ikincil akışkan yönü, açısı ve diğer geometrik parametrelerin optimizasyonu adımıyla elde edilen 2560 farklı durumun nümerik analiz sonuçları detaylı bir şekilde verilmiştir. Sonuçlar tasarım adım sırasına uygun olarak, alt başlıklar halinde ve literatür ile kıyaslama yapılarak sunulmuştur.

4.1 Ejektör Çalışma Basınç ve Sıcaklıklarının Belirlenmesi

Geometriden bağımsız olarak optimum ejektör çalışma basınçlarını ve ejektör giriş (metan) sıcaklığını belirlemek için Çizelge 3.1’de verilmiş olan değerler göz önüne alınarak ejektör giriş basıncı (metan giriş basıncı), egzoz giriş basıncı, atık egzoz çıkış basıncı, ejektör çıkış basıncı ve ejektör giriş sıcaklığını (metan giriş sıcaklığı) ihtiva eden 1140 farklı dizayn noktası oluşturulmuş ve her bir durum için ayrı ayrı çözüm elde edilmiştir. Şekil 4.1’de çözümlerden elde edilen, 1140 farklı dizayn noktasına göre buhar-karbon oranı (STCR), sürüklenme oranı ve ejektör çıkış sıcaklığının değişimi verilmiştir. Şekil 4.1’den görüldüğü üzere 1023 numaralı dizayn noktası buhar-karbon oranı, sürüklenme oranı ve ejektör çıkış sıcaklığı açısından en uygun dizayn noktasıdır. Çizelge 4.1’de 1023 numaralı dizayn noktasının ayrıntıları verilmiştir.

Çizelge 4.1. 1023 numaralı dizayn noktasının detayları

Ejektör	Egzoz	Ejektör	Ejektör	Atık Egzoz	Egzoz
Giriş	Giriş	Giriş	Çıkış	Çıkış	Giriş
Sıcaklığı	Sıcaklığı	Basıncı	Basıncı	Basıncı	Basıncı [bar]
[K]	[K]	[bar]	[bar]	[bar]	
900	1100	7	1,17	1,153	1,159

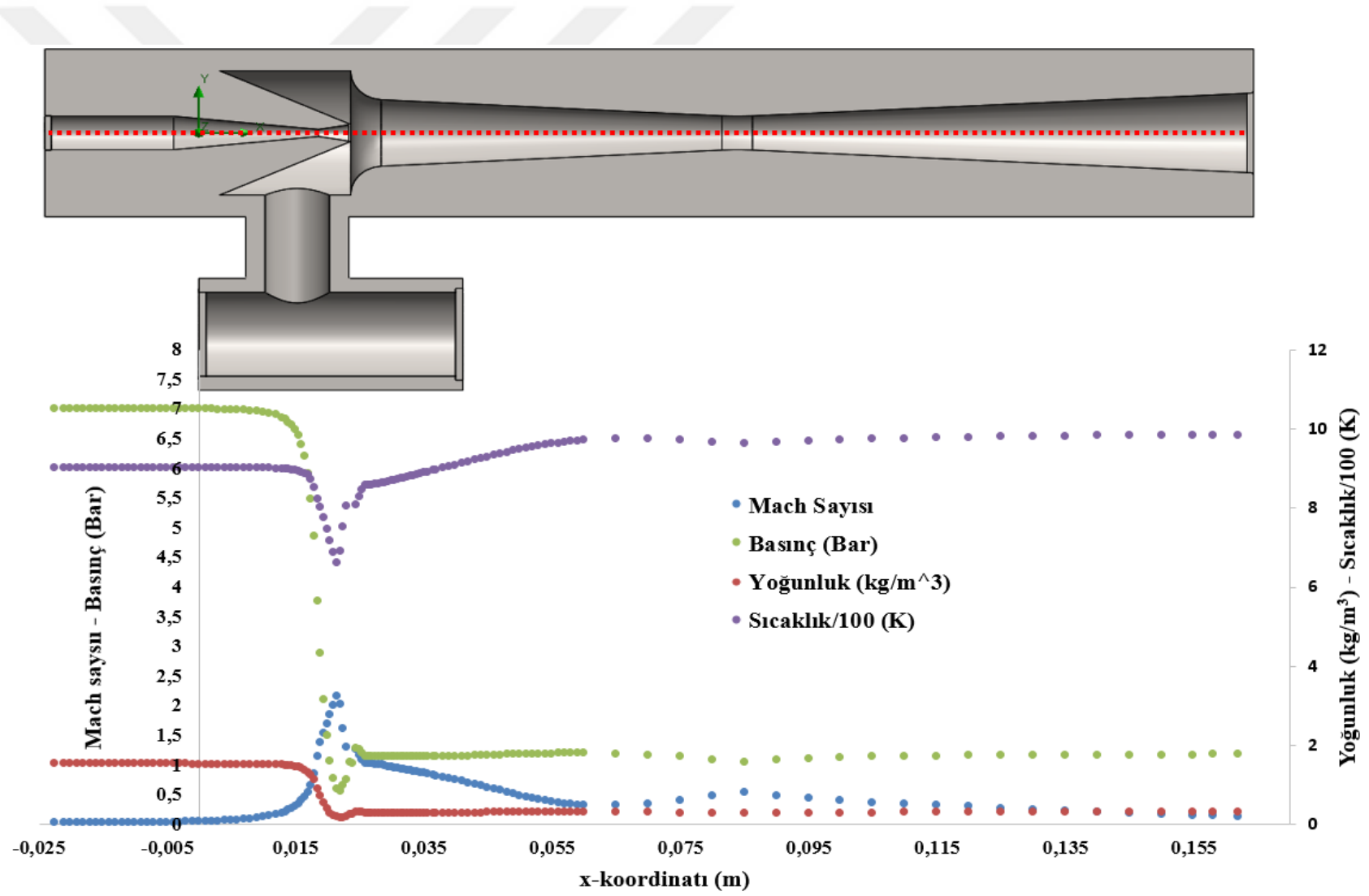


Şekil 4.1. Farklı dizayn noktalarına göre buhar-karbon oranı (STCR), sürüklenme oranı ve ejektör çıkış sıcaklığı değişimi

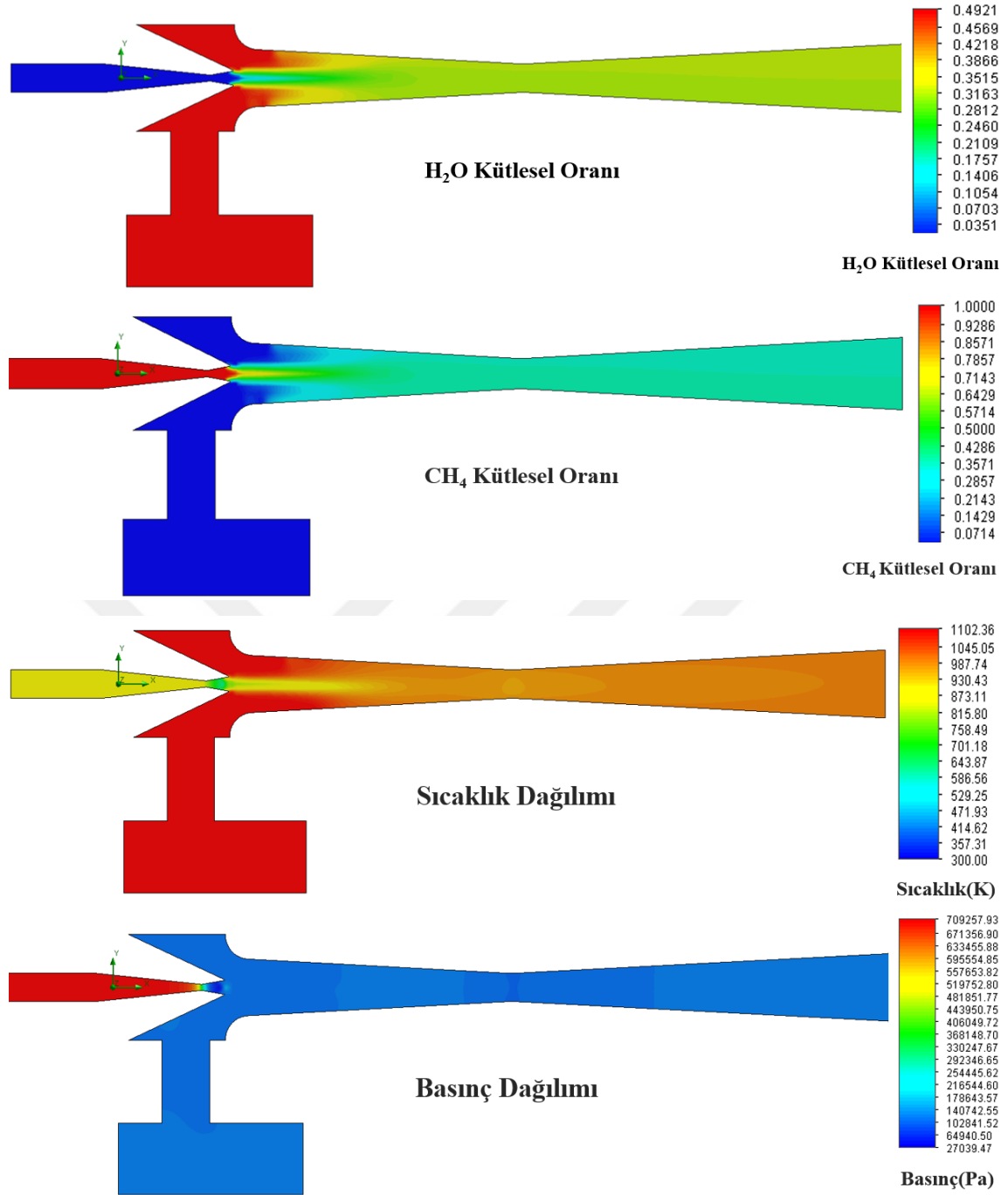
Dizayn noktası 1023'te verilen basınç ve sıcaklık değerleri kullanıldığında maksimum buhar-karbon oranı ve sürüklenme oranının sırasıyla 0,92 ve 2,05 olarak elde edildiği görülmüştür. Bu maksimum değerleri sağlayan ejektör çalışma basınçları sırasıyla; ejektör giriş basıncı 7 bar, ejektör çıkış basıncı 1,17 bar, egzoz giriş basıncı 1,159 bar ve atık egzoz çıkış basıncı 1,153 bar olarak tespit edilmiştir.

Katı oksit yakıt pilleri için geliştirilecek olan ejektörün tasarımında dikkate alınması gereken önemli noktalardan bir tanesi de ejektörün çıkış sıcaklığının istenilen değerde olmasıdır. Ejektörden çıkan gaz karışımı reformer adı verilen ve metan-egzoz gazı karışımını hidrojen zengin gaz karışımına dönüştürmeye yarayan üniteye gönderilmektedir. Reformer içerisinde gerçekleşen reaksiyonlar yaklaşık olarak 1000 K (Levalley vd., 2015; Mundhwa ve Thurgood, 2017) sıcaklıkta su buharı gerektirmektedir. Gerekli olan bu su buharı katı oksit yakıt pili egzozunda mevcuttur fakat sıcaklığının muhafaza edilerek reformer'a iletilmesi gerekmektedir. Bunu sağlamak amacıyla birincil akışkan olan metanı ejektör içerisine ısıtarak göndermek gerekmektedir. Bu kapsamda metan giriş sıcaklığı 300 K ile 900 K arasında değiştirilerek denemeler yapılmış ve metan giriş sıcaklığı 900 K iken arzu edilen ejektör çıkış sıcaklığına (1000 K) ulaşıldığı görülmüştür.

Şekil 4.2'de dizayn noktası 1023'te bulunan değerler kullanılarak elde edilmiş olan, ejektör boyunca basınç, Mach sayısı, yoğunluk ve sıcaklığın değişimi grafiksel olarak verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi 7 bar basınçla ejektöre girmekte olan metan, hızdaki artışla beraber ejektör boğazında yaklaşık 4 bar seviyesine düşmektedir. Akışkan, ejektör boğazından sonra ıraksak lüleden geçerken yoğunluktaki ani artış hızda ani yükselmeye sebep olmakta ve bu da beraberinde ıraksak lüle çıkışında (karışım bölgesi) ani bir basınç düşüşüne neden olarak karışım bölgesi girişinde basıncı 1 bar'ın altına indirmektedir. Bu basınç değeri yaklaşık olarak 1,17 bar olan egzoz hattı basıncından daha düşük seviyede olduğu için vakum etkisi ile ikincil akışkanı (katı oksit yakıt pili egzoz gaz karışımı) ejektör karışım bölgesine doğru emmektedir. Metan çok düşük bir hızda ejektöre gönderilmekte fakat ejektör içerisinde yaklaşık 2 Mach sayısı değerine ulaşmaktadır. Ejektör boyunca sıcaklık incelendiğinde ise, 900 K sıcaklıkta ejektöre giren metanın emilen 1100 K sıcaklıktaki egzoz hattı gaz karışımının etkisi ile yaklaşık 1000 K sıcaklıkta ejektör çıkışına ulaştığı görülmektedir.



Şekil 4.2. Ejektör boyunca Mach sayısı, basınç, yoğunluk ve sıcaklığın değişimi

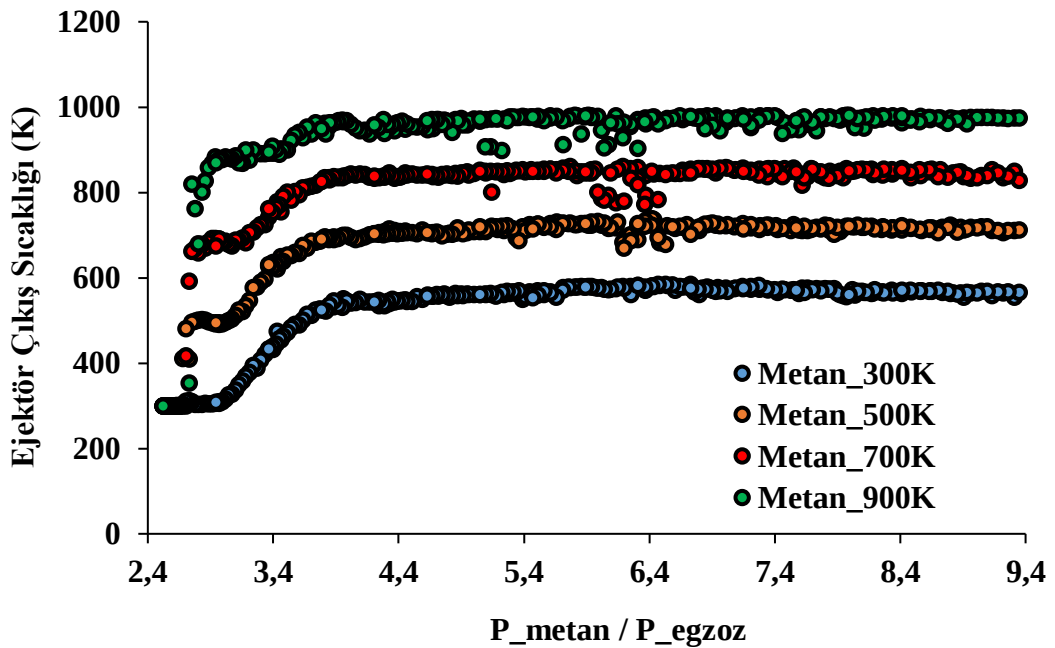


Şekil 4.3. Ejektör boyunca su buharı kütle oranı, metan kütle oranı, sıcaklık ve basınç değişimi

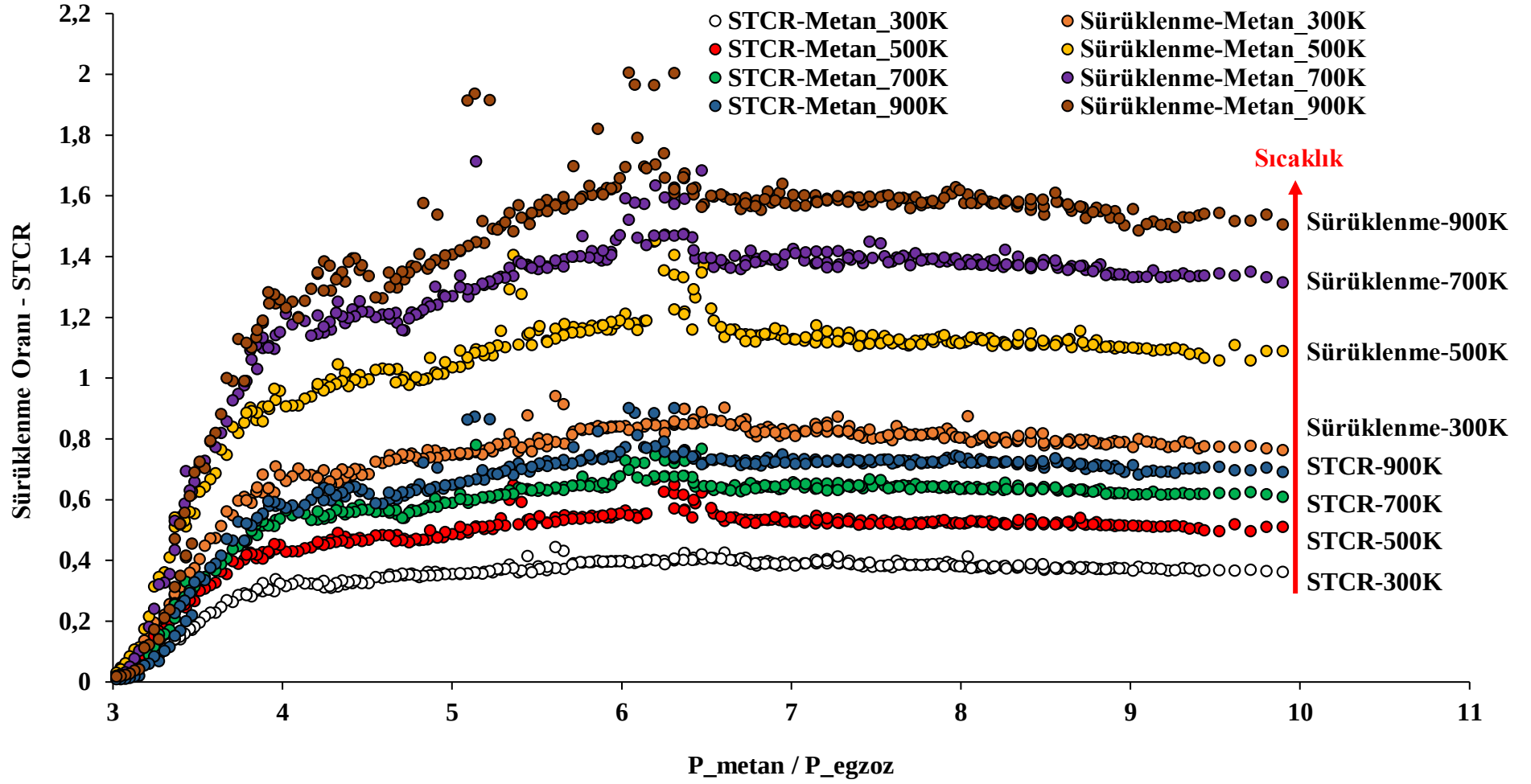
Dizayn noktası 1023'te elde edilen şartlar altında çalışan ejektörün akış hattı boyunca su buharı kütle oranı, metan kütle oranı, sıcaklık ve basınç dağılımı Şekil 4.3'te verilmiştir. Metan ve su buharı kütle oranlarının başlangıç değerleri literatür ile uyumlu olarak sırasıyla 1 ve 0,49203 şeklinde alınmıştır. İçerisinde büyük oranda su buharı bulunan KOYP egzoz gazlarının ejektör karışım bölgesine emilmesi ve burada ana

yakıt olan metan ile karışmasından dolayı ejektör çıkışında su buharı kütle oranı 0,29 seviyelerine düşmektedir. Benzer şekilde metan kütle oranı 1'den yaklaşık 0,5 seviyelerine azalmaktadır. Sıcaklık ve basınç ile ilgili Şekil 4.2'de bahsedilen durum Şekil 4.3'te de net bir şekilde görülmektedir. 1100 K sıcaklıktaki egzoz gazlarının karışım bölgesine emilimi ve 900 K sıcaklıktaki metan ile karışımı sonrası ejektör çıkışında arzu edilen yaklaşık 1000 K'lık sıcaklık değeri elde edilmektedir. Basınç dağılımını gösteren Şekil 4.3'teki son şekle bakıldığında ise karışım bölgesi ve civarında oluşan vakum alanı net olarak görülmektedir.

Şekil 4.4'te ejektör çıkış sıcaklığının farklı metan giriş sıcaklıklarında basınç oranı ile değişimi verilmiştir. Grafik incelendiğinde metan giriş basıncının egzoz hattı basıncına oranının yaklaşık olarak 4'ten küçük olduğu durumlarda, hiçbir şekilde arzu edilen 1000 K değerindeki ejektör çıkış sıcaklığına ulaşamadığı görülmektedir. Bununla birlikte istenilen ejektör çıkış sıcaklığını elde edebilmek için metan giriş sıcaklığının 900 K'den az olmaması ve basınç oranının 4'ten büyük olması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır. Basınç oranının 4'ten büyük olduğu durumlarda, basınç oranının ejektör çıkış sıcaklığı üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı da görülmektedir.



Şekil 4.4. Ejektör çıkış sıcaklığının farklı metan sıcaklıklarında basınç oranı ile değişimi



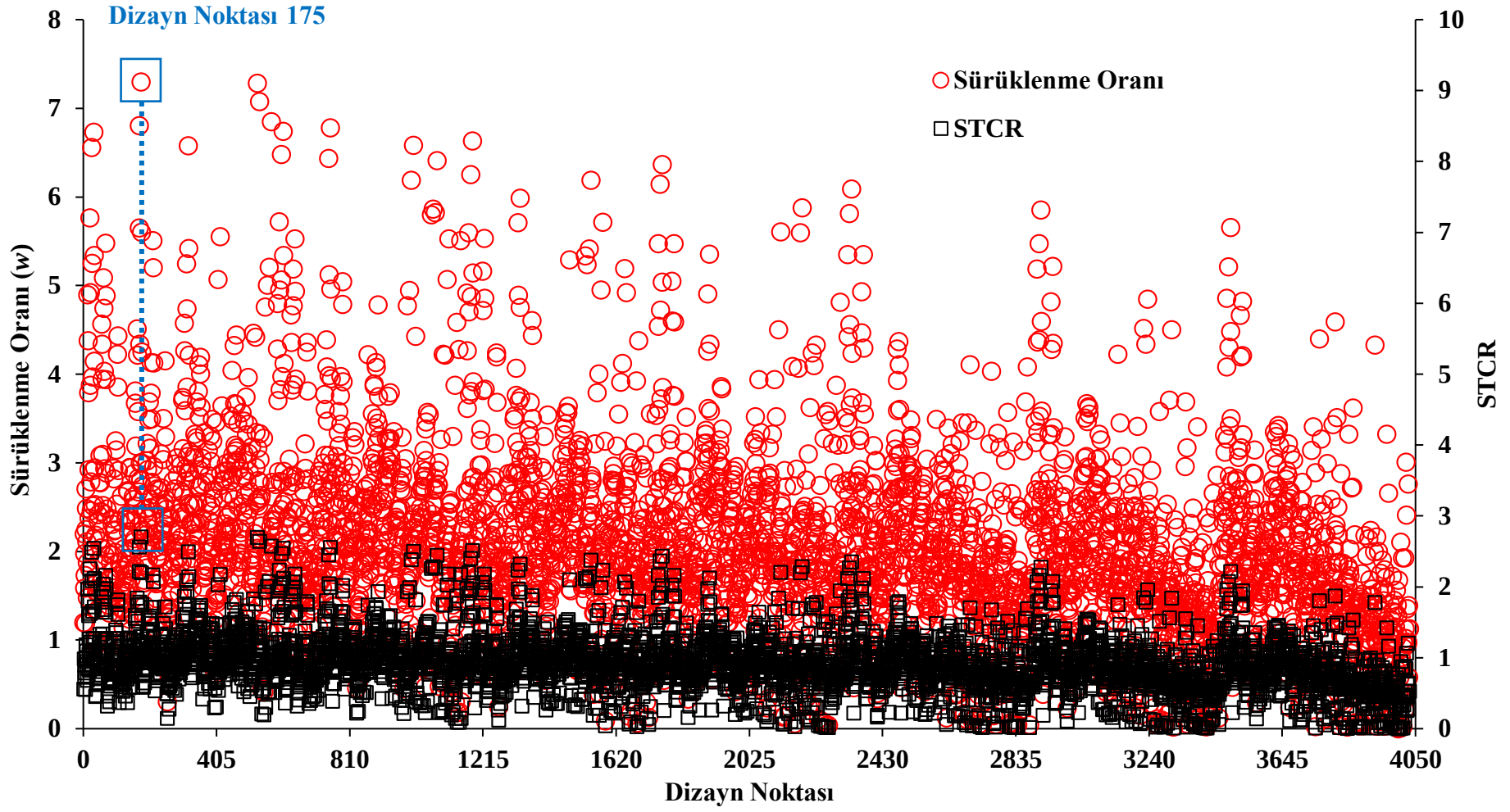
Şekil 4.5. STCR ve sürüklenme oranının farklı metan giriş sıcaklıklarında basınç oranı ile değişimi

Şekil 4.5'te sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının (STCR) basınç oranına ve metan giriş sıcaklığına bağlı değişimi verilmiştir. Hem sürüklenme oranının hem de buhar-karbon oranının bütün basınç oranlarında sıcaklık arttıkça arttığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte, bütün metan giriş sıcaklık değerlerinde birincil akışkan basıncının (metan) egzoz hattı basıncına (egzoz giriş) oranı arttıkça sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının arttığı görülmüştür. Fakat bu artış, basınç oranı yaklaşık 6 seviyelerinin üzerine çıktıkça STCR ve sürüklenme oranı üzerinde bir etkisi kalmamaktadır. Ejektör çalışma basınç ve sıcaklıkları açısından en uygun nokta olarak verilen dizayn noktası 1023'te basınç oranı 6,04 değerine karşılık gelmektedir.

Sonuç olarak, ejektör çalışma basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesi adımı ile ejektör giriş ve çıkış basıncı, egzoz giriş basıncı ve atık egzoz çıkış basıncı sırasıyla; 7 bar, 1,17 bar, 1,159 bar ve 1,153 bar olarak belirlenmiştir. Ayrıca reformer reaksiyonlarının gerçekleştirebileceği yeterli ejektör çıkış sıcaklığını sağlayabilmek için metanı 900 K sıcaklığa çıkartmak gerektiği sonucuna ulaşılmıştır. Bu çalışma şartları altında ejektör performansına bakıldığında ise sürüklenme oranının 2,05 ve buhar-karbon oranının 0,92 olduğu görülmüştür. Literatürde ise ejektörlerin katı oksit yakıt pili uygulamalarında sürüklenme ve buhar-karbon oranı değerleri ortalama olarak sırasıyla; 7,4 ve 2,3 şeklindedir (Marsano vd., 2004; Zhu vd., 2007; Vincenzo vd., 2013; Engelbracht vd., 2015). Elde edilen bu performans verilerinin oldukça düşük seviyede olması beklenen durumdur. Çünkü bu adımı uygulamadaki amaç geometriden bağımsız olarak sadece çalışma basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesidir. Sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerlerini literatür ile uyumlu seviyelere çıkarmak için 2. adım olan geometrik optimizasyon adımı uygulanmıştır.

4.2 Geometrik Optimizasyon

Ejektör çalışma basınç ve sıcaklıkları belirlendikten sonra STCR ve sürüklenme oranı değerlerini istenilen seviyelere çıkarmak için ejektör performansına etkisi yüksek olduğu düşünülen geometrik uzunluklar (Şekil 3.8) üzerinde optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Çizelge 3.3'te çalışılan geometrik parametreler (NXP, D_1 , D_3 , θ ve L_1) verilmiştir. Bu parametrelere ait verilen değerlerin bütün kombinasyonları sonucu 4032 farklı durum ortaya çıkmış ve bütün durumlar için sayısal çözümler elde edilmiştir.



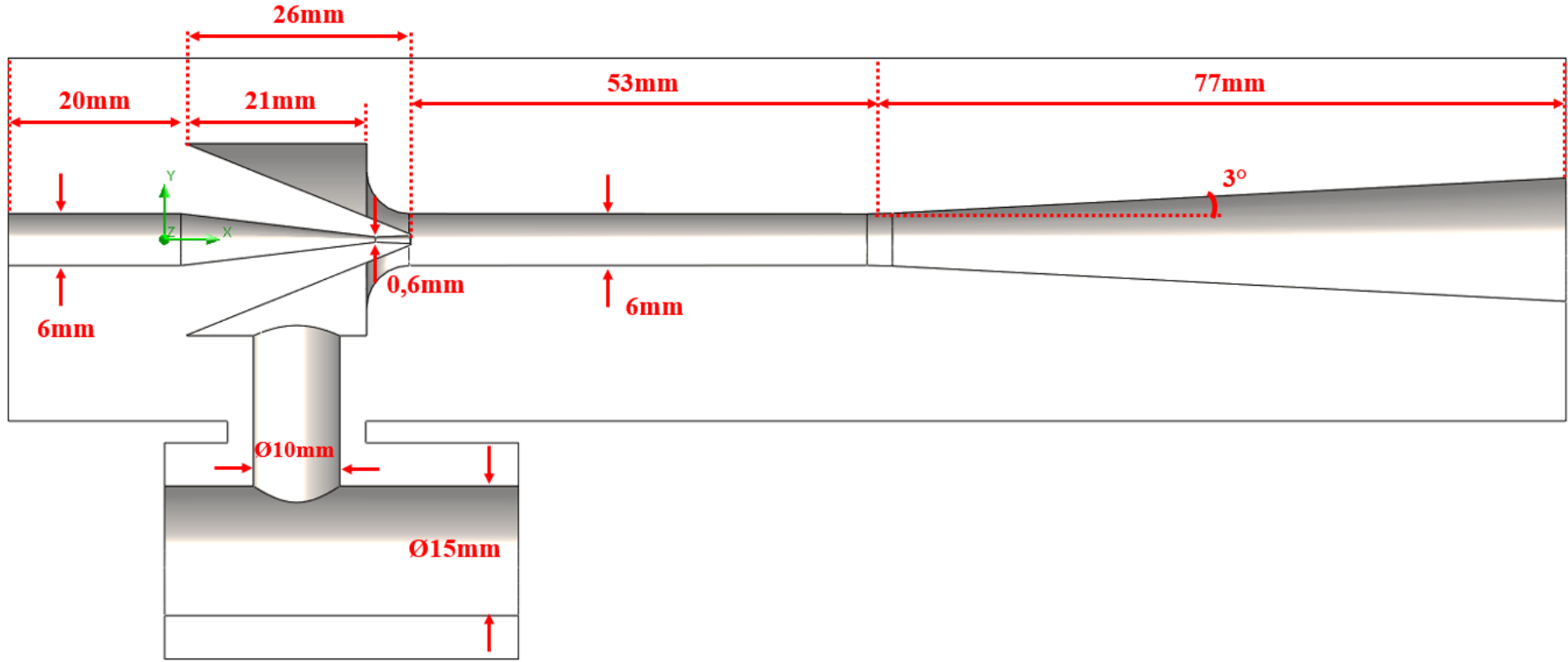
Şekil 4.6. STCR ve sürüklenme oranının dizayn noktasına bağlı değişimi

Şekil 4.6’da 4032 farklı durum için en önemli ejektör performans ölçüsü olan STCR ve sürüklenme oranlarının değişimi verilmiştir. Elde edilen sonuçlar, optimize edilen geometrik parametrelerin ejektör performansına etkisinin yüksek olduğunu ortaya koymuştur. Çizelge 4.2’de detayları verilen ve maksimum performansın elde edildiği 175 numaralı dizayn noktasında STCR ve sürüklenme oranları sırasıyla 2,609 ve 7,3 olarak bulunmuştur. Bulunan bu değerlerin literatür ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir (Marsano vd., 2004; Zhu vd., 2007; Vincenzo vd., 2013; Engelbracht vd., 2015). Ayrıca analizler sonucu, anot egzoz gazlarının %30’unun geri kazanıldığı tespit edilmiştir. Literatürde (Peters vd., 2013; Volkova vd., 2017) karbon oluşumunu önlemek için minimum %70 anot gazı geri kazanımı gerektiği bildirilmesine rağmen bu çalışmada %30 anot gazı geri kazanımı ile karbon oluşumunu önleyecek yaklaşık 2,6 değerindeki buhar-karbon oranı (STCR) elde edilmiştir. Bununla birlikte, literatürde mevcut olan başka bir çalışmada benzer anot gazı geri kazanım oranı (%30), 5 kW güç kapasiteli bir katı oksit yakıt pili sisteminde analiz edilen ejektör için elde edilmiştir (Liu vd., 2013). Bu çalışmada elde edilen optimum boğaz çapı ($D_1=0,6$) değeri, Eşitlik 2.21’de verilen maksimum kütsel debi ifadesinde kullanıldığında, elde edilen debi değeri (0,000149 kg/s) 4 kW güç kapasiteli KOYP sistemini besleyebilecek gerekli metan debisini vermektedir. Bu kapsamda bakıldığında, elde edilen %30’luk anot gazı geri kazanım değeri de literatür ile uyum göstermektedir.

Çizelge 4.2. 175 numaralı dizayn noktasının detayları

	NXP (mm)	D_1 (mm)	D_3 (mm)	L_1 (mm)	θ (derece)	STCR	Sürüklenme Oranı
Dizayn Noktası 175	26	0,6	6	4	2	2,609	7,3

Şekil 4.7’de geometrik optimizasyon adımı sonucunda belirlenen 175 numaralı dizayn noktasına ait geometrik ölçülerin kullanılması ile elde edilen ejektör geometrisi detayları ile birlikte verilmiştir.



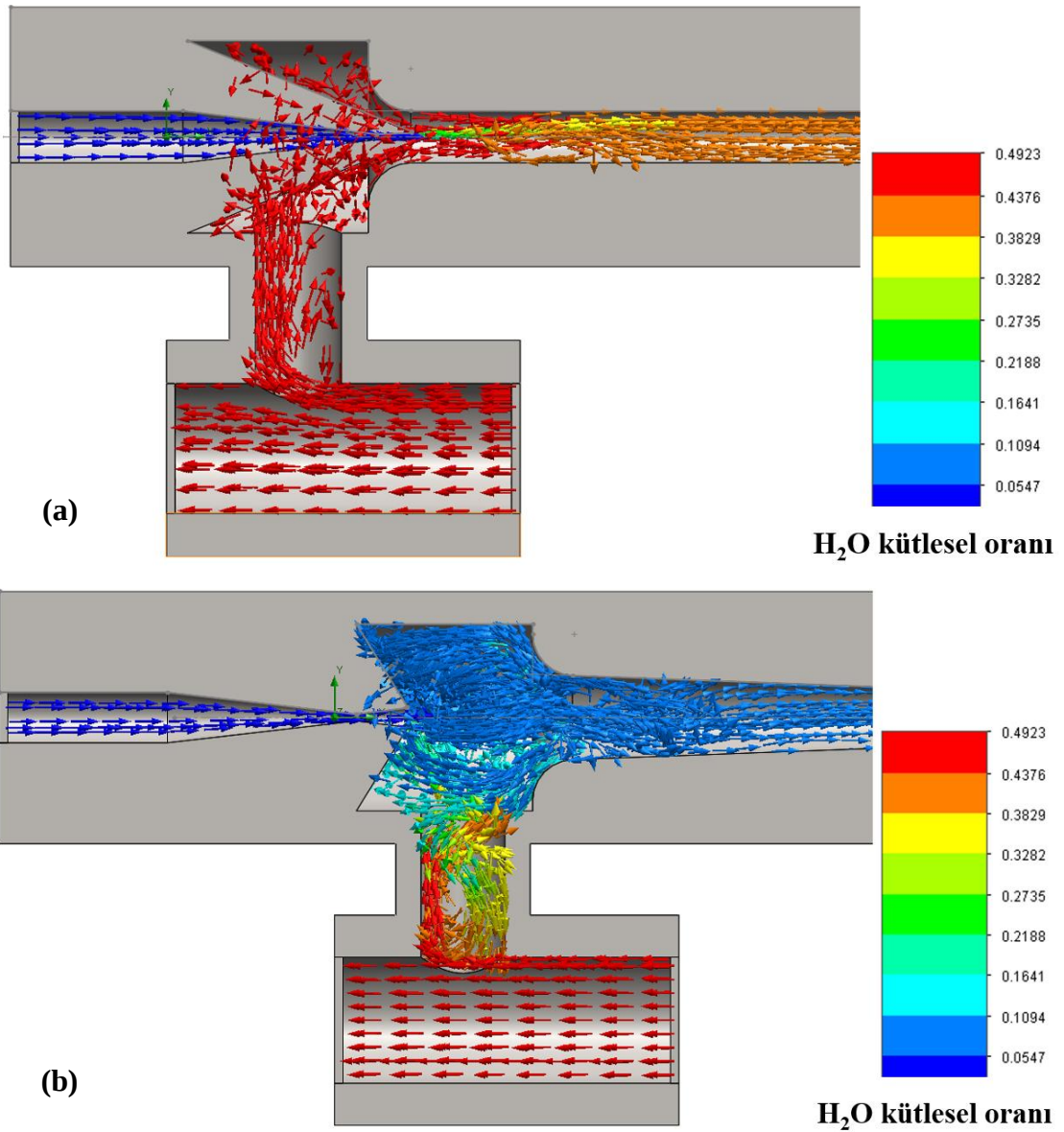
Şekil 4.7. Geometrik optimizasyon sonucu elde edilen ejektör geometrisi

Geometrik optimizasyon yapılarak maksimum sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerlerini veren tasarım 175 numaralı dizayn noktasındaki geometrik değerler için elde edilmesine rağmen, Çizelge 4.3'te verilen en iyi 20 durum da STCR ve buhar-karbon oranı açısından kabul edilebilir seviyededir. En iyi 20 durumun tamamında boğaz çapı (D_1) 0,6 mm iken, nozul konumu (NXP), karışım bölgesi giriş çapı (D_3), ıraksak nozul açısı (θ) ve ıraksak nozul uzunluğu (L_1) için birden fazla seçenek mevcuttur. Bu durum tasarım açısından esneklik sağlamaktadır.

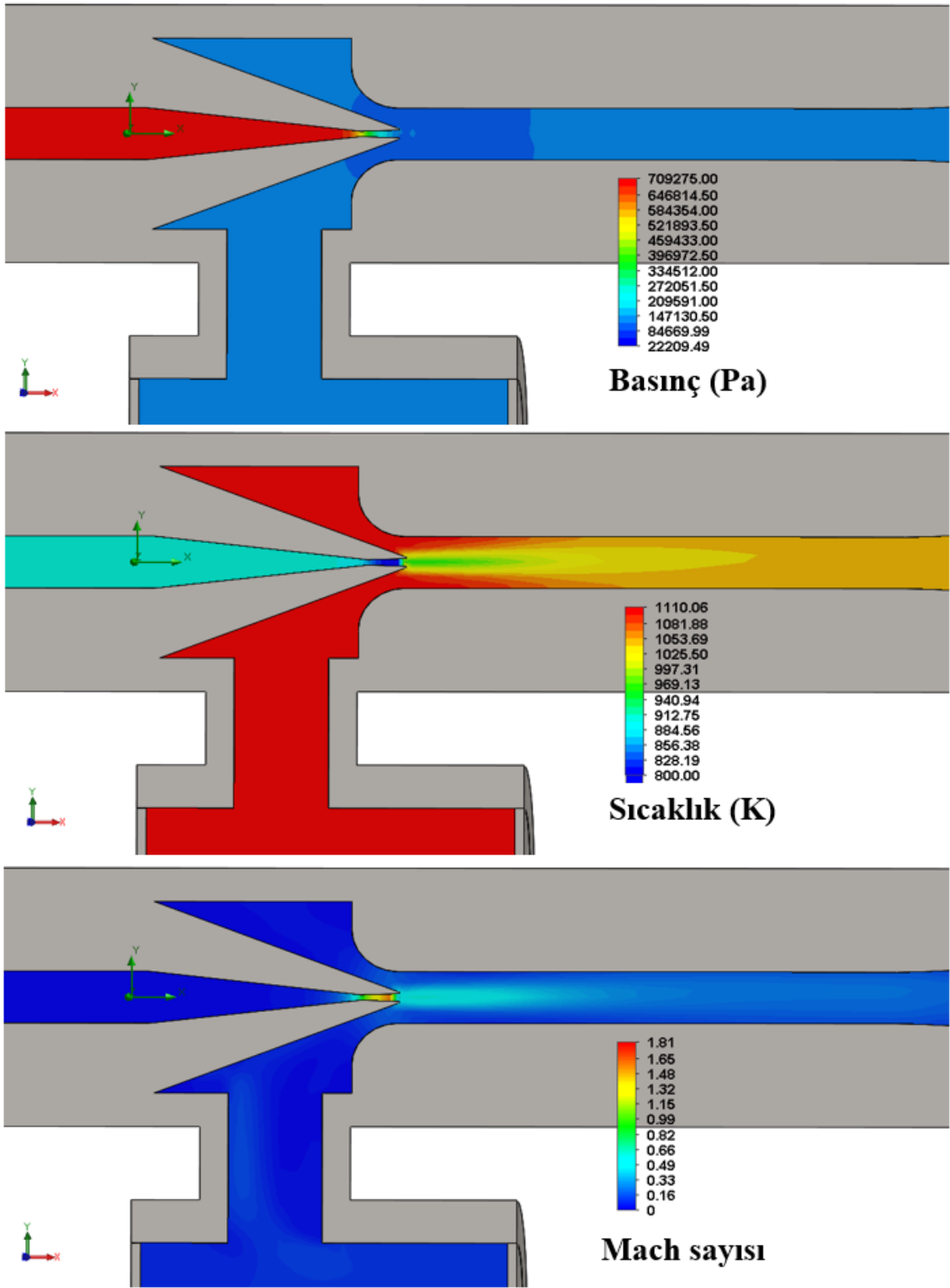
Çizelge 4.3. STCR ve sürüklenme oranı açısından en iyi 20 ve en kötü durum

Dizayn Noktası	NXP (mm)	D_1 (mm)	D_3 (mm)	L_1 (mm)	θ (°)	STCR	Sürüklenme Oranı
175	26	0,6	6	4	2	2,609	7,300
529	22	0,6	10	8	2	2,596	7,282
535	26	0,6	10	8	2	2,584	7,076
571	26	0,6	12	8	2	2,579	6,851
169	22	0,6	6	4	2	2,566	6,804
751	26	0,6	6	4	3	2,559	6,782
607	26	0,6	6	2	3	2,547	6,740
31	26	0,6	6	2	2	2,545	6,734
1183	26	0,6	6	2	4	2,515	6,631
1003	26	0,6	12	6	3	2,501	6,582
319	26	0,6	6	6	2	2,499	6,578
25	22	0,6	6	2	2	2,494	6,557
601	22	0,6	6	2	3	2,471	6,482
745	22	0,6	6	4	3	2,457	6,434
1075	26	0,6	8	8	3	2,451	6,414
1759	26	0,6	6	2	5	2,438	6,369
1177	22	0,6	6	2	4	2,403	6,252
997	22	0,6	12	6	3	2,384	6,189
1543	26	0,6	10	6	4	2,383	6,187
1753	22	0,6	6	2	5	2,371	6,144
4003	10	0,6	12	8	8	0,061	0,013

Şekil 4.8’de çalışılan geometrik parametrelere bağlı olarak en iyi (dizayn noktası 175) ve en kötü (dizayn noktası 4003) sürüklenme/STCR oranının tespit edildiği durumlar için akım çizgileri verilmiştir. Görüldüğü üzere maksimum oranların yakalandığı en iyi tasarımda (Şekil 4.8a) egzoz hattındaki katı oksit yakıt pili egzoz gaz karışımı ejektör içerisine çok fazla türbülans oluşmadan emilmektedir. En kötü durumu yansıtan tasarımda (Şekil 4.8b) ise egzoz hattındaki gazlar türbülans etkilerinden ve vakum etkisi oluşmamasından dolayı ejektör içerisine girememekte ve karışım bölgesinde tıkanmaya neden olmaktadır.



Şekil 4.8. En iyi (a) ve en kötü (b) dizayn noktası için akım çizgilerinin gösterimi



Şekil 4.9. En iyi durum için basınç, sıcaklık ve Mach sayısı dağılımı

Şekil 4.9’da maksimum sürüklenme ve buhar-karbon oranının elde edildiği tasarım için ejektör içerisindeki basınç, sıcaklık ve Mach sayısı dağılımı verilmiştir. 4 kW kapasiteli bir KOYP sisteminin ihtiyaç duyacağı metan debisini ses üstü hızlara çıkarabilecek boğaz

tasarımına sahip olan bu ejektörün nozul çıkışında yaklaşık 1,8 Mach sayısına ulaşıldığı görülmektedir. Benzer Mach sayısı değerlerine literatürde ejektörler üzerine yapılan nümerik çalışmalarda da rastlamak mümkündür (Zhang vd., 2010; Xue vd., 2017; Chen vd., 2018c). Nozul çıkışında ulaşılan bu yüksek hızın etkisiyle 7 bar giriş basıncına sahip metan yaklaşık 0,5 bar seviyelerine düşerek karışım bölgesi girişinde vakum etkisi oluşturup KOYP egzoz gazlarının karışım bölgesine emilimini sağlamaktadır. KOYP sistemleri için önemli parametrelerden biri olan ejektör çıkış sıcaklığı, optimize edilen bu tasarım için de uygun seviyededir. Şekil 4.9’da ejektör çıkış sıcaklığının 1000 K civarında olduğu görülmektedir.

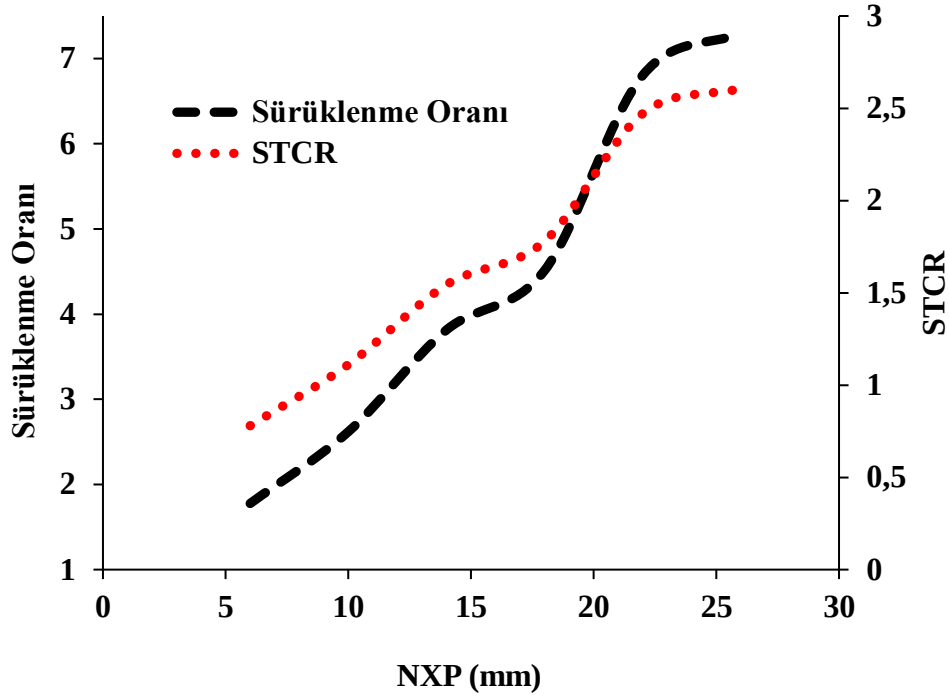
Optimizasyonu yapılan nozul konumu (NXP), boğaz çapı (D_1), karışım bölgesi giriş çapı (D_3), ıraksak nozul açısı (θ) ve ıraksak nozul uzunluğu (L_1) geometrik parametrelerinin sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı üzerine etkileri ayrı ayrı alt başlıklar halinde incelenmiştir.

4.2.1 Nozul konumu (NXP) etkisi

İçerisinden geçen akışkanın ses üstü hızlara çıkarılmasını sağlayan yakınsak-ıraksak nozulun, karışım bölgesine olan mesafesi nozul konumu (NXP) olarak tanımlanmaktadır (Şekil 3.8). Elde edilen nümerik sonuçlara göre STCR ve sürüklenme oranının nozul konumu ile değişimi Şekil 4.10’da verilmiştir. Şekilde verilen grafik, nozul konumu hariç diğer 4 geometrik parametre, 175 numaralı dizayn noktasındaki (maksimum sürüklenme oranı ve STCR değerlerinin elde edildiği) değerlerinde ($D_1=0,6\text{mm}$, $D_3=6\text{mm}$, $L_1=4\text{mm}$ ve $\theta=2^\circ$) sabit tutularak elde edilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi nozul konumu arttıkça yani nozul çıkışı karışım bölgesi girişine yaklaştıkça sürüklenme oranı ve STCR değerleri artmaktadır. Analizlerde incelenen en yüksek nozul konumu olan 26 mm, maksimum performansın elde edildiği nokta olarak tespit edilmiştir. Nozul çıkış konumu karışım bölgesi girişine yaklaştıkça, türbülans oluşumu azalmakta (Şekil 4.8) ve egzoz hattı ile karışım bölgesi arasındaki basınç farkı artarak ejektör performansı artmaktadır.

Nozul konumun etkisi ile ilgili literatürde (Zhu ve Jiang, 2011; Lin vd., 2013; Maghsoodi vd., 2014) yapılan çalışmalar incelendiğinde benzer sonuçlar bulunduğu görülmüştür. Zhu ve Jiang (2011), karışım bölgesi çapının boğaz çapına oranı olarak tanımlanan “çap oranı” değerinin 4’ten büyük olması durumunda optimum nozul konumunun “0” yani

karışım bölgesi girişinde olduğunu rapor etmiştir. Bahsedilen çap oranı yapılan bu çalışmada ($D_3/D_1=6/0,6=10$) 10 olarak elde edilmiş ve optimum nozul konumu da tam olarak karışım bölgesi girişinde belirlenmiştir. Benzer olarak, nozul konumu karışım bölgesi girişine yaklaştıkça sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının arttığı Maghsoodi vd. (2014) ve Lin vd. (2013) tarafından da rapor edilmiştir.



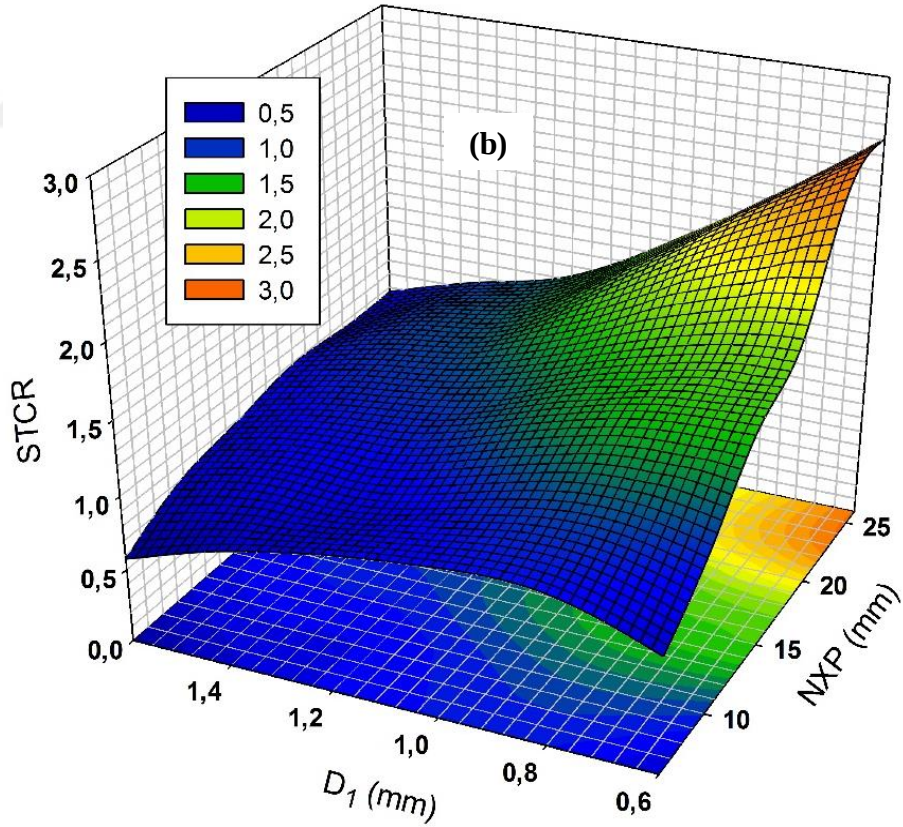
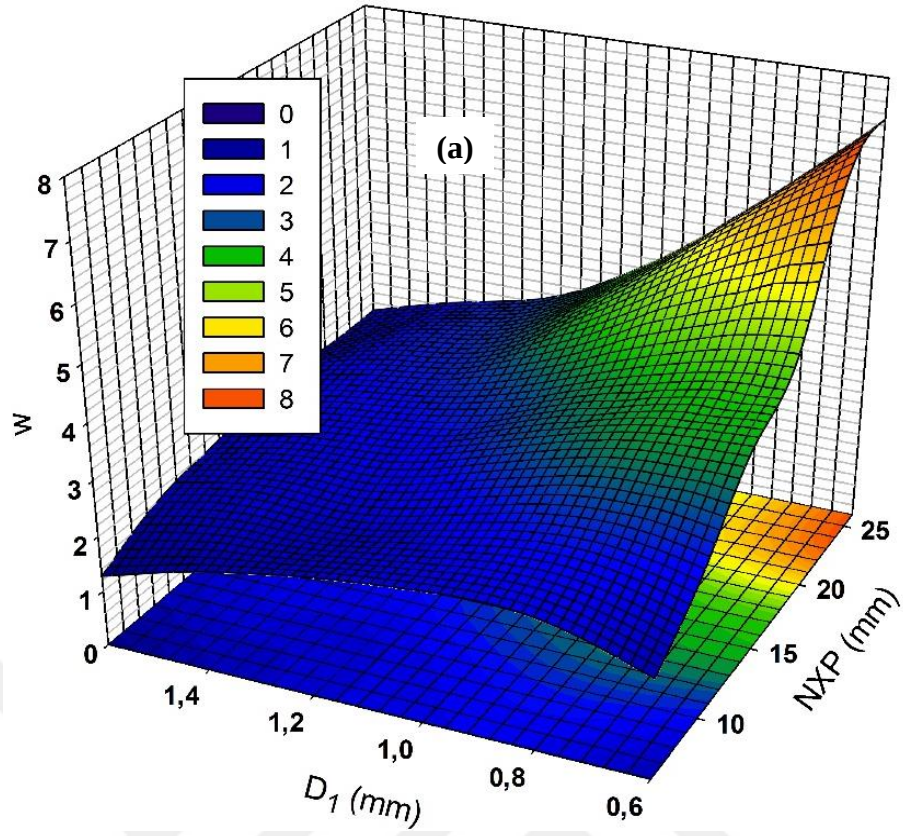
Şekil 4.10. SCCR ve sürüklenme oranının nozul konumu ile değişimi

Şekil 4.11-14'te sürüklenme oranı (w) ve buhar-karbon oranının, nozul konumu (NXP) ve diğer 4 geometrik parametre (D_1 , D_3 , θ ve L_1) ile değişimi üç boyutlu grafik olarak verilmiştir. Şekil 4.11a'da NXP ve D_1 'e bağlı olarak sürüklenme oranının değişimi görülmektedir. Boğaz çapı (D_1) azaldıkça ve nozul konumu arttıkça (karışım bölgesine yaklaştıkça) sürüklenme oranının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca yaklaşık 15 mm'den küçük NXP ve 1 mm'den büyük boğaz çapı değerleri için sürüklenme oranının kabul edilebilir sınırların altında kaldığı görülmektedir. Benzer durum Şekil 4.11b'de buhar-karbon oranı için geçerlidir. Sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı grafiklerinin benzer eğilimde çıkması bu iki parametrenin birbirleri ile ilişkili olmalarından kaynaklıdır. Sürüklenme oranı arttıkça yani ikincil akışkan emilimi arttıkça, emilen su buharı miktarı da artarak buhar-karbon oranını benzer oranda artırmaktadır.

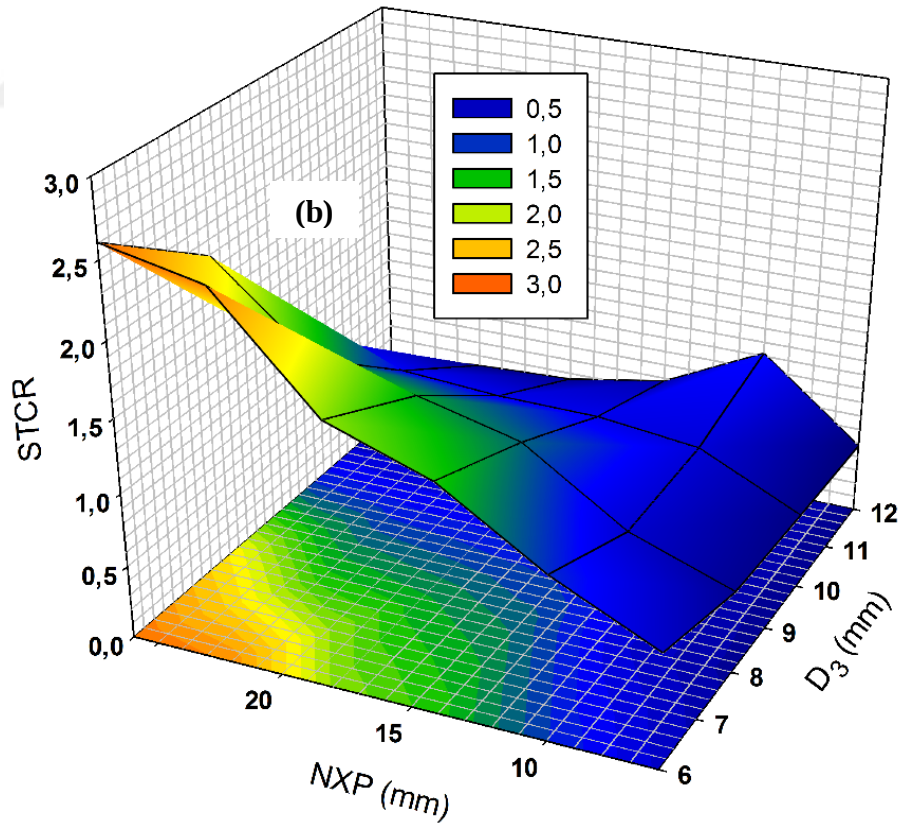
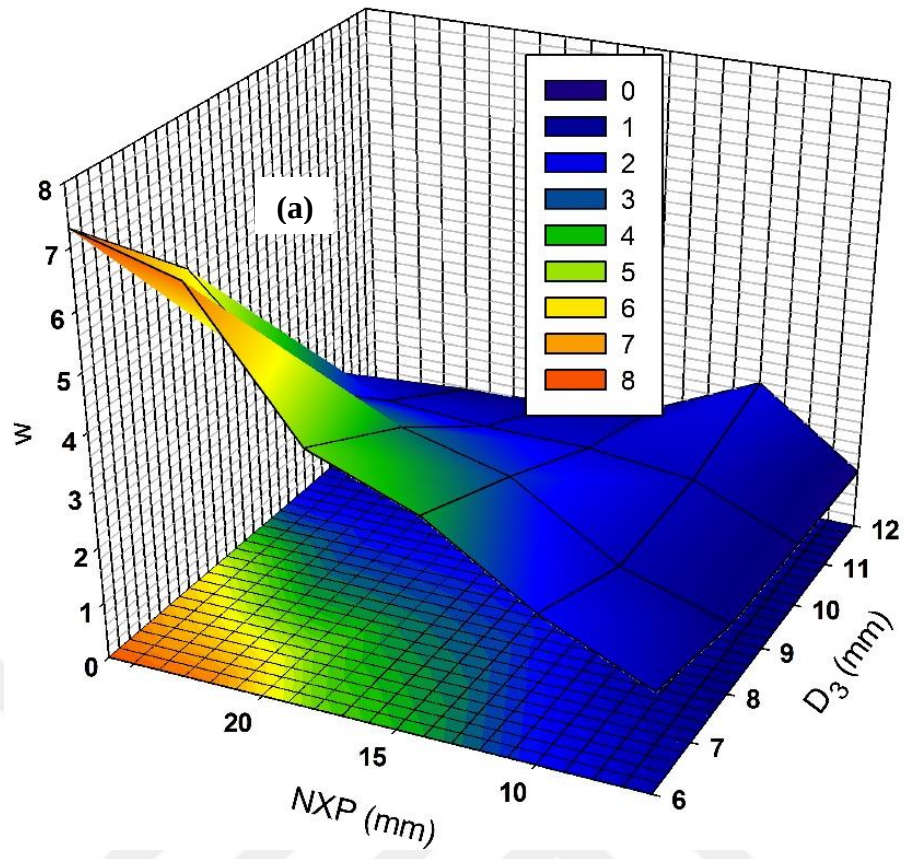
Şekil 4.12a ve Şekil 4.12b’de sırasıyla sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının nozul konumu ve karışım bölgesi çapına bağlı değişimi verilmiştir. Her iki grafikte de karışım bölgesi çapının azalması ve nozul konumunun karışım bölgesi girişine yaklaşması ile sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerleri artmaktadır. D_3 ’ün yaklaşık 8 mm’den küçük, NXP’nin ise 15 mm’den büyük değerleri için yapılan ejektör tasarımının performans açısından kabul edilebilir seviyelerde olduğu görülmektedir. Karışım bölgesi çapındaki artışın performansı düşürmesinin nedeninin, çap artışının karışım bölgesinde türbülans oluşmasına elverişli ortamı oluşturması olduğu düşünülmektedir.

Sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının nozul konumu ve ıraksak nozul açısına (θ) bağlı değişimi ise Şekil 4.13a ve Şekil 4.13b’de verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi, maksimum sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerleri 26 mm’lik nozul konumunda ve 2° ’lik ıraksak nozul açısında elde edilmiştir. Kabul edilebilir tasarım aralığı açısından bakıldığında, 5° ’nin altındaki ıraksak nozul açısı değerleri ve yine 15 mm’nin üzerindeki nozul konum değerleri uygun aralıklar olarak görülmektedir. ıraksak nozul açısının yaklaşık 7° ’den büyük olduğu ve nozul konumunun yaklaşık 10 mm’den küçük olduğu bütün durumlarda ise ejektör performansının istenilen seviyelerin altında kaldığı belirlenmiştir.

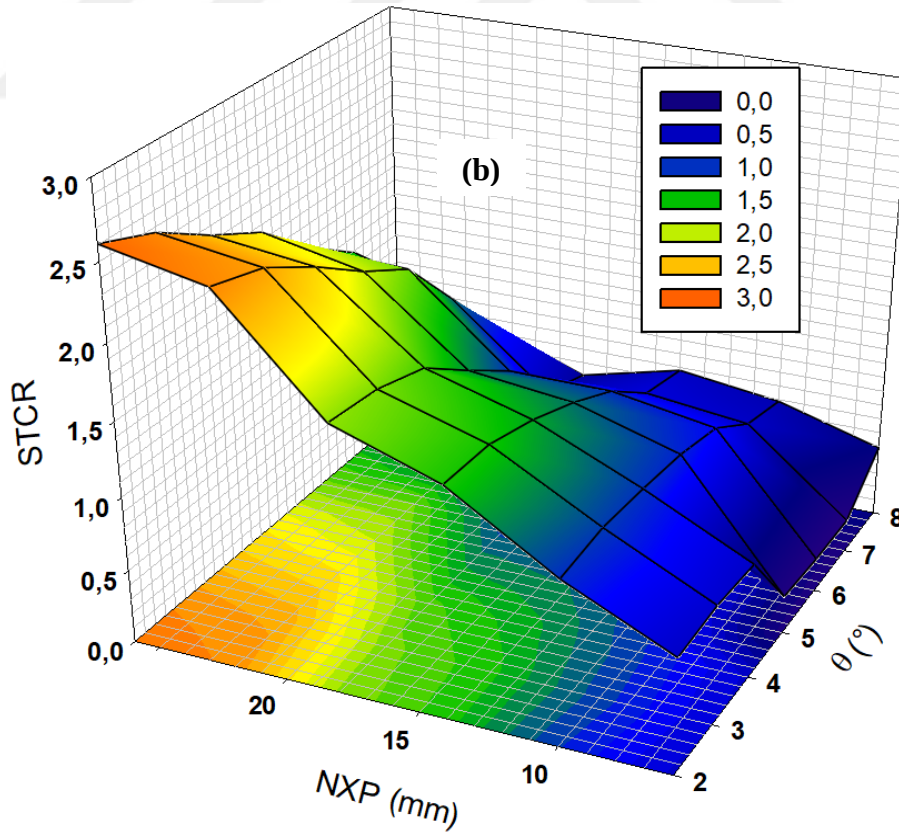
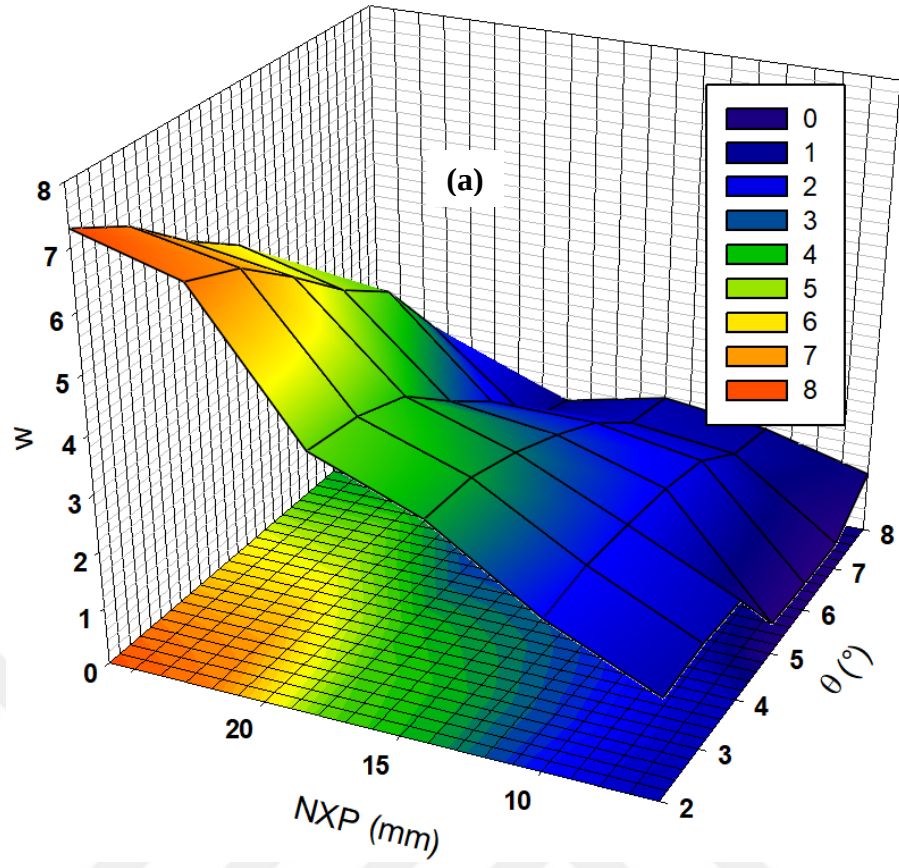
Birincil akışkanı sesüstü seviyelere çıkarabilmek için tasarımda dikkat edilmesi gereken en önemli nokta nozulun geometrisinin doğru bir şekilde belirlenmesidir. Yukarıda nozul boğaz çapı (D_1) ve ıraksak nozul açısı (θ) ile ilgili tasarım aralıkları verilmiştir. Nozulun tasarımında dikkat edilmesi gereken son geometrik parametre ise ıraksak nozul uzunluğudur (L_1). ıraksak nozul uzunluğu ve nozul konumuna bağlı olarak sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının değişimi sırasıyla Şekil 4.14a ve Şekil 4.14b’de verilmiştir. Her iki grafikte de maksimum sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerlerinin $L_1=4$ mm ve $NXP=26$ mm için elde edildiği görülmektedir. Nozul konumunun 10 mm’den küçük olduğu bütün durumlarda ıraksak nozul uzunluğundan bağımsız olarak ejektör performansının çok düşük olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca yaklaşık 5 mm’den küçük L_1 değerleri ve 15 mm’den büyük NXP değerleri için ejektör performansının arzu edilen seviyelerde olduğu görülmektedir.



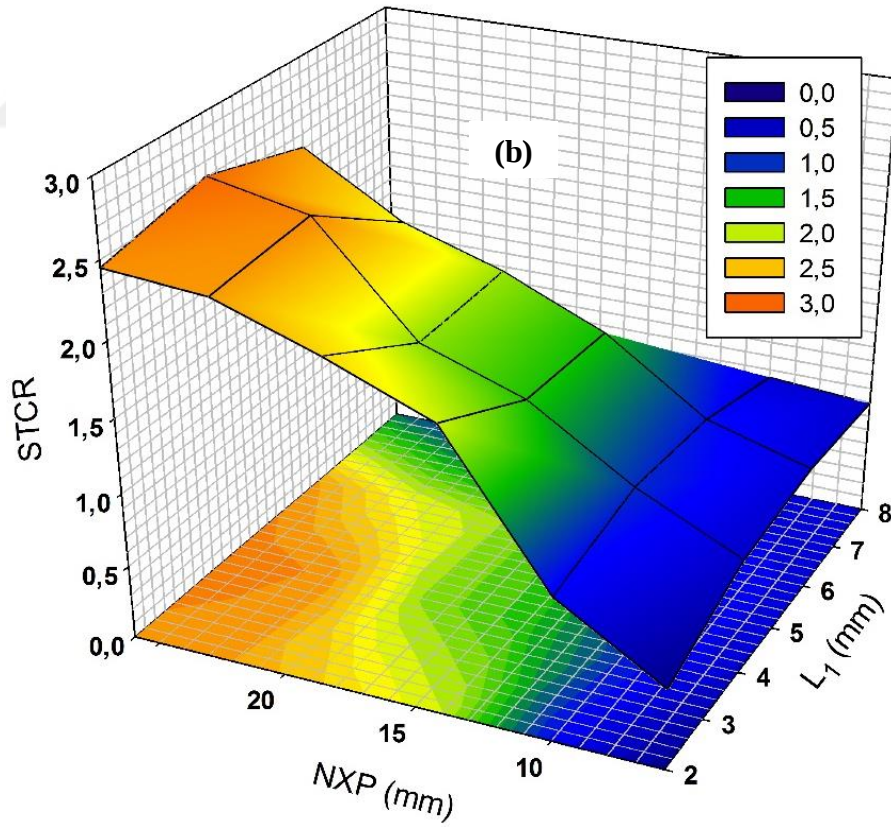
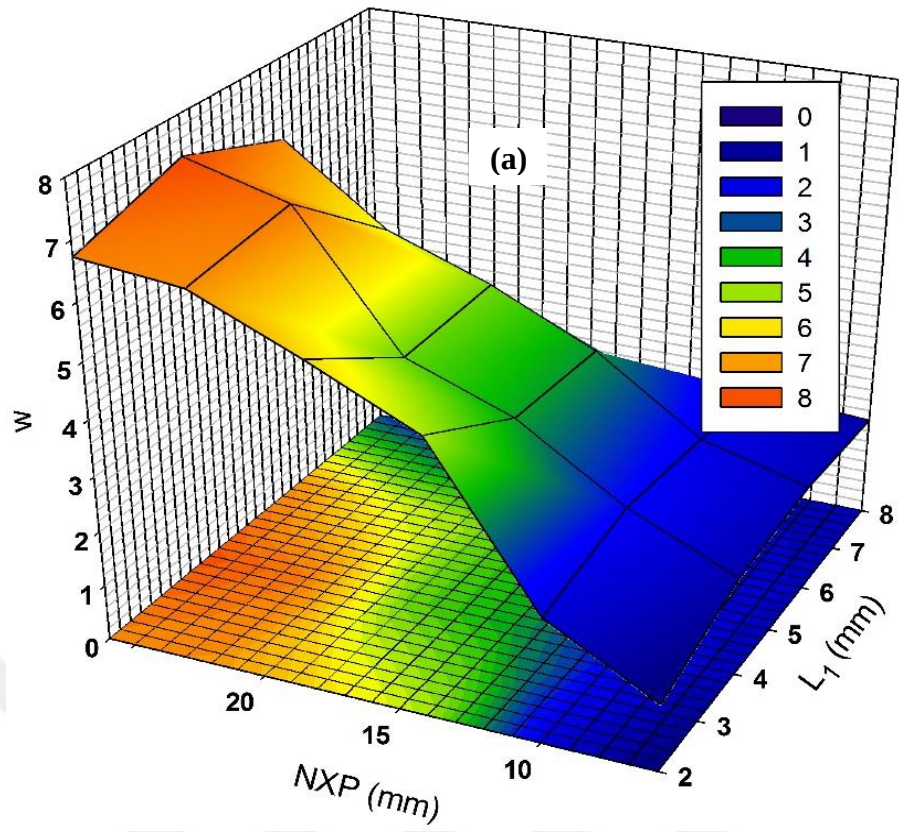
Şekil 4.11. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) NXP ve D_1 ile değişimi



Şekil 4.12. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) NXP ve D_3 ile değişimi



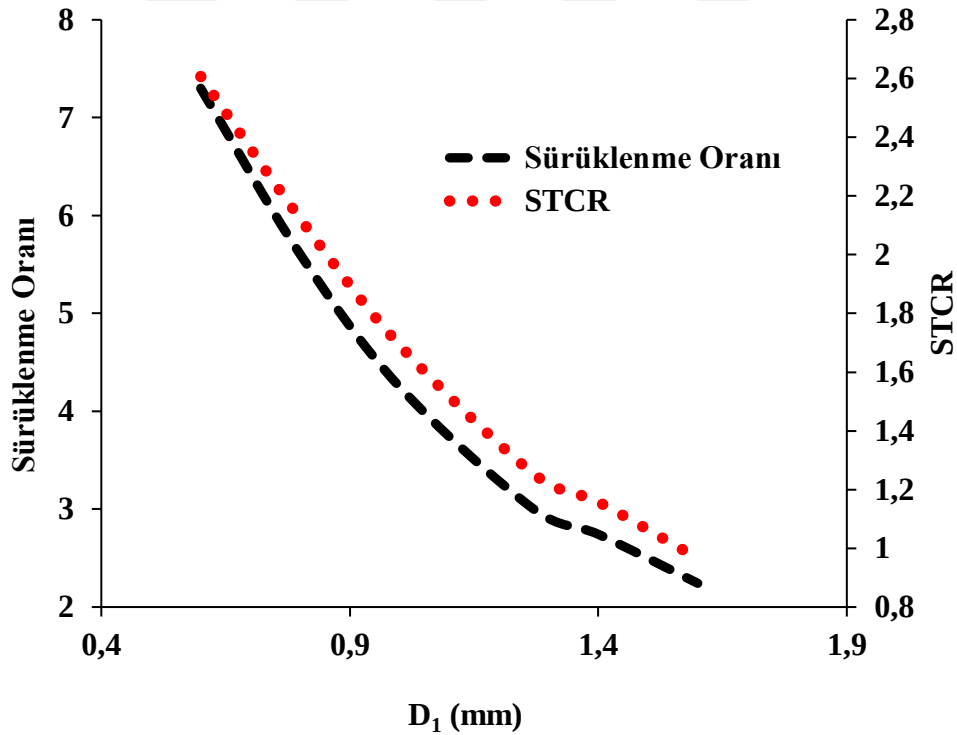
Şekil 4.13. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) NXP ve θ ile değişimi



Şekil 4.14. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) NXP ve L_1 ile değişimi

4.2.2 Boğaz çapının (D_1) etkisi

Ejektörlerde akışkanın tam olarak $Ma=1$ hızına ulaştığı akış alanı boğaz ve bu bölgedeki çap boğaz çapı (D_1) olarak tanımlanmaktadır (Şekil 3.8). Elde edilen nümerik sonuçlara göre STCR ve sürüklenme oranının boğaz çapı ile değişimi Şekil 4.15'te verilmiştir. Şekilde verilen grafik, boğaz çapı hariç diğer 4 geometrik parametre, 175 numaralı dizayn noktasındaki (maksimum sürüklenme oranı ve STCR değerlerinin elde edildiği) değerlerinde ($NXP=26\text{mm}$, $D_3=6\text{mm}$, $L_1=4\text{mm}$ ve $\theta=2^\circ$) sabit tutularak elde edilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi boğaz çapı arttıkça sürüklenme oranı ve STCR değerleri azalmaktadır. Analizlerde denenen en küçük limit olan 0,6 mm değerindeki boğaz çapı değeri maksimum performansın elde edildiği nokta olarak tespit edilmiştir. Maksimum performansın elde edildiği 0,6 mm'lik boğaz çapı değeri, 4 kW güç kapasiteli bir katı oksit yakıt pili sistemini besleyecek metan debisini ses üstü hızlara çıkarabilecek boğaz çapı değerine karşılık gelmektedir.



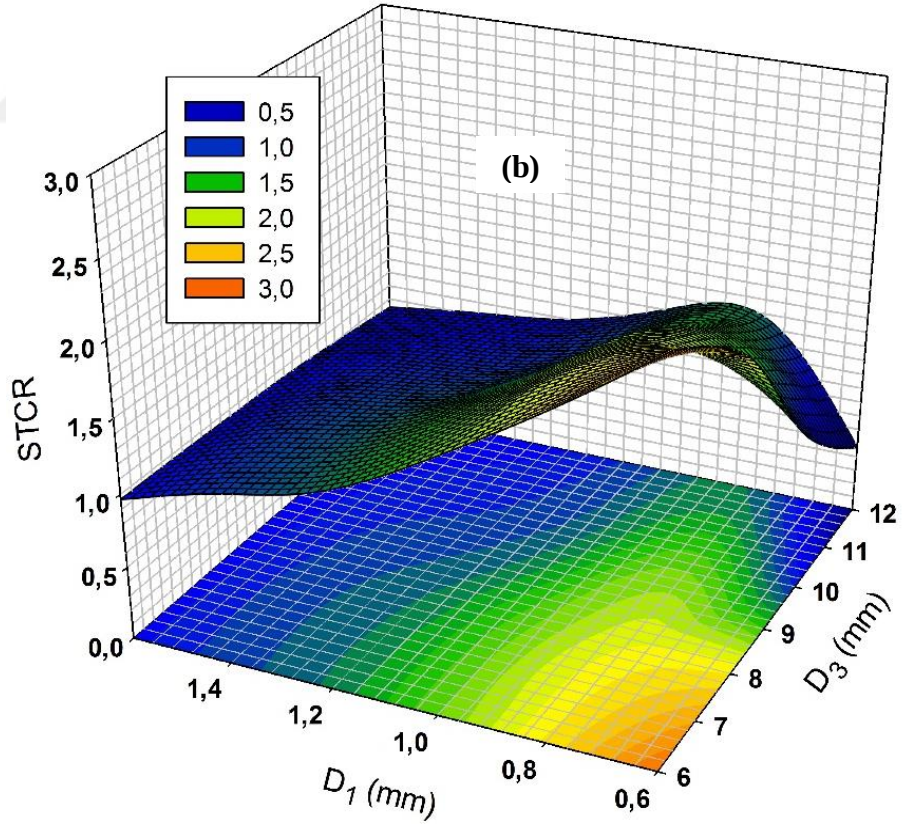
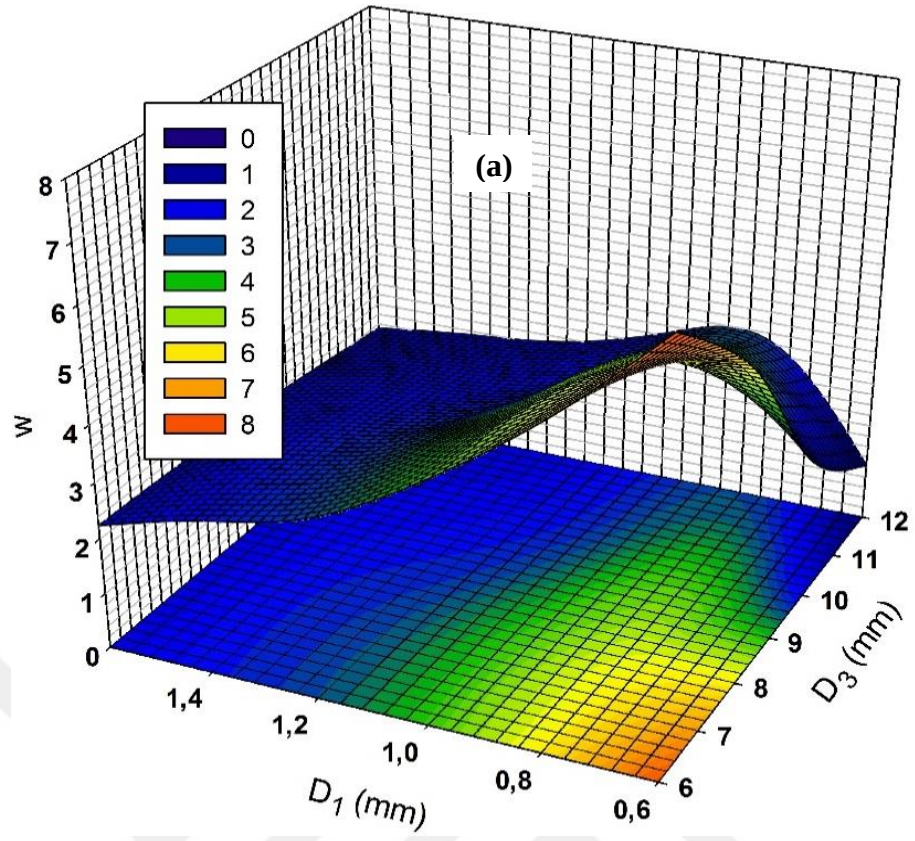
Şekil 4.15. STCR ve sürüklenme oranının boğaz çapı ile değişimi

Literatürde katı oksit yakıt pili sistemlerinde ejektör kullanımı ile ilgili yapılan çalışmalarda ejektör boğaz çapı sabit bir değer alınarak analizler yapılmış ve etkisi incelenmemiştir (Marsano vd., 2004; Zhu vd., 2007; Vincenzo vd., 2013). Bu çalışmalar

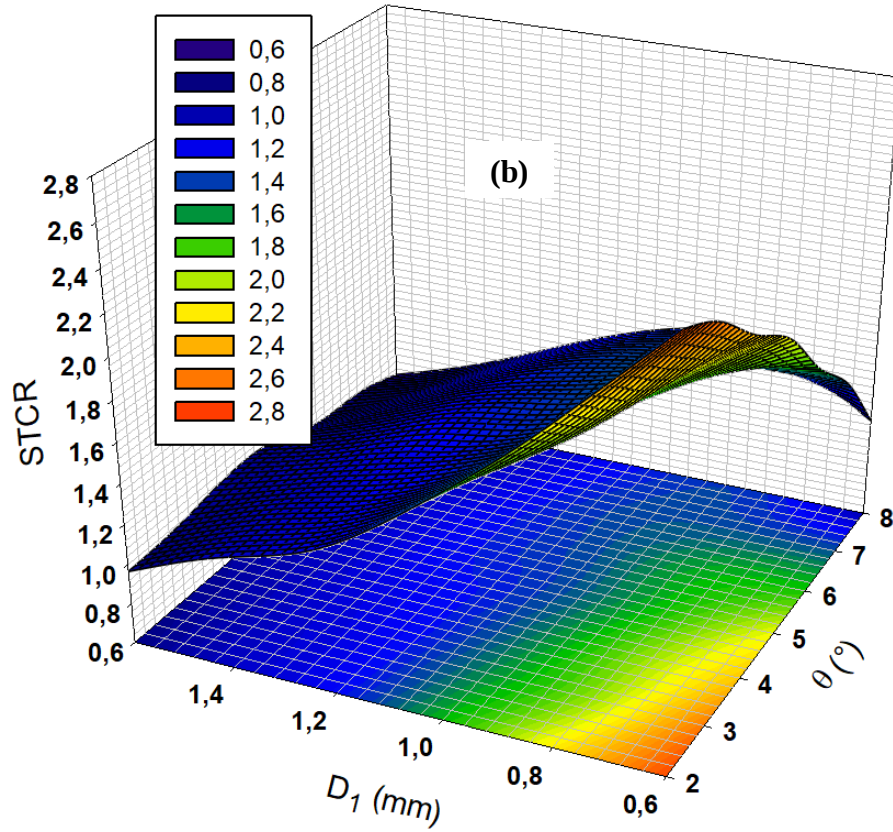
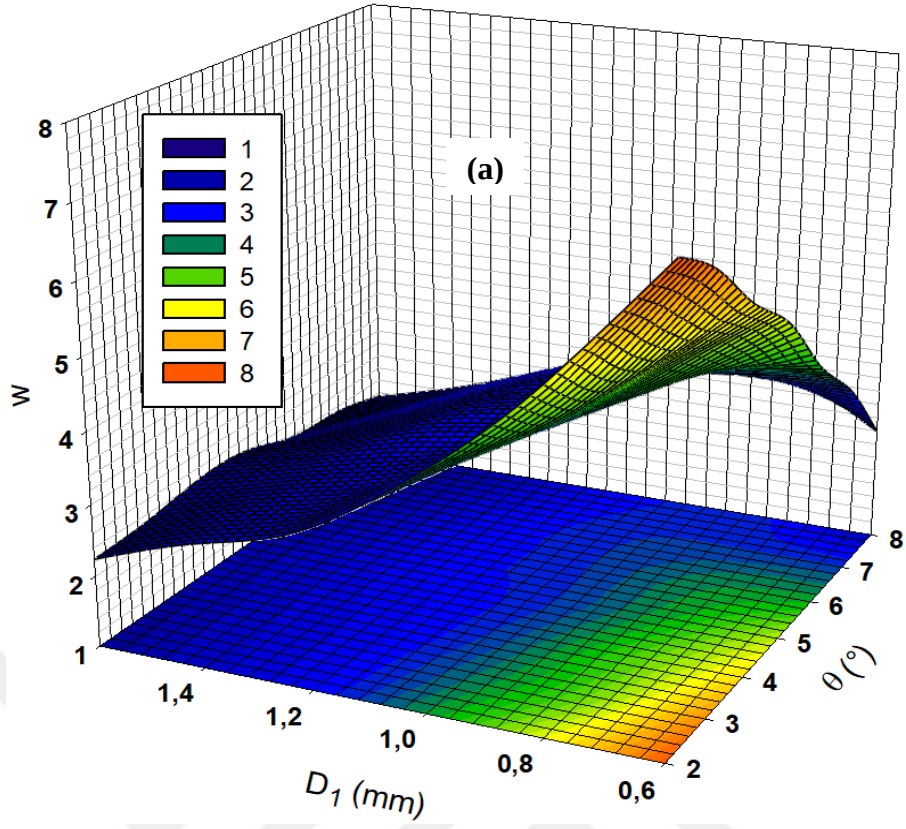
arasında, Marsano vd. (2004) ve Zhu vd. (2007) 250 kW güç kapasiteli bir KOYP sistemi için ejektör boğaz çapını 3,31 mm olarak analizler yaparken, Vincenzo vd. (2013) 1 kW güç kapasiteli bir KOYP sistemi için boğaz çapını 0,42 mm olarak analizler yapmıştır. Bu açıdan bakıldığında, bu çalışmada bulunan 0,6 mm'lik boğaz çapına sahip ejektörün 4 kW güç kapasiteli bir KOYP sistemini beslemeye yeterli olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır.

Şekil 4.16-18'de sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının, boğaz çapı (D_1) ve diğer 3 geometrik parametre (D_3 , θ ve L_1) ile değişimi üç boyutlu grafik olarak verilmiştir. Boğaz çapının NXP ile değişimi bir önceki başlıkta (nozül konumu etkisi) verildiği için bu başlık altında tekrar edilmemiştir. Şekil 4.16a ve Şekil 4.16b'de sırasıyla sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının D_1 ve karışım bölgesi çapına (D_3) bağlı değişimi görülmektedir. D_1 ve D_3 azaldıkça STCR ve sürüklenme oranının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca yaklaşık 1,2 mm'den büyük bütün D_1 değerleri için STCR ve sürüklenme oranının kabul edilebilir sınırların altında kaldığı görülmektedir. Bununla birlikte D_3 'ün yaklaşık 9 mm'den, D_1 'in de yaklaşık 1 mm'den küçük bütün değerleri için ejektör performansı kabul edilebilir seviyededir.

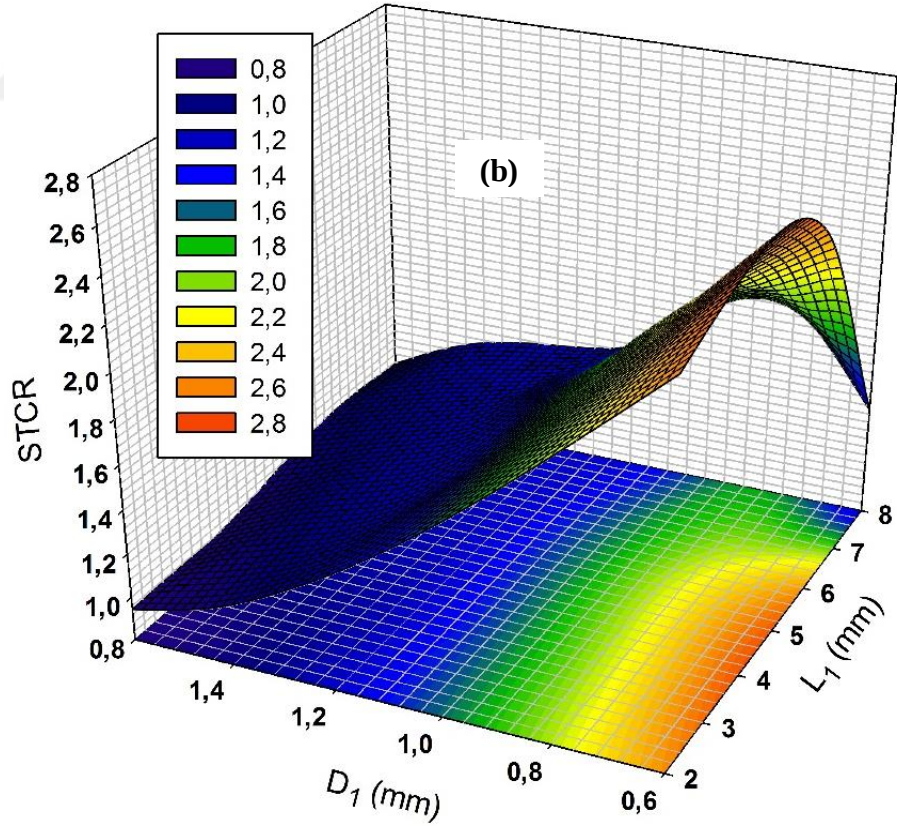
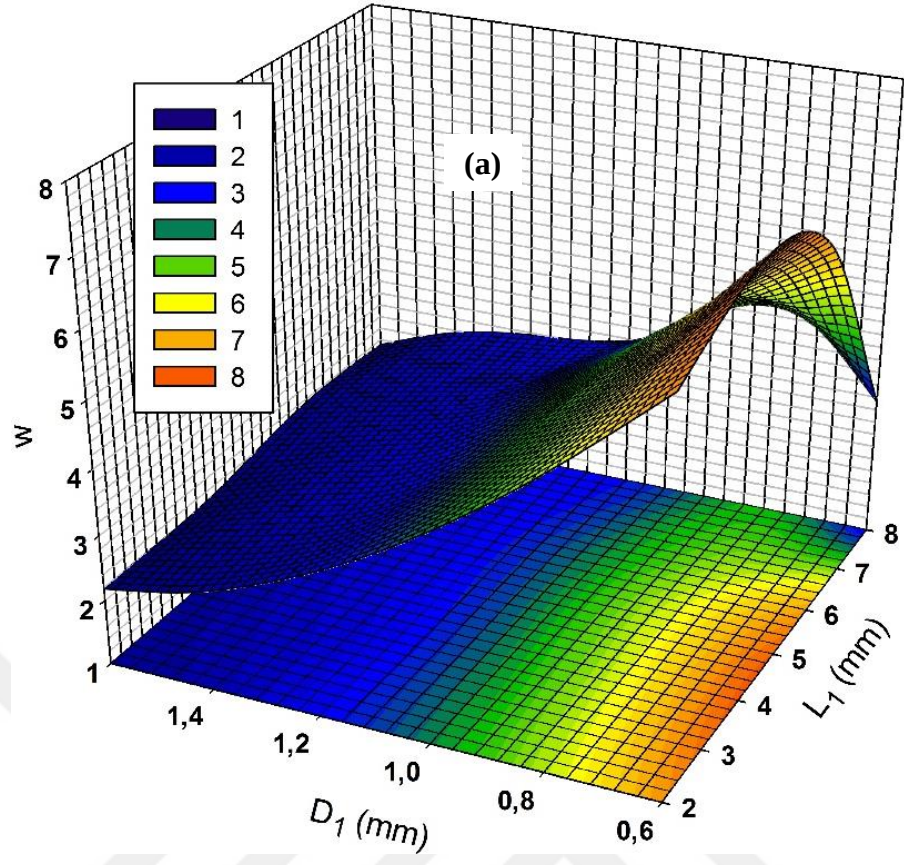
Şekil 4.17'de STCR ve sürüklenme oranının D_1 ve ıraksak nozul açısı (θ) ile değişimi verilmiştir. Her iki grafikte de D_1 'in 1 mm'den küçük, θ 'nın ise yaklaşık 5°'den küçük değerleri için ejektör performansının yüksek olduğu görülmektedir. Bu aralıkların dışında ise ejektör performansı hızla azalmaktadır. Bununla birlikte, ıraksak nozul açısına bakılmaksızın D_1 'in 1 mm'den büyük bütün değerleri ve boğaz çapına bakılmaksızın θ 'nın 7°'den büyük bütün değerleri için sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerleri kabul edilebilir seviyelerin altında kalmaktadır. Benzer şekilde sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı üzerine D_1 ve ıraksak nozul uzunluğunun (L_1) etkisi Şekil 4.18'de gösterilmiştir. Grafik üzerinden L_1 'e bakılmaksızın D_1 'in 1,2 mm'den küçük bütün değerleri için sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının minimum seviyelerde olduğu görülmektedir. Ayrıca bu iki parametre için optimum aralığın $D_1 < 0,8$ mm ve $L_1 < 6$ mm olduğu belirlenmiştir. Analiz yapılan aralıklar göz önüne alındığında, boğaz çapı minimum değeri olan 0,6 mm ve ıraksak nozul uzunluğu 4 mm iken sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı sırasıyla 7,3 ve 2,706 olan maksimum değerlerine ulaşmaktadır.



Şekil 4.16. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_1 ve D_3 ile değişimi



Şekil 4.17. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_1 ve θ ile değişimi

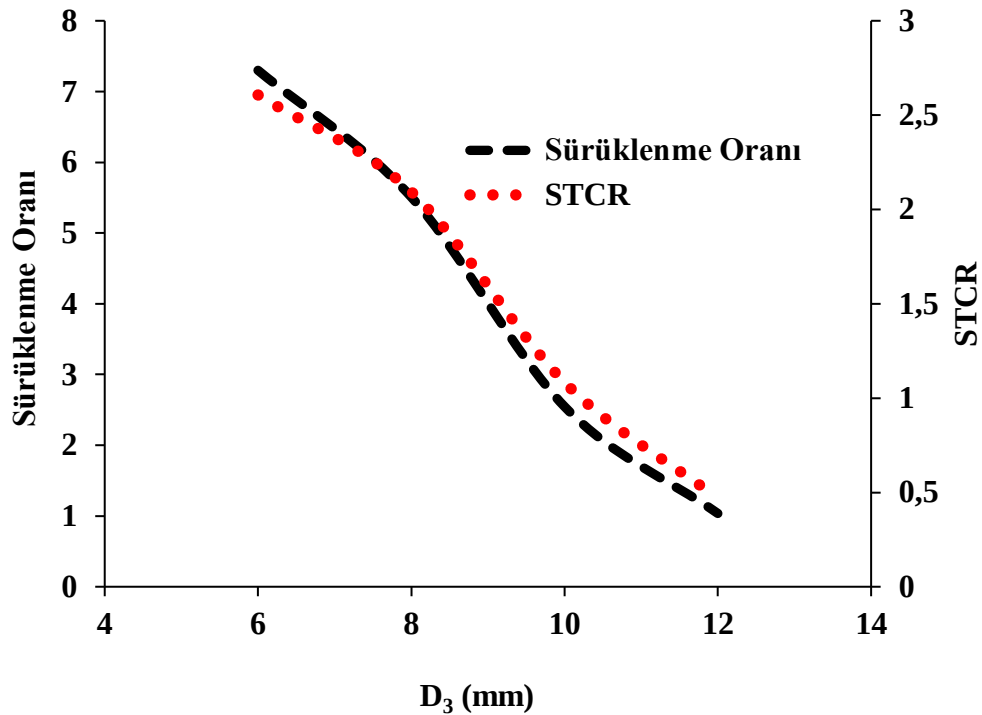


Şekil 4.18. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_1 ve L_1 ile değişimi

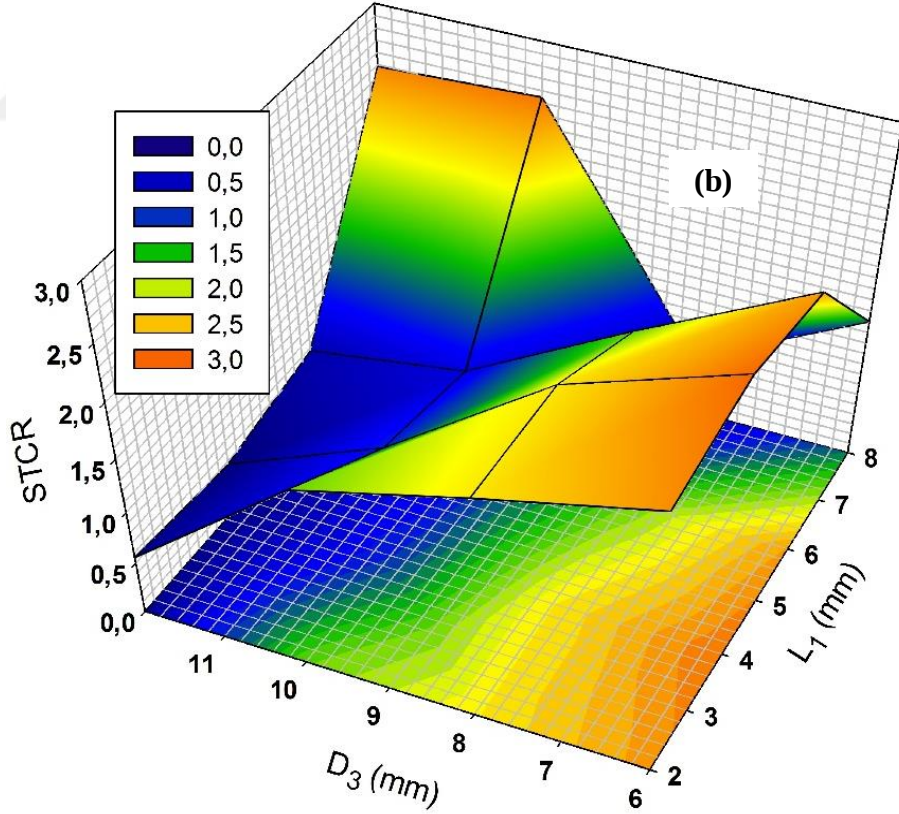
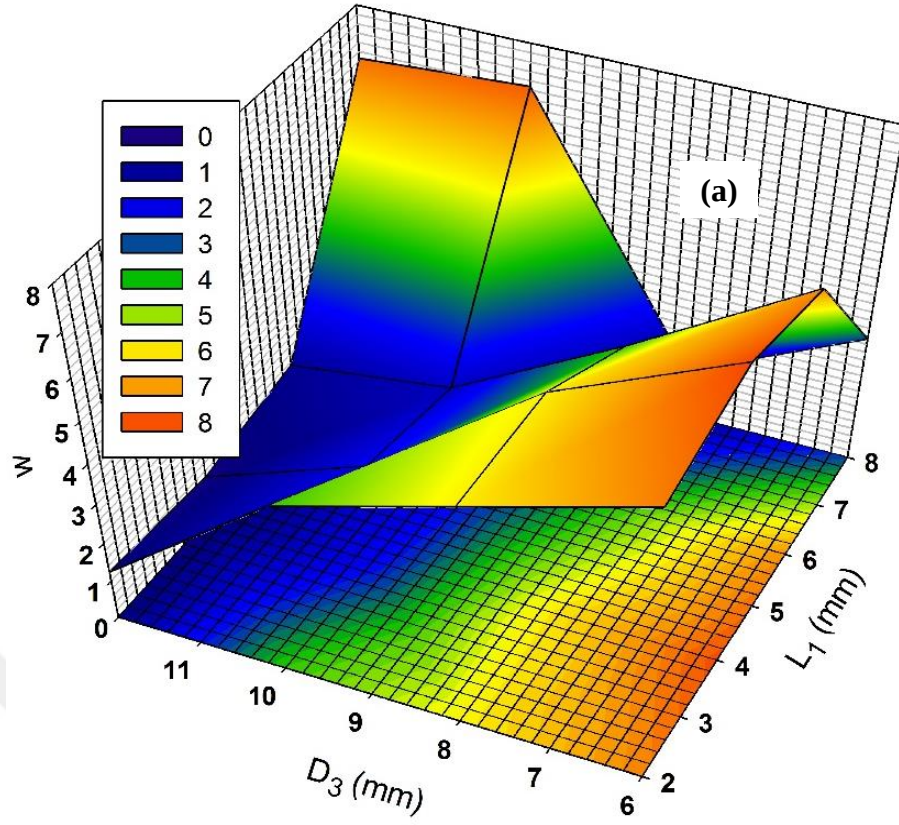
4.2.3 Karışım bölgesi giriş çapının (D_3) etkisi

Birincil ve ikincil akışkanın karışımının sağlanabilmesinde önemli etkenlerden biri de uygun karışım bölgesi geometrisinin tespitidir. Bu kapsamda karışım bölgesi giriş çapının (Şekil 3.8) tasarımı önem arz etmektedir. Maksimum ejektör performansını elde edebilmek için karışım bölgesi çapı 6 mm ile 12 mm arasında değiştirilerek analizler yapılmıştır. Elde edilen nümerik sonuçlara göre sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının karışım bölgesi giriş çapı (D_3) ile değişimi Şekil 4.19’da verilmiştir. Şekilde verilen grafik, karışım bölgesi giriş çapı hariç diğer 4 geometrik parametre, 175 numaralı dizayn noktasındaki (maksimum sürüklenme oranı ve STCR değerlerinin elde edildiği) değerlerinde ($NXP=26\text{mm}$, $D_1=0,6\text{mm}$, $L_1=4\text{mm}$ ve $\theta=2^\circ$) sabit tutularak elde edilmiştir.

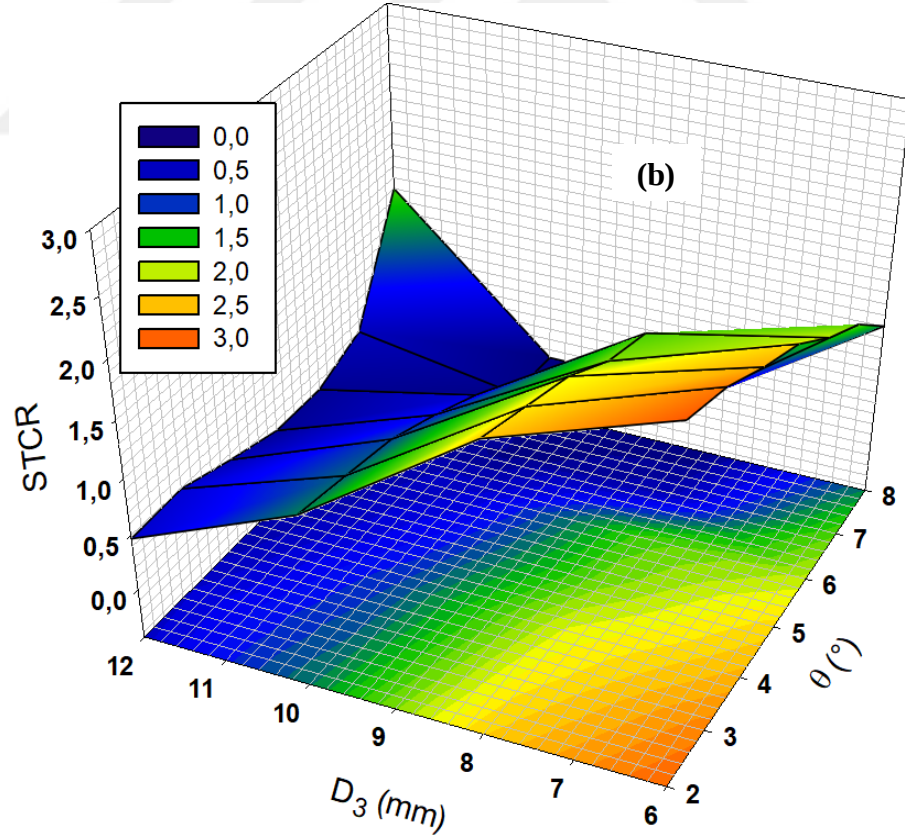
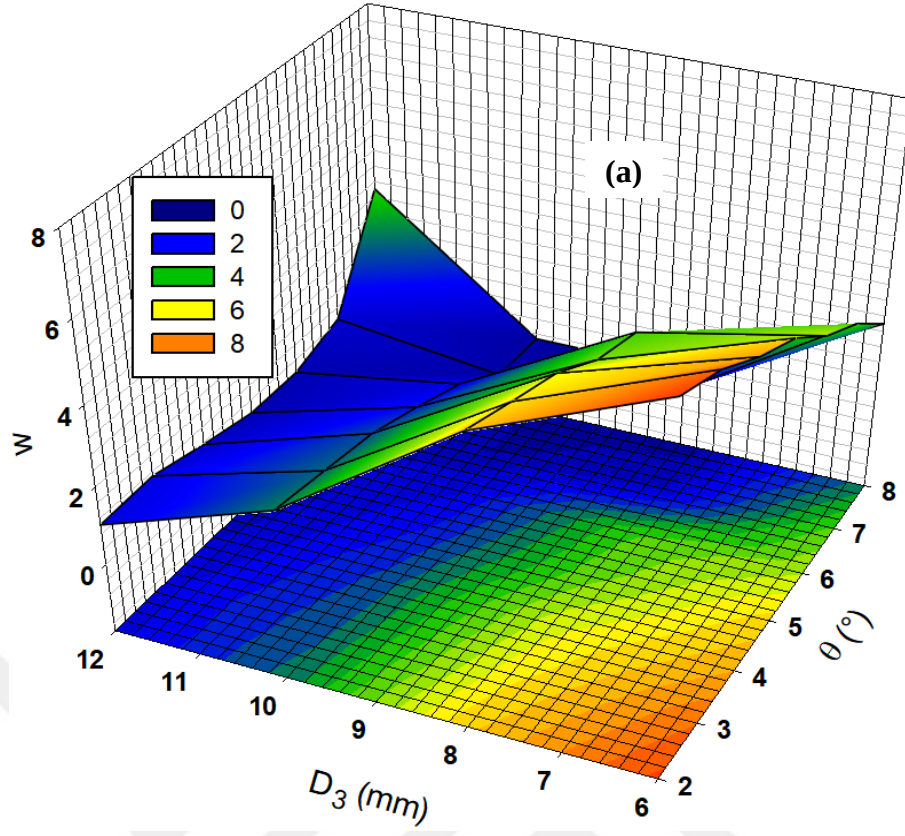
Şekil 4.19’da görüldüğü üzere aynen boğaz çapında (D_1) olduğu gibi ve literatür (Elkady vd., 2008) ile uyumlu olarak karışım bölgesi giriş çapı arttıkça sürüklenme oranı ve STCR değerleri azalmaktadır. Analizlerde göz önüne alınan ve en küçük limit olan 6 mm değerindeki karışım bölgesi giriş çapı değeri, maksimum performansın elde edildiği nokta olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.19. STCR ve sürüklenme oranının karışım bölgesi giriş çapı ile değişimi



Şekil 4.20. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_3 ve L_1 ile değişimi



Şekil 4.21. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) D_3 ve θ ile değişimi

Şekil 4.19'a karbon oluşumunu önlemek için literatürde alt limiti yaklaşık 2 (Peters vd., 2013; Li vd., 2015; Sheu vd., 2015; Abbas vd., 2017) olarak belirtilen buhar-karbon oranı açısından bakıldığında, yaklaşık 8 mm'nin altındaki karışım bölgesi giriş çapı değerlerinin kabul edilebilir seviyede olduğu gözükmemektedir. Sonuç olarak 4 kW güç kapasiteli KOYP sistemi için uygun olan bu ejektör tasarımı, 8 mm'nin üstündeki karışım bölgesi giriş çap değerleri, buhar-karbon oranını limit değerin altına düşüreceğinden karbon oluşumuna neden olacaktır.

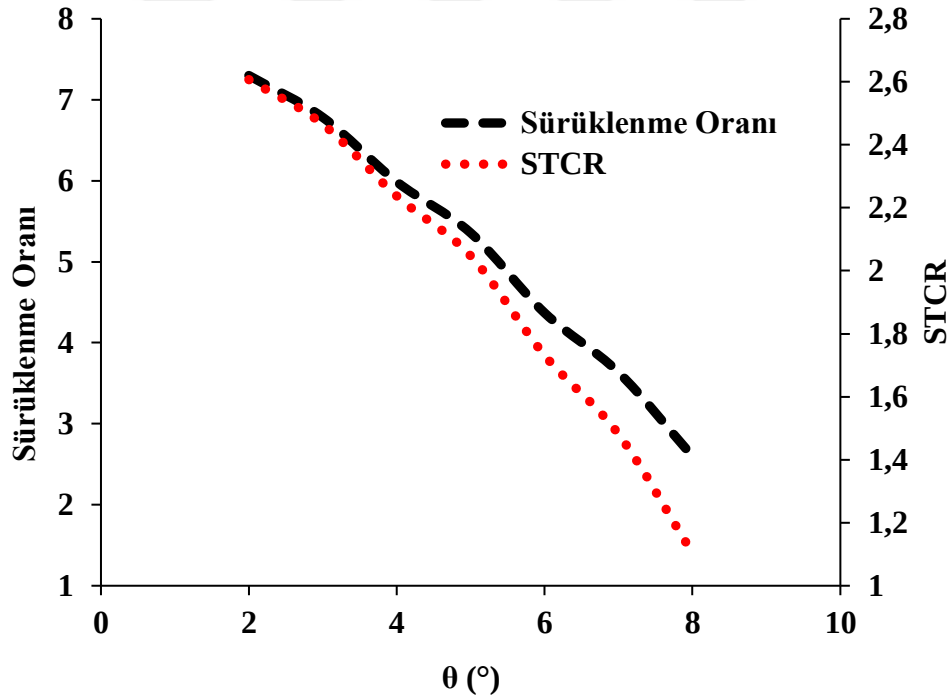
Şekil 4.20 ve Şekil 4.21'de sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının, karışım bölgesi giriş çapı (D_3) ve diğer 2 geometrik parametre (L_1 ve θ) ile değişimi üç boyutlu grafik olarak verilmiştir. Karışım bölgesi giriş çapının NXP ve D_1 ile değişimi bir önceki başlıklarda (nozul konumu etkisi ve boğaz çapı etkisi) verildiği için bu başlık altında tekrar edilmemiştir. Şekil 4.20a ve Şekil 4.20b'de sırasıyla sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının D_3 ve ıraksak nozul uzunluğuna (L_1) bağlı değişimi görülmektedir. Hemen hemen bütün L_1 değerleri için D_3 azaldıkça STCR ve sürüklenme oranının arttığı tespit edilmiştir. Fakat L_1 için bir optimum nokta olduğu görülmektedir. $L_1=4$ mm iken maksimum STCR ve sürüklenme oranı elde edilmiştir. Bununla birlikte, L_1 'in 7 mm'den büyük ve D_3 'ün 10 mm'den büyük olduğu küçük bir bölge de performans açısından yeterli seviyededir.

Şekil 4.21a ve Şekil 4.21b'de ise sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının karışım bölgesi giriş çapı ve ıraksak nozul açısı (θ) ile değişimi verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, yaklaşık 7 mm'nin altındaki bütün karışım bölgesi giriş çapı değerleri için ıraksak nozul açısından bağımsız olarak ejektörün arzu edilen performans seviyelerine ulaştığı görülmektedir. Bununla birlikte, maksimum sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerleri, minimum karışım bölgesi çapı ve ıraksak nozul açısı değerlerinde elde edilmektedir. Ayrıca, ıraksak nozul açısı ne olursa olsun karışım bölgesi giriş çapı yaklaşık 10 mm'nin üzerine çıktığı bütün durumlarda ejektör performansı oldukça düşmektedir. Literatürde, nozul konumu karışım bölgesi girişine çok yakın bir konumda olacak ise, karışım bölgesi çapının boğaz çapından en az 4 kat fazla olması gerektiği bildirilmiştir (Zhu ve Jiang, 2011). Bu çalışma açısından bakıldığında, karışım bölgesi giriş çapının 10 mm'nin üzerine çıkması, çap oranının (D_3/D_1) yaklaşık 17'nin üzerine çıkması anlamına gelmekte ve bu oranın üzerindeki değerlerde ejektör performansı oldukça düşmektedir. Bu çalışma ile birlikte, literatürde minimum değeri 4 olarak

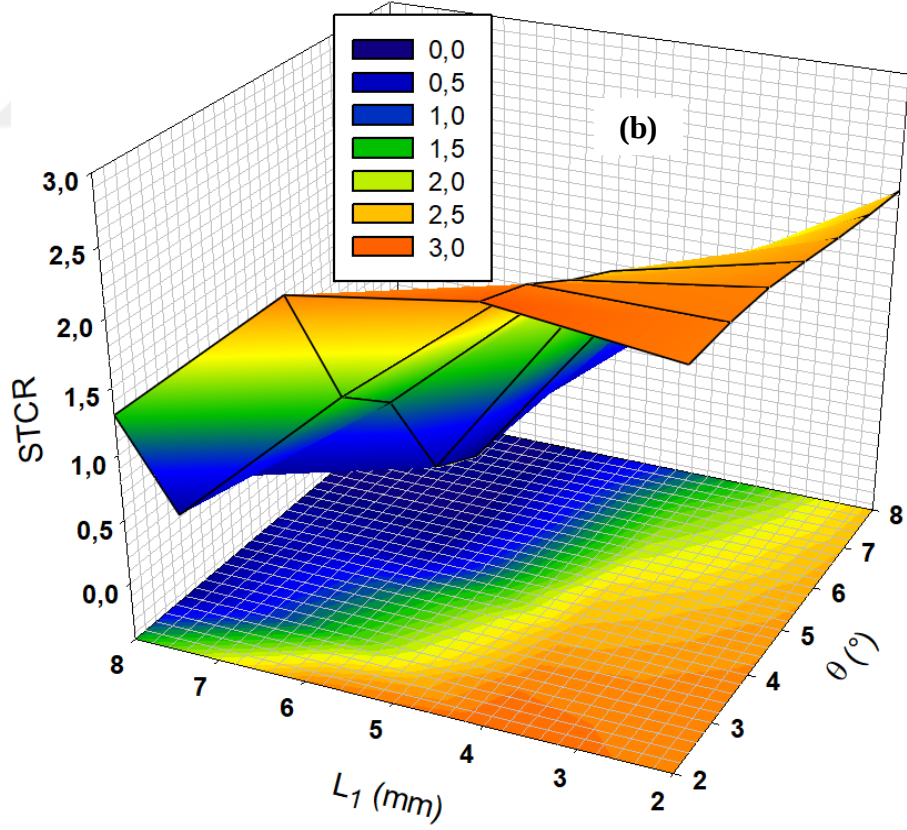
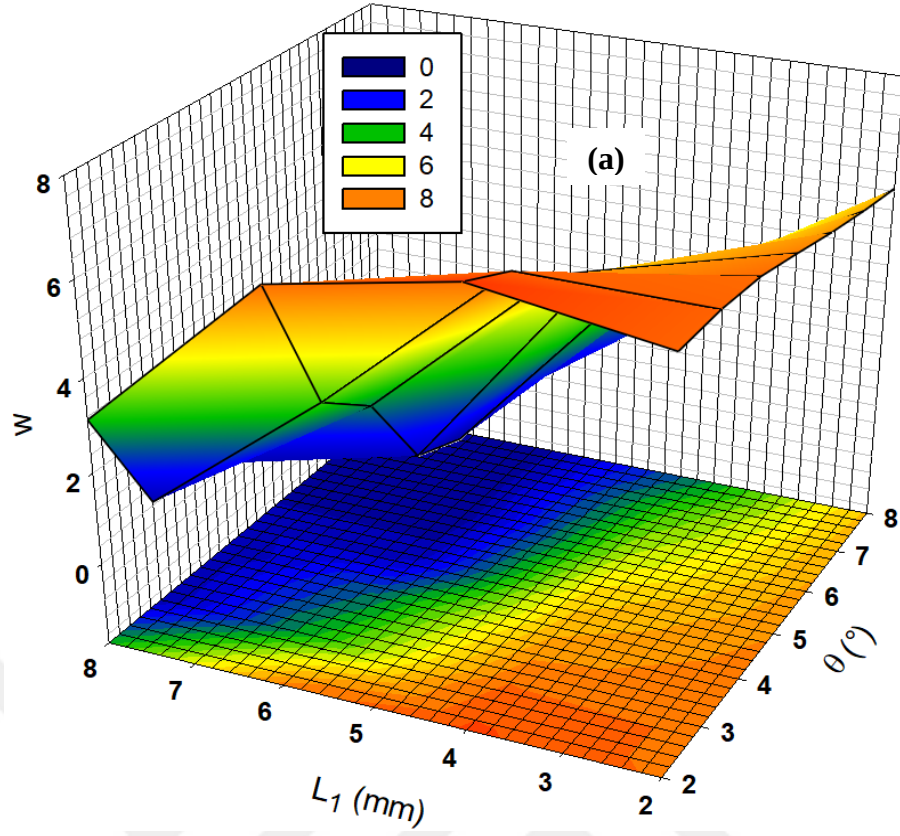
bildirilen çap oranının maksimum değeri yaklaşık 17 olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak, nozul konumunun karışım bölgesi girişine yakın olması durumunda, karışım bölgesi çapının boğaz çapına oranının 4 ile 17 arasında olması gerekmektedir.

4.2.4 İraksak nozul açısının (θ) etkisi

Nozul boğaz çapı belirlendikten sonra ($D_1=0,6$) sesüstü hızlara çıkabilmek için gerekli olan ıraksak lülenin optimizasyonu çalışmalarına geçilmiştir. Bu kapsamda öncelikle Şekil 3.8 gösterilen ıraksak nozul açısının (θ) optimum değeri araştırılmıştır. Elde edilen nümerik sonuçlara göre sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının ıraksak nozul açısı (θ) ile değişimi Şekil 4.22’de verilmiştir. Şekilde verilen grafik, ıraksak nozul açısı hariç diğer 4 geometrik parametre, 175 numaralı dizayn noktasındaki (maksimum sürüklenme oranı ve STCR değerlerinin elde edildiği) değerlerinde ($NXP=26\text{mm}$, $D_1=0,6\text{mm}$, $L_1=4\text{mm}$ ve $D_3=6\text{mm}$) sabit tutularak elde edilmiştir.



Şekil 4.22. STCR ve sürüklenme oranının ıraksak nozul açısı ile değişimi



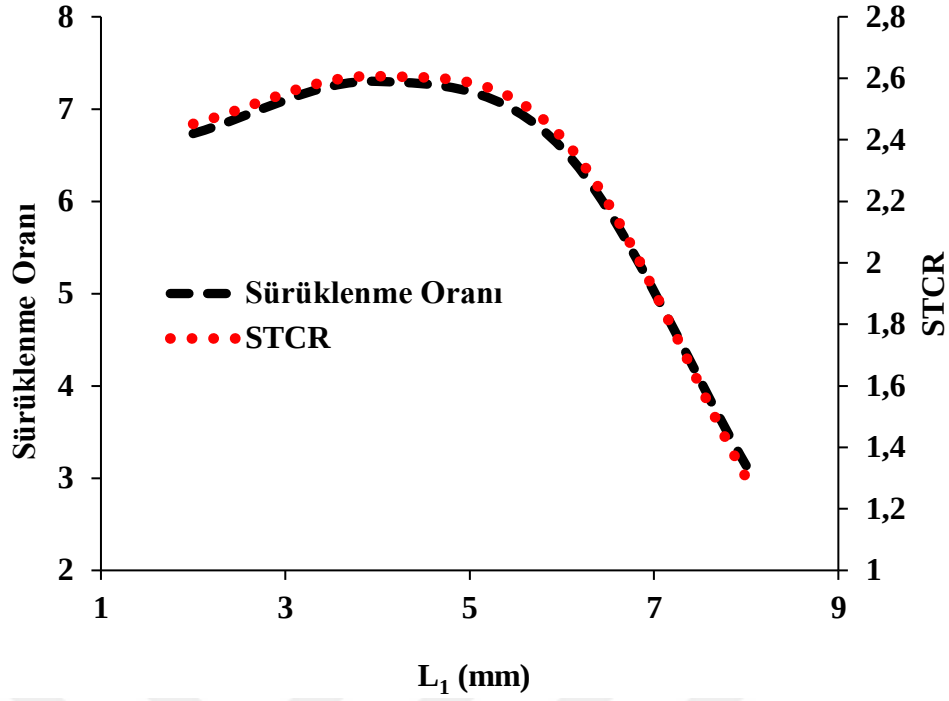
Şekil 4.23. Sürüklenme oranı (a) ve buhar-karbon oranının (b) θ ve L_1 ile değişimi

Şekil 4.22’de görüldüğü üzere, diğer geometrik parametreler (NXP, D_1 , D_3 ve L_1) optimum değerlerinde sabit iken ıraksak nozul açısı arttıkça sürüklenme oranı ve STCR azalmaktadır. Buhar-karbon oranı açısından bakıldığında, yaklaşık 4° ’nin üzerindeki θ değerlerinde buhar-karbon oranı kritik eşiğin altına (<2) düşülmektedir. Maksimum sürüklenme ve buhar-karbon oranı $\theta=2^\circ$ iken elde edilmiştir. Benzer bir sonuç Wang vd. (2017) tarafından $2,1^\circ$ olarak bulunmuş ve $2,1^\circ$ ’ye kadar sürüklenme oranının arttığı fakat bu değerden sonra hızla düştüğü belirlenmiştir.

Şekil 4.23’te sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının, ıraksak nozul açısı (θ) ve ıraksak nozul uzunluğu (L_1) ile değişimi üç boyutlu grafik olarak verilmiştir. ıraksak nozul açısının NXP, D_3 ve D_1 ile değişimi bir önceki başlıklarda (nozul konumu etkisi, boğaz çapı etkisi ve karışım bölgesi giriş çapı etkisi) verildiği için bu başlık altında tekrar edilmemiştir. Grafikler incelendiğinde θ ’nın bütün değerleri için, L_1 ’in 7 mm’den büyük olduğu durumlarda sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı kabul edilebilir seviyenin çok altında kalmaktadır. Ayrıca $L_1=5$ mm’den ve $\theta=3^\circ$ ’den büyük iken aynı şekilde ejektör performansı çok düşüktür. Fakat L_1 ’in 5 mm’den küçük olduğu bütün θ değerlerinde STCR ve sürüklenme oranı yeterli seviyededir.

4.2.5 ıraksak nozul uzunluğunun (L_1) etkisi

Nozul boğaz çapı ($D_1=0,6$) ve ıraksak nozul açısı ($\theta=2^\circ$) belirlendikten sonra son olarak ıraksak nozul uzunluğunun (L_1) optimizasyonu yapılmıştır. Elde edilen nümerik sonuçlara göre sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının ıraksak nozul uzunluğu (L_1) ile değişimi Şekil 4.24’te verilmiştir. Şekilde verilen grafik, ıraksak nozul uzunluğu hariç diğer 4 geometrik parametre, 175 numaralı dizayn noktasındaki (maksimum sürüklenme oranı ve STCR değerlerinin elde edildiği) değerlerinde (NXP=26mm, $D_1=0,6$ mm, $D_3=6$ mm ve $\theta=2^\circ$) sabit tutularak elde edilmiştir. Grafik incelendiğinde, diğer parametrelerin aksine ıraksak nozul uzunluğunun optimum bir değeri ($L_1=4$ mm) olduğu görülmektedir. L_1 , 4 mm’ye kadar attıkça sürüklenme ve buhar-karbon oranı artmakta fakat 4 mm’den sonra ani bir şekilde azalmaktadır. Bununla birlikte, 7 mm’den küçük bütün L_1 değerleri için buhar-karbon oranı minimum limitin üzerindedir. ıraksak nozul uzunluğu ile alakalı üç boyutlu grafikler önceki başlıklar altında verildiği için burada tekrarlanmamıştır.



Şekil 4.24. STCR ve sürüklenme oranının ıraksak nozul uzunluğu ile değişimi

Sonuç olarak, optimize edilen ejektör çalışma şartları sabit tutularak yapılan geometrik optimizasyon çalışması sonucu, çok düşük seviyelerde olan sürüklenme ve buhar-karbon oranı değerleri literatür ile uyumlu seviyelere çıkarılmıştır. Boğaz çapı $D_1=0,6$ mm, nozul konumu $NXP=26$ mm, karışım bölgesi giriş çapı $D_3=6$ mm, ıraksak nozul açısı $\theta=2^\circ$ ve ıraksak nozul uzunluğu $L_1=4$ mm iken maksimum sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı sırası ile 7,3 ve 2,609 olarak tespit edilmiştir. Ayrıca bu geometrik parametrelerin sürüklenme ve buhar-karbon oranı üzerine etkisi detaylı bir şekilde ve literatür ile kıyaslanarak incelenmiştir. Elde edilen son ejektör geometrisi 4 kW güç kapasiteli bir katı oksit yakıt pili sisteminde anot gazı geri kazanımı için rahatlıkla kullanılabilir düzeydedir.

Geometrik optimizasyon adımından sonra literatürde katı oksit yakıt pilleri için çalışılmayan ikincil akışkan yönü ve açısının etkisini görebilmek için son bir optimizasyon adımı daha uygulanmıştır. Bu adımda ikincil akışkan yönü ve açısının yanı sıra karışım bölgesi uzunluğu, difüzör uzunluğu ve difüzör ıraksama açısı da çalışılmış ve optimum değerleri belirlenmiştir. Bu adımı uygulamadaki amaç hem literatüre yenilik katmak hem de elde edilen sürüklenme ve buhar-karbon oranı değerlerini daha da yüksek seviyelere çıkarabilmektir.

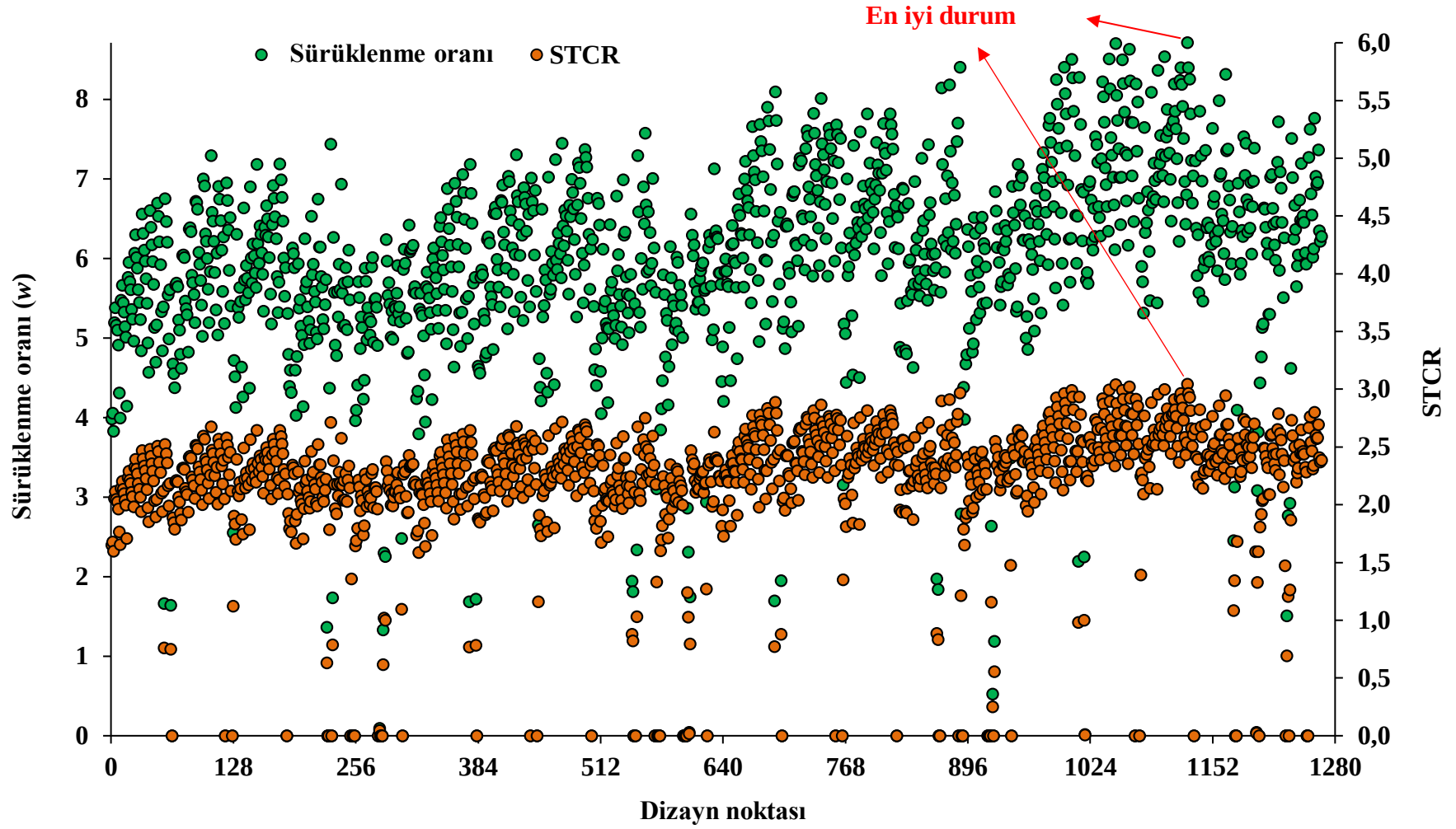
4.3 İkincil Akışkan Yönü, Açısı ve Diğer Geometrik Parametrelerin Optimizasyonu

Ejektör optimum çalışma şartlarının belirlenmesi ve geometrik optimizasyon çalışmalarının ardından ejektör performansını daha da üst seviyelere çıkarmak ve literatürde katı oksit yakıt pili sistemleri için çalışılmayan ikincil akışkan akış yönü ve açısının ejektör performansına olan etkisini görebilmek için Şekil 3.9’da gösterilen ve Çizelge 3.4’te verilen değerlere sahip geometrik parametreler üzerinde ikinci bir geometrik optimizasyon adımı uygulanmıştır. Bu kapsamda ikincil akışkanın yönü (paralel-ters) ve açısı (α), karışım bölgesi uzunluğu (L_3), difüzör uzunluğu (L_2) ve difüzör ıraksama açısı (β) ile ilgili toplam 2560 farklı durum analiz edilerek maksimum performansı veren tasarım belirlenmiştir.

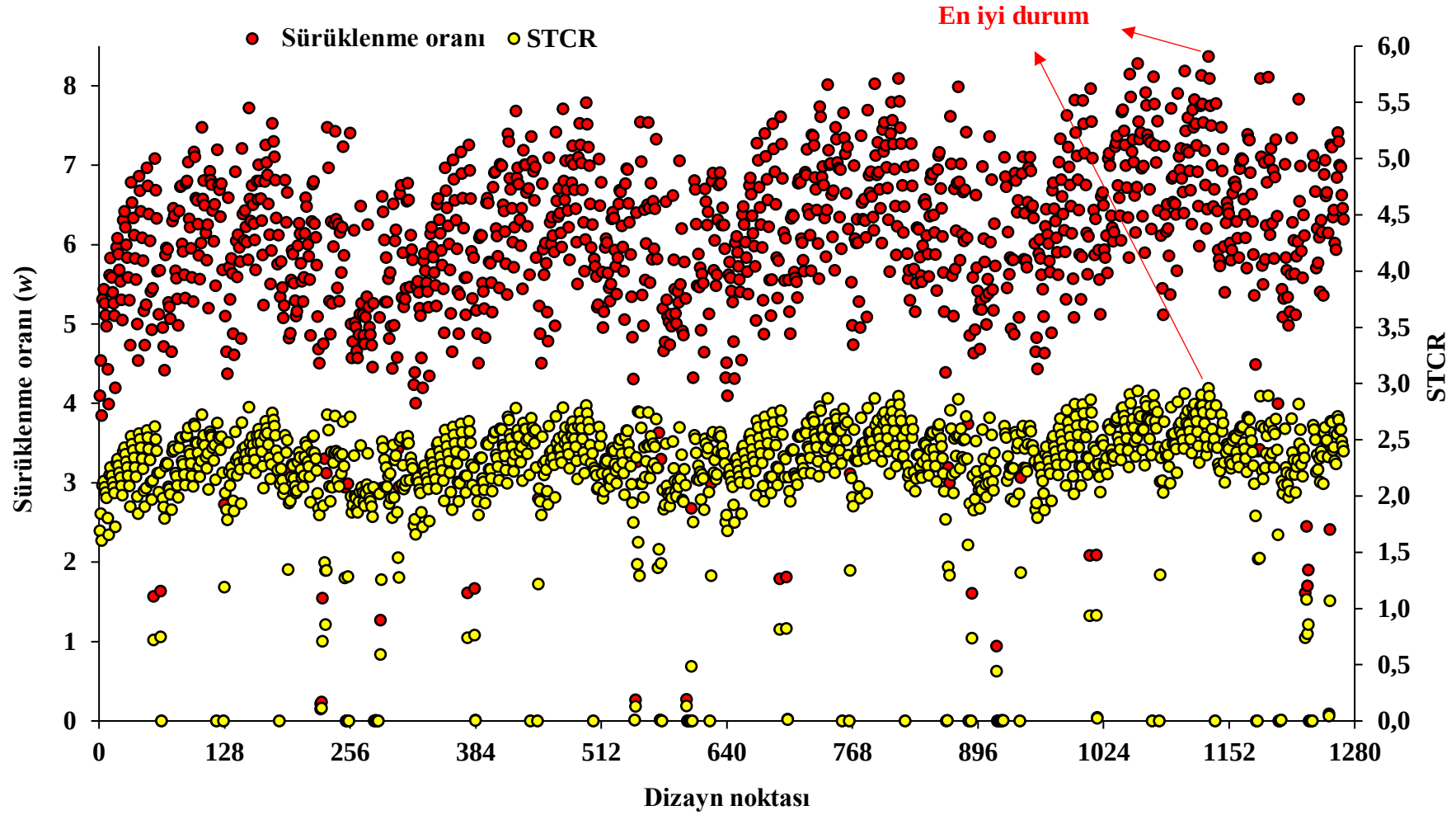
Şekil 4.25’te paralel akış tasarımı ve Şekil 4.26’da da ters akış tasarımı için oluşturulan 2560 farklı durumdaki sürüklenme ve buhar-karbon oranlarının değişimi verilmiştir. Çizelge 4.4’te detayları verilen ve hem paralel hem de ters akış durumunda maksimum performansların elde edildiği dizayn noktaları için STCR ve sürüklenme oranları sırasıyla paralel akış durumunda 3,043 ve 8,712; ters akış durumunda ise 2,957 ve 8,369 olarak tespit edilmiştir. Her iki akış durumunda da maksimum performanslar $\alpha=45^\circ$, $L_3=30$ mm, $L_2=90$ mm ve $\beta=5^\circ$ için elde edilmiştir. İkincil akışkanın birincil akışkan ile aynı yönde ve paralel olarak gönderildiği paralel akış tasarımının ters akış tasarımından daha yüksek sürüklenme ve buhar-karbon oranı değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Maksimum performansın elde edildiği dizayn noktası açısından bakıldığında, diğer bütün çalışma şartları ve geometrik parametrelerin aynı olması durumunda, sadece akış yönü değiştirilerek sürüklenme oranında yaklaşık %4, buhar-karbon oranının da ise yaklaşık %3’lük bir artış sağlanabileceği belirlenmiştir.

Çizelge 4.4. Maksimum performansların elde edildiği dizayn noktaları

İkincil Akışkan Akış Yönü	L_3 (mm)	α (°)	L_2 (mm)	β (°)	STCR	Sürüklenme Oranı
Paralel	30	45	90	5	3,043	8,712
Ters	30	45	90	5	2,957	8,369



Şekil 4.25. Paralel akış tasarımı için dizayn noktasına bağlı olarak STCR ve sürüklenme oranının değişimi



Şekil 4.26. Ters akış tasarımı için dizayn noktasına bağlı olarak STCR ve sürüklenme oranının değişimi

Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6’da sırasıyla paralel ve ters akış tasarımları için en iyi 20 durumu gösteren dizayn noktaları verilmiştir. Çizelgeler incelendiğinde her iki akış durumu için de maksimum ejektör performanslarının ikincil akışkan açısının (α) 30° ve üzerindeki değerlerinde, karışım bölgesi uzunluğunun (L_3) ise 60 mm’den küçük değerlerinde elde edildiği görülmüştür. Bununla birlikte sadece en iyi 20 durum incelendiğinde, difüzör uzunluğu (L_2) ve difüzör ıraksama açısı (β) ile ilgili net bir şey söylenmenin mümkün olmadığı görülmektedir.

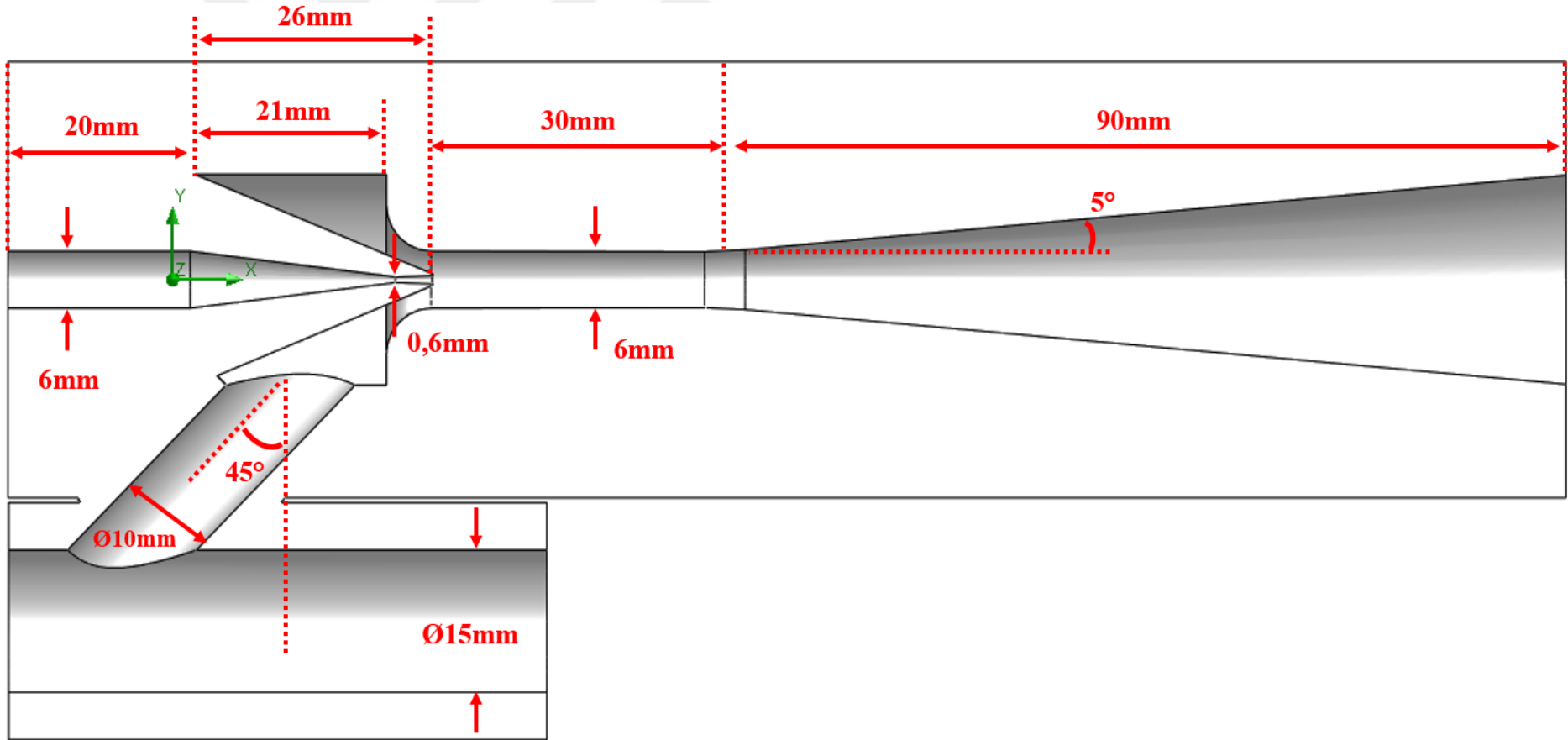
Çizelge 4.5. Paralel akış tasarımı için en iyi 20 dizayn noktası

Dizayn Noktası	L_3 (mm)	α ($^\circ$)	L_2 (mm)	β ($^\circ$)	STCR	Sürüklenme Oranı
1137	30	45	90	5	3,043	8,712
1058	40	45	70	3	3,040	8,701
1074	40	45	90	3	3,022	8,628
1113	30	45	60	5	2,999	8,536
1050	40	45	60	3	2,992	8,510
1009	30	45	90	1	2,991	8,504
1066	40	45	80	3	2,989	8,497
892	60	30	100	7	2,966	8,405
1001	30	45	80	1	2,965	8,402
1130	40	45	80	5	2,965	8,400
1138	40	45	90	5	2,964	8,397
1106	40	45	50	5	2,956	8,366
1177	30	45	60	7	2,943	8,315
1018	40	45	100	1	2,933	8,277
1010	40	45	90	1	2,93	8,271
1139	50	45	90	5	2,928	8,256
993	30	45	70	1	2,926	8,250
1129	30	45	80	5	2,924	8,240
1075	50	45	90	3	2,921	8,230
1042	40	45	50	3	2,919	8,222

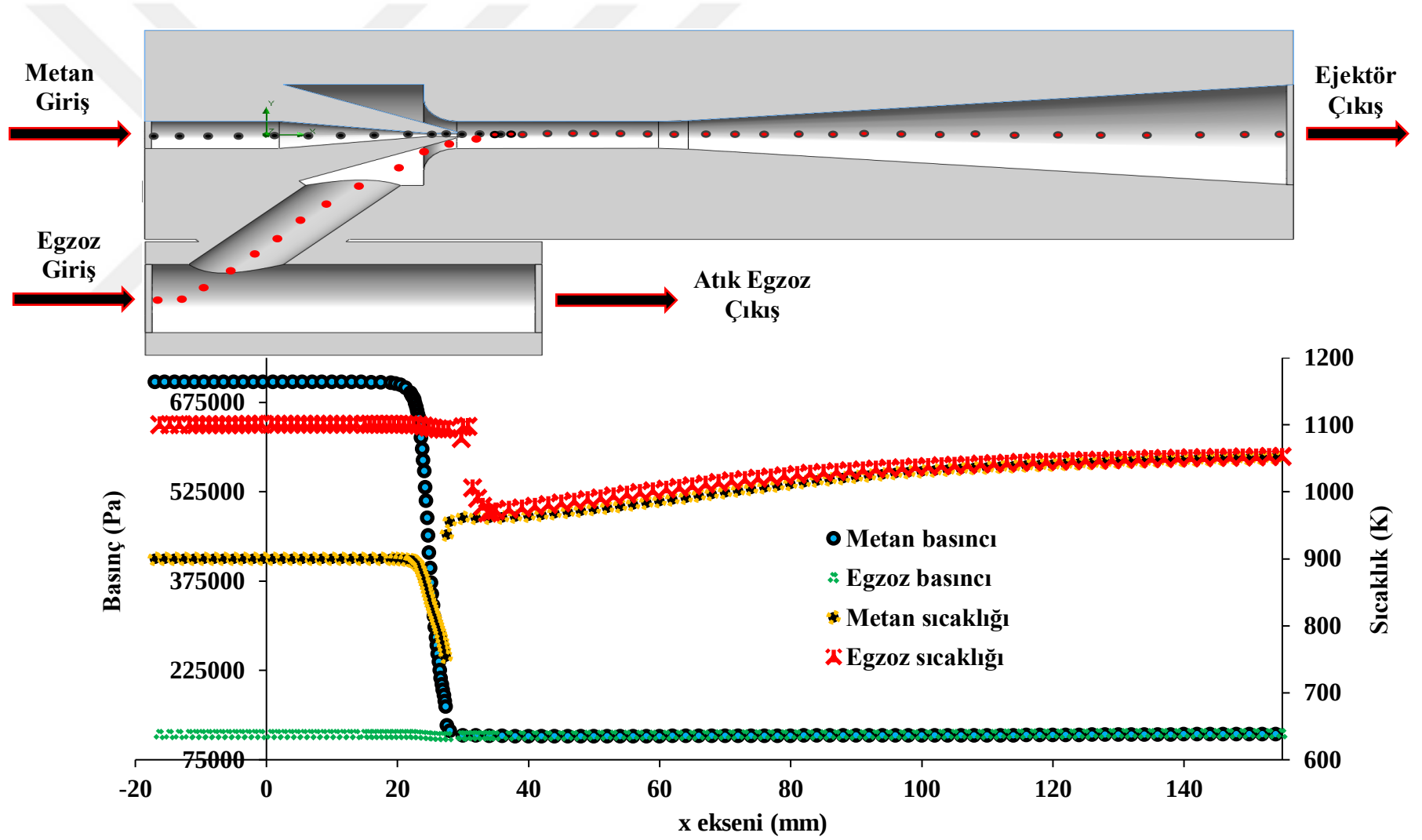
Çizelge 4.6. Ters akış tasarımı için en iyi 20 dizayn noktası

Dizayn Noktası	L_3 (mm)	α (°)	L_2 (mm)	β (°)	STCR	Sürüklenme Oranı
1137	30	45	90	5	2,957	8,369
1065	30	45	80	3	2,933	8,276
1113	30	45	60	5	2,90	8,183
1057	30	45	70	3	2,899	8,144
1130	40	45	80	5	2,896	8,130
1081	30	45	100	3	2,891	8,114
1138	40	45	90	5	2,885	8,090
817	30	30	90	5	2,885	8,090
793	30	30	60	5	2,868	8,022
745	30	30	80	3	2,865	8,013
881	30	30	90	7	2,857	7,982
1017	30	45	100	1	2,852	7,963
1073	30	45	90	3	2,839	7,911
1106	40	45	50	5	2,836	7,899
1058	40	45	70	3	2,824	7,855
1123	50	45	70	5	2,816	7,823
1001	30	45	80	1	2,814	7,817
1009	30	45	90	1	2,812	7,811
818	40	30	90	5	2,810	7,802
810	40	30	80	5	2,807	7,791

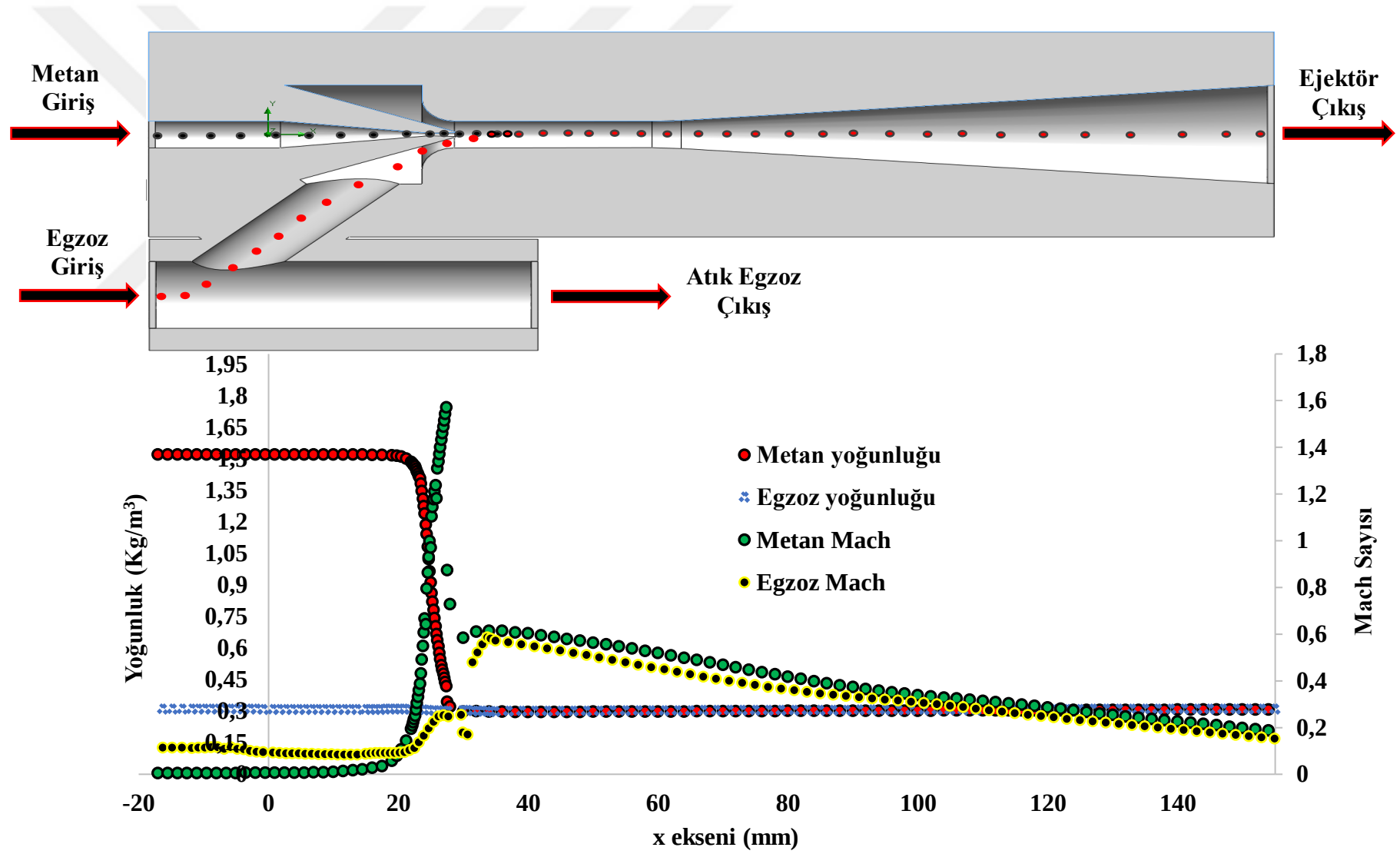
Şekil 4.27’de hemen hemen bütün geometrik parametrelerinin optimizasyonu yapılmış ve en iyi performansı veren nihai ejektör geometrisi detayları ile verilmiştir. Elde edilen bu geometri 4 kW güç kapasiteli bir katı oksit yakıt pili sisteminde yüksek performansla (%30’un üzerinde anot gazı geri kazanımı) kullanılabilir düzeydedir. Ayrıca elde edilen ejektör geometrisi, yüksek sürüklenme (8,712) ve beraberinde buhar-karbon oranı (3,043) değeri sağlamasından dolayı karbon oluşumuna neden olmadan çalışabilir durumdadır.



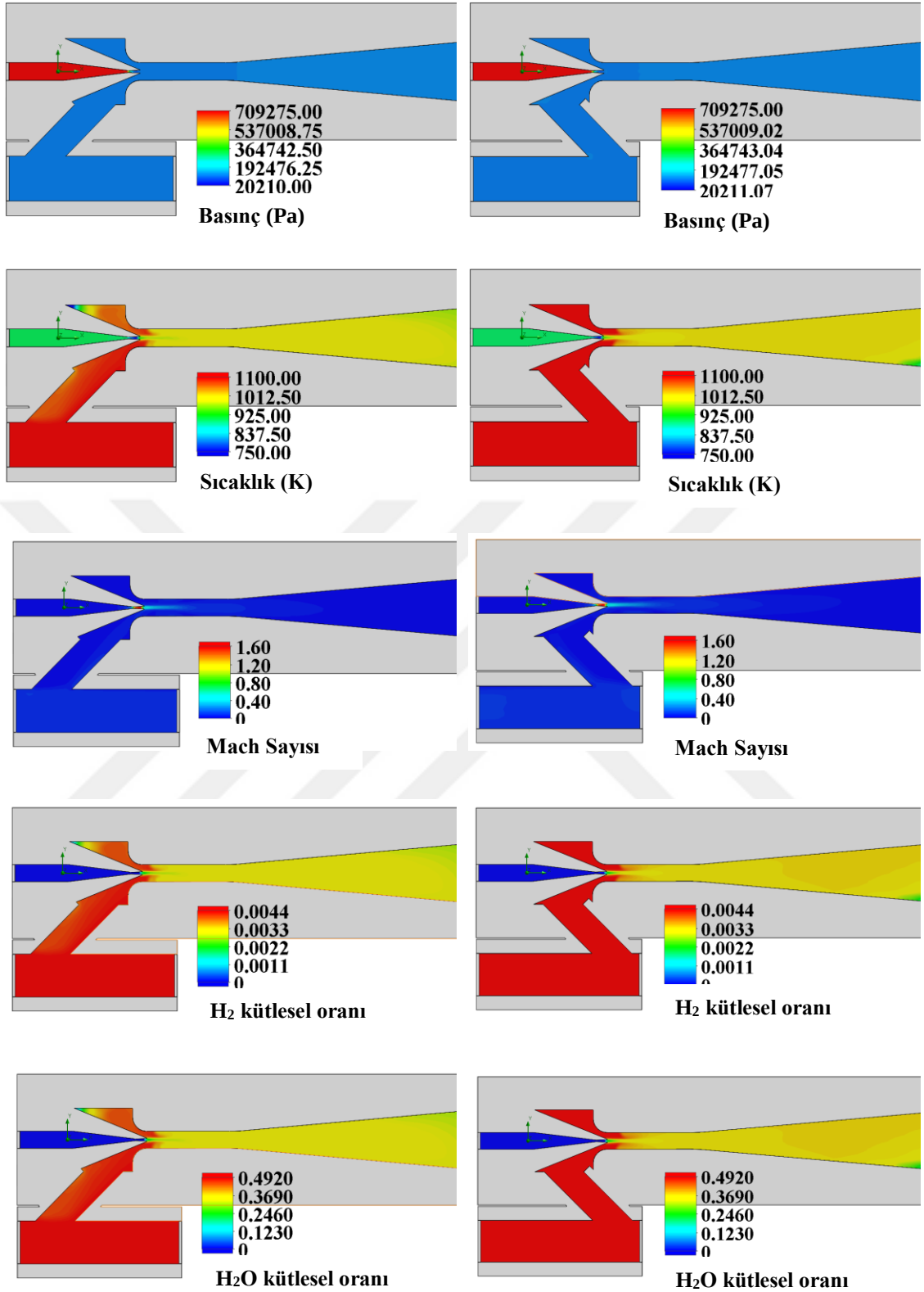
Şekil 4.27. Maksimum performansı sağlayan nihai ejektör geometrisi



Şekil 4.28. Metan ve egzoz akış hattı boyunca yaklaşık olarak basınç ve sıcaklık değişimleri



Şekil 4.29. Metan ve egzoz akış hattı boyunca yaklaşık olarak yoğunluk ve Mach sayısı değişimleri



Şekil 4.30. Paralel (sol) ve ters (sağ) akış için en iyi durumda ejektör içerisinde basınç, sıcaklık, Mach sayısı, H₂ kütle oranı ve H₂O kütle oranı dağılımı

Maksimum performans verilerine sahip olan ejektör içerisinde metan ve egzoz hattı boyunca basınç ve sıcaklık değişimi Şekil 4.28’de, yoğunluk ve Mach sayısı değişimi ise Şekil 4.29’da verilmiştir. Şekil 4.30’da ise paralel ve ters akış tasarımlarının maksimum performans veren tasarımları için ejektör içerisindeki basınç, sıcaklık, Mach sayısı, hidrojen kütle oranı ve su buharı kütle oranı dağılımları karşılaştırılmıştır. Şekil 4.28 ve Şekil 4.29 birlikte incelendiğinde ejektör karışım bölgesi girişinde basınç düşüşünün temel nedeni olan, boğaz bölgesinin devamında yoğunluktaki ani azalmanın hızdaki ani artışa sebep oluşu net bir şekilde görülmektedir. Ayrıca tasarımdaki önemli parametrelerden olan ejektör çıkış sıcaklığının istenilen düzeyde ve 1000-1100 K civarında olduğu da görülmektedir. Her iki akış yönü tasarımı için de ejektör içerisinde oluşan maksimum Mach sayısı değeri yaklaşık 1,6 civarındadır (Şekil 4.30). Fakat paralel akış tasarımı için 8,712 sürüklenme oranı değeri elde edilmişken, ters akış tasarımı için bu değer 8,369’dur. Aradaki yaklaşık %4’lük bu fark, karışım bölgesinde paralel akış tasarımı ile ters akış tasarımı arasındaki basınç farkından kaynaklanmaktadır. Şekil 4.30 incelendiğinde paralel akış tasarımında düşük basınç bölgesi, karışım bölgesi sonuna kadar uzamakta iken, ters akış tasarımında daha dar bir bölge ortaya çıkmıştır. Bununla birlikte oluşan bu basınç bölgesi farklılığının nedeni olarak ise, paralel akış tasarımının ters akış tasarımına göre daha az türbülans oluşumuna sebep olması düşünülmektedir. Ejektör içerisindeki hidrojen ve su buharı kütle oranlarının dağılımı göz önüne alındığında, paralel akış tasarımında ters akış tasarımına nispeten daha homojen bir dağılım elde edildiği belirlenmiştir. Bu durumun da yine türbülans kaynaklı olduğu düşünülmektedir.

Optimizasyonu yapılan ikincil akışkan açısı (α), karışım bölgesi uzunluğu (L_3), difüzör uzunluğu (L_2) ve difüzör iraksama açısı (β) geometrik parametrelerinin sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı üzerine etkileri paralel akış tasarımı ve ters akış tasarımı için karşılaştırmalı olarak ayrı ayrı alt başlıklar halinde incelenmiştir. Ayrıca elde edilen sonuçlar literatür ile kıyaslanarak sonuçların doğruluğu da irdelenmiştir.

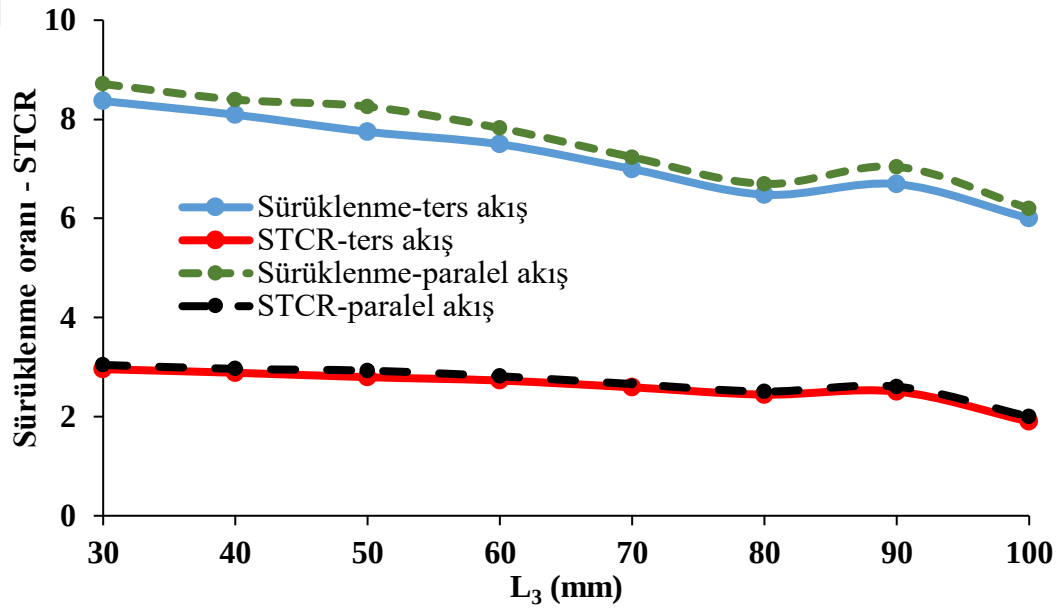
4.3.1 Karışım bölgesi uzunluğunun (L_3) etkisi

Literatürde ejektör karışım bölgesi uzunluğunun performans üzerine etkisi ile ilgili çok sayıda çalışma mevcuttur. Bununla birlikte, karışım bölgesi uzunluğu ejektör tasarımında önemli bir parametre olmasına rağmen, tasarım parametreleri ve çalışma şartlarına bağlı

olduğundan kesin bir standardının olmadığı görülmektedir. Örneğin, Yin vd. (2016), 5,2 mm ve 31,2 mm arasında değişen karışım bölgesi uzunluğunun, ejektör performansı üzerine olan etkilerini incelemiştir. PEM yakıt pili sistemleri için geliştirilen ejektör için, optimum karışım bölgesi uzunluğu 18,2 mm olarak belirlenmiş ve karışım bölgesindeki en düşük basınç değerinin bu değerde elde edildiği bildirilmiştir. Benzer olarak, PEM yakıt pilleri ile ilgili başka bir çalışmada Maghsoodi vd. (2014), karışım bölgesi uzunluğunun ejektör performansı üzerinde önemli bir etkisinin olduğunu ve maksimum sürüklenme oranının, karışım bölgesi uzunluğunun karışım bölgesi çapına oranı 6 olduğunda elde edildiğini rapor etmişlerdir. Nakagawa vd. (2011), tarafından soğutma uygulamaları için yapılan çalışmada da karışım bölgesi uzunluğu ve ejektör performansı arasında hassas bir ilişki olduğunu belirtilmiştir. Deneysel olarak yapılan bu çalışmada ejektör karışım bölgesi uzunluğu 5, 15 ve 25 mm olarak tasarlanmış ve 15 mm'lik tasarımın performans açısından en uygun değer olduğu bildirilmiştir. Soğutma uygulamaları için yapılan başka bir çalışmada ise maksimum basınç geri kazanım oranının 20-25 mm arasındaki karışım bölgesi uzunluğunda elde edilebileceği söylenmiştir (Lin vd., 2013). Benzer bir çalışmada Banasiak vd. (2012), maksimum ejektör veriminin 15-30 mm arasındaki karışım bölgesi uzunluğunda elde edildiğini belirtmişlerdir. Palacz vd. (2016, 2017) bir yıl ara ile yaptıkları karışım bölgesi uzunluğu ile ilgili iki çalışmada da, optimum dizaynın temel alınan karışım bölgesi uzunluklarından daha uzun karışım bölgesi uzunluklarında elde edildiğini rapor etmişlerdir. Wu vd. (2014) ise, buhar ejektörlerinde istenilen sürüklenme oranının elde edilebilmesi için karışım bölgesi uzunluğunun boğaz çapına oranının 15 ve 21 arasında olması gerektiğini bildirmişlerdir.

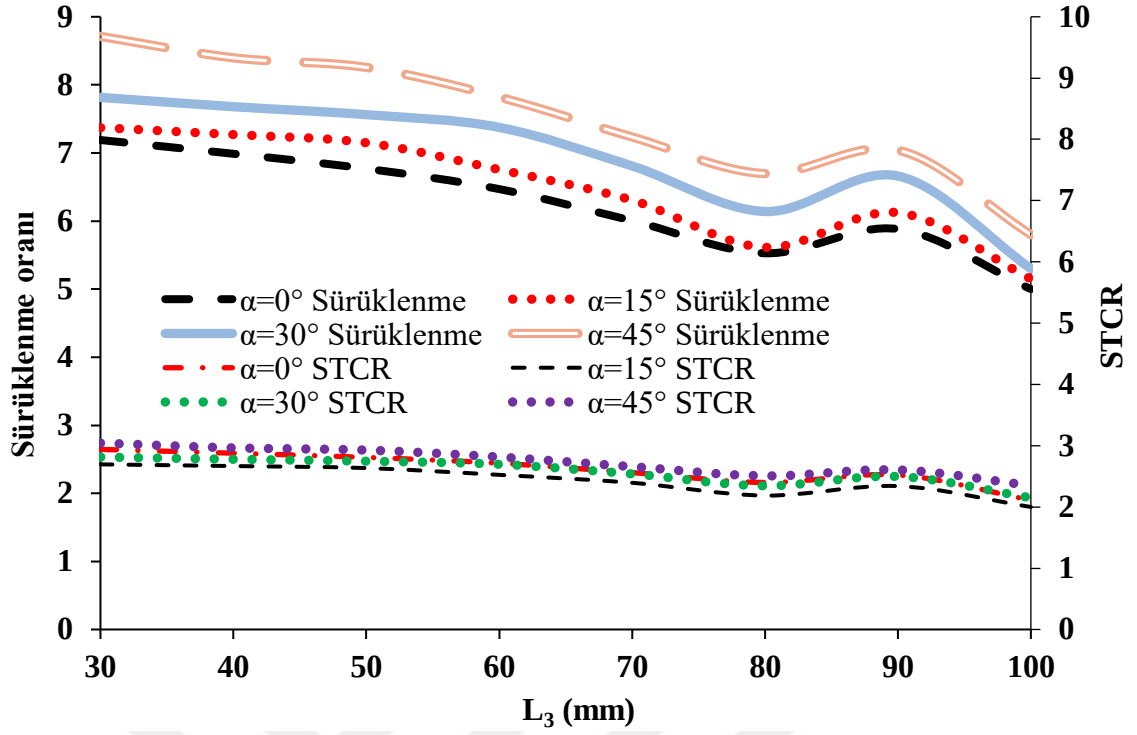
Bu çalışma kapsamında elde edilen nümerik sonuçlara göre sürüklenme ve buhar-karbon oranının Şekil 3.9'da gösterilen karışım bölgesi uzunluğu (L_3) ile değişimi hem paralel akış hem de ters akış tasarımı için Şekil 4.31'de verilmiştir. Şekilde verilen grafik, her iki akış tasarımı için de karışım bölgesi uzunluğu hariç diğer 3 geometrik parametre maksimum STCR ve sürüklenme oranının elde edildiği değerlerinde ($\alpha=45^\circ$, $L_2=90\text{mm}$ ve $\beta=5^\circ$) sabit tutularak elde edilmiştir. Her iki akış tasarımı için de artan karışım bölgesi uzunluğu (L_3) ile sürüklenme ve buhar-karbon oranının azaldığı tespit edilmiştir. 30 mm'den daha uzun karışım bölgesi uzunluklarında performansın düşmesinin nedeni olarak Banasiak vd. (2012) tarafında da belirtilen sürtünme kayıplarındaki artış düşünülmektedir. Göz önüne alınan aralıklar içinde maksimum performansı veren

karışım bölgesi uzunluğu her iki akış tasarımı için de 30 mm olarak belirlenmiştir. Maksimum performansın elde edildiği bu değer için karışım bölgesi uzunluğunun karışım bölgesi çapına oranı 5 olmaktadır. Benzer bir sonuç Zhu ve Jiang (2011) tarafından katı oksit yakıt pili sistemleri için tasarlanan ejektör için de elde edilmiştir. Yapılan çalışmada uygun ejektör tasarımı için, karışım bölgesi uzunluğunun karışım bölgesi çapının 5 ile 8 katı arasında olması gerektiği rapor edilmiştir. Benzer şekilde başka bir KOYP uygulaması ile ilgili çalışmada bu oranın 3-5 arasında olması gerektiği belirtilmiştir (Zhu vd., 2007). Ayrıca, doğal gaz ejektörü için yapılan bir çalışmada da karışım bölgesi uzunluğunun karışım bölgesi çapına oranının optimum değerinin 5 olduğu bildirilmiştir (Chen vd., 2011).

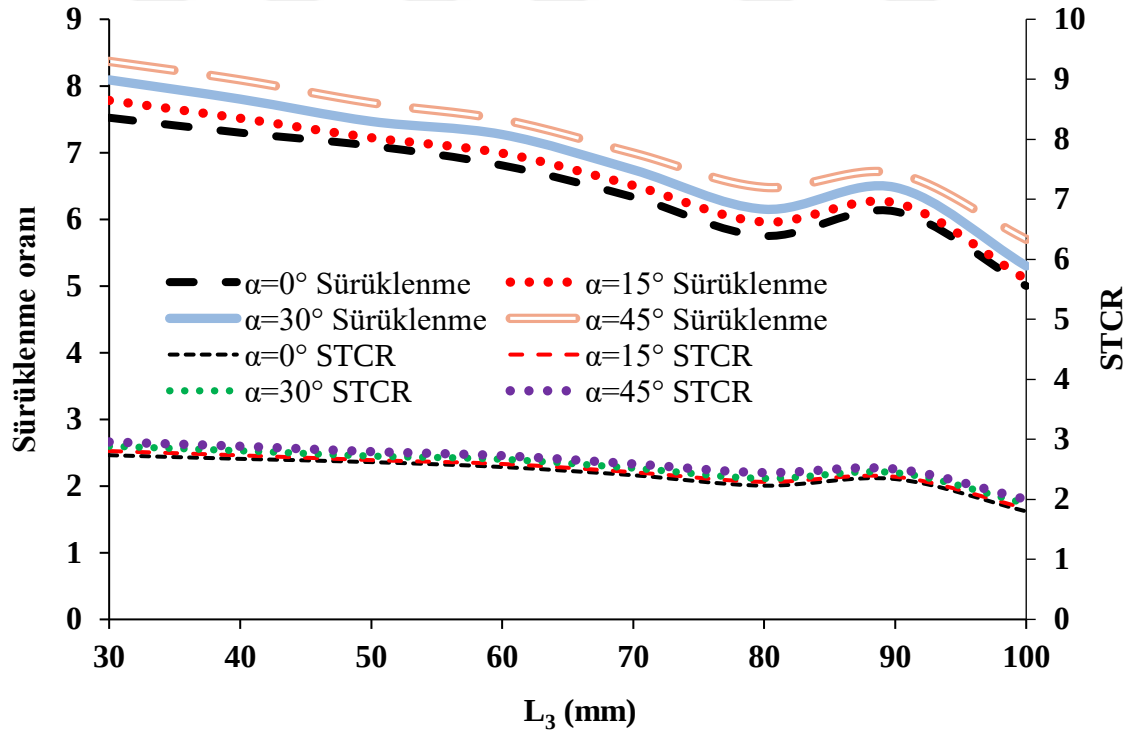


Şekil 4.31. Paralel ve ters akış için STCR ve sürüklenme oranının L_3 ile değişimi

Şekil 4.32 ve Şekil 4.33'te sırasıyla paralel ve ters akış tasarımı için farklı α değerlerinde L_3 'ün STCR ve sürüklenme oranı üzerine etkisi gösterilmiştir. Grafiklerde difüzör uzunluğu (L_2) ve difüzör ıraksama açısı (β) en iyi değerlerinde sabit tutulmuştur. Her iki akış tasarımında da artan ikincil akışkan açısı ile STCR ve sürüklenme oranı artarken, bütün α değerleri için L_3 arttıkça STCR ve sürüklenme oranı genel olarak azalma eğilimindedir. Göz önüne alınan bütün durumlar için L_3 'ün her iki akış tasarımında sürüklenme oranı ve STCR üzerine etkisi sırasıyla Ek-A ve Ek-B'de verilmiştir.



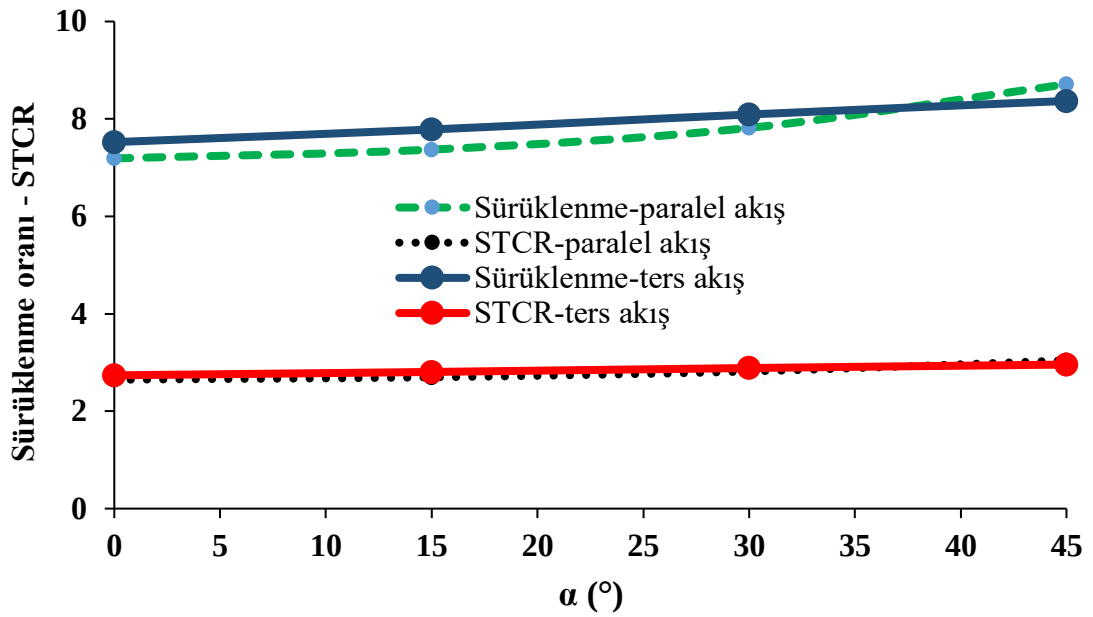
Şekil 4.32. Paralel akış tasarımında değişken ikincil akışkan açısı (α) değerleri için STCR ve sürüklenme oranının L_3 ile değişimi



Şekil 4.33. Ters akış tasarımında değişken ikincil akışkan açısı (α) değerleri için STCR ve sürüklenme oranının L_3 ile değişimi

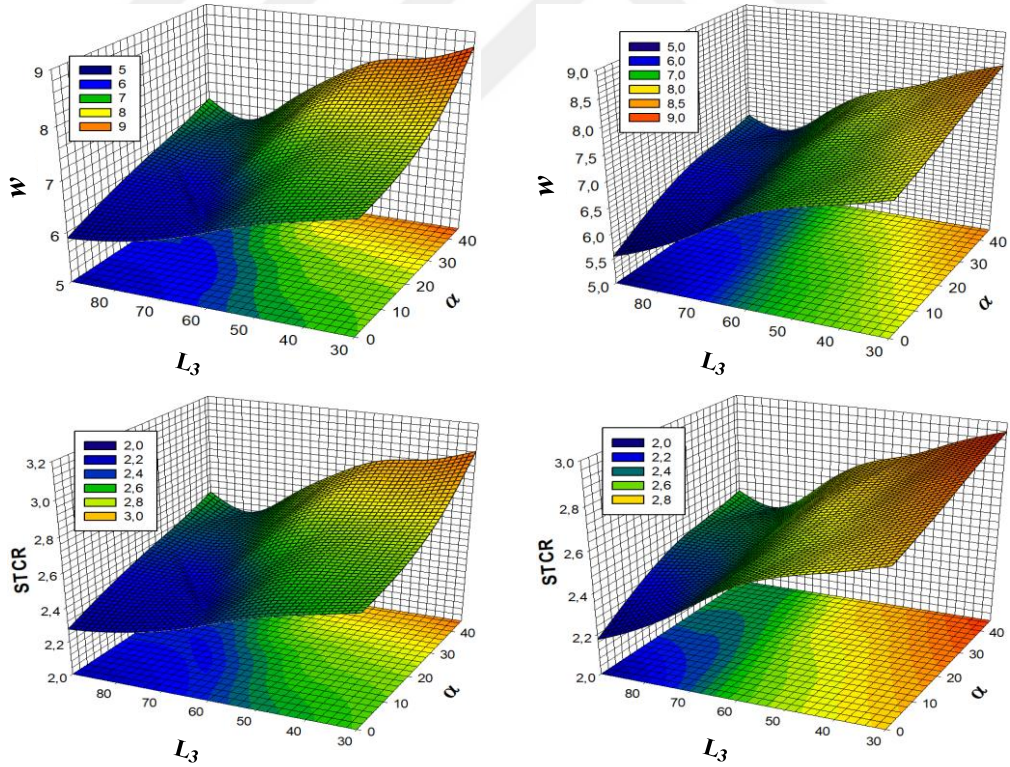
4.3.2 İkincil akışkan açısının (α) etkisi

İkincil akışkanın ejektöre beslenme açısının performansa etkisi ile ilgili literatürde rastlanan tek çalışma Yin vd. (2016) tarafından PEM yakıt pilleri için yapılan çalışmadır. Yapılan çalışmada ikincil akışkan açısı 0° ile 40° arasında değiştirilerek ejektör performansı üzerine etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Artan ikincil akışkan açısı ile daha yumuşak bir geçiş sağlanıp akışa karşı direncin azalması sonucu performansın arttığını belirtmişlerdir. Benzer bir sonuç, bu çalışmada da elde edilmiştir. Elde edilen nümerik sonuçlara göre sürüklenme ve buhar-karbon oranının Şekil 3.9’da gösterilen ikincil akışkan açısı (α) ile değişimi hem paralel akış hem de ters akış tasarımı için Şekil 4.34’te verilmiştir. Şekilde verilen grafik, her iki akış tasarımı için de ikincil akışkan açısı hariç diğer 3 geometrik parametre maksimum STCR ve sürüklenme oranının elde edildiği değerlerinde ($L_3=30\text{mm}$, $L_2=90\text{mm}$ ve $\beta=5^\circ$) sabit tutularak elde edilmiştir. Her iki akış tasarımı için de artan ikincil akışkan açısı (α) ile sürüklenme ve buhar-karbon oranının arttığı tespit edilmiş ve 45° ’lik ikincil akışkan açısında maksimum STCR ve sürüklenme oranları elde edilmiştir. Diğer yandan, ters akış tasarımı $\alpha=30^\circ$ ’ye kadar paralel akış tasarımından daha yüksek performans sağlamasına rağmen 30° ’den yüksek açılarda paralel akış tasarımı STCR ve sürüklenme oranı açısından daha iyi sonuçlar vermiştir.



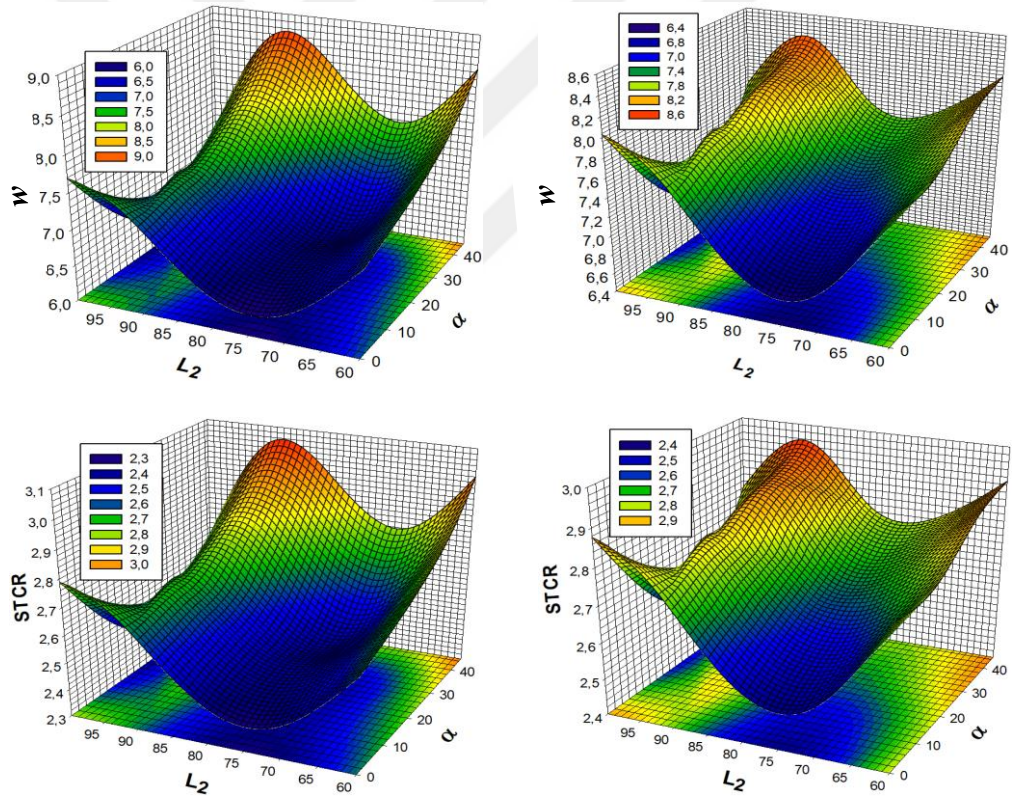
Şekil 4.34. Paralel ve ters akış için STCR ve sürüklenme oranının α ile değişimi

Şekil 4.35-37’de sürüklenme oranı (w) ve buhar-karbon oranının (STCR), ikincil akışkan açısı (α) ve diğer 3 geometrik parametre (L_3 , L_2 ve β) ile değişimi üç boyutlu grafik olarak verilmiştir. Verilen grafikler en iyi 500 durum göz önüne alınarak elde edilmiştir. Şekil 4.35’te difüzör uzunluğu ve difüzör ıraksama açısı en iyi değerlerinde sabit iken ($L_2=90\text{mm}$ ve $\beta=5^\circ$) α ve L_3 ’e bağlı olarak STCR ve sürüklenme oranının paralel (sol) ve ters (sağ) akış tasarımları için değişimi görülmektedir. Görüldüğü üzere her iki akış tasarımında da ikincil akışkan açısının artması ve karışım bölgesi uzunluğunun azalması ile ejektör performansı artmaktadır. Sistem ömrü açısından kritik öneme sahip buhar-karbon oranı göz önüne alındığında, karışım bölgesi uzunluğu $30\text{mm}<L_3<50\text{mm}$ aralığında iken bütün α değerleri için buhar-karbon oranı değeri kabul edilebilir limitin ($\text{STCR}>2,2$ (Li vd., 2015; Sheu vd., 2015; Abbas vd., 2017)) üstünde çıkmaktadır. Aynı aralıkta sürüklenme oranı değerleri de arzu edilen seviyelerdedir. Bu durum tasarım esnekliği açısından geniş bir aralık sunmaktadır. Her iki akış tasarımı için de yaklaşık 50 mm’den büyük karışım bölgesi uzunlukları performansın düşmesine neden olmaktadır.



Şekil 4.35. STCR ve sürüklenme oranının α ve L_3 ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması

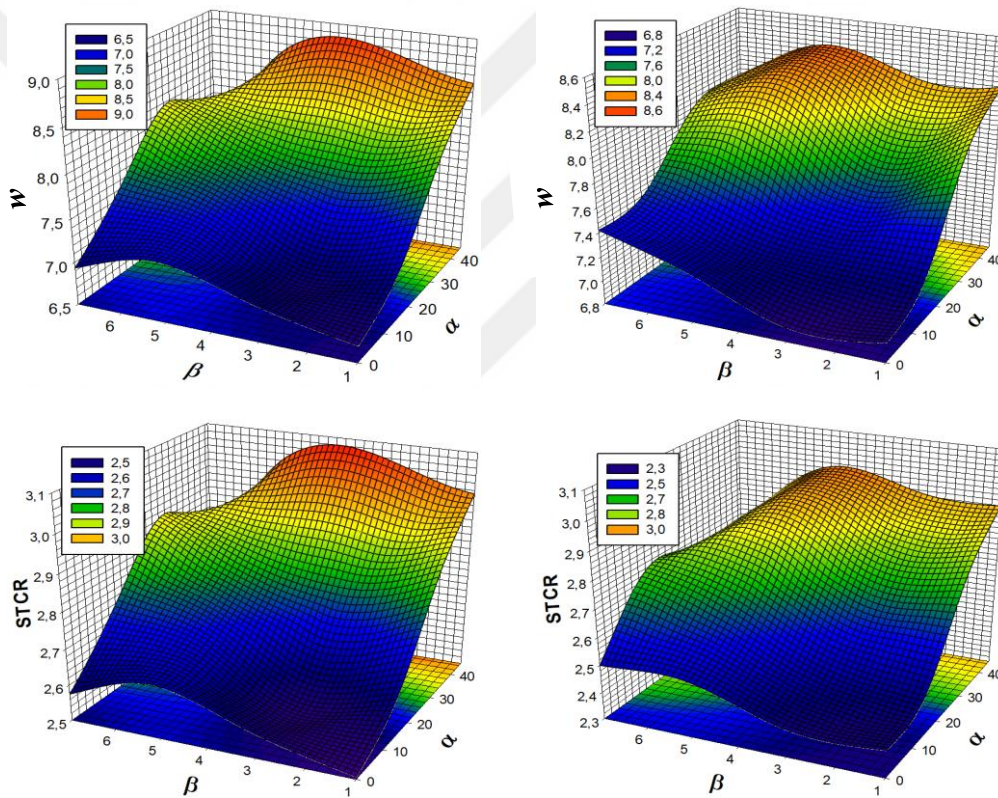
Şekil 4.36’da karışım bölgesi uzunluğu ve difüzör ıraksama açısı en iyi değerlerinde sabit iken ($L_3=30\text{mm}$ ve $\beta=5^\circ$) α ve L_2 ’e bağlı olarak STCR ve sürüklenme oranının paralel (sol) ve ters (sağ) akış tasarımları için değişimi verilmiştir. Her iki akış tasarımında da genel olarak bütün L_2 değerlerinde α açısı maksimum değerinde iken sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı maksimum değerlerine ulaşmaktadır. Ayrıca difüzör uzunluğunun yaklaşık 70 mm ile 90 mm arasındaki değerlerinde ve ikincil akışkan açısının 20° ’den büyük değerlerinde maksimum performans elde edilmektedir. Bunun yanı sıra, grafikler buhar-karbon oranı açısından incelendiğinde verilen bütün aralıkların kabul edilebilir limitin üzerinde olduğu görülmektedir. Sonuç olarak $L_2>60\text{ mm}$ ve bütün α değerleri için tasarlanacak ejektör, 4 kW kapasiteli bir KOYP sisteminde rahatlıkla kullanılabilir düzeyde olmakla birlikte maksimum performansı $L_2=90\text{ mm}$ ve $\alpha=45^\circ$ iken sergilemektedir.



Şekil 4.36. STCR ve sürüklenme oranının α ve L_2 ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması

Son olarak, Şekil 4.37’de karışım bölgesi uzunluğu ve difüzör uzunluğu açısı en iyi değerlerinde sabit iken ($L_3=30\text{mm}$ ve $L_2=90\text{mm}$) α ve β ’ya bağlı olarak STCR ve

sürüklenme oranının paralel (sol) ve ters (sağ) akış tasarımları için değişimi verilmiştir. Her iki akış tasarımı için de α arttıkça ve β 5°'lik değerine ulaşana kadar ejektör performansı artış eğilimindedir. Ayrıca ikincil akışkan açısının yüksek değerlerinde difüzör ıraksama açısının 1° ile 5° arasında değişmesi performans üzerinde çok küçük bir etkiye neden olmaktadır. Fakat yine buhar-karbon oranı baz alınarak grafikler incelendiğinde, diğer bütün ejektör geometrik parametreleri (θ , D_1 , D_3 , NXP, L_1 , L_2 ve L_3) en iyi değerlerinde sabit iken grafikte verilen bütün aralıklar ejektör performansı açısından kabul edilebilir seviyededir. Göz önüne alınan bütün durumlar için α 'nın her iki akış tasarımında sürüklenme oranı ve STCR üzerine etkisi sırasıyla Ek-C ve Ek-D'de verilmiştir.

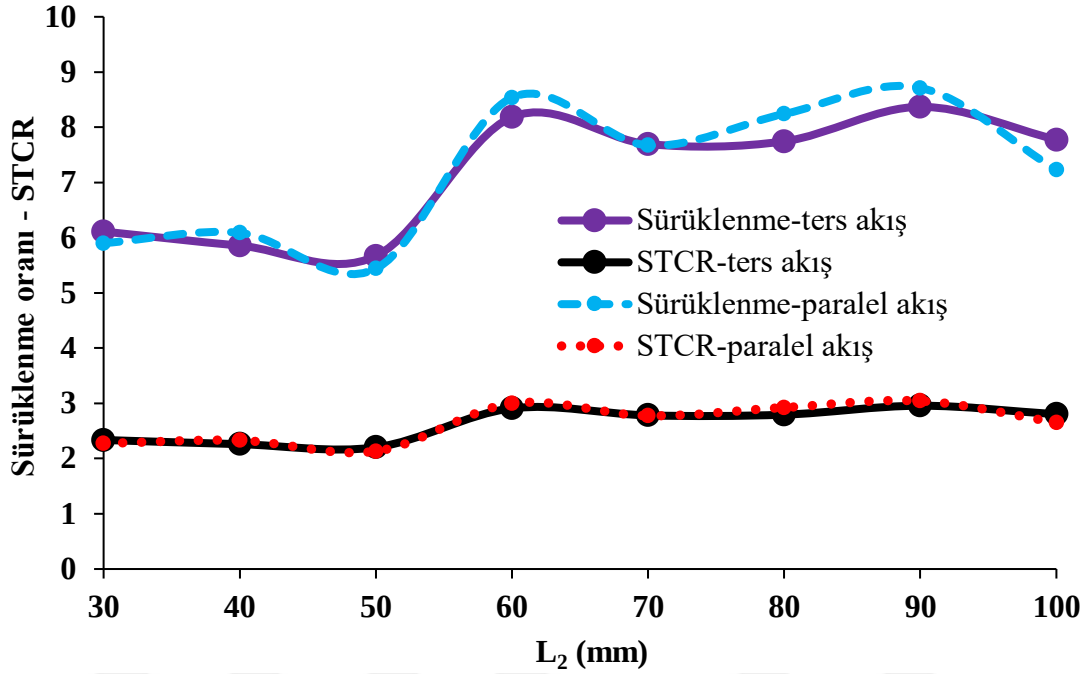


Şekil 4.37. STCR ve sürüklenme oranının α ve β ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması

4.3.3 Difüzör uzunluğunun (L_2) etkisi

Literatürde difüzör uzunluğu ile ilgili yapılan çalışmalardan biri olan Lee vd. (2016) tarafından iki fazlı R600a ejektörü için gerçekleştirilen çalışmada difüzör uzunluğunun

basınç artışı üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı bildirilmiştir. Bunun yanı sıra, Zhang vd. (2012) tarafından atık ısı kazanımı için yapılan çalışmada ise en iyi ejektör performansının difüzör uzunluğunun (88mm) karışım bölgesi çapına oranı 6 olduğunda elde edildiği rapor edilmiştir.



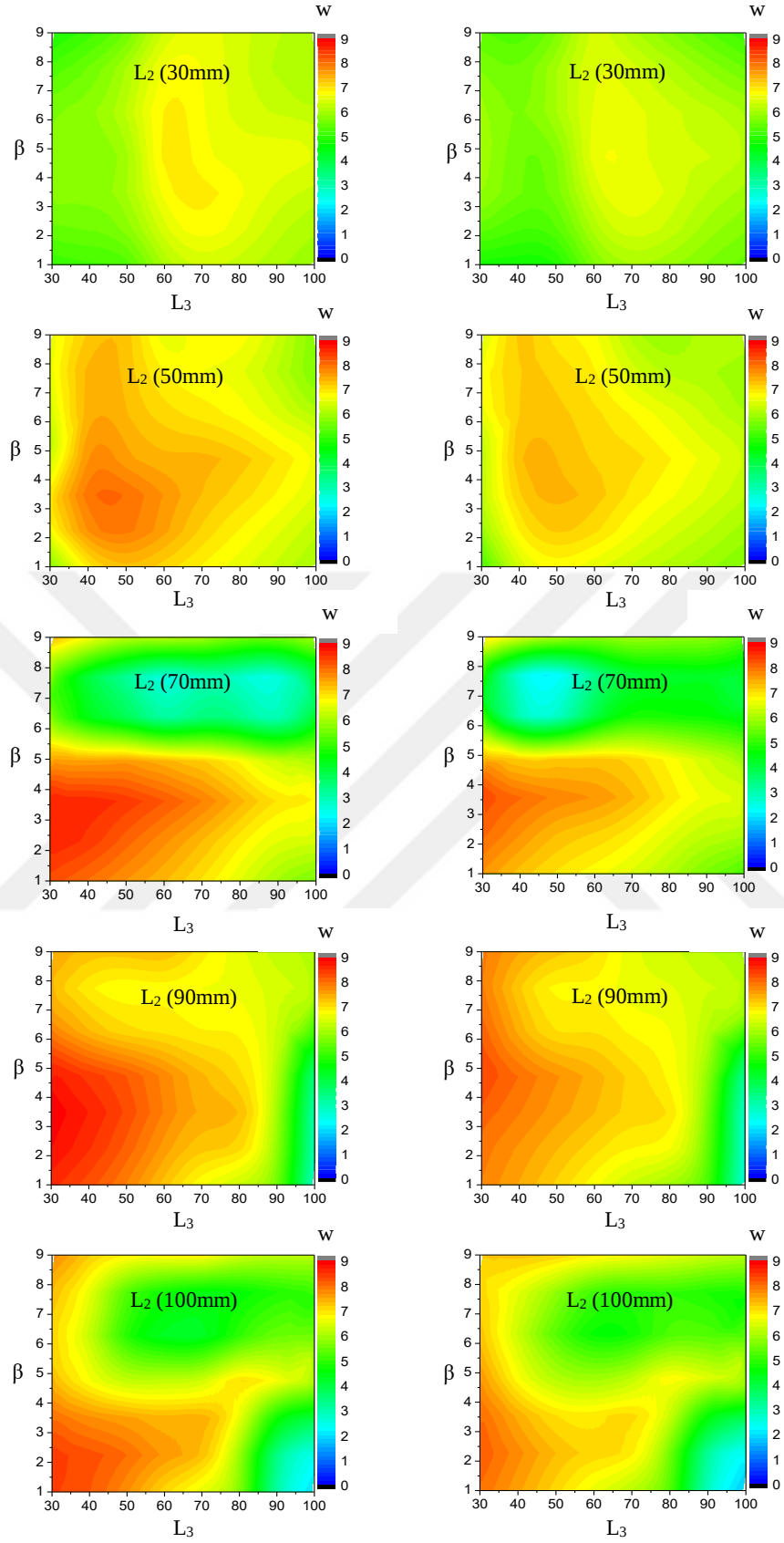
Şekil 4.38. Paralel ve ters akış için STCR ve sürüklenme oranının L_2 ile değişimi

Elde edilen nümerik sonuçlara göre sürüklenme ve buhar-karbon oranının Şekil 3.9’da gösterilen difüzör uzunluğu (L_2) ile değişimi hem paralel akış hem de ters akış tasarımı için karşılaştırmalı olarak Şekil 4.38’de verilmiştir. Şekilde verilen grafik, her iki akış tasarımı için de difüzör uzunluğu hariç diğer 3 geometrik parametre maksimum STCR ve sürüklenme oranının elde edildiği değerlerinde ($L_3=30\text{mm}$, $\alpha=45^\circ$ ve $\beta=5^\circ$) sabit tutularak elde edilmiştir. Her iki akış tasarımında da genel olarak L_2 arttıkça performansın artma eğiliminde olduğu görülmektedir. Fakat maksimum sürüklenme oranı ve STCR değerleri literatürde Nikiforow vd. (2016) tarafından da rapor edilen ve karışım bölgesi uzunluğunun ($L_3=30\text{mm}$) 3 katına karşılık gelen $L_2=90\text{ mm}$ için elde edilmiştir. Nikiforow vd. (2016), 5 kW güç kapasiteli bir PEM yakıt pili sistemi için difüzör uzunluğunun karışım bölgesi uzunluğuna oranını 3 alarak tasarladıkları ejektörde nümerik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Diğer yandan Maghsoodi vd. (2014), ise difüzör uzunluğunun karışım bölgesi çapına oranının optimum değerinin 24 olduğunu rapor etmişlerdir. Katı oksit yakıt pili sistemleri için bakıldığında ise, Zhu vd. (2007),

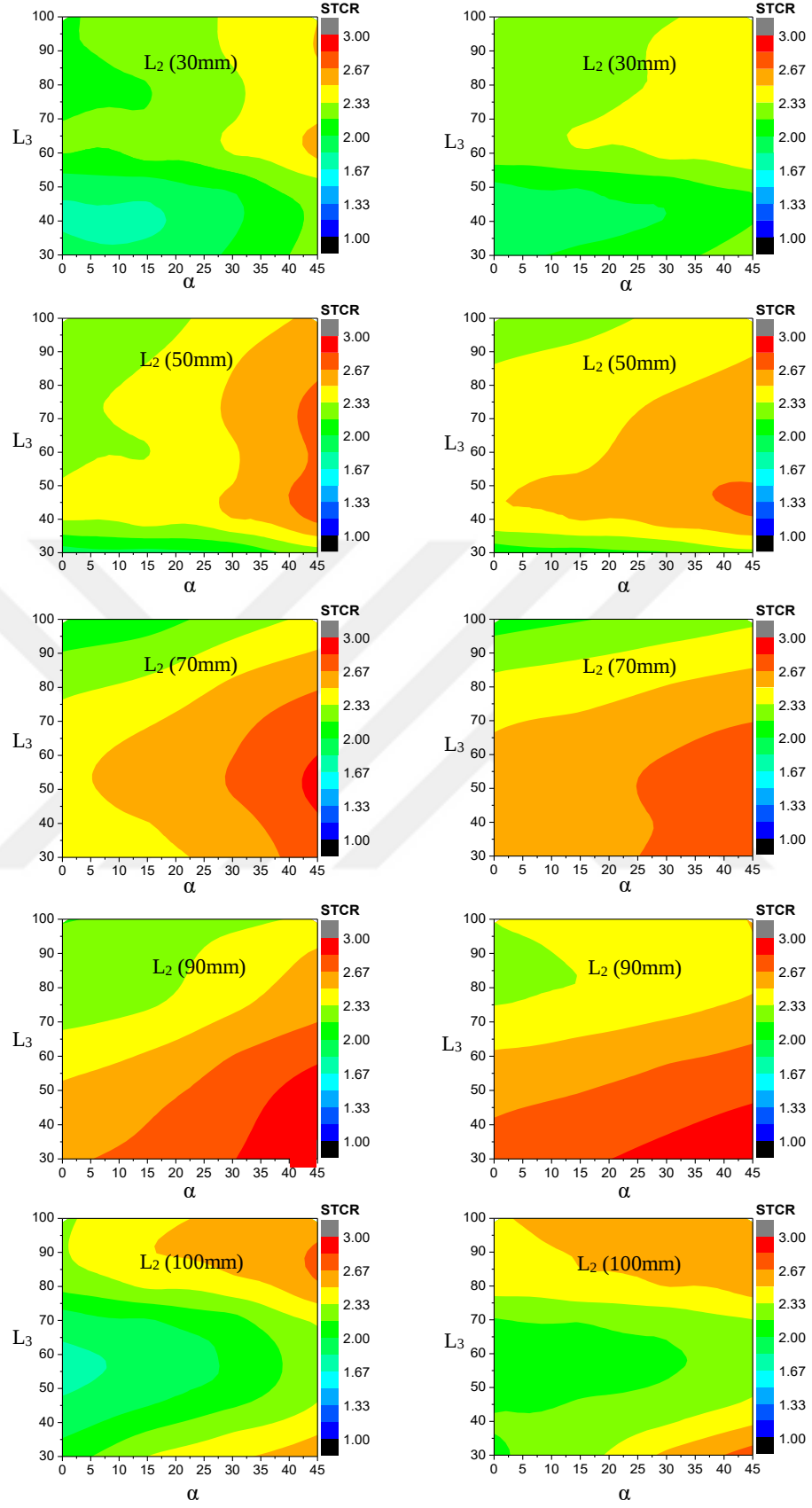
tarafından yapılan çalışmada difüzör uzunluğunun karışım bölgesi çapına oranının 4-12 arasında olması gerektiği bildirilmiştir. Bu çalışmada en iyi dizayn noktasındaki değerlere göre bu oran 15 olarak belirlenmiştir. Bununla birlikte, difüzör uzunluğunun karışım bölgesi çapına oranının 10-16 olarak seçilmesi uygulanabilir aralık olarak tespit edilmiştir.

Şekil 4.39'da paralel (sol) ve ters (sağ) akış tasarımı için sürüklenme oranının (w) ikincil akışkan açısı (α) 45° değerinde sabit iken, difüzör uzunluğu (L_2), karışım bölgesi uzunluğu (L_3) ve difüzör ıraksama açısı (β) ile değişimi verilmiştir. Her iki akış tasarımında da difüzör uzunluğu optimum değeri olan 90 mm'ye kadar arttırıldıkça, sürüklenme oranının da arttığı belirlenmiştir. Bununla birlikte diğer geometrik parametreler de performans açısından önemli olduğu görülmektedir. Örneğin, $L_2=30$ mm değerinde iken maksimum sürüklenme oranı, L_3 yaklaşık 60 mm ile 75 mm arasında, β ise 3° ile 7° arasında olduğunda elde edilmektedir. Fakat $L_2=70$ mm olduğunda maksimum sürüklenme oranı değer aralığı genişleyerek $30\text{mm}<L_3<60\text{mm}$ ve ise $3^\circ<\beta<7^\circ$ şeklini almaktadır. Bununla birlikte 90 mm'den büyük L_2 değerlerinde bu aralık iyice daralmaktadır. Daha geniş tasarım aralığı sunması açısından paralel akış tasarımına sahip ejektör bu anlamda daha uygun görülmektedir. Örneğin, $L_2=90$ mm için paralel akış tasarımına sahip ejektör $L_3=30-50$ mm ve $\beta= 1-5^\circ$ aralığında yüksek performans sağlarken, ters akış tasarımına sahip ejektörde bu aralık $L_3=30-35$ mm and $\beta= 4^\circ-5,5^\circ$ şeklindedir.

Benzer davranışlar Şekil 4.40'da verilmiş olan paralel (sol) ve ters (sağ) akış tasarımı için buhar-karbon oranının (STCR) difüzör ıraksama açısı (β) 5° değerinde sabit iken, difüzör uzunluğu (L_2), karışım bölgesi uzunluğu (L_3) ve ikincil akışkan açısı (α) ile değişiminde de görülmektedir. Her iki akış tasarımında da diğer geometrik parametrelerden bağımsız olarak $L_2=90$ mm'ye kadar STCR artma eğilimindedir. L_2 'nin 90 mm'den küçük değerleri için ise kabul edilebilir ejektör performansı için ikincil akışkan açısının daha yüksek değerlerinin tercih edilmesi gerektiği tespit edilmiştir. L_2 maksimum performansı verdiği 90 mm'lik değerinde iken karışım bölgesi uzunluğu ve ikincil akışkan açısı açısından geniş bir tasarım aralığı elde edilmektedir. Bu aralık, $30\text{mm}<L_3<65\text{mm}$ ve $10^\circ<\alpha<45^\circ$ şeklindedir. Göz önüne alınan bütün durumlar için L_2 'nin her iki akış tasarımında sürüklenme oranı ve STCR üzerine etkisi sırasıyla Ek-E ve Ek-F'de verilmiştir.



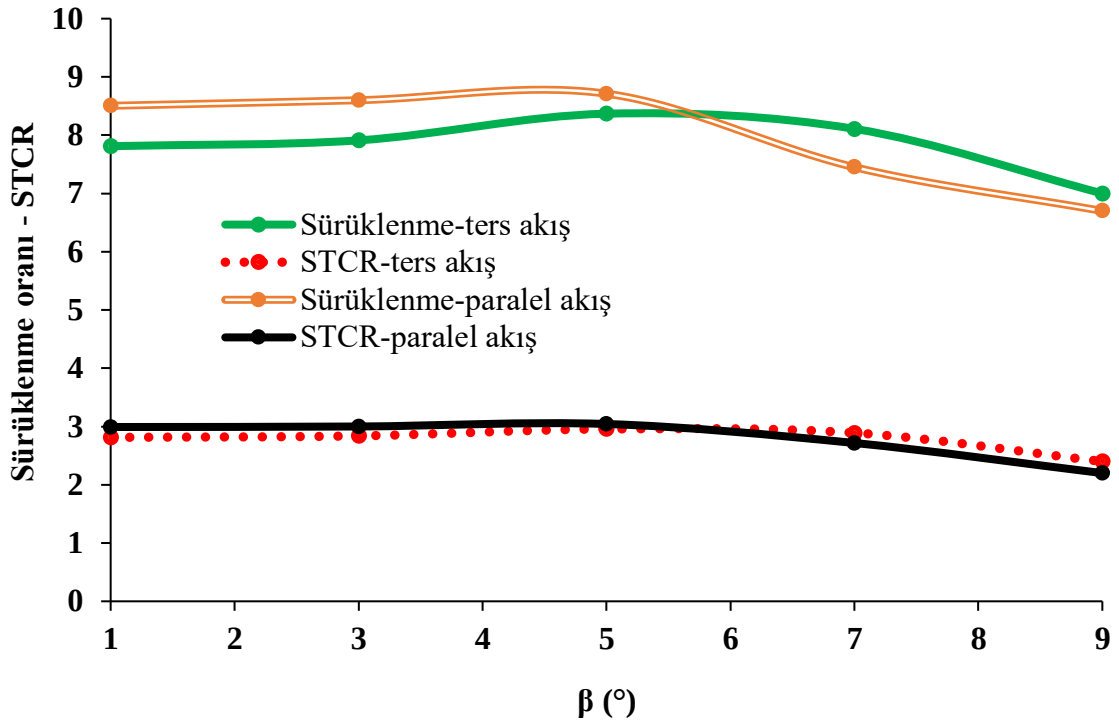
Şekil 4.39. Paralel (sol) ve ters (sağ) akış için L_2 'nin sürüklenme oranına etkisi



Şekil 4.40. Paralel (sol) ve ters (sağ) akış için L_2 'nin buhar-karbon oranına etkisi

4.3.4 Difüzör ıraksama açısının (β) etkisi

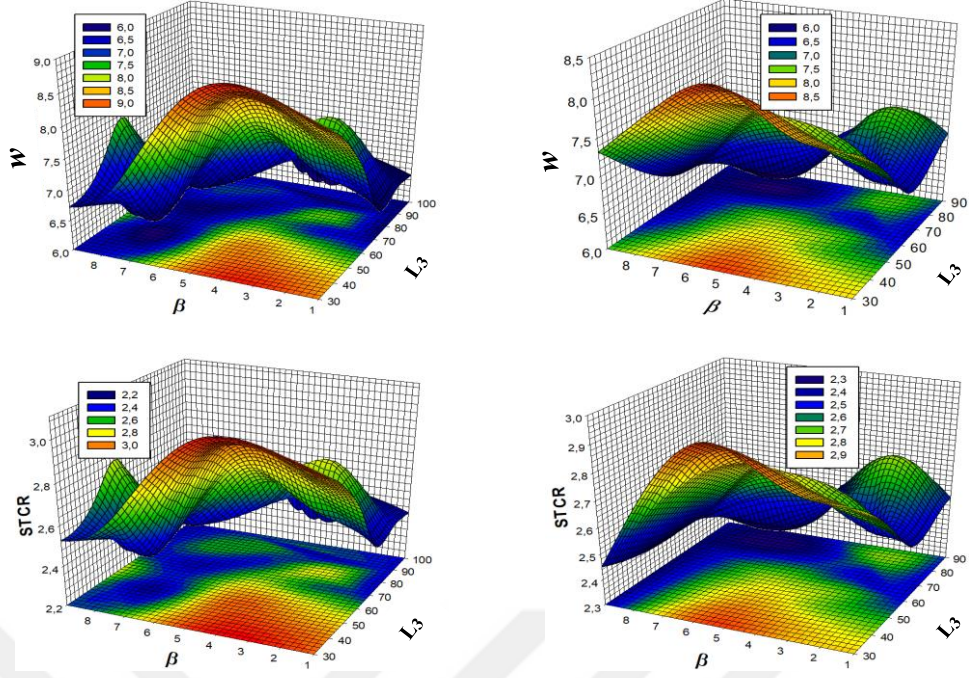
Karışım bölgesi uzunluğunda olduğu gibi optimum difüzör ıraksama açısı da ejektör tasarımı, çalışma şartları ve uygulama alanına göre farklılıklar göstermektedir. Nikiforow vd. (2016) tarafından 5 kW güç kapasiteli PEM yakıt pili sistemi için analiz edilen ejektörün difüzör ıraksama açısının optimum değeri 5° olarak bildirilmişken, Maghsoodi vd. (2014) tarafından yine PEM yakıt pili sistemleri için bu değer $2,5^\circ$ olarak rapor edilmiştir. Katı oksit yakıt pili sistemleri için ise Zhu vd. (2007) optimum difüzör açısı değerinin 5° ile 15° arasında olduğunu belirtmişlerdir. Bununla birlikte, soğutma uygulamaları için yapılan benzer iki çalışmada, difüzör ıraksama açısı 5° ile 15° arasında değiştirilerek analizler yapılmış ve maksimum ejektör veriminin küçük difüzör açılarında elde edildiği tespit edilmiştir (Elbel ve Hrnjak, 2008; Elbel, 2011). Öte yandan, Lee vd. (2016), iki fazlı R600a ejektörü için difüzör açısı arttıkça basınç artışının azalma eğiliminde olduğunu belirtmişken, Chen vd. (2011), doğal gaz ejektöründe maksimum sürüklenme oranının elde edilebilmesi için difüzör açısının optimum değerinin $1,43^\circ$ olması gerektiğini bildirmişlerdir.



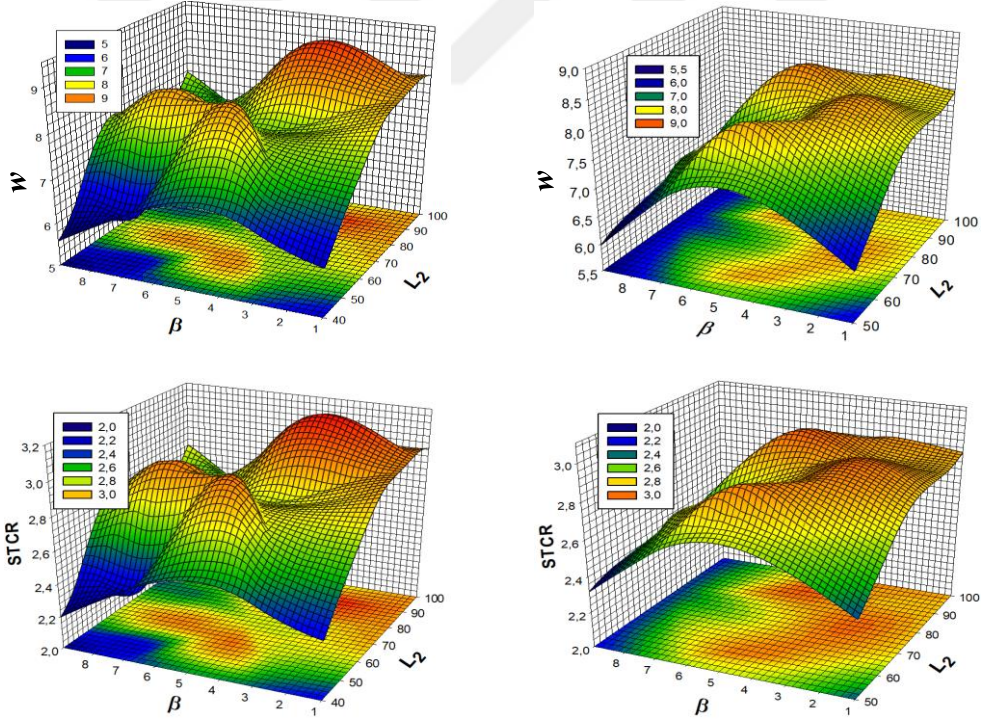
Şekil 4.41. Paralel ve ters akış için STCR ve sürüklenme oranının β ile değişimi

Bu çalışmada elde edilen nümerik sonuçlara göre sürüklenme ve buhar-karbon oranının Şekil 3.9’da gösterilen difüzör ıraksama açısı (β) ile değişimi hem paralel akış hem de ters akış tasarımı için Şekil 4.41’de verilmiştir. Şekilde verilen grafik, her iki akış tasarımı için de difüzör ıraksama açısı hariç diğer 3 geometrik parametre maksimum STCR ve sürüklenme oranının elde edildiği değerlerinde ($L_3=30\text{mm}$, $\alpha=45^\circ$ ve $L_2=90\text{mm}$) sabit tutularak elde edilmiştir. Grafik incelendiğinde her iki akış tasarımı için de optimum difüzör açısı değerinin Zhu vd. (2007) ve Nikiforow vd. (2016) ile uyumlu bir şekilde 5° olarak tespit edilmiştir. Her iki akış tasarımında da hem sürüklenme oranı hem de buhar-karbon oranı 5° ’lik difüzör ıraksama açısı değerine kadar artmakta iken bu değerden sonra hızla azalmaktadır.

Şekil 4.42 ve Şekil 4.43’te sürüklenme oranı (w) ve buhar-karbon oranının (STCR), difüzör ıraksama açısı (β) ve diğer 2 geometrik parametre (L_3 ve L_2) ile değişimi üç boyutlu grafik olarak verilmiştir. Verilen grafikler en iyi 500 durum göz önüne alınarak elde edilmiştir. Şekil 4.42’de ikincil akışkan açısı ve difüzör uzunluğu en iyi değerlerinde sabit iken ($\alpha=45^\circ$ ve $L_2=90\text{mm}$) β ve L_3 ’e bağlı olarak STCR ve sürüklenme oranının paralel (sol) ve ters (sağ) akış tasarımları için değişimi görülmektedir. Görüldüğü üzere her iki akış tasarımında da genel olarak difüzör ıraksama açısından bağımsız olarak karışım bölgesi uzunluğunun artması ile ejektör performansı azalmaktadır. Bununla birlikte, karışım bölgesi uzunluğundan bağımsız olarak β ’nın 6° ’den büyük değerleri için yine ejektör performansı düşüş eğilimindedir. Maksimum ejektör performansı paralel akış tasarımında difüzör ıraksama açısı 1° ve 5° arasında iken, ters akış tasarımında ise 4° ve 6° arasında iken elde edilmiştir. Şekil 4.43’te ise ikincil akışkan açısı ve karışım bölgesi uzunluğu en iyi değerlerinde sabit iken ($\alpha=45^\circ$ ve $L_3=30\text{mm}$) β ve L_2 ’e bağlı olarak STCR ve sürüklenme oranının paralel (sol) ve ters (sağ) akış tasarımları için değişimi görülmektedir. Her iki akış tasarımında da 4° ’den küçük β değerleri için L_2 arttıkça sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının artma eğiliminde olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, 4° ’den küçük β değerleri için L_2 ’nin yaklaşık 50 mm’den küçük bütün değerlerinde buhar-karbon oranı kritik eşiğin altına düşmektedir. Göz önüne alınan bütün durumlar için β ’nın her iki akış tasarımında sürüklenme oranı ve STCR üzerine etkisi sırasıyla Ek-G ve Ek-H’de verilmiştir.



Şekil 4.42. SCTR ve sürüklenme oranının β ve L_3 ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması



Şekil 4.43. SCTR ve sürüklenme oranının β ve L_2 ile değişiminin paralel (sol) ve ters (sağ) akış için karşılaştırılması

BÖLÜM V

SONUÇ

Bu tez kapsamında katı oksit yakıt pilli sistemlerinde anot gazı geri kazanımı için kullanılacak olan ejektörlerin tasarım adımları belirlenmiş ve 4 kW güç kapasiteli metan yakıtlı bir KOYP sistemi için yüksek performans verilerine sahip bir ejektör tasarımı yapılmıştır. Literatürden farklı olarak ek bir ikincil akışkan (egzoz) hattı tasarlanarak, boğaz çapı, ıraksak nozul açısı, ıraksak nozul uzunluğu, karışım bölgesi giriş çapı, nozul konumu, ikincil akışkanın yönü ve açısı, karışım bölgesi uzunluğu, difüzör uzunluğu ve difüzör ıraksama açısı gibi geometrik parametreler maksimum sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerlerini verecek şekilde optimize edilmiştir. Öncelikle geometriden bağımsız olarak ejektör çalışma basıncı ve metan giriş sıcaklığının belirlenebilmesi amacı ile ejektör giriş basıncı, çıkış basıncı, egzoz hattı giriş basıncı, egzoz hattı çıkış basıncı ve metan giriş sıcaklığı ile ilgili olarak 1140 farklı durum incelenmiştir. Buradan belirlenen çalışma şartları altında iki adımda geometrik optimizasyon yapılmıştır. Önce, boğaz çapı, ıraksak nozul açısı, ıraksak nozul uzunluğu, karışım bölgesi giriş çapı ve nozul konumu ile ilgili 4032 farklı durum incelenerek maksimum sürüklenme ve buhar-karbon oranı verileri elde edilmiştir. Daha sonra diğer geometrik parametrelerin (karışım bölgesi uzunluğu, difüzör uzunluğu ve difüzör ıraksama açısı) optimizasyonu ve literatürde katı oksit yakıt pilleri için çalışılmayan ikincil akışkan yönü ve açısı ile ilgili olarak 2560 farklı durum incelenmiştir.

Tez kapsamında yukarıda belirtilen çalışmalar neticesinde aşağıda belirtilen sonuçlar elde edilmiştir.

- ✓ Katı oksit yakıt pilli çalışma şartlarına uygun olarak ejektör giriş basıncı, ejektör çıkış basıncı, egzoz giriş basıncı ve atık egzoz çıkış basıncı sırasıyla 7 bar, 1,17 bar, 1,159 bar ve 1,153 bar olarak belirlenmiştir.
- ✓ Reformer içerisinde gerçekleşen reaksiyonların ihtiyacı olan yeterli sıcaklığı sağlamak için metanın ejektör girişine 900 K sıcaklıkta gönderilmesi gerektiği tespit edilmiştir. Bu sayede reformer için harici bir ısıtıcı ihtiyacı da ortadan kalmaktadır.

- ✓ Sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının ejektör giriş (metan) sıcaklığı ile arttığı belirlenmiştir.
- ✓ Ejektör giriş (birincil akışkan) basıncının egzoz hattı (ikincil akışkan) basıncından en az 4 kat fazla olması gerektiği, 6 kat fazla olması durumunun ise optimum durum olduğu tespit edilmiştir.
- ✓ Boğaz çapı (D_1), nozul konumu (NXP), karışım bölgesi giriş çapı (D_3), ıraksak nozul açısı (θ) ve ıraksak nozul uzunluğu (L_1) geometrik parametrelerinin optimum değerleri sırasıyla 0,6 mm, 26 mm, 6 mm, 2° ve 4 mm olarak bulunmuştur.
- ✓ Yüksek ejektör performansı arzu edilen durumlarda nozul konumunun karışım bölgesi girişine oldukça yakın mesafeye yerleştirilmesi gerektiği belirlenmiştir. Bu çalışma için karışım bölgesi çapının boğaz çapına oranı 10 ve nozulun karışım bölgesi girişinde olması durumunda en yüksek ejektör performansı elde edilmiştir. Ayrıca karışım bölgesi çapının azalması ve nozul konumunun karışım bölgesi girişine yaklaşması ile sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerleri artmaktadır. Karışım bölgesi çapının yaklaşık 8 mm'den küçük, nozul konumunun ise 15 mm'den büyük değerleri için yapılan ejektör tasarımının performans açısından kabul edilebilir seviyelerde olduğu görülmüştür.
- ✓ Kabul edilebilir tasarım aralığı açısından bakıldığında, 5° 'nin altındaki ıraksak nozul açısı değerleri ve 15 mm'nin üzerindeki nozul konum değerleri uygun aralıklar olarak görülmüştür. ıraksak nozul açısının yaklaşık 7° 'den büyük olduğu ve nozul konumunun yaklaşık 10 mm'den küçük olduğu bütün durumlarda ise ejektör performansının istenilen seviyelerin altında kaldığı belirlenmiştir.
- ✓ Nozul konumunun 10 mm'den küçük olduğu bütün durumlarda ıraksak nozul uzunluğundan bağımsız olarak ejektör performansının çok düşük olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca yaklaşık 5 mm'den küçük ıraksak nozul uzunluğu değerleri ve 15 mm'den büyük nozul konumu değerleri için ejektör performansının arzu edilen seviyelerde olduğu görülmüştür.

- ✓ Boğaz çapına bakılmaksızın ıraksak nozul açısının 7° 'den büyük bütün değerleri için sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı değerleri kabul edilebilir seviyelerin altında kalmaktadır.
- ✓ Boğaz çapı ve ıraksak nozul uzunluğu için optimum aralığın sırasıyla $D_1 < 0,8$ mm ve $L_1 < 6$ mm olduğu belirlenmiştir. Ayrıca $L_1 < 5$ mm için bütün θ değerlerinde ($2 \leq \theta \leq 8$ mm) ejektör performansının kabul edilebilir sınırlar içerisinde kaldığı görülmüştür.
- ✓ Bu çalışma için maksimum sürüklenme ve buhar-karbon oranı değerleri karışım bölgesi çapının boğaz çapına oranı 10 olduğunda elde edilmiş ve bu oranın 17'den büyük olması durumunda buhar-karbon oranı açısından kritik değerin çok altına düşüleceği tespit edilmiştir. Bu oran açısından çalışılabilir aralık 4-17 olarak bulunmuştur.
- ✓ İkincil akışkanın açısı (α), karışım bölgesi uzunluğu (L_3), difüzör uzunluğu (L_2) ve difüzör ıraksama açısı (β) geometrik parametrelerinin optimum değerleri sırasıyla 45° , 30 mm, 90 mm ve 5° şeklinde tespit edilmiştir.
- ✓ Bütün geometrik parametrelerin ve ejektör çalışma şartlarının aynı ve optimum değerlerinde sabit tutulması durumunda paralel akış tasarımına sahip ejektör geometrisinin ters akış tasarımına sahip ejektör geometrisinden sürüklenme oranında %4, buhar-karbon oranında ise %3 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- ✓ Her iki akış tasarımına sahip ejektör geometrisi için en iyi performansı veren 20'şer durum incelendiğinde maksimum ejektör performanslarının ikincil akışkan açısının (α) 30° ve üzerindeki değerlerinde, karışım bölgesi uzunluğunun (L_3) ise 60 mm'den küçük değerlerinde elde edildiği görülmüştür.
- ✓ Literatür ile uyumlu olarak karışım bölgesi uzunluğunun karışım bölgesi çapına oranının optimum değeri 5 olarak tespit edilmiştir. Bu oran 9'un üzerine çıktığında performans ani bir şekilde düşmektedir.

- ✓ Kritik öneme sahip buhar-karbon oranı göz önüne alındığında, karışım bölgesi uzunluğu $30\text{mm} < L_3 < 50\text{mm}$ aralığında iken bütün α değerleri için buhar-karbon oranı değerleri kabul edilebilir limitin üstünde kalmaktadır.
- ✓ $L_2 > 60$ mm ve bütün α değerleri için tasarlanacak ejektör, 4 kW kapasiteli bir KOYP sisteminde rahatlıkla kullanılabilir düzeyde fakat maksimum performansı $L_2 = 90$ mm ve $\alpha = 45^\circ$ de vermektedir. Bununla birlikte difüzör uzunluğunun (L_2) karışım bölgesi uzunluğuna (L_3) oranı $1,2 \leq L_2/L_3 \leq 3$ aralığında iken ejektör performans açısından kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalmaktadır.
- ✓ Bu çalışmada en iyi performansı veren değerlere göre difüzör uzunluğunun karışım bölgesi çapına oranını 15 olarak belirlenmiştir. Ayrıca, bu oranının 10-16 olarak seçilmesi uygulanabilir aralık olarak tespit edilmiştir.
- ✓ $L_2 = 90$ mm'lik optimum değerinde iken paralel akış tasarımına sahip ejektör $L_3 = 30-50$ mm ve $\beta = 1-5^\circ$ aralığında yüksek performans sağlarken, ters akış tasarımına sahip ejektörde bu aralık $L_3 = 30-35$ mm and $\beta = 4^\circ-5,5^\circ$ şeklindedir. Paralel akış tasarımına sahip ejektör daha geniş bir tasarım aralığı sunmaktadır.
- ✓ L_2 maksimum performansı verdiği 90 mm'lik değerinde iken karışım bölgesi uzunluğu (L_3) ve ikincil akışkan açısı (α) açısından paralel akış tasarımı geniş bir tasarım aralığı sunmaktadır. Bu aralık, $30\text{mm} < L_3 < 65\text{mm}$ ve $10^\circ < \alpha < 45^\circ$ şeklindedir.
- ✓ Her iki akış tasarımında da 4° 'den küçük β değerleri için L_2 arttıkça sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranının artma eğiliminde olduğu görülmüştür. Öte yandan, 4° 'den küçük β değerleri için L_2 'nin yaklaşık 50 mm'den küçük bütün değerlerinde buhar-karbon oranı kritik eşiğin altına düşmektedir.
- ✓ Bütün geometrik parametreler optimum durumda iken maksimum sürüklenme oranı ve buhar-karbon oranı sırasıyla 8,712 ve 3,043 olarak belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

Abas, N., Kalair, A. and Khan, N., "Review of fossil fuels and future energy technologies", *Futures*, 69(Supplement C), 31-49, 2015.

Abbas, S. Z., Dupont, V. and Mahmud, T., "Kinetics study and modelling of steam methane reforming process over a NiO/Al₂O₃ catalyst in an adiabatic packed bed reactor", *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(5), 2889-2903, 2017.

Abdalla, A. M., Hossain, S., Azad, A. T., Petra, P. M. I., Begum, F., Eriksson, S. G. and Azad, A. K., "Nanomaterials for solid oxide fuel cells: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82(Part 1), 353-368, 2018.

Abdullah, N. and Kamarudin, S. K., "Titanium dioxide in fuel cell technology: An overview", *Journal of Power Sources*, 278(Supplement C), 109-118, 2015.

Afif, A., Radenahmad, N., Cheok, Q., Shams, S., Kim, J. H. and Azad, A. K., "Ammonia-fed fuel cells: a comprehensive review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60(Supplement C), 822-835, 2016.

Ahn, M., Lee, J. and Lee, W., "Nanofiber-based composite cathodes for intermediate temperature solid oxide fuel cells", *Journal of Power Sources*, 353(Supplement C), 176-182, 2017.

Andújar, J. M. and Segura, F., "Fuel cells: History and updating. A walk along two centuries", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(9), 2309-2322, 2009.

Ang, S. M. C., Fraga, E. S., Brandon, N. P., Samsatli, N. J. and Brett, D. J. L., "Fuel cell systems optimisation – Methods and strategies", *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(22), 14678-14703, 2011

Aphornratana, S. and Eames, I. W., "A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle", *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 20(5), 352-358, 1997.

Appleby, A. J., "Fuel cell technology: Status and future prospects", *Energy*, 21(7), 521-653, 1996.

Arun, K. M., Tiwari, S. and Mani, A., "Three-dimensional numerical investigations on rectangular cross-section ejector", *International Journal of Thermal Sciences*, 122(257-265), 2017.

Baba, S., Kobayashi, N., Takahashi, S. and Hirano, S., "Development of Anode Gas Recycle System Using Ejector for 1 kW Solid Oxide Fuel Cell", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme*, 137(2), 2015.

Baek, S., Ko, S., Song, S. and Ryu, S., "Numerical study of high-speed two-phase ejector performance with R134a refrigerant", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126(1071-1082), 2018.

Banasiak, K., Hafner, A. and Andresen, T., "Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump", *International Journal of Refrigeration*, 35(6), 1617-1625, 2012.

Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z. and Mercadier, Y., "Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD", *Applied Thermal Engineering*, 26(5-6), 604-612, 2006.

Bellaby, P., Upham, P., Flynn, R. and Ricci, M., "Unfamiliar fuel: How the UK public views the infrastructure required to supply hydrogen for road transport", *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(15), 6534-6543, 2016.

Bilanovic, D., Andargatchew, A., Kroeger, T. and Shelef, G., "Freshwater and marine microalgae sequestering of CO₂ at different C and N concentrations – Response surface methodology analysis", *Energy Conversion and Management*, 50(2), 262-267, 2009.

Brunner, D. A., Marcks, S., Bajpai, M., Prasad, A. K. and Advani, S. G., "Design and characterization of an electronically controlled variable flow rate ejector for fuel cell applications", *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(5), 4457-4466, 2012.

Burer, M., Tanaka, K., Favrat, D. and Yamada, K., "Multi-criteria optimization of a district cogeneration plant integrating a solid oxide fuel cell–gas turbine combined cycle, heat pumps and chillers", *Energy*, 28(6), 497-518, 2003.

Calise, F., "Design of a hybrid polygeneration system with solar collectors and a Solid Oxide Fuel Cell: Dynamic simulation and economic assessment", *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(10), 6128-6150, 2011.

Chen, J., Li, Y., Chen, W., Luo, X., Chen, Y., Yang, Z. and Eames, I. W., "Investigation of the ejector nozzle in refrigeration system", *Energy*, 157(571-587), 2018a.

Chen, J. W., Li, J. X., Zhou, D. J., Zhang, H. S. and Weng, S. L., "Control strategy design for a SOFC-GT hybrid system equipped with anode and cathode recirculation ejectors", *Applied Thermal Engineering*, 132(67-79), 2018b.

Chen, W. X., Chong, D. T., Yan, J. J. and Liu, J. P., "Numerical optimization on the geometrical factors of natural gas ejectors", *International Journal of Thermal Sciences*, 50(8), 1554-1561, 2011.

Chen, W. X., Xue, K. K., Chen, H. Q., Chong, D. T. and Yan, J. J., "Experimental and Numerical Analysis on the Internal Flow of Supersonic Ejector Under Different Working Modes", *Heat Transfer Engineering*, 39(7-8), 700-710, 2018c.

Choudhary, T., Sahu, M. K. and Sanjay, "CFD Modeling of SOFC Cogeneration System for Building Application", *International Conference on Recent Advancement in Air Conditioning and Refrigeration, Raar 2016*, 109(361-368), 2017.

Choudhury, A., Chandra, H. and Arora, A., "Application of solid oxide fuel cell technology for power generation—A review", ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***, 20(Supplement C), 430-442, 2013.

Chunnanond, K. and Aphornratana, S., "Ejectors: applications in refrigeration technology", ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***, 8(2), 129-155, 2004a.

Chunnanond, K. and Aphornratana, S., "An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector", ***Applied Thermal Engineering***, 24(2-3), 311-322, 2004b.

Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M., Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, 1. Baskıdan Çeviri, Tahsin Engin, ***Nobel Matbaacılık***, İstanbul, 2012.

Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., Termodinamik, 5. Baskıdan Çeviri, Ali Pınarbaşı, ***Nobel Matbaacılık***, İstanbul, 2012.

Dadvar, M. and Afshari, E., "Analysis of design parameters in anodic recirculation system based on ejector technology for PEM fuel cells: A new approach in designing", ***International Journal of Hydrogen Energy***, 39(23), 12061-12073, 2014.

Das, V., Padmanaban, S., Venkitusamy, K., Selvamuthukumar, R., Blaabjerg, F. and Siano, P., "Recent advances and challenges of fuel cell based power system architectures and control – A review", ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***, 73(Supplement C), 10-18, 2017.

de-Troya, J. J., Álvarez, C., Fernández-Garrido, C. and Carral, L., "Analysing the possibilities of using fuel cells in ships", ***International Journal of Hydrogen Energy***, 41(4), 2853-2866, 2016.

Dennis, M., Cochrane, T. and Marina, A., "A prescription for primary nozzle diameters for solar driven ejectors", ***Solar Energy***, 115(405-412, 2015.

Dicks, A. L., "Hydrogen generation from natural gas for the fuel cell systems of tomorrow", *Journal of Power Sources*, 61(1-2), 113-124, 1996.

Dietrich, R.-U., Oelze, J., Lindermeir, A., Spitta, C., Steffen, M., Küster, T., Chen, S., Schlitzberger, C. and Leithner, R., "Efficiency gain of solid oxide fuel cell systems by using anode offgas recycle – Results for a small scale propane driven unit", *Journal of Power Sources*, 196(17), 7152-7160, 2011.

Ding, H., Tao, Z., Liu, S. and Yang, Y., "A redox-stable direct-methane solid oxide fuel cell (SOFC) with $\text{Sr}_2\text{FeNb}_{0.2}\text{Mo}_{0.8}\text{O}_{6-\delta}$ double perovskite as anode material", *Journal of Power Sources*, 327(Supplement C), 573-579, 2016.

Durbin, D. J. and Malardier-Jugroot, C., "Review of hydrogen storage techniques for on board vehicle applications", *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(34), 14595-14617, 2013.

Eames, I. W., "A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method", *Applied Thermal Engineering*, 22(2), 121-131, 2002.

Eames, I. W., Aphornratana, S. and Haider, H., "A Theoretical and Experimental-Study of a Small-Scale Steam Jet Refrigerator", *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 18(6), 378-386, 1995.

Eames, I. W., Milazzo, A., Paganini, D. and Livì, M., "The design, manufacture and testing of a jet-pump chiller for air conditioning and industrial application", *Applied Thermal Engineering*, 58(1-2), 234-240, 2013.

Elakhdar, M., Nehdi, E., Kairouani, L. and Tounsi, N., "Simulation of an ejector used in refrigeration systems", *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 34(7), 1657-1667, 2011.

Elbel, S., "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications", ***International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid***, 34(7), 1545-1561, 2011.

Elbel, S. and Hrnjak, P., "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation", ***International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid***, 31(3), 411-422, 2008.

Elbel, S. and Lawrence, N., "Review of recent developments in advanced ejector technology", ***International Journal of Refrigeration***, 62(Supplement C), 1-18, 2016.

Elkady, M., Karameldin, A., Negeed, E.-S. and El-Bayoumy, R., "Experimental investigation of the effect of ejector geometry on its performance", ***International Journal of Nuclear Desalination***, 3(2), 215-229, 2008.

Ellamla, H. R., Staffell, I., Bujlo, P., Pollet, B. G. and Pasupathi, S., "Current status of fuel cell based combined heat and power systems for residential sector", ***Journal of Power Sources***, 293(Supplement C), 312-328, 2015.

Engelbracht, M., Peters, R., Blum, L. and Stolten, D., "Comparison of a fuel-driven and steam-driven ejector in solid oxide fuel cell systems with anode off-gas recirculation: Part-load behavior", ***Journal of Power Sources***, 277(Supplement C), 251-260, 2015.

Entchev, E., "Residential fuel cell energy systems performance optimization using “soft computing” techniques", ***Journal of Power Sources***, 118(1), 212-217, 2003.

Fernandez-Gonzalez, R., Hernandez, E., Savvin, S., Nunez, P., Makradi, A., Sabate, N., Esquivel, J. P. and Ruiz-Morales, J. C., "A novel microstructured metal-supported solid oxide fuel cell", ***Journal of Power Sources***, 272(233-238), 2014.

Ferrari, M. L., Bernardi, D. and Massardo, A. F., "Design and testing of ejectors for high temperature fuel cell hybrid systems", ***Journal of Fuel Cell Science and Technology***, 3(3), 284-291, 2006.

Ferrari, M. L., Pascenti, M. and Massardo, A. F., "Ejector Model for High Temperature Fuel Cell Hybrid Systems: Experimental Validation at Steady-State and Dynamic Conditions", *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, 5(4), 2008.

Ferrari, M. L., Traverso, A., Magistri, L. and Massardo, A. F., "Influence of the anodic recirculation transient behaviour on the SOFC hybrid system performance", *Journal of Power Sources*, 149(22-32), 2005.

Fu, W., Li, Y., Liu, Z., Wu, H. and Wu, T., "Numerical study for the influences of primary nozzle on steam ejector performance", *Applied Thermal Engineering*, 106(1148-1156), 2016.

Gao, Y., Chen, D., Saccoccio, M., Lu, Z. and Ciucci, F., "From material design to mechanism study: Nanoscale Ni exsolution on a highly active A-site deficient anode material for solid oxide fuel cells", *Nano Energy*, 27(Supplement C), 499-508, 2016.

Gencoglu, M. T. and Ural, Z., "Design of a PEM fuel cell system for residential application", *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(12), 5242-5248, 2009.

Goodenough, J. B., "Electrochemical energy storage in a sustainable modern society", *Energy & Environmental Science*, 7(1), 14-18, 2014.

Gosney, W.B., Principle of Refrigeration, *Cambridge University Press*, Cambridge 1982.

Grazzini, G., Milazzo, A. and Piazzini, S., "Prediction of condensation in steam ejector for a refrigeration system", *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 34(7), 1641-1648, 2011.

Haile, S. M., "Fuel cell materials and components☆☆", *Acta Materialia*, 51(19), 5981-6000, 2003.

Hajimolana, S. A., Hussain, M. A., Daud, W. M. A. W., Soroush, M. and Shamiri, A., "Mathematical modeling of solid oxide fuel cells: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(4), 1893-1917, 2011.

Hamada, Y., Takeda, K., Goto, R. and Kubota, H., "Hybrid utilization of renewable energy and fuel cells for residential energy systems", *Energy and Buildings*, 43(12), 3680-3684, 2011.

Hawkes, A. and Leach, M., "Solid oxide fuel cell systems for residential micro-combined heat and power in the UK: Key economic drivers", *Journal of Power Sources*, 149(72-83), 2005.

Hawkes, A. D. and Leach, M. A., "Cost-effective operating strategy for residential micro-combined heat and power", *Energy*, 32(5), 711-723, 2007.

Huang, B. J. and Chang, J. M., "Empirical correlation for ejector design", *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 22(5), 379-388, 1999.

Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P. and Petrenko, V. A., "A 1-D analysis of ejector performance", *International Journal of Refrigeration*, 22(5), 354-364, 1999.

Hwang, J.-J., "Sustainability study of hydrogen pathways for fuel cell vehicle applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19(Supplement C), 220-229, 2013.

Hwang, J. J., "Passive hydrogen recovery schemes using a vacuum ejector in a proton exchange membrane fuel cell system", *Journal of Power Sources*, 247(256-263), 2014.

Hwang, J. J., Cho, C. C., Wu, W., Chiu, C. H., Chiu, K. C. and Lin, C. H., "Numerical and experimental investigation into passive hydrogen recovery scheme using vacuum ejector", *Journal of Power Sources*, 275(539-546), 2015.

Jenssen, D., Berger, O. and Krewer, U., "Improved PEM fuel cell system operation with cascaded stack and ejector-based recirculation", *Applied Energy*, 195(324-333), 2017.

Kazempoor, P., Dorer, V. and Ommi, F., "Evaluation of hydrogen and methane-fuelled solid oxide fuel cell systems for residential applications: System design alternative and parameter study", *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(20), 8630-8644, 2009.

Keenan, J.H., Neumann, E.P. and Lustwerk, F., "An investigation of ejector design by analysis and experiment", *Journal of Applied Mechanics*, ASME Transactions, 72, 1950.

Kelly, N. A., Gibson, T. L. and Ouwerkerk, D. B., "A solar-powered, high-efficiency hydrogen fueling system using high-pressure electrolysis of water: Design and initial results", *International Journal of Hydrogen Energy*, 33(11), 2747-2764, 2008.

Khalil, A., Fatouh, M. and Elgendy, E., "Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle", *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 34(7), 1684-1698, 2011.

Kim, T., Lee, S. and Park, H., "The potential of PEM fuel cell for a new drinking water source", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3676-3689, 2011.

Kirubakaran, A., Jain, S. and Nema, R. K., "A review on fuel cell technologies and power electronic interface", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(9), 2430-2440, 2009.

Kumar, V., Singhal, G. and Subbarao, P. M. V., "Study of supersonic flow in a constant rate of momentum change (CRMC) ejector with frictional effects", *Applied Thermal Engineering*, 60(1-2), 61-71, 2013.

Lanzini, A., Santarelli, M. and Orsello, G., "Residential Solid Oxide Fuel Cell Generator Fuelled by Ethanol: Cell, Stack and System Modelling with a Preliminary Experiment", *Fuel Cells*, 10(4), 654-675, 2010.

Lee, J.-Y., Yoo, M., Cha, K., Lim, T. W. and Hur, T., "Life cycle cost analysis to examine the economical feasibility of hydrogen as an alternative fuel", *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(10), 4243-4255, 2009.

Lee, M. S., Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R. and Jeong, H. M., "Optimization of two-phase R600a ejector geometries using a non-equilibrium CFD model", *Applied Thermal Engineering*, 109(272-282), 2016.

LeValley, T. L., Richard, A. R. and Fan, M. H., "Development of catalysts for hydrogen production through the integration of steam reforming of methane and high temperature water gas shift", *Energy*, 90(748-758, 2015.

Li, F. Q., Du, J. Y., Zhang, L. H., Li, J., Li, G. P., Zhu, G. H., Ouyang, M. G., Chai, J. S. and Li, H., "Experimental determination of the water vapor effect on subsonic ejector for proton exchange membrane fuel cell (PEMFC)", *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(50), 29966-29970, 2017.

Li, K., Jia, L. C., Wang, X., Pu, J., Chi, B. and Jian, L., "Methane on-cell reforming in nickel-iron alloy supported solid oxide fuel cells", *Journal of Power Sources*, 284(446-451, 2015.

Lin, C., Cai, W. J., Li, Y. Z., Yan, J., Hu, Y. and Giridharan, K., "Numerical investigation of geometry parameters for pressure recovery of an adjustable ejector in multi-evaporator refrigeration system", *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 649-656, 2013.

Liu, J., Wang, L., Jia, L. and Wang, X., "Thermodynamic modeling and sensitivity analysis of ejector in refrigeration system", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126(485-492, 2018.

Liu, M., Lanzini, A., Halliop, W., Cobas, V. R. M., Verkooijen, A. H. M. and Aravind, P. V., "Anode recirculation behavior of a solid oxide fuel cell system: A safety analysis and a performance optimization", *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(6), 2868-2883, 2013.

Lucas, C., Rusche, H., Schroeder, A. and Koehler, J., "Numerical investigation of a two-phase CO₂ ejector", *International Journal of Refrigeration*, 43(154-166, 2014.

Lucia, U., "Overview on fuel cells", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30(Supplement C), 164-169, 2014.

Maghsoodi, A., Afshari, E. and Ahmadikia, H., "Optimization of geometric parameters for design a high-performance ejector in the proton exchange membrane fuel cell system

using artificial neural network and genetic algorithm", *Applied Thermal Engineering*, 71(1), 410-418, 2014.

Mahlia, T. M. I. and Chan, P. L., "Life cycle cost analysis of fuel cell based cogeneration system for residential application in Malaysia", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(1), 416-426, 2011.

Maidment, G. G. and Tozer, R. M., "Combined cooling heat and power in supermarkets", *Applied Thermal Engineering*, 22(6), 653-665, 2002.

Marsano, F., Magistri, L. and Massardo, A. F., "Ejector performance influence on a solid oxide fuel cell anodic recirculation system", *Journal of Power Sources*, 129(2), 216-228, 2004.

Mekhilef, S., Saidur, R. and Safari, A., "Comparative study of different fuel cell technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1), 981-989, 2012.

Menzler, N. H., Tietz, F., Uhlenbruck, S., Buchkremer, H. P. and Stover, D., "Materials and manufacturing technologies for solid oxide fuel cells", *Journal of Materials Science*, 45(12), 3109-3135, 2010.

Meyer, A. J., Harms, T. M. and Dobson, R. T., "Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat", *Renewable Energy*, 34(1), 297-306, 2009.

Moosavian, S. M., Modiri-Delshad, M., Rahim, N. A. and Selvaraj, J., "Imperialistic competition algorithm: Novel advanced approach to optimal sizing of hybrid power system", *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 5(5), 2013.

Mulder, G., Hetland, J. and Lenaers, G., "Towards a sustainable hydrogen economy: Hydrogen pathways and infrastructure", *International Journal of Hydrogen Energy*, 32(10), 1324-1331, 2007.

Munday J. and Bagster D., "A new theory applied to steam jet refrigeration", *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*, 16, 442-51, 1977.

Mundhwa, M. and Thurgood, C. P., "Numerical study of methane steam reforming and methane combustion over the segmented and continuously coated layers of catalysts in a plate reactor", *Fuel Processing Technology*, 158(57-72), 2017.

Najjar, Y. S. H., "Hydrogen safety: The road toward green technology", *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(25), 10716-10728, 2013.

Nakagawa, M., Marasigan, A. R., Matsukawa, T. and Kurashina, A., "Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger", *International Journal of Refrigeration*, 34(7), 1604-1613, 2011.

Nanthagopal, K., Subbarao, R., Elango, T., Baskar, P. and Annamalai, K., "Hydrogen Enriched Compressed Natural Gas - a Futuristic Fuel for Internal Combustion Engines", *Thermal Science*, 15(4), 1145-1154, 2011.

Ni, M., Leung, D. Y. C. and Leung, M. K. H., "An improved electrochemical model for the NH₃ fed proton conducting solid oxide fuel cells at intermediate temperatures", *Journal of Power Sources*, 185(1), 233-240, 2008.

Nikiforow, K., Koski, P., Karimaki, H., Ihonen, J. and Alopaeus, V., "Designing a hydrogen gas ejector for 5 kW stationary PEMFC system - CFD-modeling and experimental validation", *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(33), 14952-14970, 2016.

Palacz, M., Smolka, J., Kus, W., Fic, A., Bulinski, Z., Nowak, A. J., Banasiak, K. and Hafner, A., "CFD-based shape optimisation of a CO₂ two-phase ejector mixing section", *Applied Thermal Engineering*, 95(62-69), 2016.

Palacz, M., Smolka, J., Nowak, A. J., Banasiak, K. and Hafner, A., "Shape optimisation of a two-phase ejector for CO₂ refrigeration systems", *International Journal of Refrigeration*, 74(212-223), 2017.

Peters, R., Deja, R., Blum, L., Pennanen, J., Kiviaho, J. and Hakala, T., "Analysis of solid oxide fuel cell system concepts with anode recycling", ***International Journal of Hydrogen Energy***, 38(16), 6809-6820, 2013.

Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T. and Aphornratana, S., "Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique", ***Energy Conversion and Management***, 48(9), 2556-2564, 2007.

Powell, M., Meinhardt, K., Sprenkle, V., Chick, L. and McVay, G., "Demonstration of a highly efficient solid oxide fuel cell power system using adiabatic steam reforming and anode gas recirculation", ***Journal of Power Sources***, 205(Supplement C), 377-384, 2012.

Radenahmad, N., Afif, A., Petra, P. I., Rahman, S. M. H., Eriksson, S. G. and Azad, A. K., "Proton-conducting electrolytes for direct methanol and direct urea fuel cells - A state-of-the-art review", ***Renewable & Sustainable Energy Reviews***, 57(1347-1358), 2016.

Raj, N. T., Iniyan, S. and Goic, R., "A review of renewable energy based cogeneration technologies", ***Renewable & Sustainable Energy Reviews***, 15(8), 3640-3648, 2011.

Ramadhani, F., Hussain, M. A., Mokhlis, H. and Hajimolana, S., "Optimization strategies for Solid Oxide Fuel Cell (SOFC) application: A literature survey", ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***, 76(Supplement C), 460-484, 2017.

Riensch, E., Meusinger, J., Stimming, U. and Unverzag, G., "Optimization of a 200 kW SOFC cogeneration power plant. Part II: variation of the flowsheet", ***Journal of Power Sources***, 71(1), 306-314, 1998a.

Riensch, E., Stimming, U. and Unverzag, G., "Optimization of a 200 kW SOFC cogeneration power plant - Part I: Variation of process parameters", ***Journal of Power Sources***, 73(2), 251-256, 1998b.

Riffat, S. B., Gan, G. and Smith, S., "Computational fluid dynamics applied to ejector heat pumps", ***Applied Thermal Engineering***, 16(4), 291-297, 1996.

Rogdakis, E. D. and Alexis, G. K., "Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system", *Applied Thermal Engineering*, 20(2), 213-226, 2000.

Ruangtrakoon, N. and Aphornratana, S., "Development and performance of steam ejector refrigeration system operated in real application in Thailand", *International Journal of Refrigeration*, 48(142-152), 2014.

Rusly, E., Aye, L., Charters, W. W. S. and Ooi, A., "CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system", *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 28(7), 1092-1101, 2005.

Sangeeta, Moka, S., Pande, M., Rani, M., Gakhar, R., Sharma, M., Rani, J. and Bhaskarwar, A. N., "Alternative fuels: An overview of current trends and scope for future", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32(Supplement C), 697-712, 2014.

Selvaraju, A. and Mani, A., "Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants", *Applied Thermal Engineering*, 24(5-6), 827-838, 2004.

Sharaf, O. Z. and Orhan, M. F., "An overview of fuel cell technology: Fundamentals and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32(Supplement C), 810-853, 2014.

Sheu, E. J., Mokheimer, E. M. A. and Ghoniem, A. F., "A review of solar methane reforming systems", *International Journal of Hydrogen Energy*, 40(38), 12929-12955, 2015.

Sierra-Pallares, J., García del Valle, J., García Carrascal, P. and Castro Ruiz, F., "A computational study about the types of entropy generation in three different R134a ejector mixing chambers", *International Journal of Refrigeration*, 63(199-213), 2016.

Sinigaglia, T., Lewiski, F., Santos Martins, M. E. and Mairesse Siluk, J. C., "Production, storage, fuel stations of hydrogen and its utilization in automotive applications-a review", *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(39), 24597-24611, 2017.

Smolka, J., Bulinski, Z., Fic, A., Nowak, A. J., Banasiak, K. and Hafner, A., "A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach", *Applied Mathematical Modelling*, 37(3), 1208-1224, 2013.

Striveerakul, T., Aphornratana, S. and Chunnanond, K., "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results", *International Journal of Thermal Sciences*, 46(8), 812-822, 2007.

Stambouli, A. B. and Traversa, E., "Solid oxide fuel cells (SOFCs): a review of an environmentally clean and efficient source of energy", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6(5), 433-455, 2002.

Sun, D. W., "Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems", *Energy*, 21(10), 919-929, 1996.

Sun, D. W. and Eames, I. W., "Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles", *International Journal of Energy Research*, 20(10), 871-885, 1996.

Takeguchi, T., Kani, Y., Yano, T., Kikuchi, R., Eguchi, K., Tsujimoto, K., Uchida, Y., Ueno, A., Omoshiki, K. and Aizawa, M., "Study on steam reforming of CH₄ and C-2 hydrocarbons and carbon deposition on Ni-YSZ cermets", *Journal of Power Sources*, 112(2), 588-595, 2002.

Tebibel, H. and Labeled, S., "Design and sizing of stand-alone photovoltaic hydrogen system for HCNG production", *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(8), 3625-3636, 2014.

Tikiz, I. and Taymaz, I., "An Experimental Investigation of Solid Oxide Fuel Cell Performance at Variable Operating Conditions", *Thermal Science*, 20(5), 1421-1433, 2016.

Timurkutluk, B., Timurkutluk, C., Mat, M. D. and Kaplan, Y., "A review on cell/stack designs for high performance solid oxide fuel cells", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56(Supplement C), 1101-1121, 2016.

Torii, R., Tachikawa, Y., Sasaki, K. and Ito, K., "Anode gas recirculation for improving the performance and cost of a 5-kW solid oxide fuel cell system", *Journal of Power Sources*, 325(Supplement C), 229-237, 2016.

Varga, S., Oliveira, A. C. and Diaconu, B., "Influence of geometrical factors on steam ejector performance – A numerical assessment", *International Journal of Refrigeration*, 32(7), 1694-1701, 2009.

Vincenzo, L., Mads Pagh, N. and Søren Knudsen, K., "Ejector design and performance evaluation for recirculation of anode gas in a micro combined heat and power systems based on solid oxide fuel cell", *Applied Thermal Engineering*, 54(1), 26-34, 2013.

Volkova, Y. V., Ershov, M. I. and Munts, V. A., "Fluid dynamics parameters of a high temperature ejector for SOFC anode gas recirculation", *International Conference Problems of Thermal Physics and Power Engineering (Ptppe-2017)*, 891(2017).

Wang, K., Hissel, D., Péra, M. C., Steiner, N., Marra, D., Sorrentino, M., Pianese, C., Monteverde, M., Cardone, P. and Saarinen, J., "A Review on solid oxide fuel cell models", *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(12), 7212-7228, 2011.

Wang, L., Yan, J., Wang, C. and Li, X., "Numerical study on optimization of ejector primary nozzle geometries", *International Journal of Refrigeration*, 76(219-229), 2017.

Wang, W., Qu, J. F., Zhao, B. T., Yang, G. M. and Shao, Z. P., "Core-shell structured $\text{Li}_{0.33}\text{La}_{0.56}\text{TiO}_3$ perovskite as a highly efficient and sulfur-tolerant anode for solid-oxide fuel cells", *Journal of Materials Chemistry A*, 3(16), 8545-8551, 2015.

Wee, J.-H., "Contribution of fuel cell systems to CO₂ emission reduction in their application fields", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(2), 735-744, 2010.

Wee, J.-H., Roh, J. H. and Kim, J., "A comparison of solar photovoltaics and molten carbonate fuel cells as commercial power plants", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(1), 697-704, 2011.

Wu, H. Q., Liu, Z. L., Han, B. and Li, Y. X., "Numerical investigation of the influences of mixing chamber geometries on steam ejector performance", *Desalination*, 353(15-20, 2014.

Wu, Y., Zhao, H., Zhang, C., Wang, L. and Han, J., "Optimization analysis of structure parameters of steam ejector based on CFD and orthogonal test", *Energy*, 151(79-93, 2018.

Xue, K. K., Li, K. H., Chen, W. X., Chong, D. T. and Yan, J. J., "Numerical investigation on the performance of different primary nozzle structures in the supersonic ejector", *8th International Conference on Applied Energy (Icae2016)*, 105(4997-5004, 2017.

Yadav, M. and Xu, Q., "Liquid-phase chemical hydrogen storage materials", *Energy & Environmental Science*, 5(12), 9698-9725, 2012.

Yan, J., Cai, W. J. and Li, Y. Z., "Geometry parameters effect for air-cooled ejector cooling systems with R134a refrigerant", *Renewable Energy*, 46(155-163, 2012.

Yan, J., Lin, C., Cai, W., Chen, H. and Wang, H., "Experimental study on key geometric parameters of an R134A ejector cooling system", *International Journal of Refrigeration*, 67(102-108, 2016.

Yapici, R. and Ersoy, H. K., "Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model", *Energy Conversion and Management*, 46(18-19), 3117-3135, 2005.

Yapıcı, R., Ersoy, H. K., Aktoprakoğlu, A., Halkacı, H. S. and Yiğit, O., "Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio", *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1183-1189, 2008.

Yin, Y., Fan, M. Z., Jiao, K., Du, Q. and Qin, Y. Z., "Numerical investigation of an ejector for anode recirculation in proton exchange membrane fuel cell system", *Energy Conversion and Management*, 126(1106-1117, 2016.

Yokokawa, H., Tu, H., Iwanschitz, B. and Mai, A., "Fundamental mechanisms limiting solid oxide fuel cell durability", *Journal of Power Sources*, 182(2), 400-412, 2008.

Zhang, B., Song, X. T., Lv, J. S. and Zuo, J. X., "Study on the key ejector structures of the waste heat-driven ejector air conditioning system with R236fa as working fluid", *Energy and Buildings*, 49(209-215, 2012.

Zhang, K., Shen, S. and Yang, Y., "Numerical investigation on performance of the adjustable ejector", *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 5(2), 51-56, 2010.

Zhang, K., Zhu, X., Ren, X., Qiu, Q. and Shen, S., "Numerical investigation on the effect of nozzle position for design of high performance ejector", *Applied Thermal Engineering*, 126(594-601, 2017.

Zhang, Z. and Hu, C., "System design and control strategy of the vehicles using hydrogen energy", *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(24), 12973-12979, 2014.

Zhu, Y., Cai, W., Li, Y. and Wen, C., "Anode gas recirculation behavior of a fuel ejector in hybrid solid oxide fuel cell systems: Performance evaluation in three operational modes", *Journal of Power Sources*, 185(2), 1122-1130, 2008a.

Zhu, Y., Cai, W., Wen, C. and Li, Y., "Fuel ejector design and simulation model for anodic recirculation SOFC system", *Journal of Power Sources*, 173(1), 437-449, 2007.

Zhu, Y. H., Cai, W., Wen, C. Y. and Li, Y. Z., "Simplified ejector model for control and optimization", *Energy Conversion and Management*, 49(6), 1424-1432, 2008b.

Zhu, Y. H., Cai, W. J., Wen, C. Y. and Li, Y. Z., "Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors", *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6), 898-905, 2009.

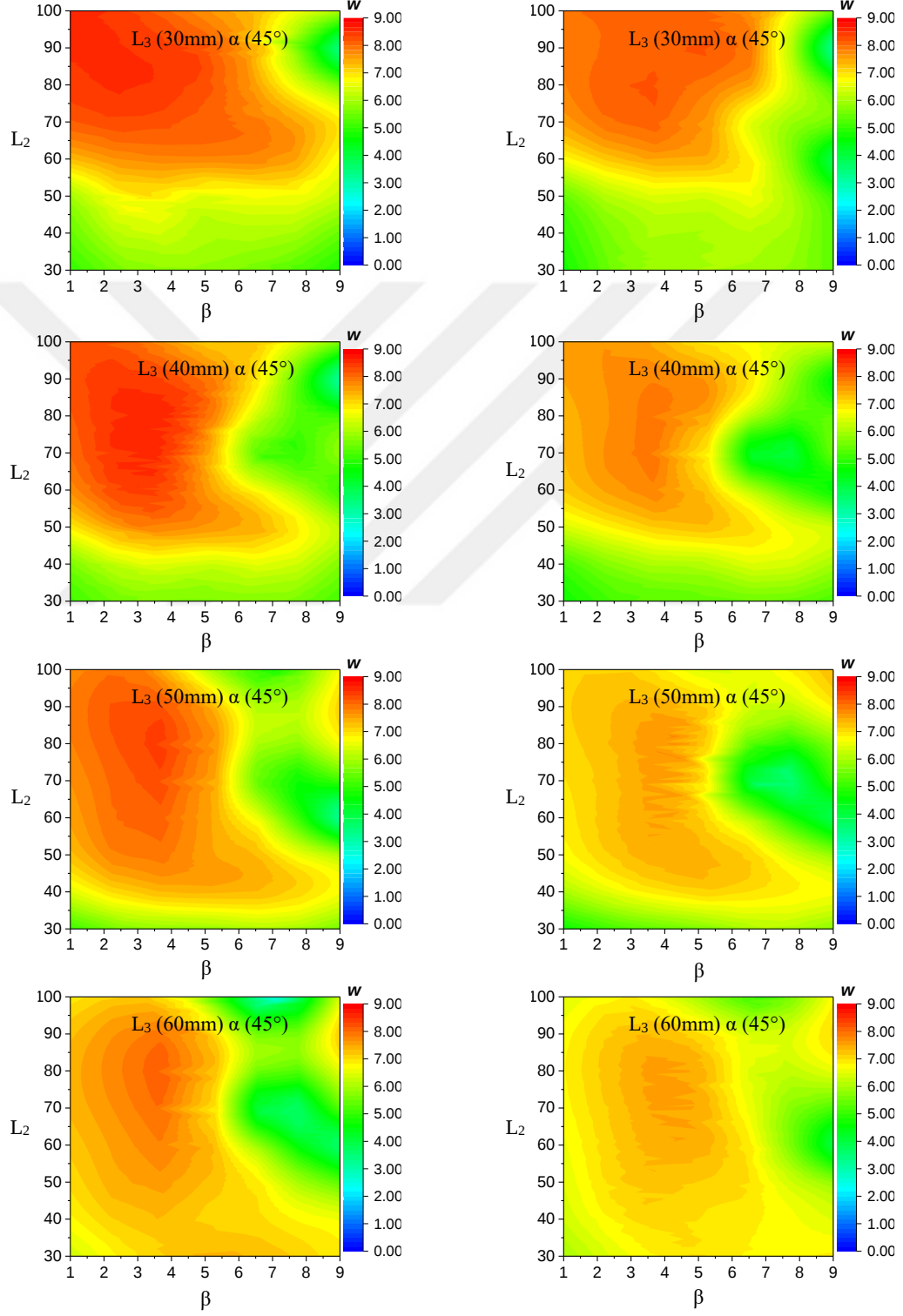
Zhu, Y. H. and Jiang, P. X., "Geometry Optimization Study of Ejector in Anode Recirculation Solid Oxygen Fuel Cell System", ***2011 6th Ieee Conference on Industrial Electronics and Applications (Icica)***, 51-55, 2011.

Zhu, Y. H., Li, Y. Z. and Cai, W. J., "Control oriented modeling of ejector in anode gas recirculation solid oxygen fuel cell systems", ***Energy Conversion and Management***, 52(4), 1881-1889, 2011.

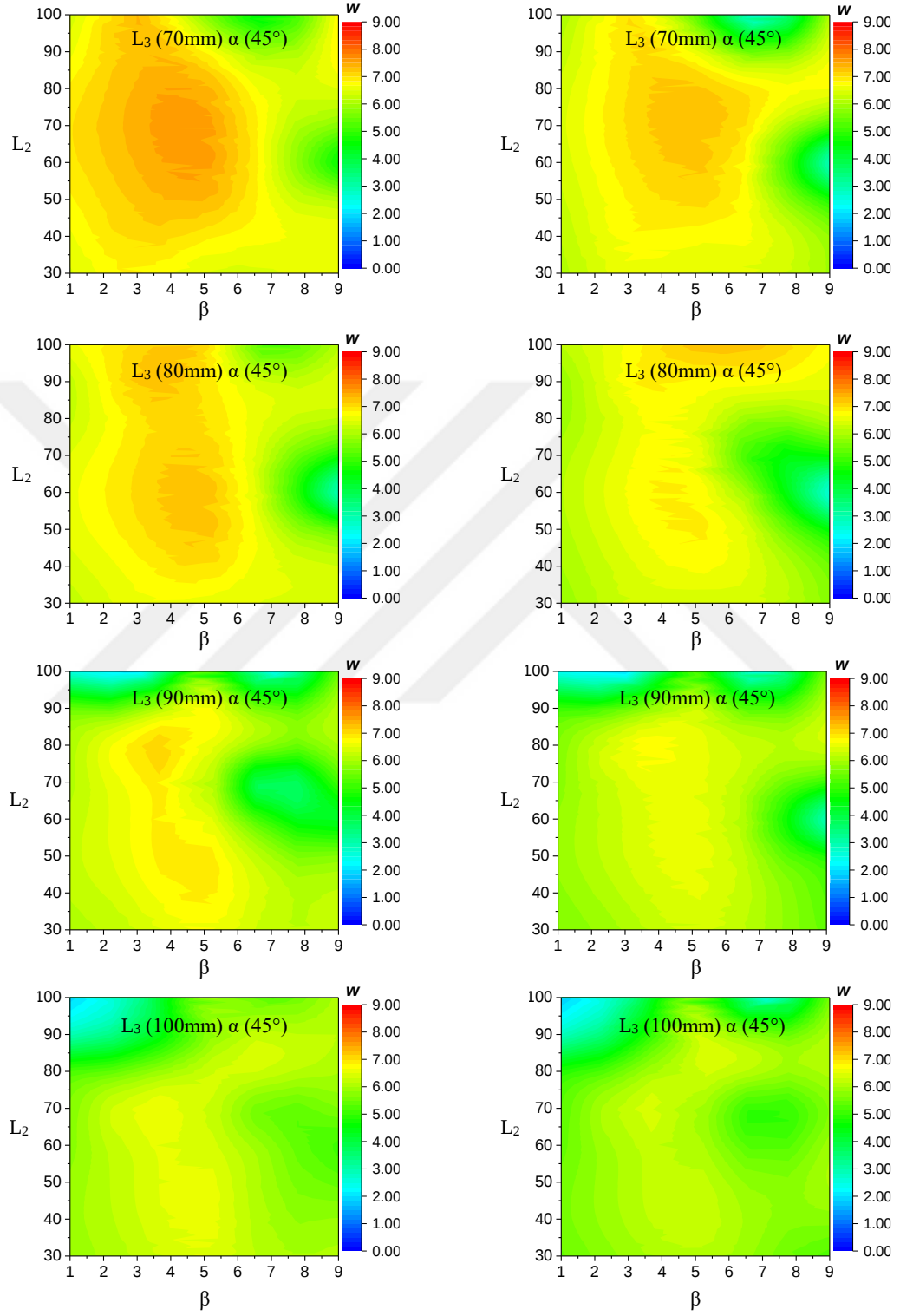


EKLER

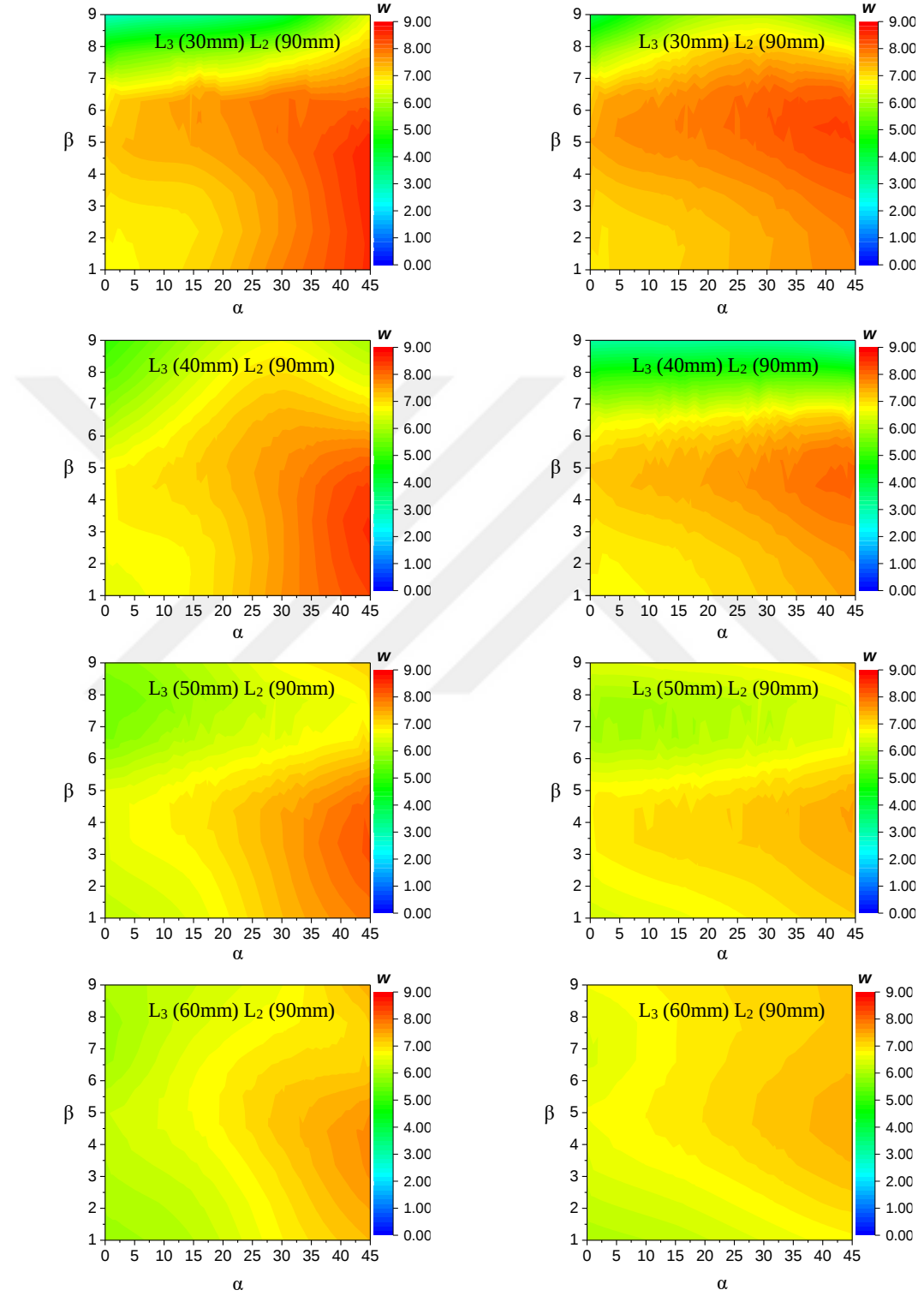
Ek-A L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



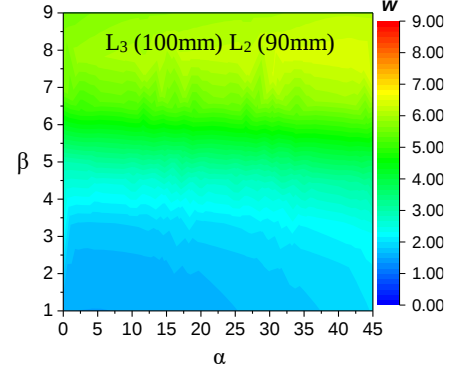
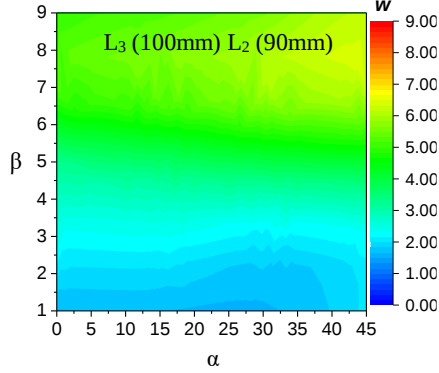
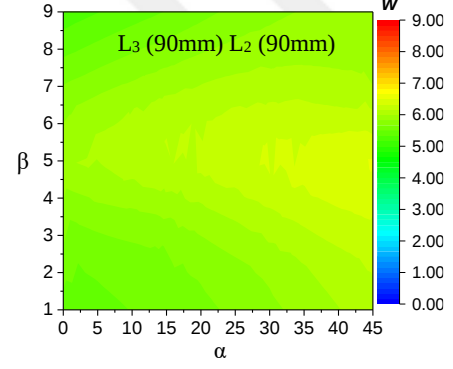
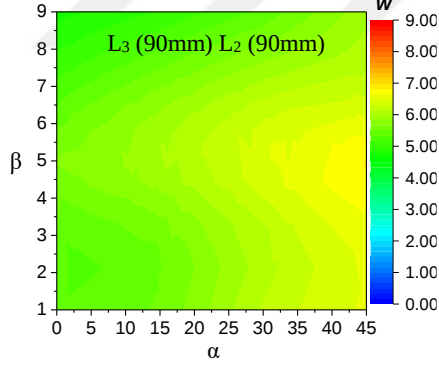
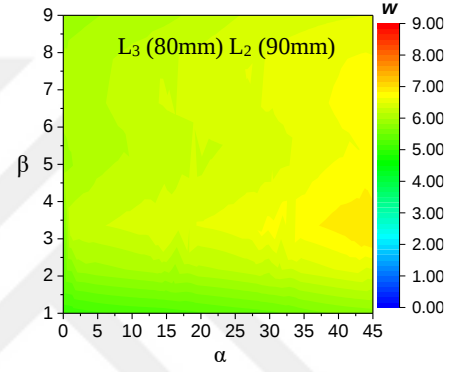
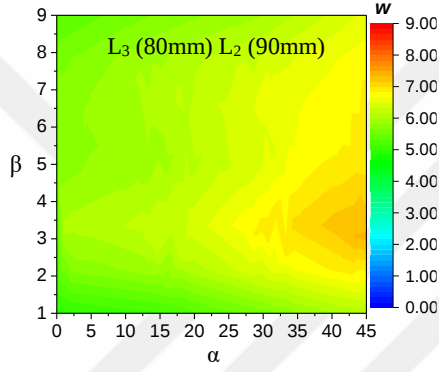
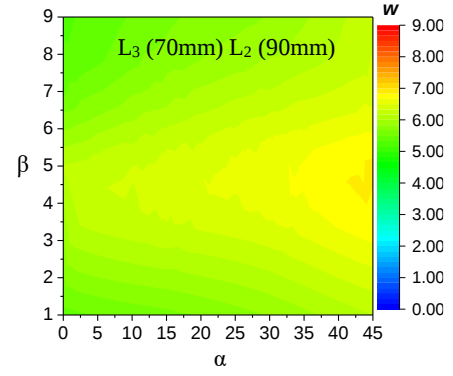
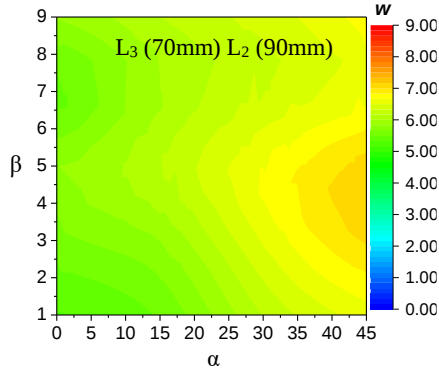
Ek-A (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



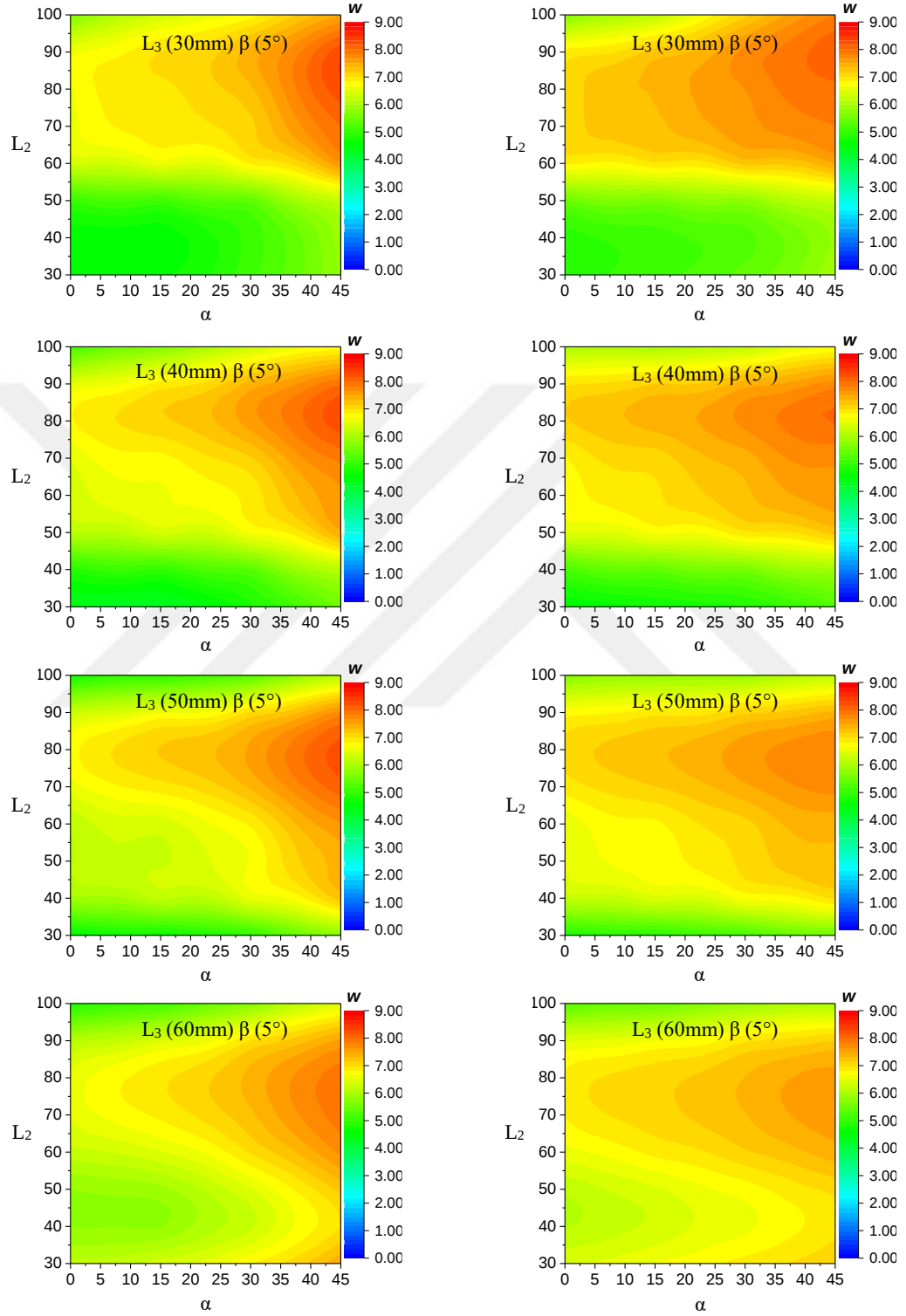
Ek-A (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



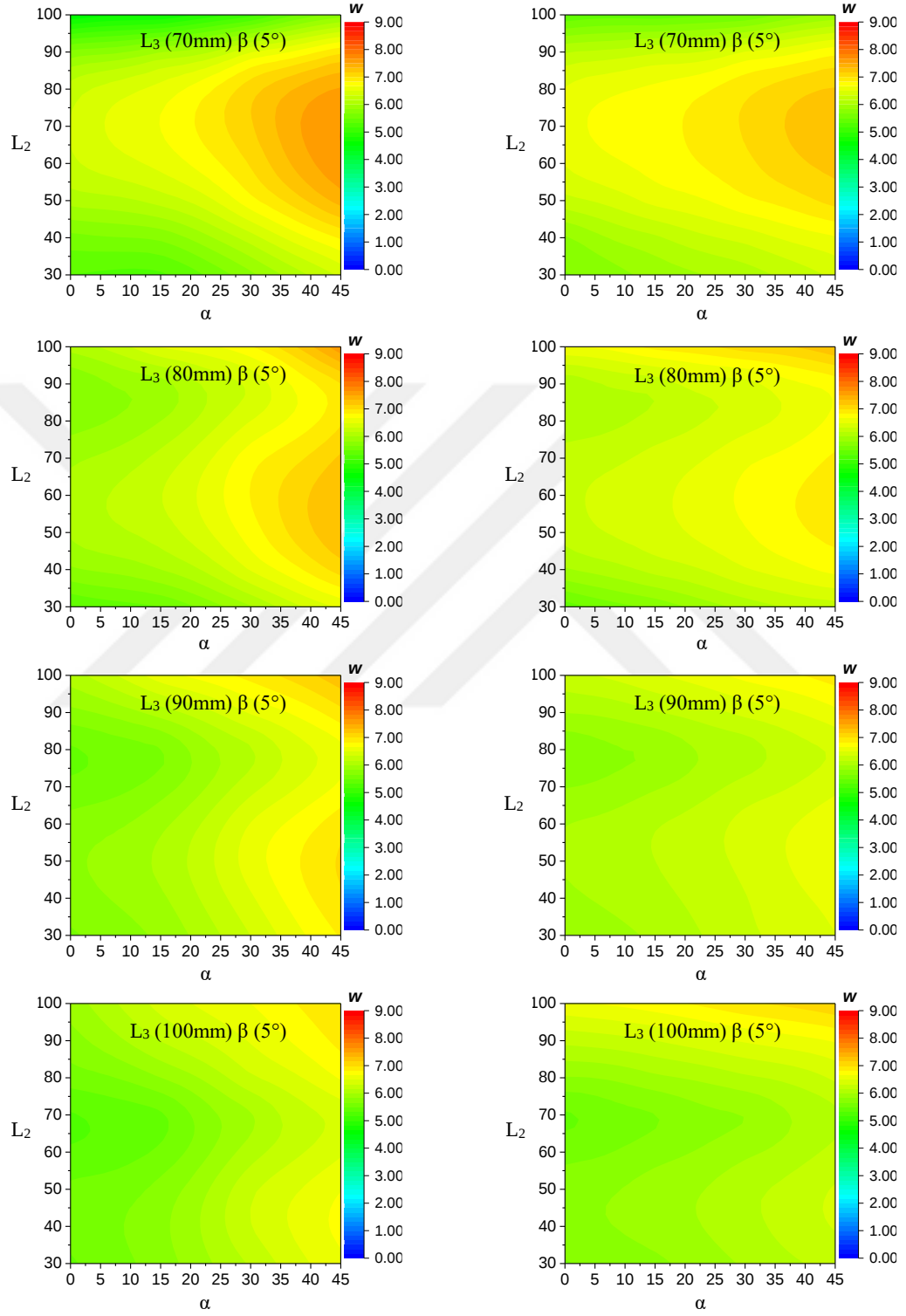
Ek-A (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



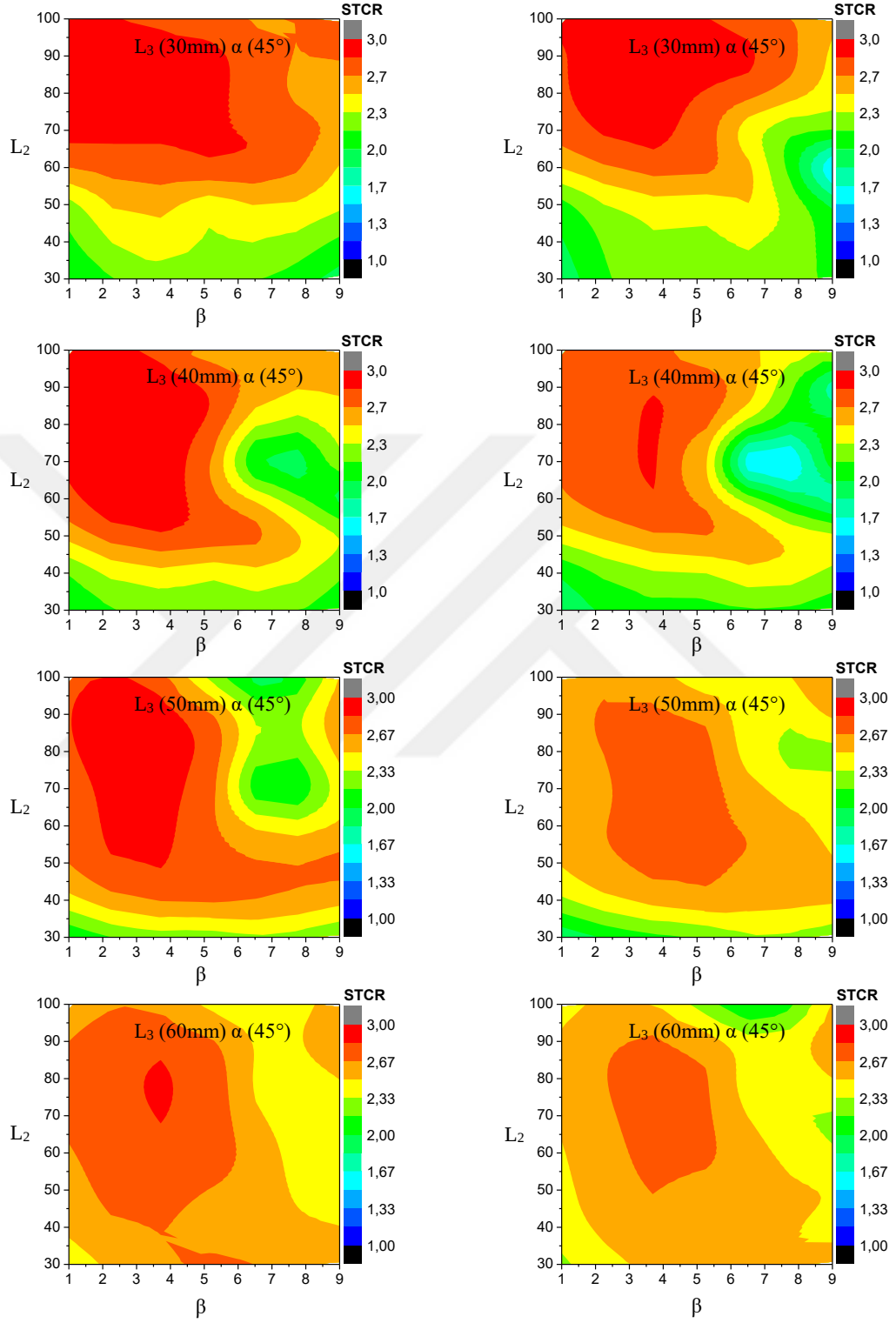
Ek-A (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



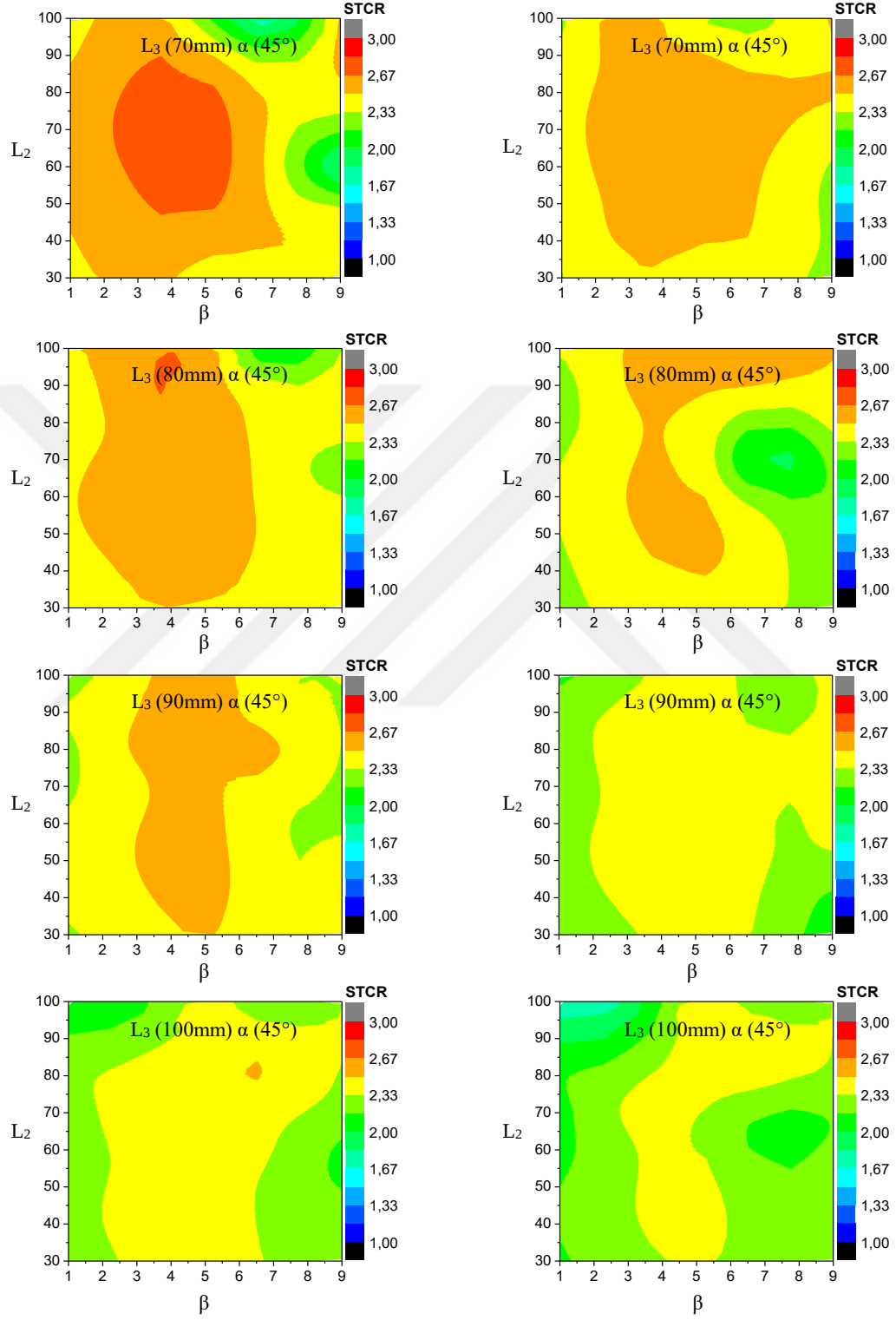
Ek-A (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



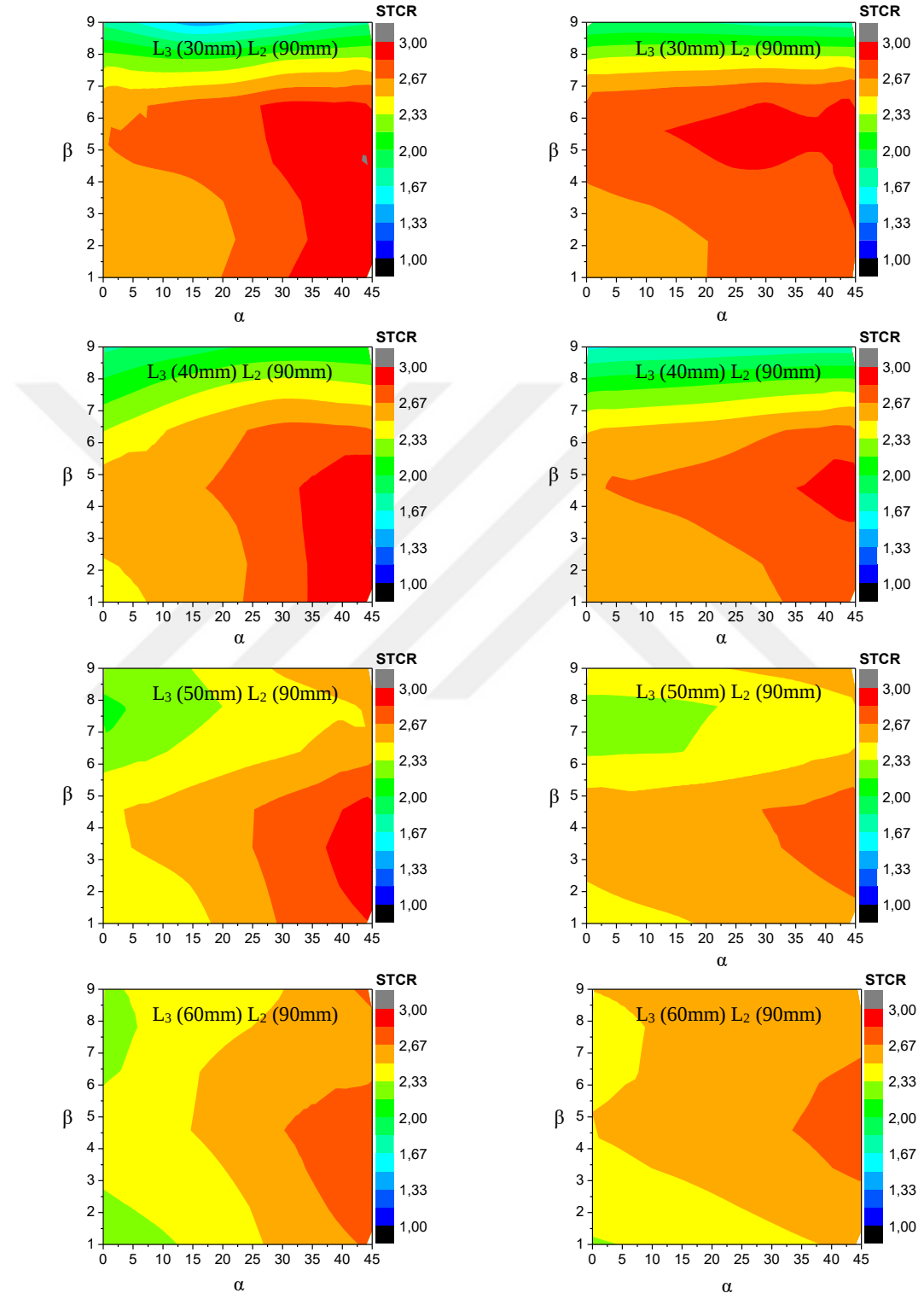
Ek-B L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



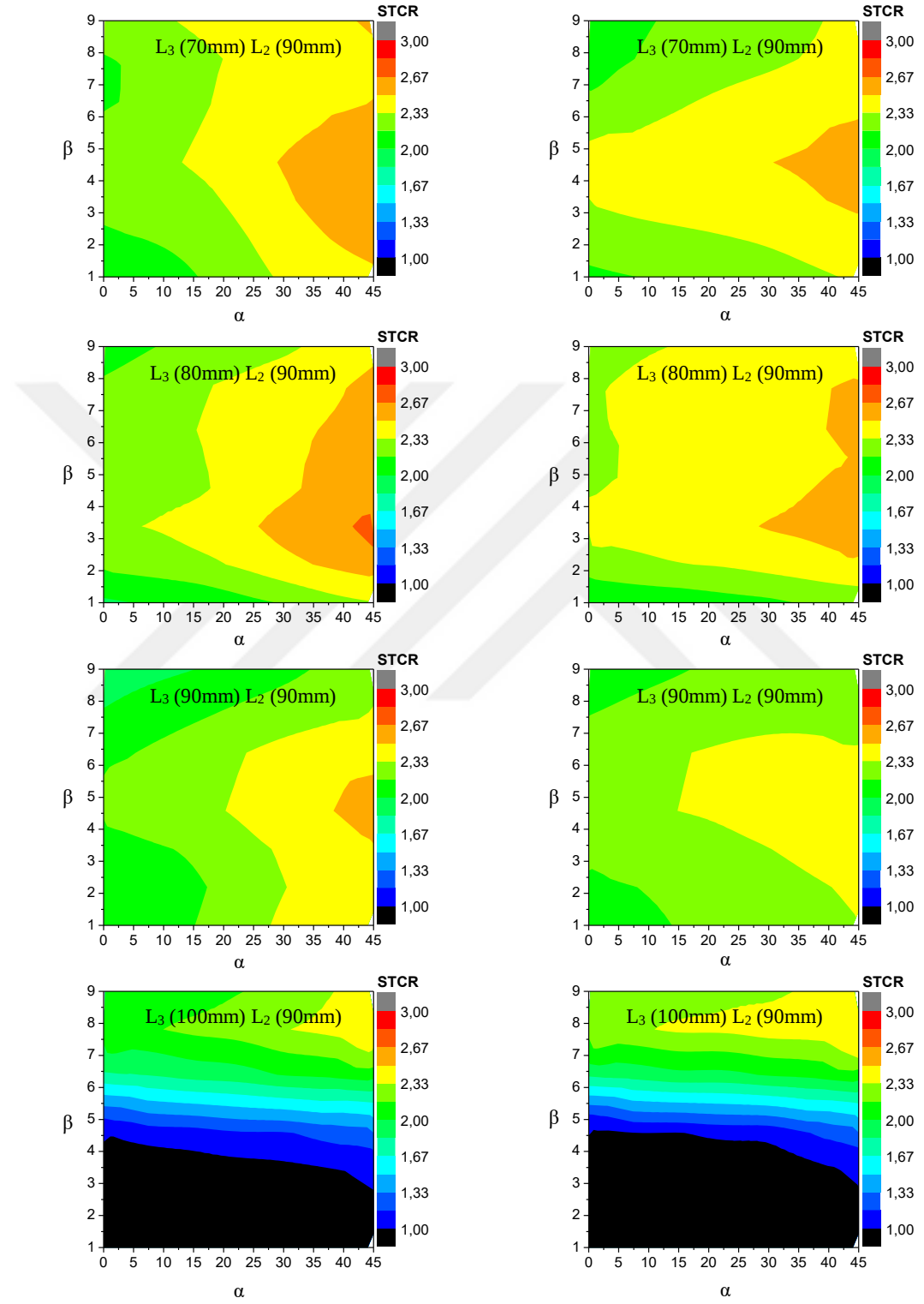
Ek-B (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



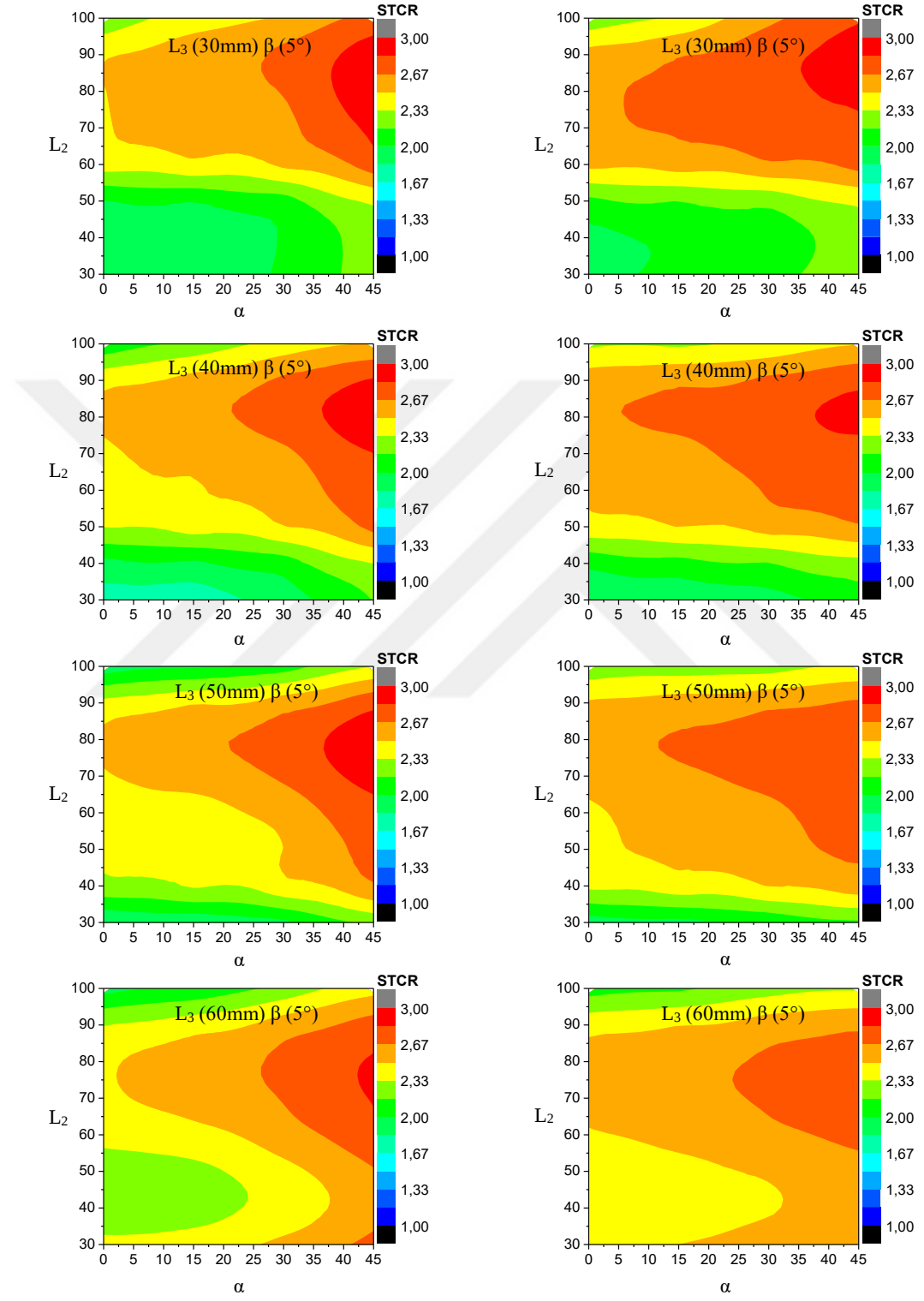
Ek-B (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



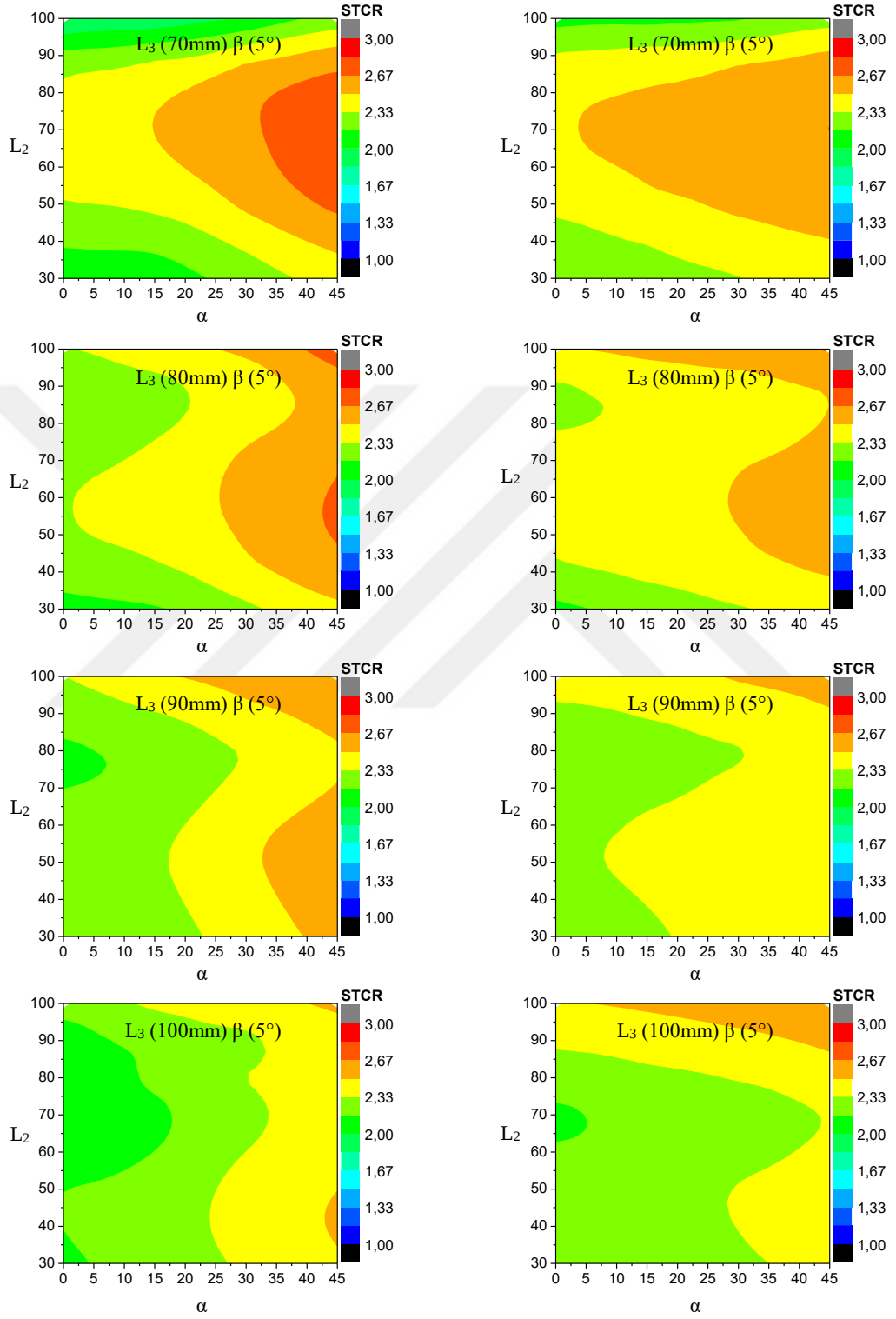
Ek-B (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



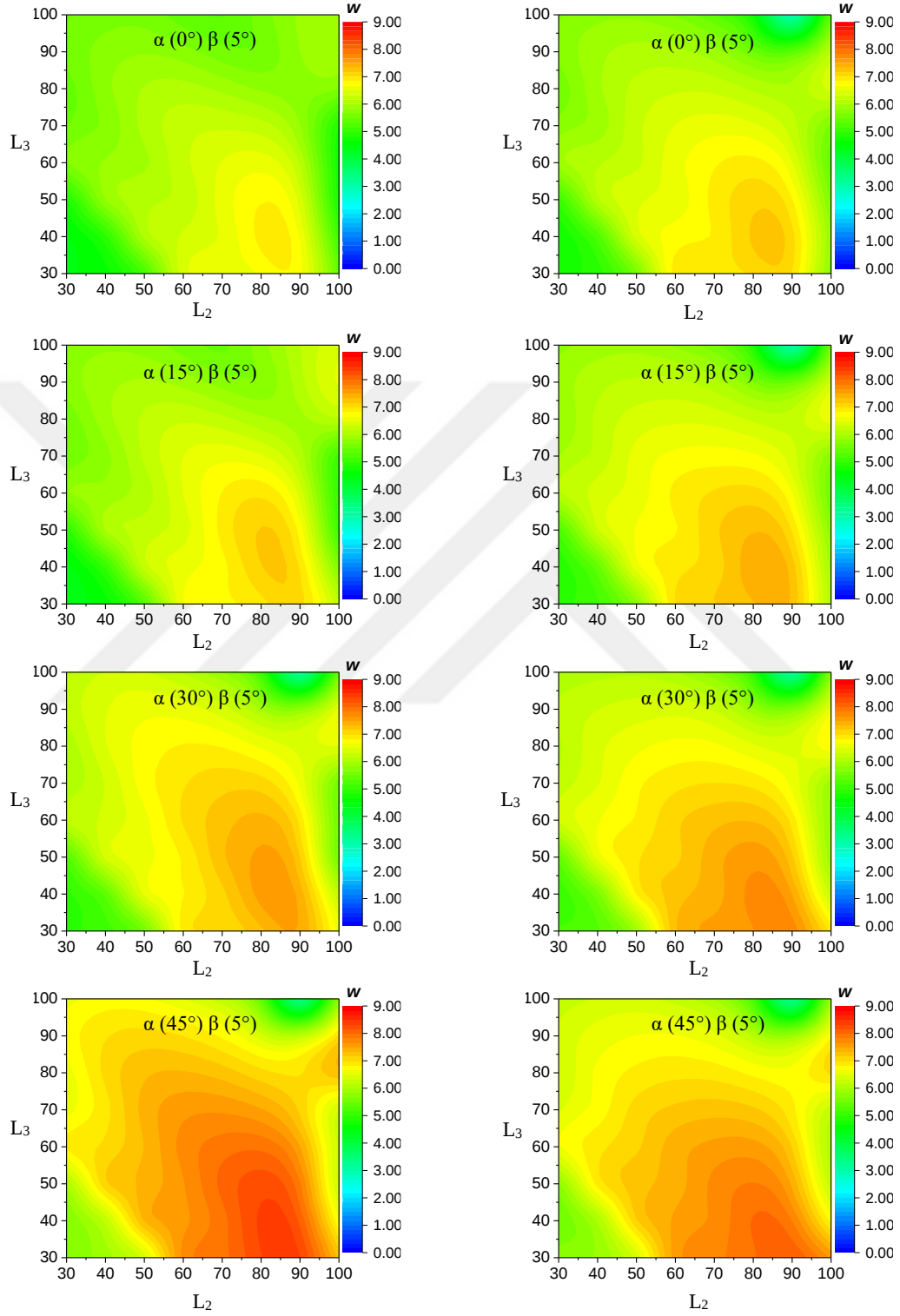
Ek-B (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



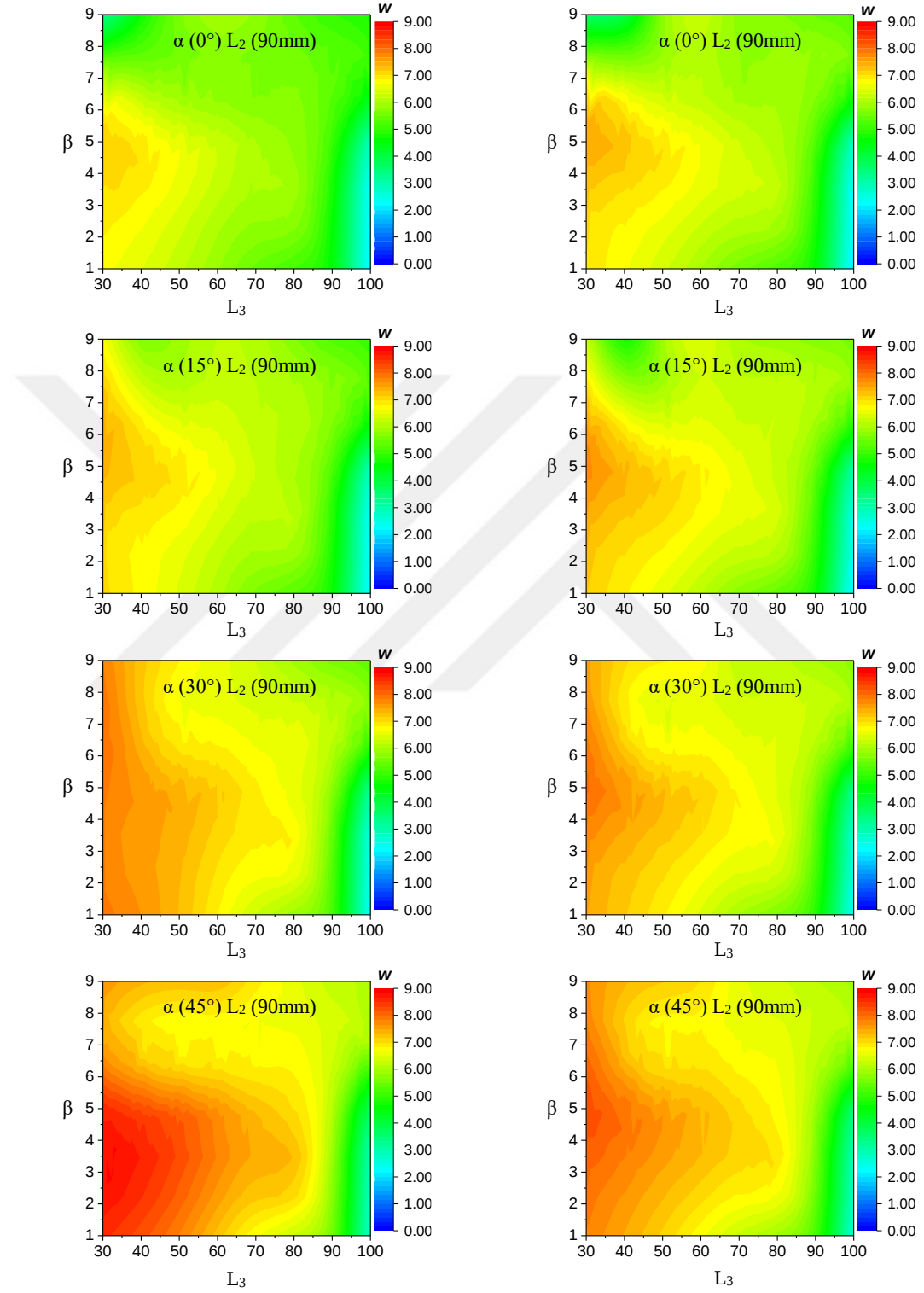
Ek-B (Devam) L_3 'ün paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



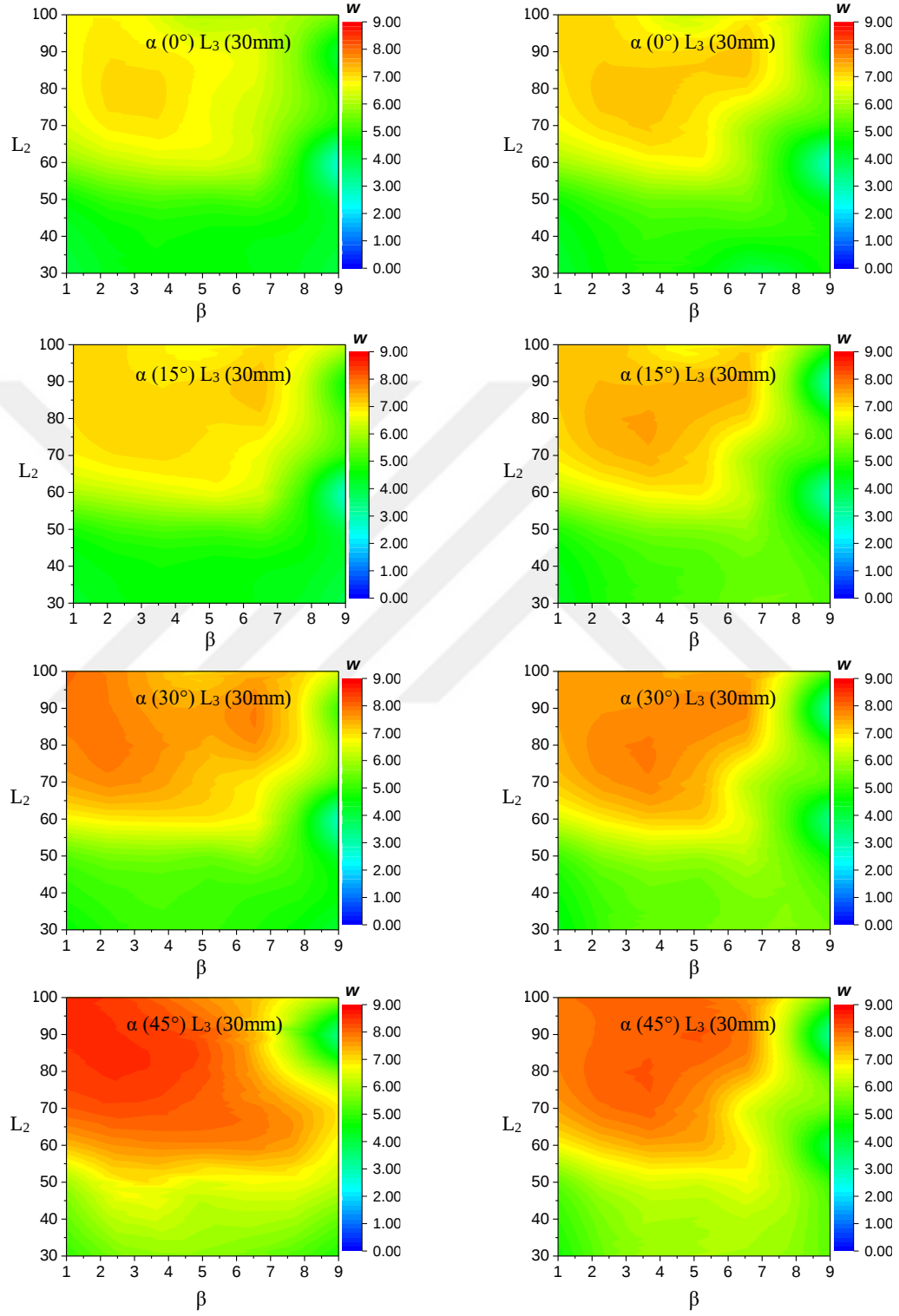
Ek-C α 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



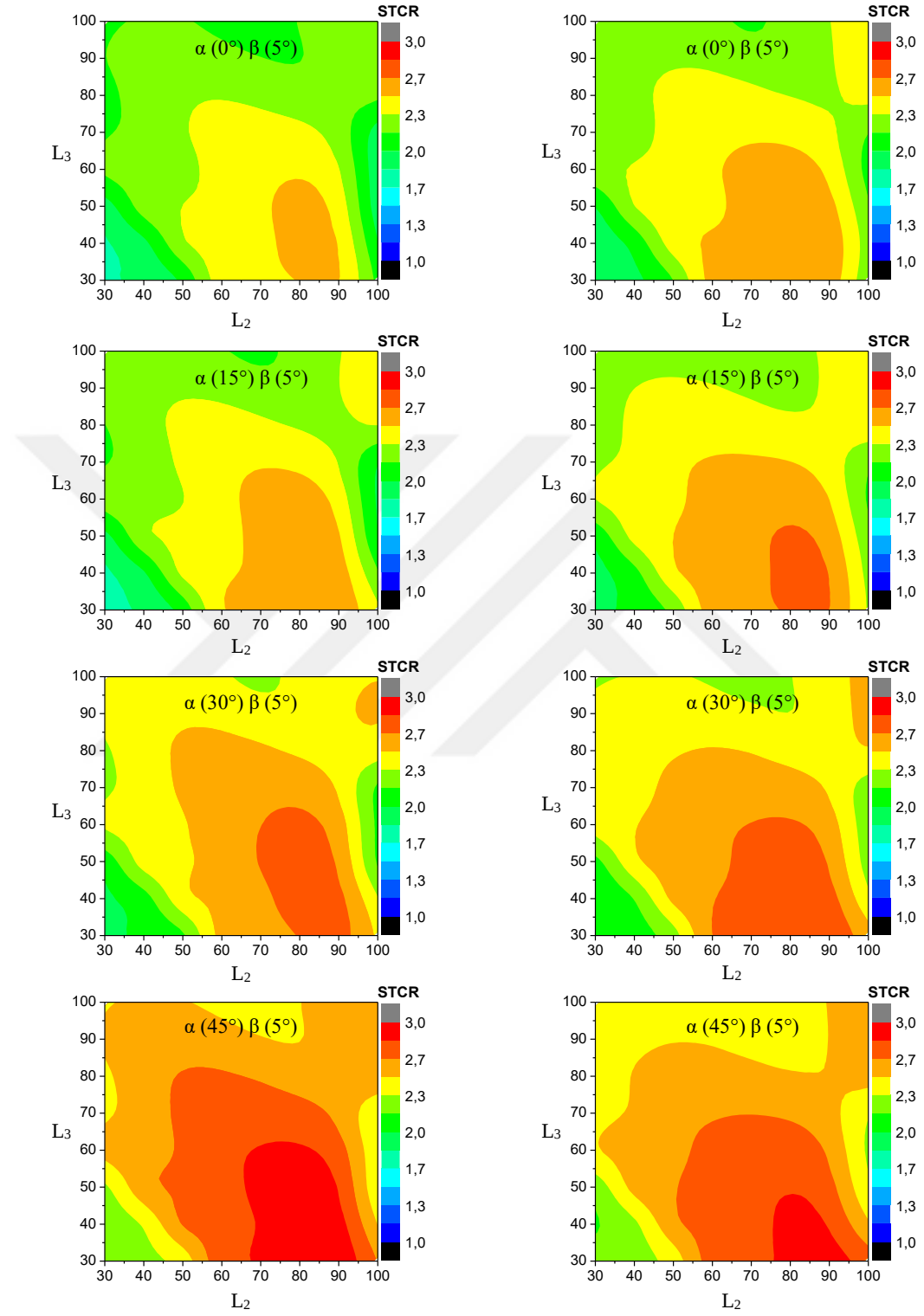
Ek-C (Devam) α 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



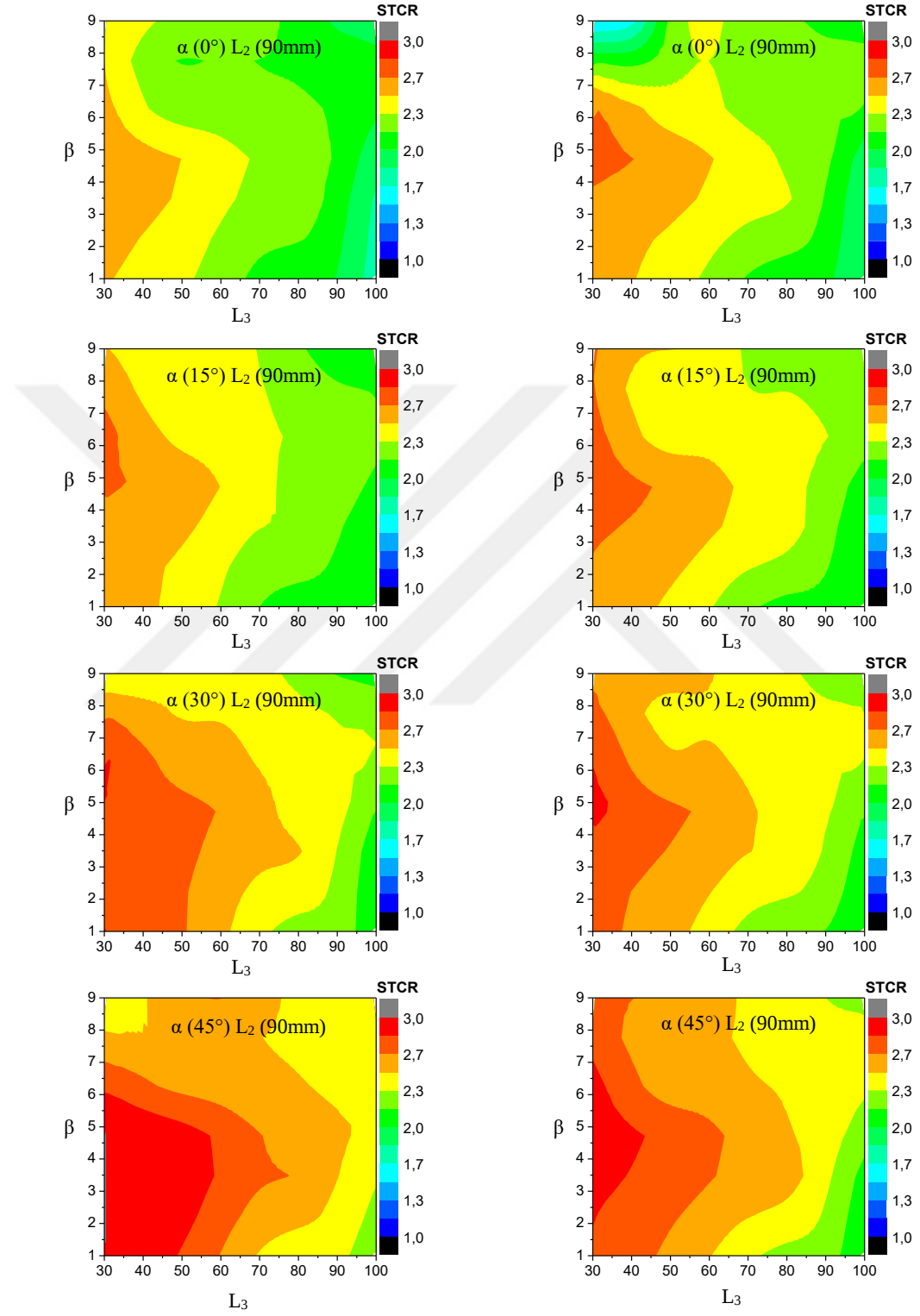
Ek-C (Devam) α 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



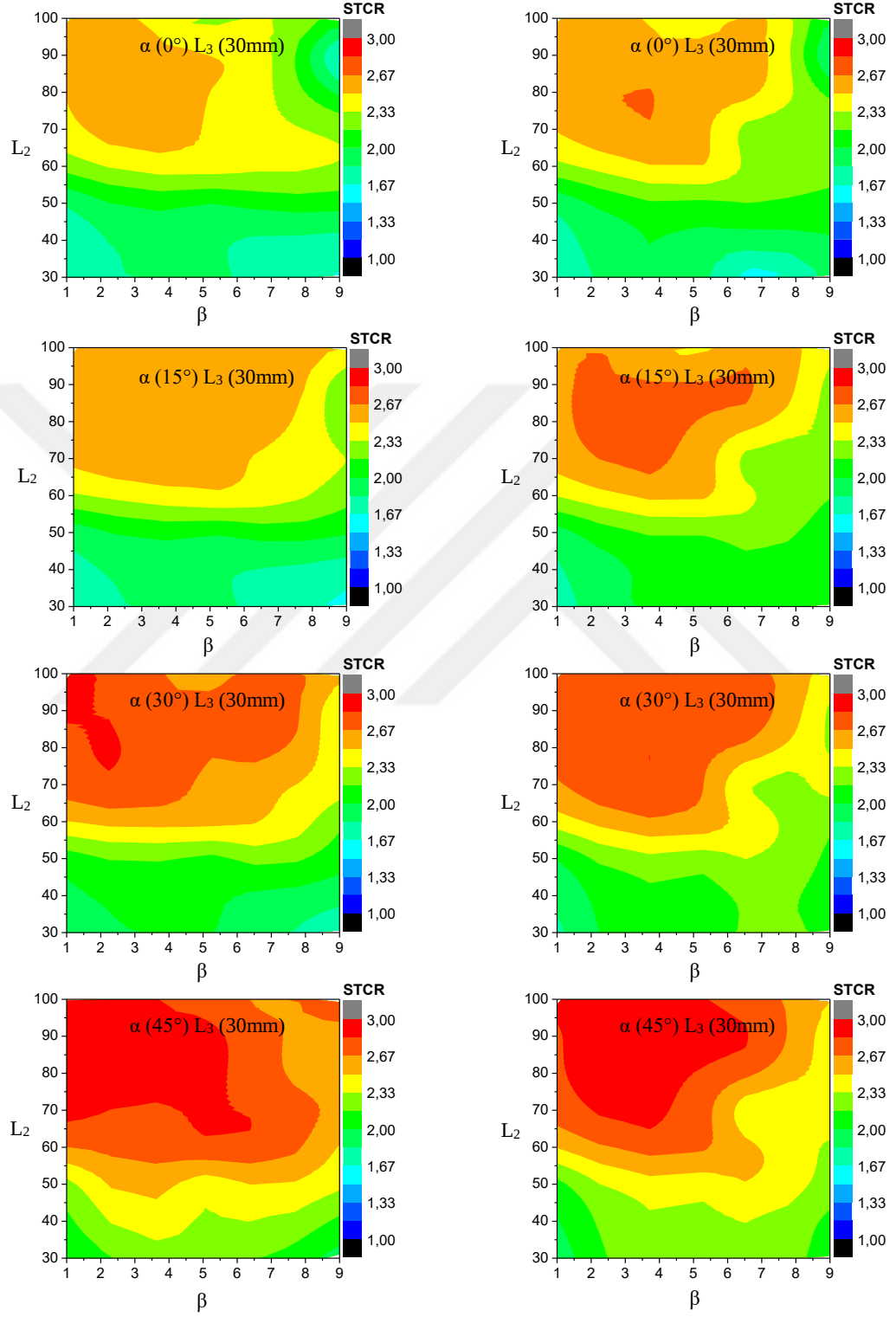
Ek-D α 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



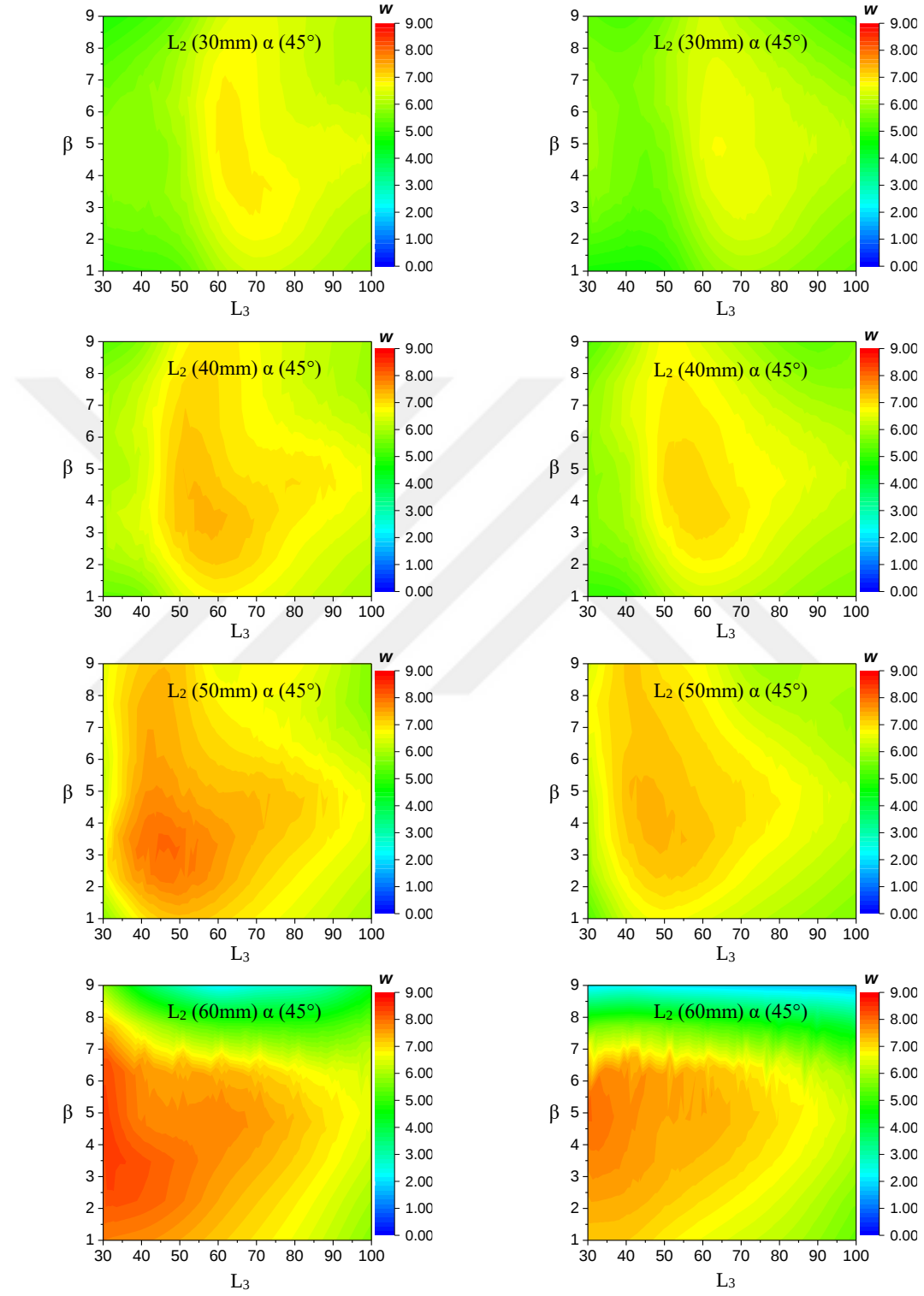
Ek-D (Devam) α 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



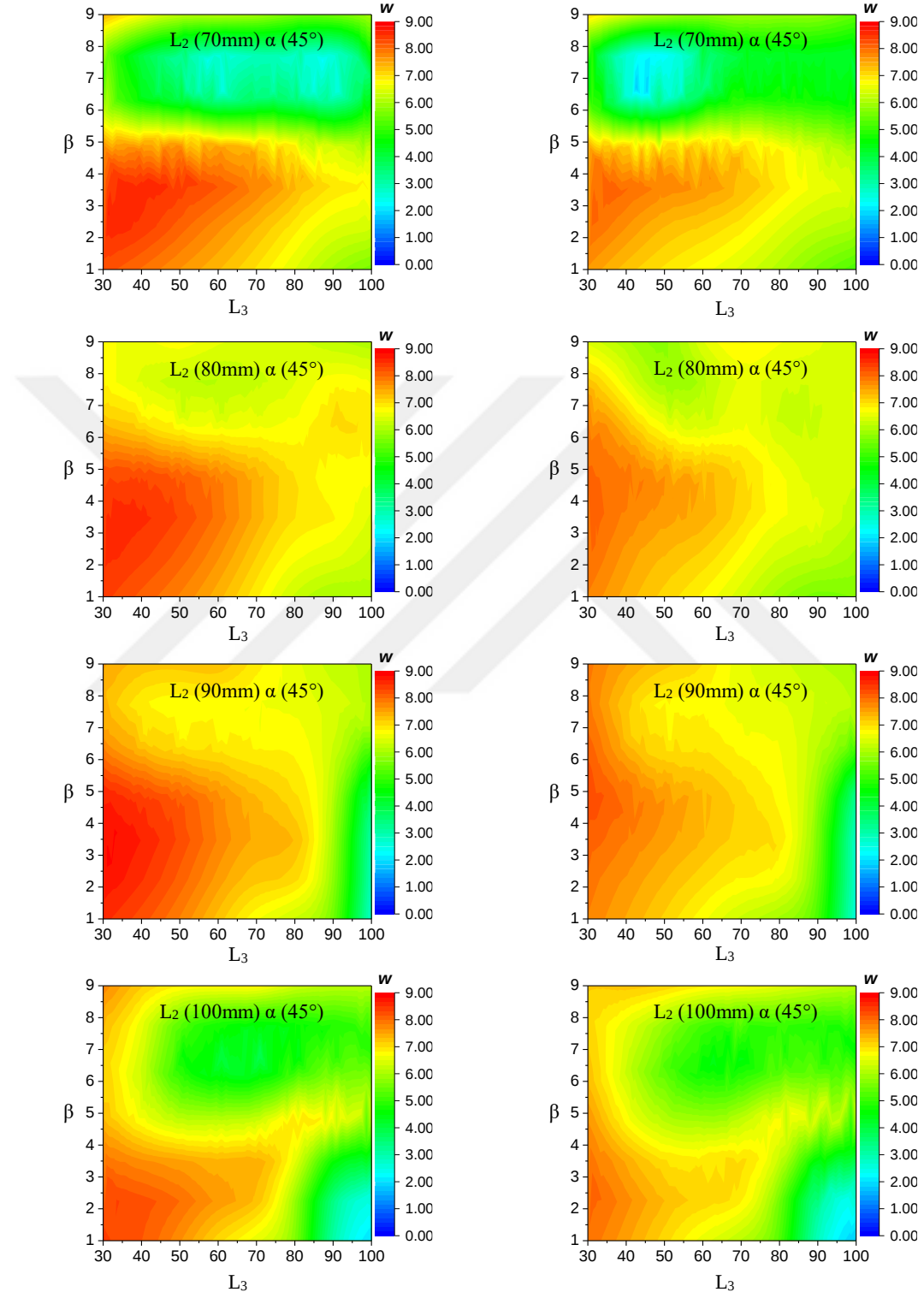
Ek-D (Devam) α 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



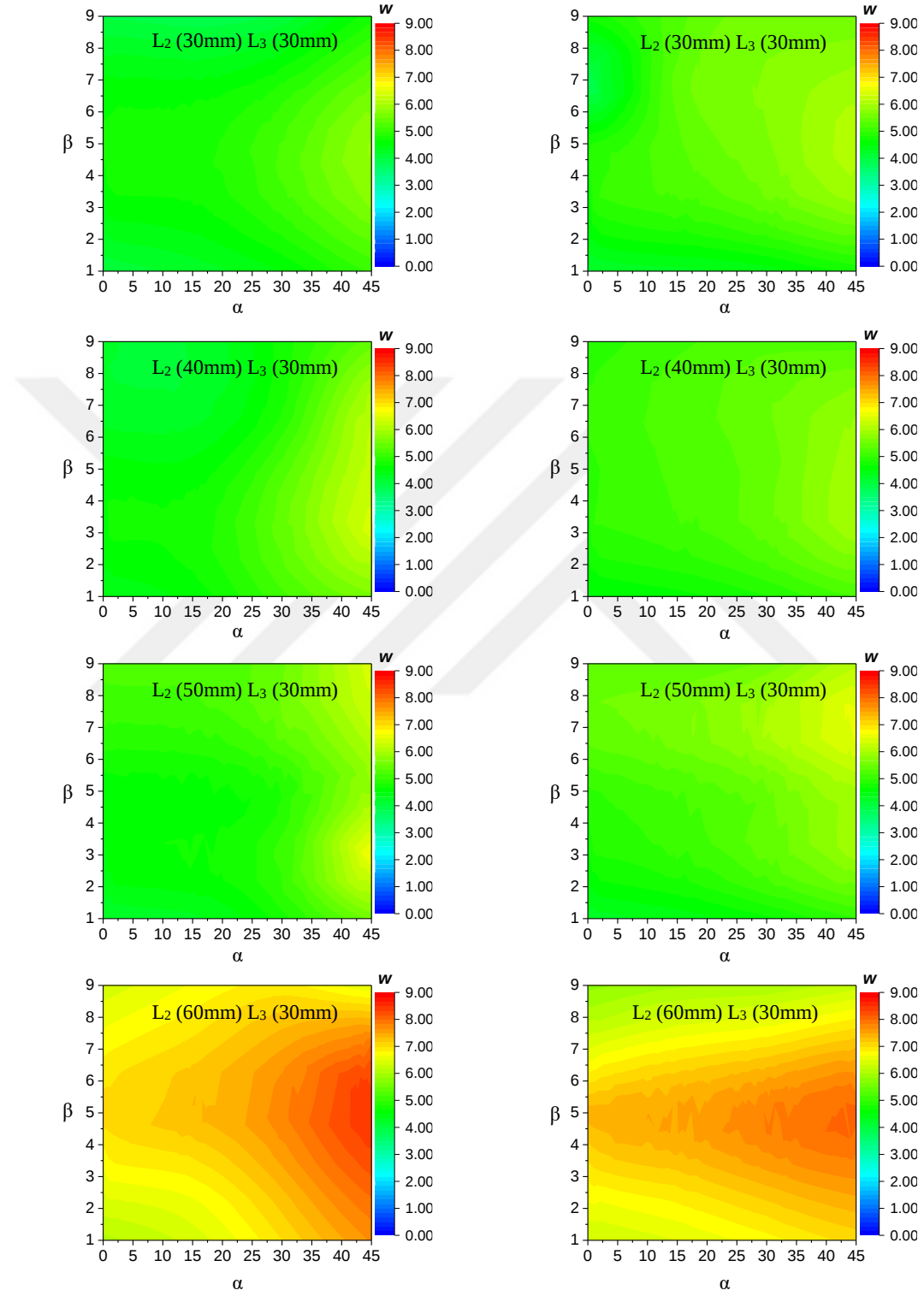
Ek-E L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



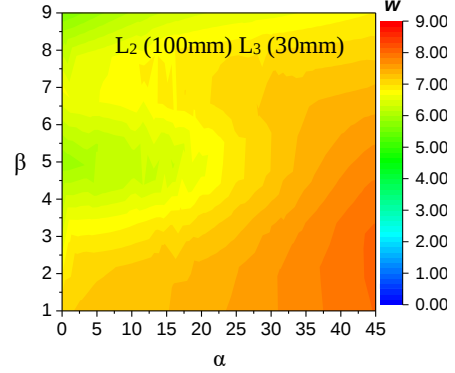
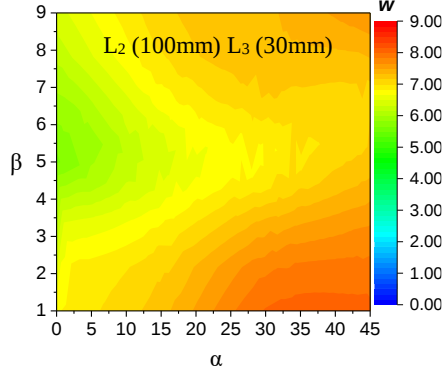
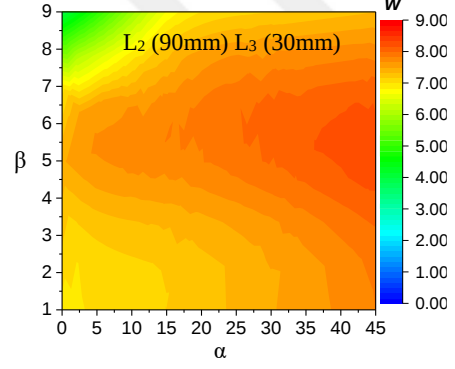
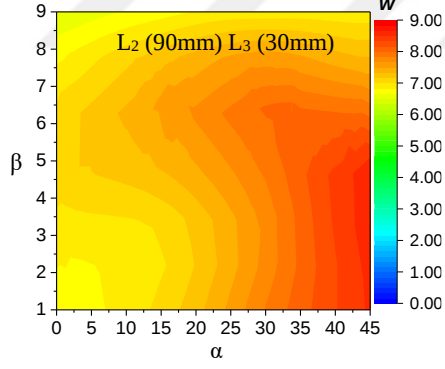
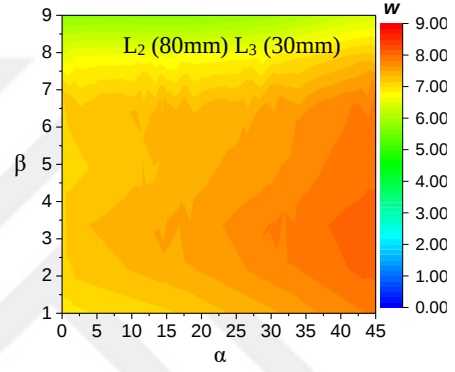
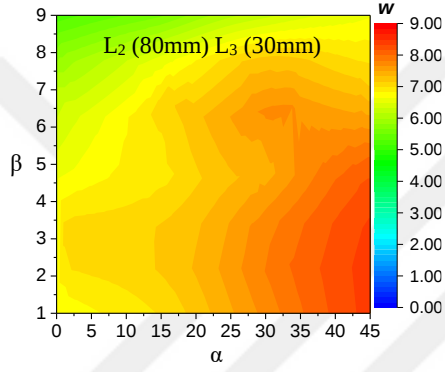
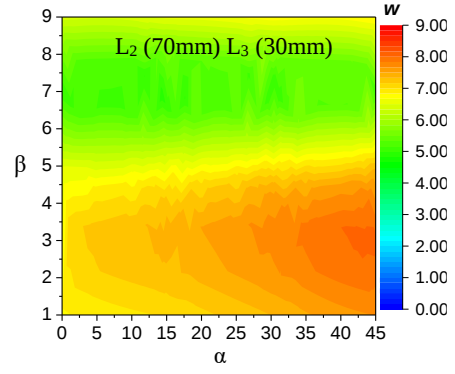
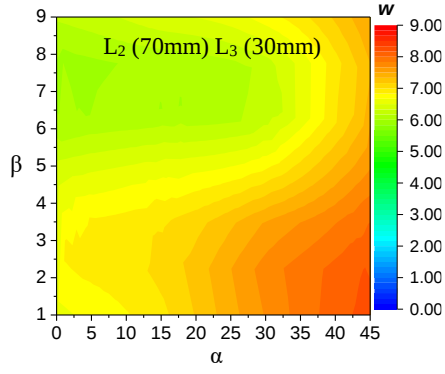
Ek-E (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



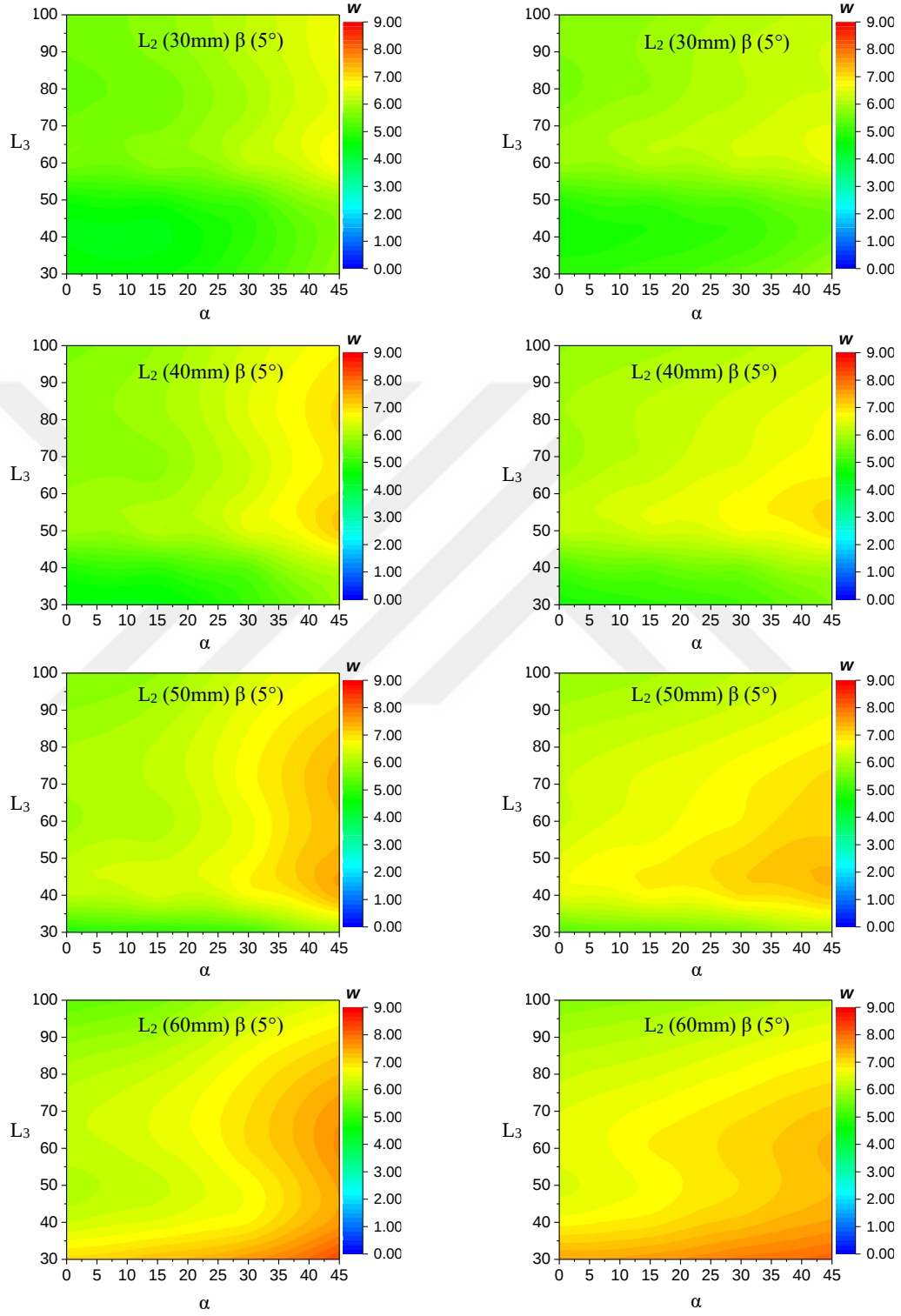
Ek-E (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



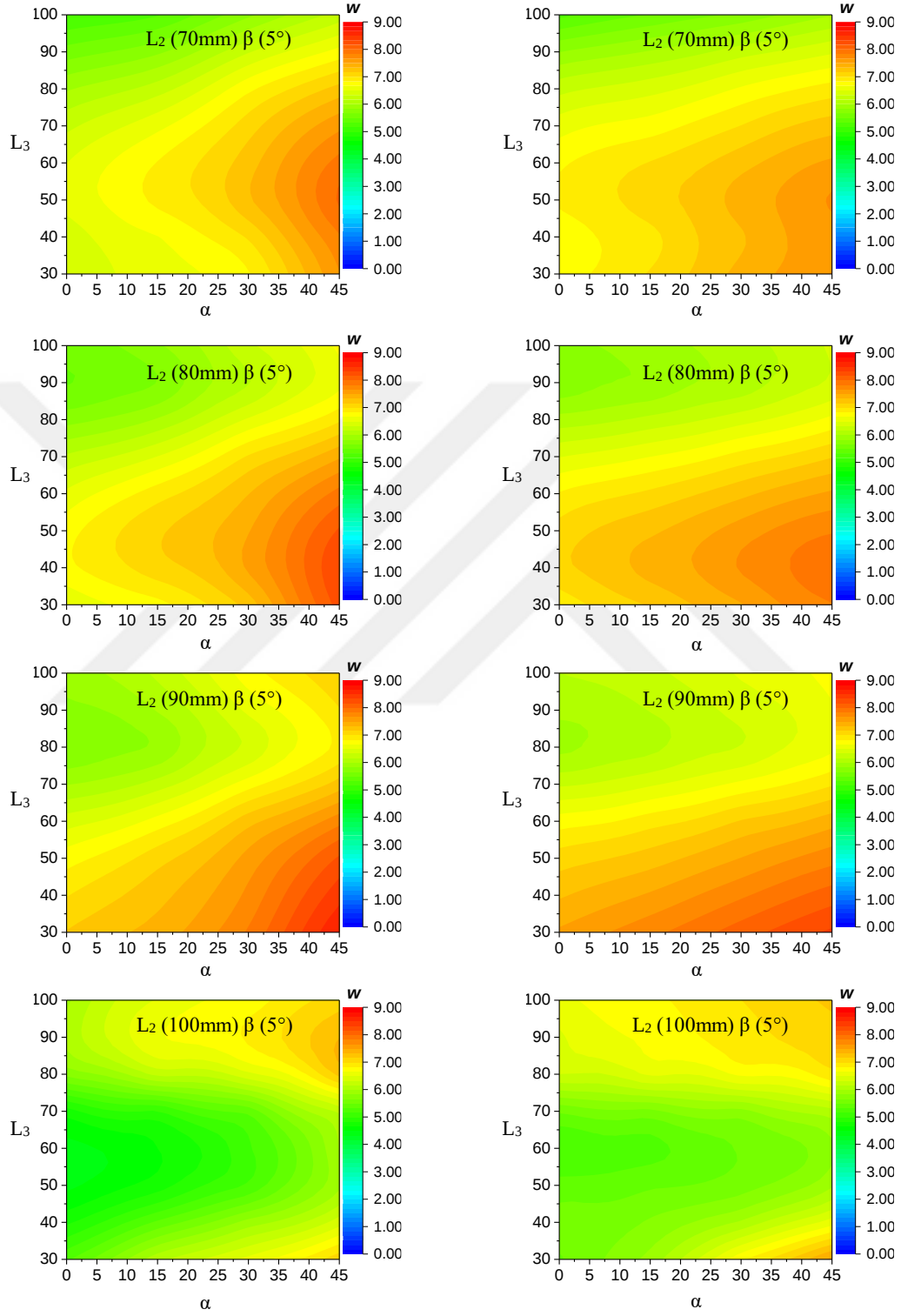
Ek-E (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



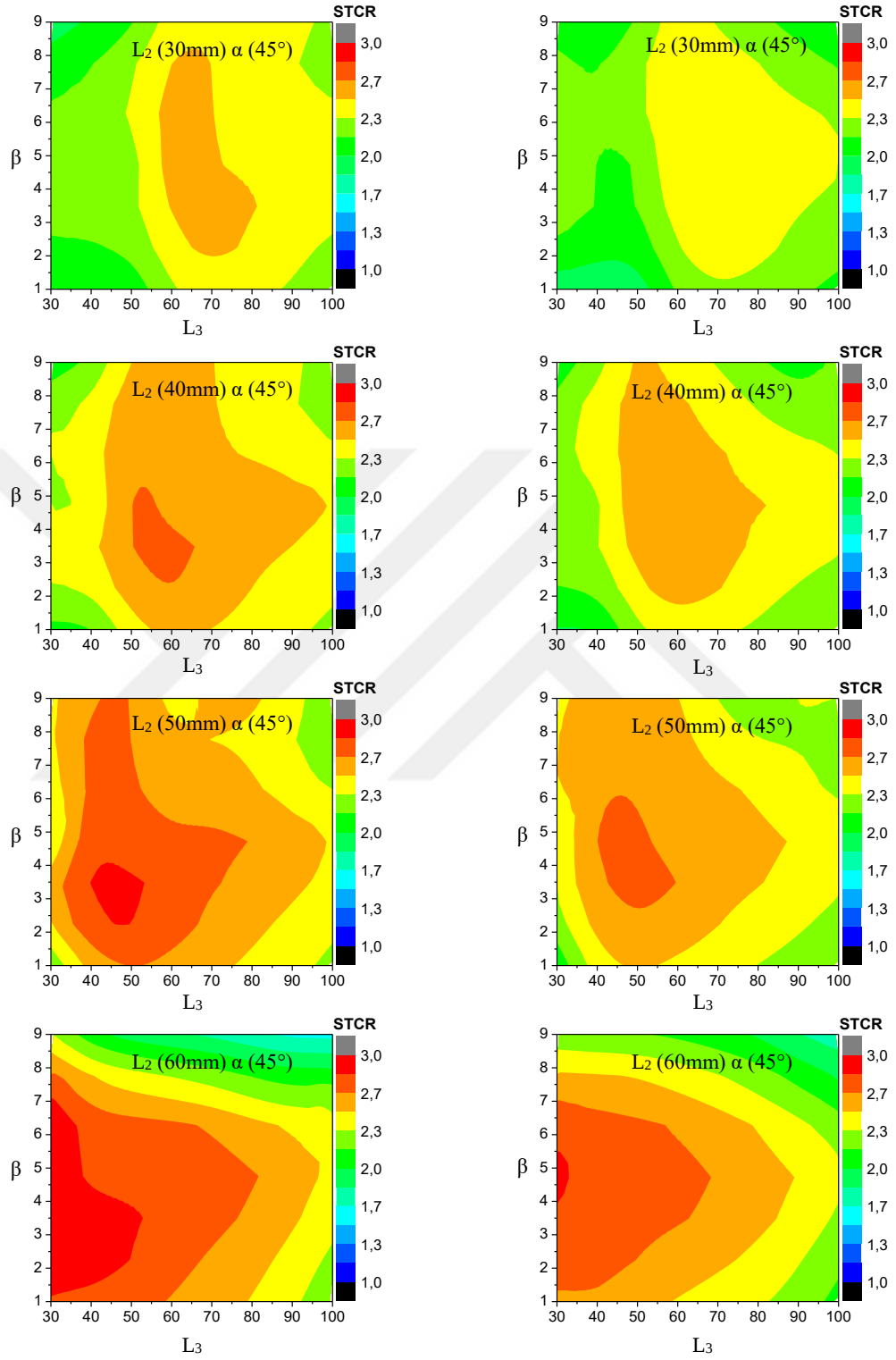
Ek-E (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



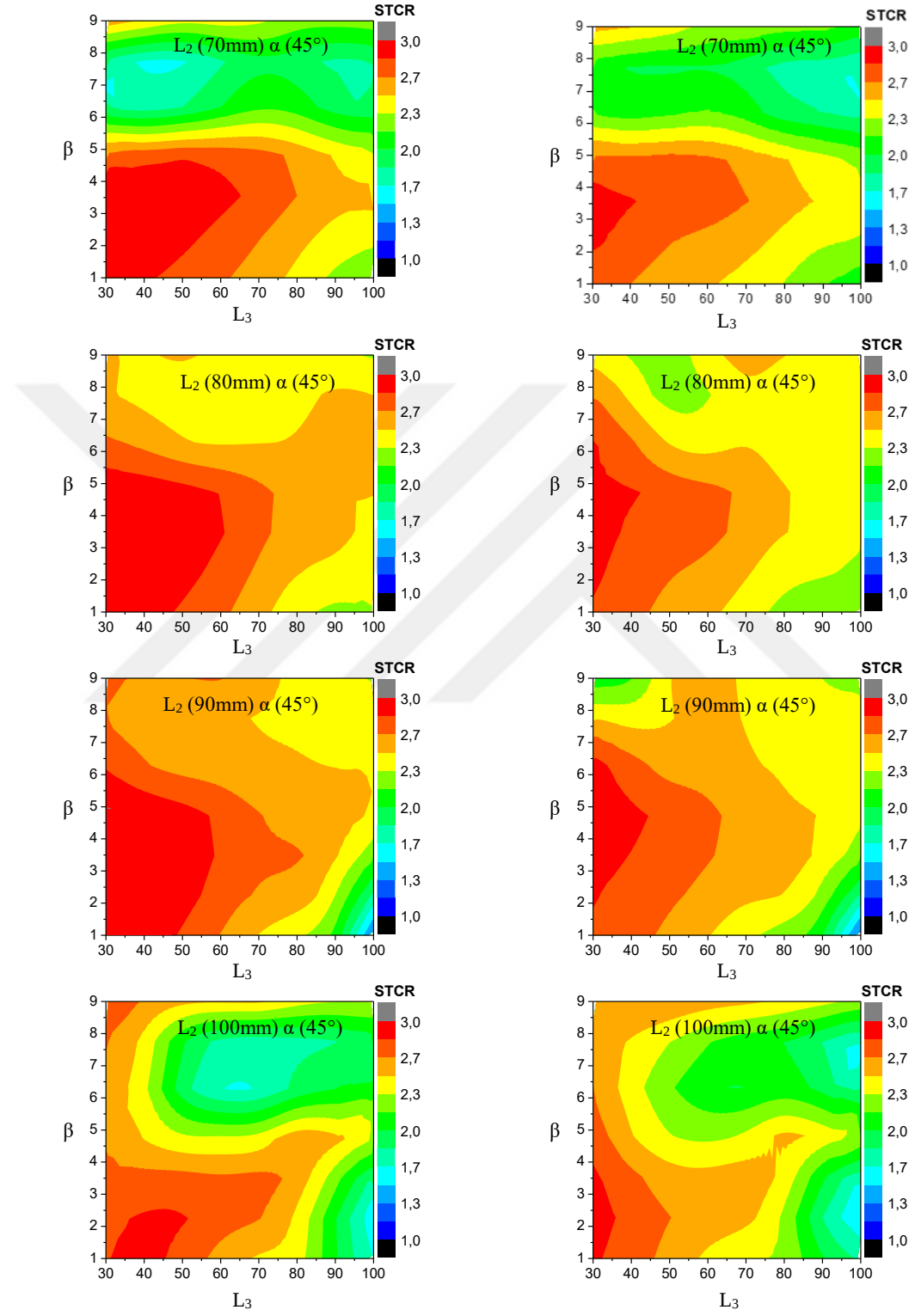
Ek-E (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



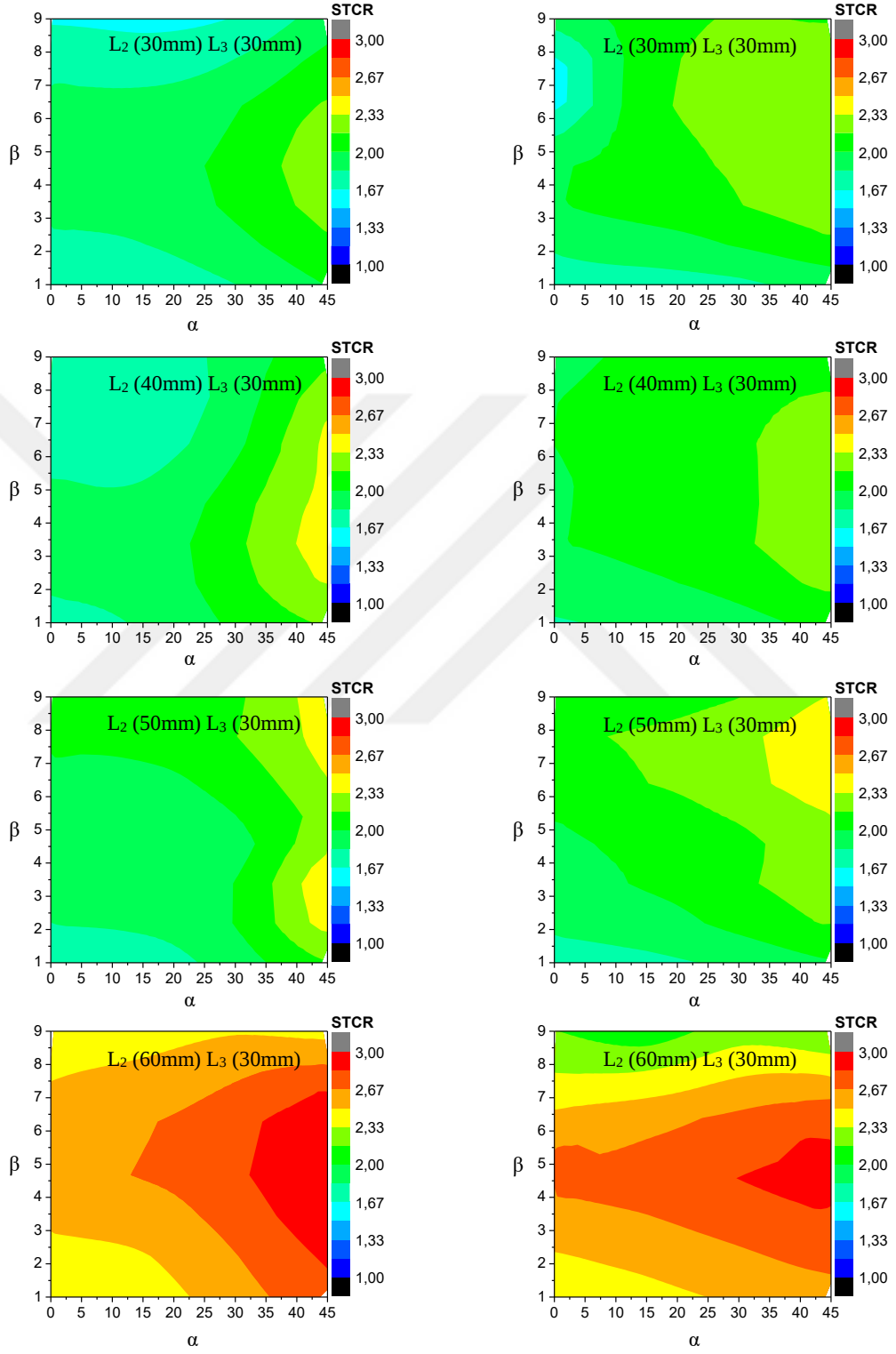
Ek-F L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



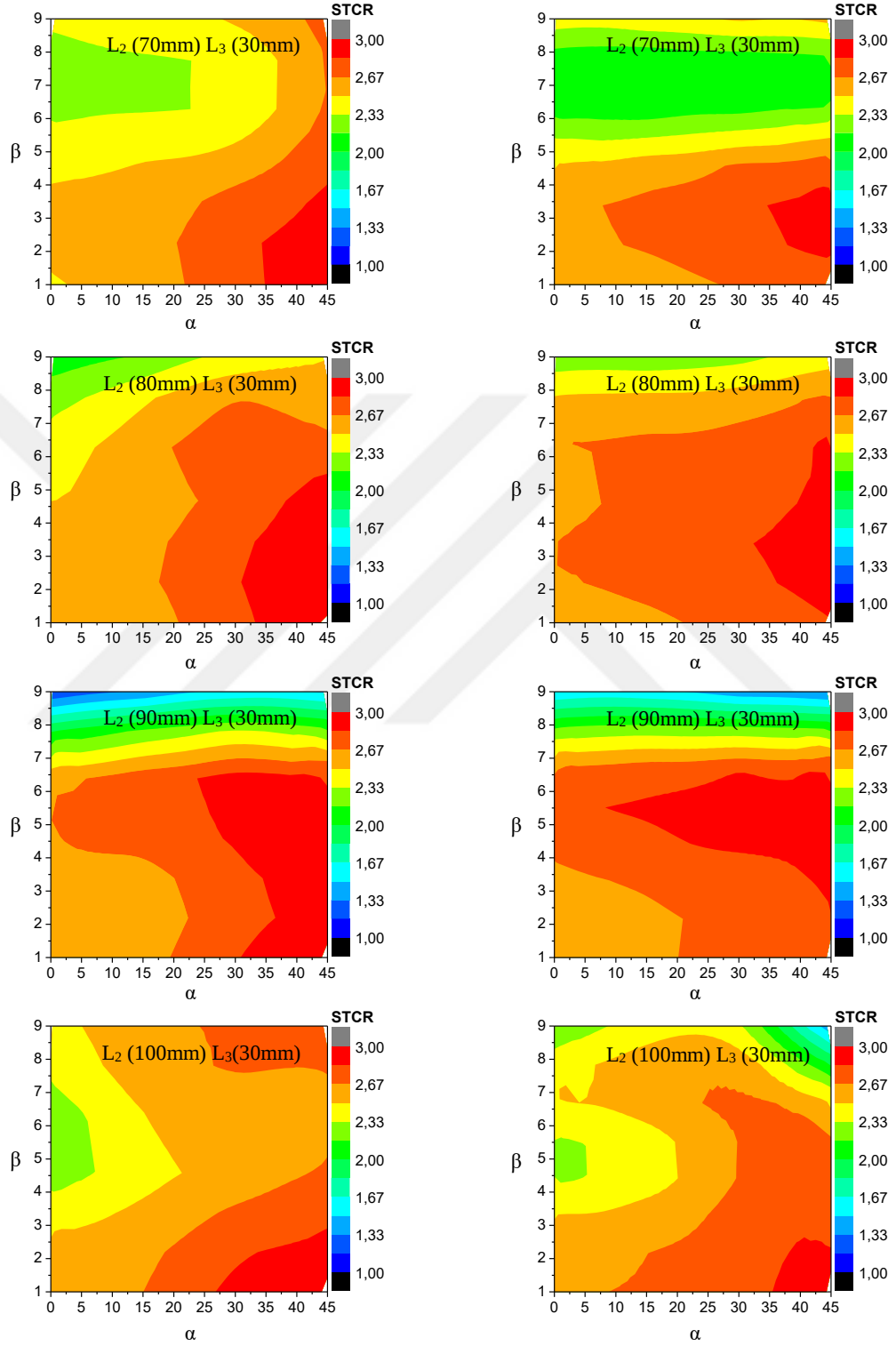
Ek-F (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



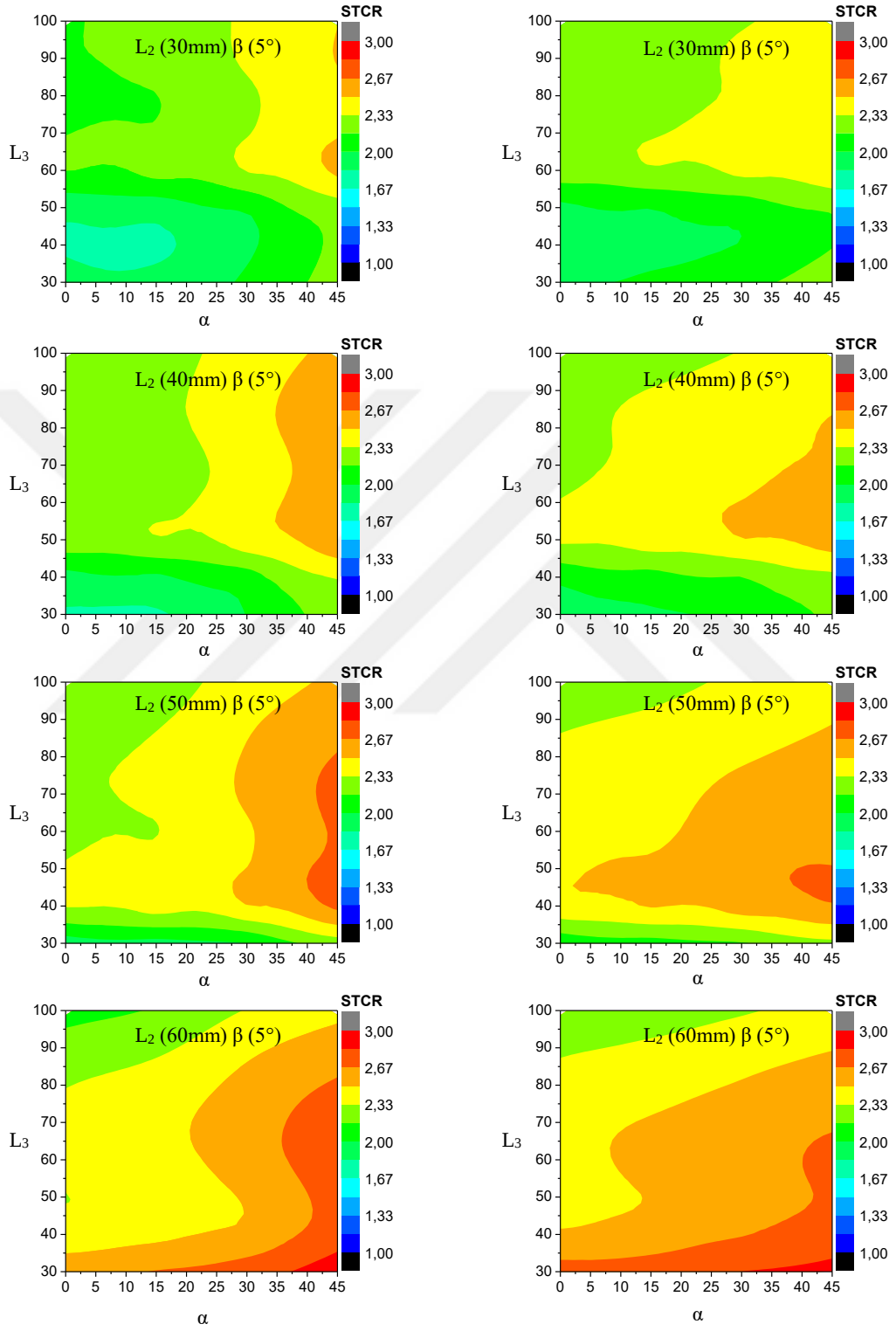
Ek-F (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



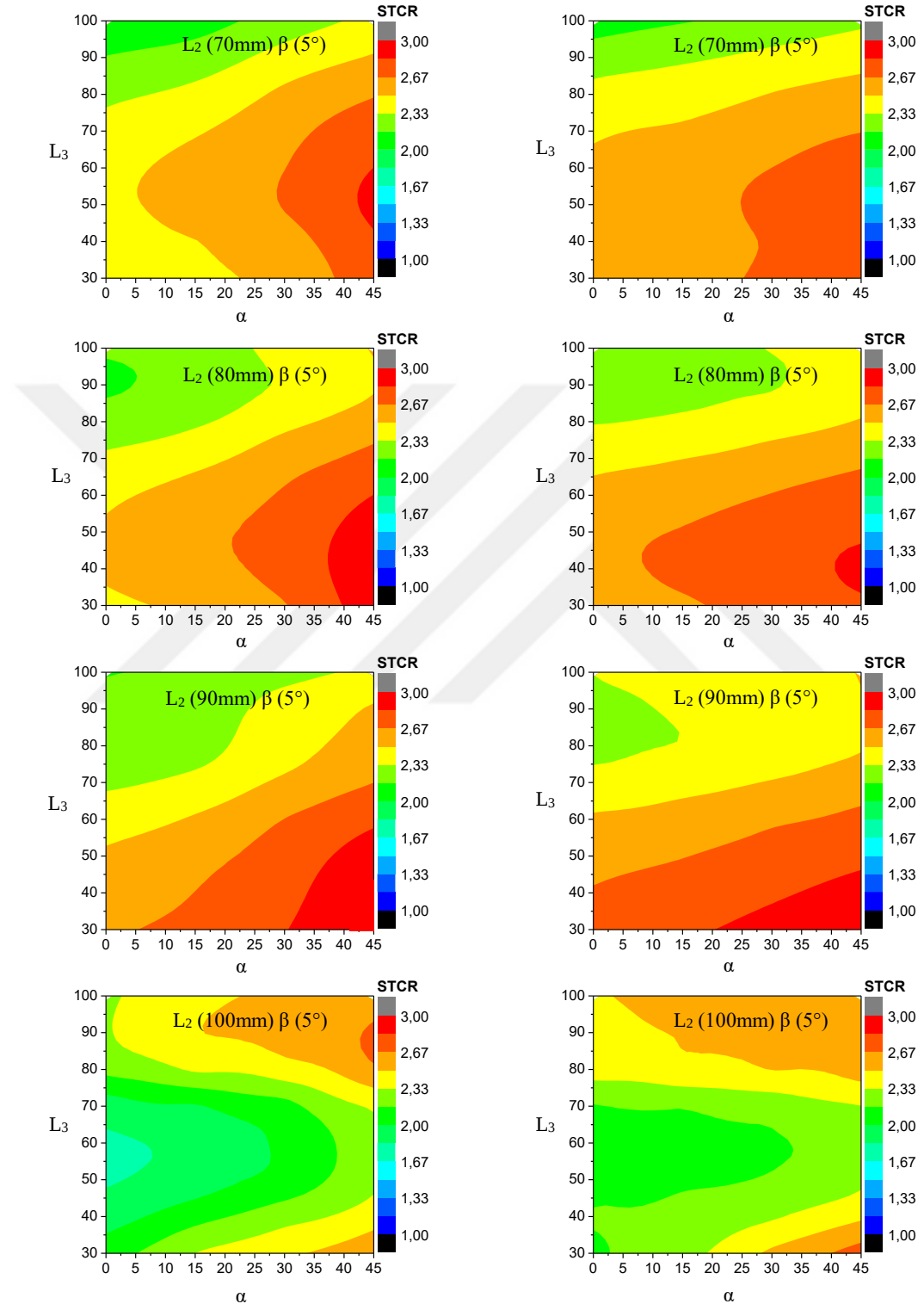
Ek-F (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



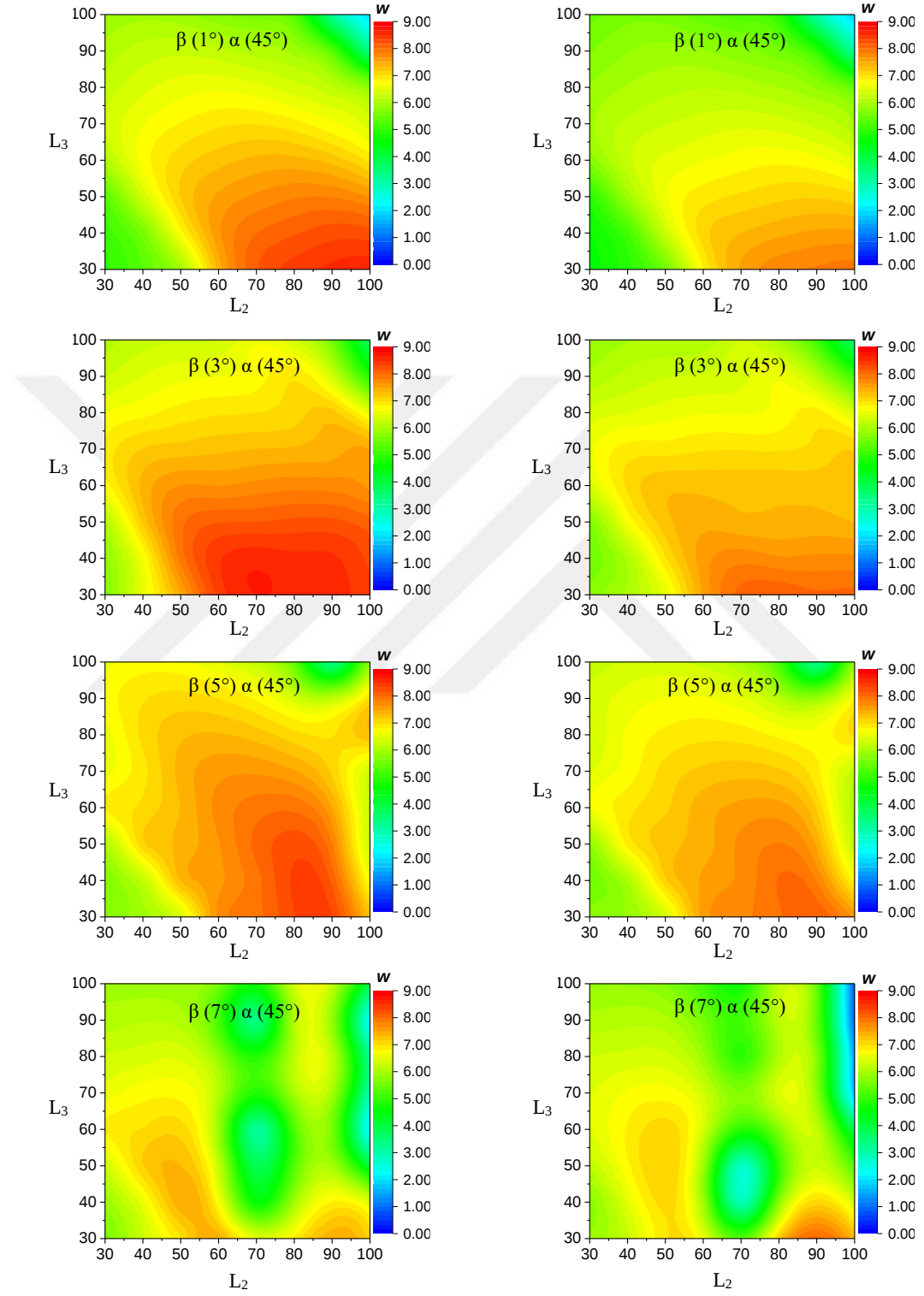
Ek-F (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



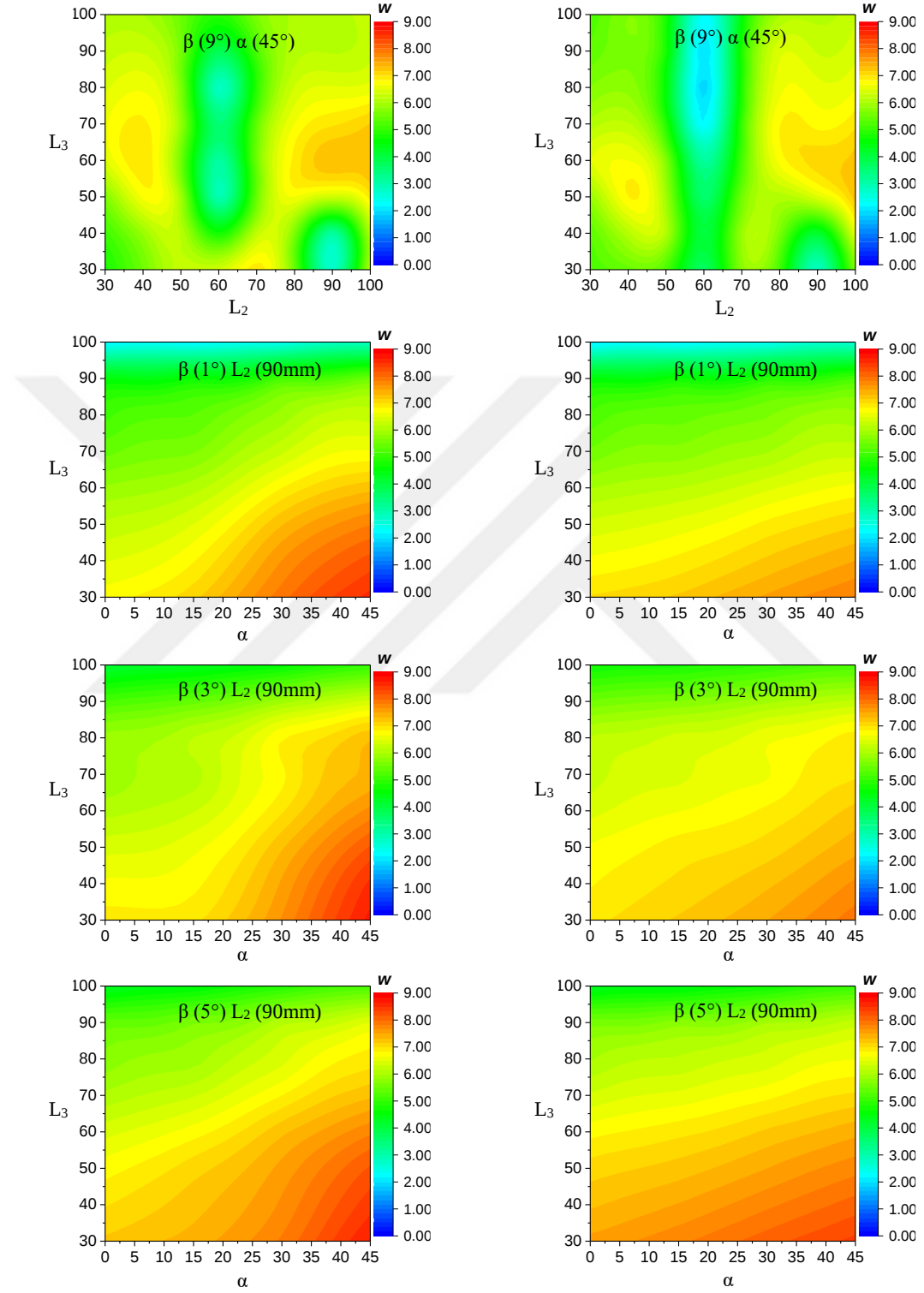
Ek-F (Devam) L_2 'nin paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



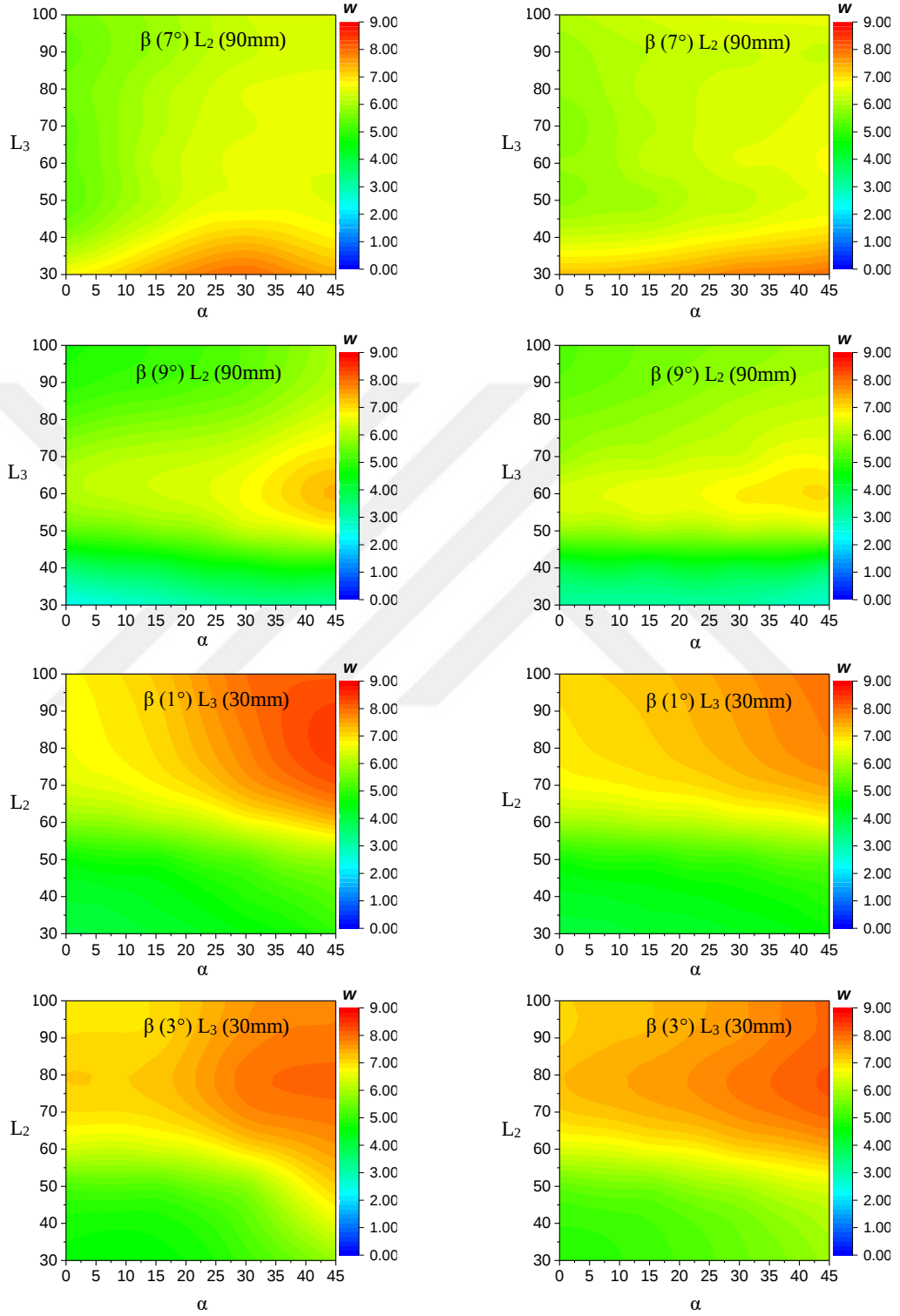
Ek-G β 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



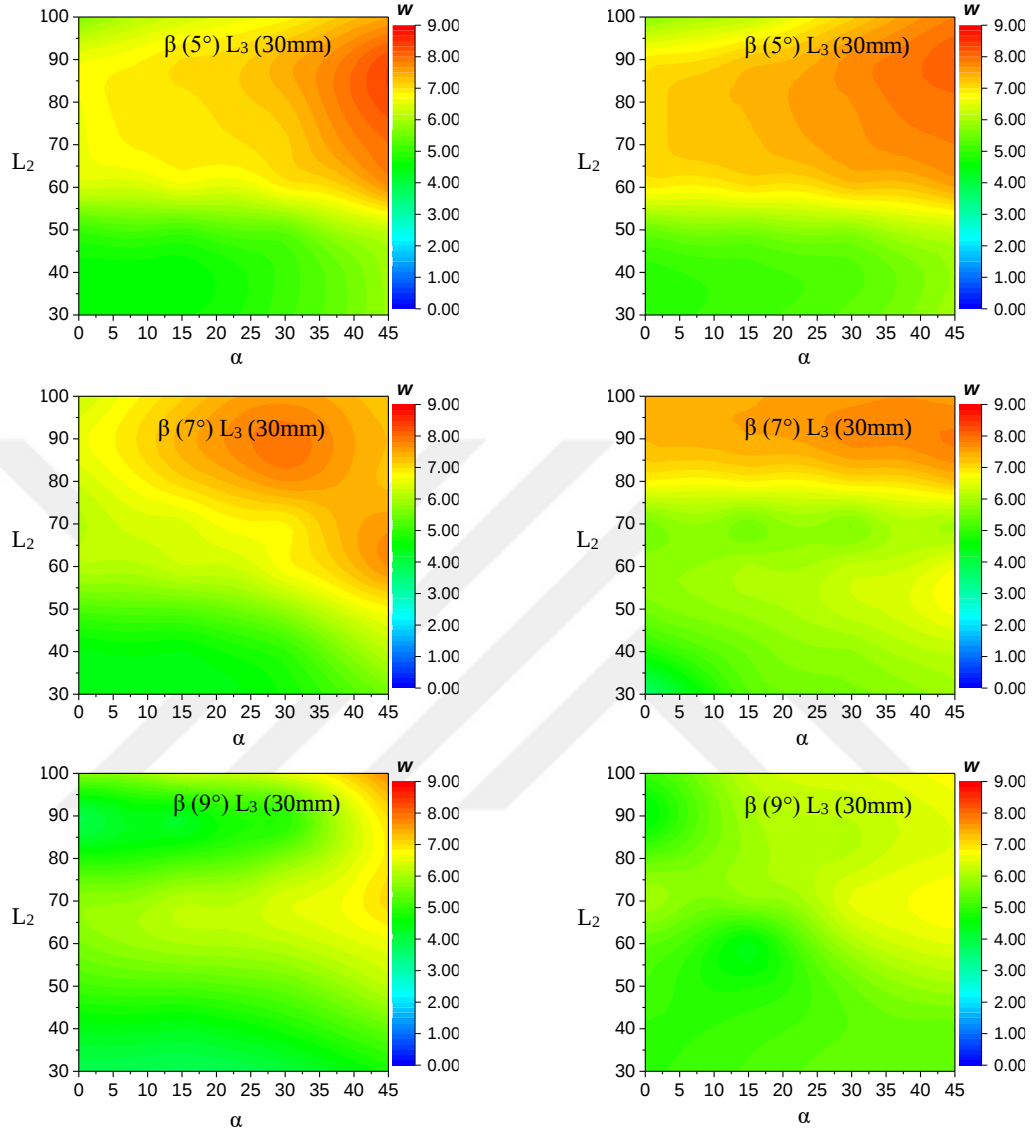
Ek-G (Devam) β 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



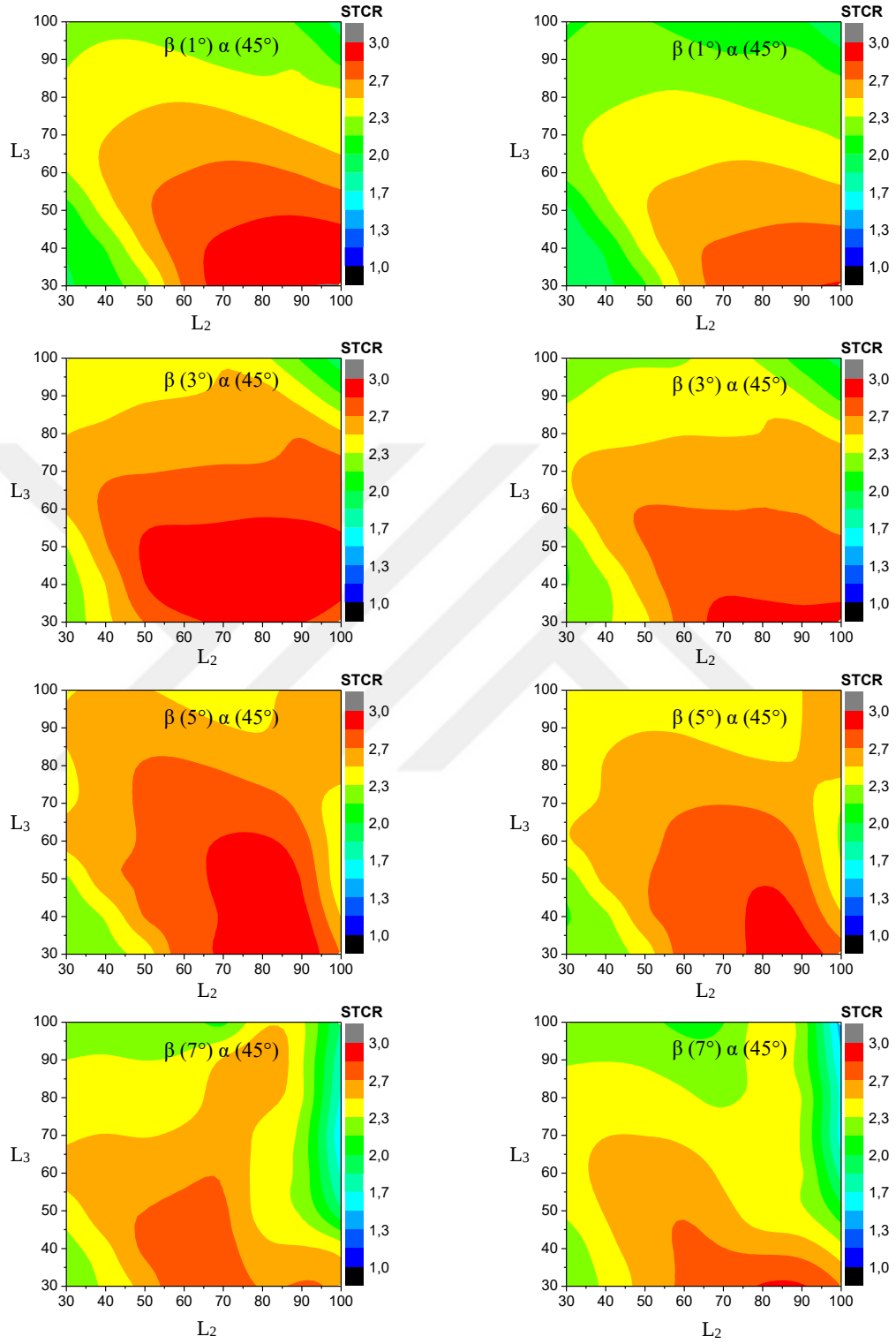
Ek-G (Devam) β 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



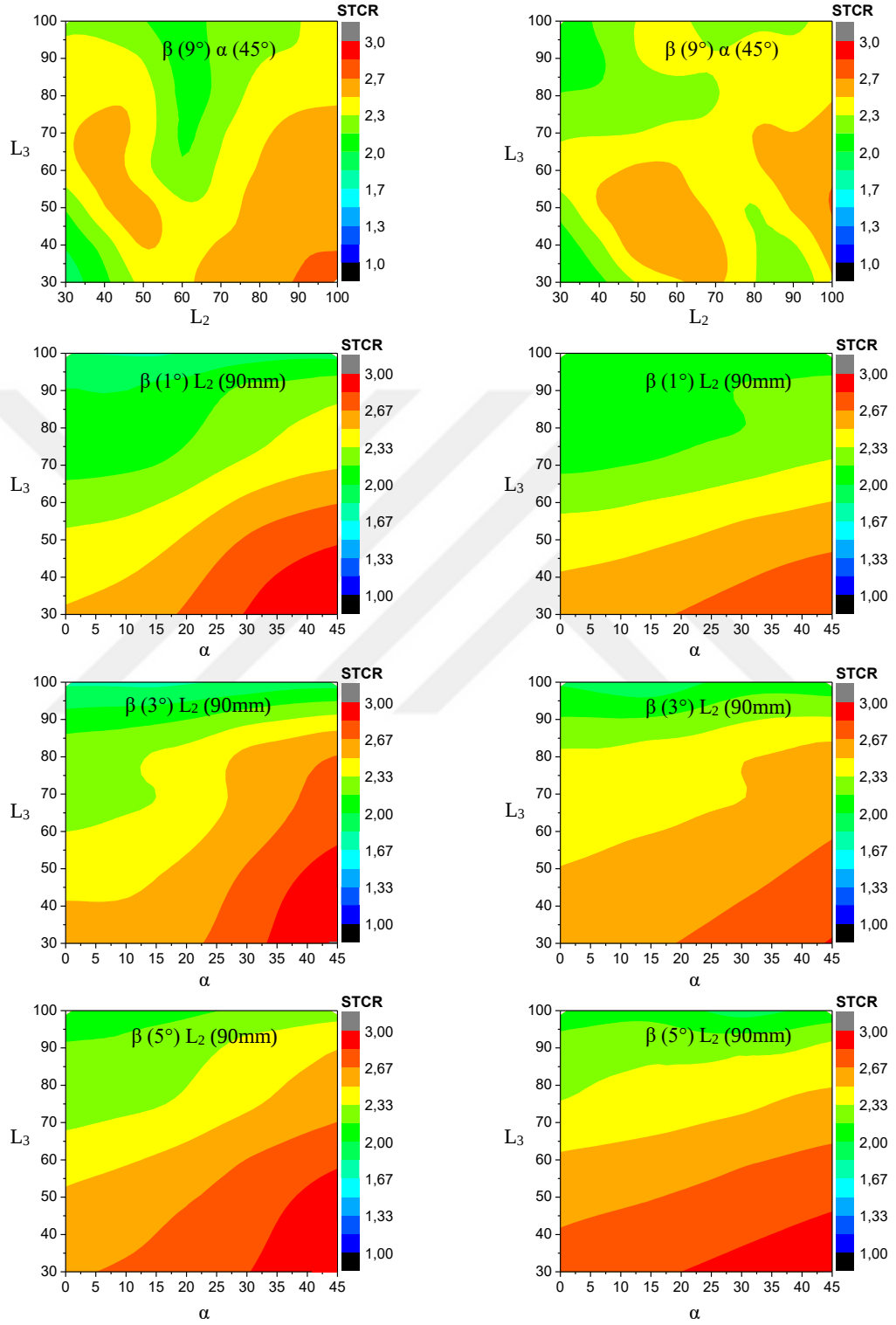
Ek-G (Devam) β 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için sürüklenme oranı üzerine etkisi



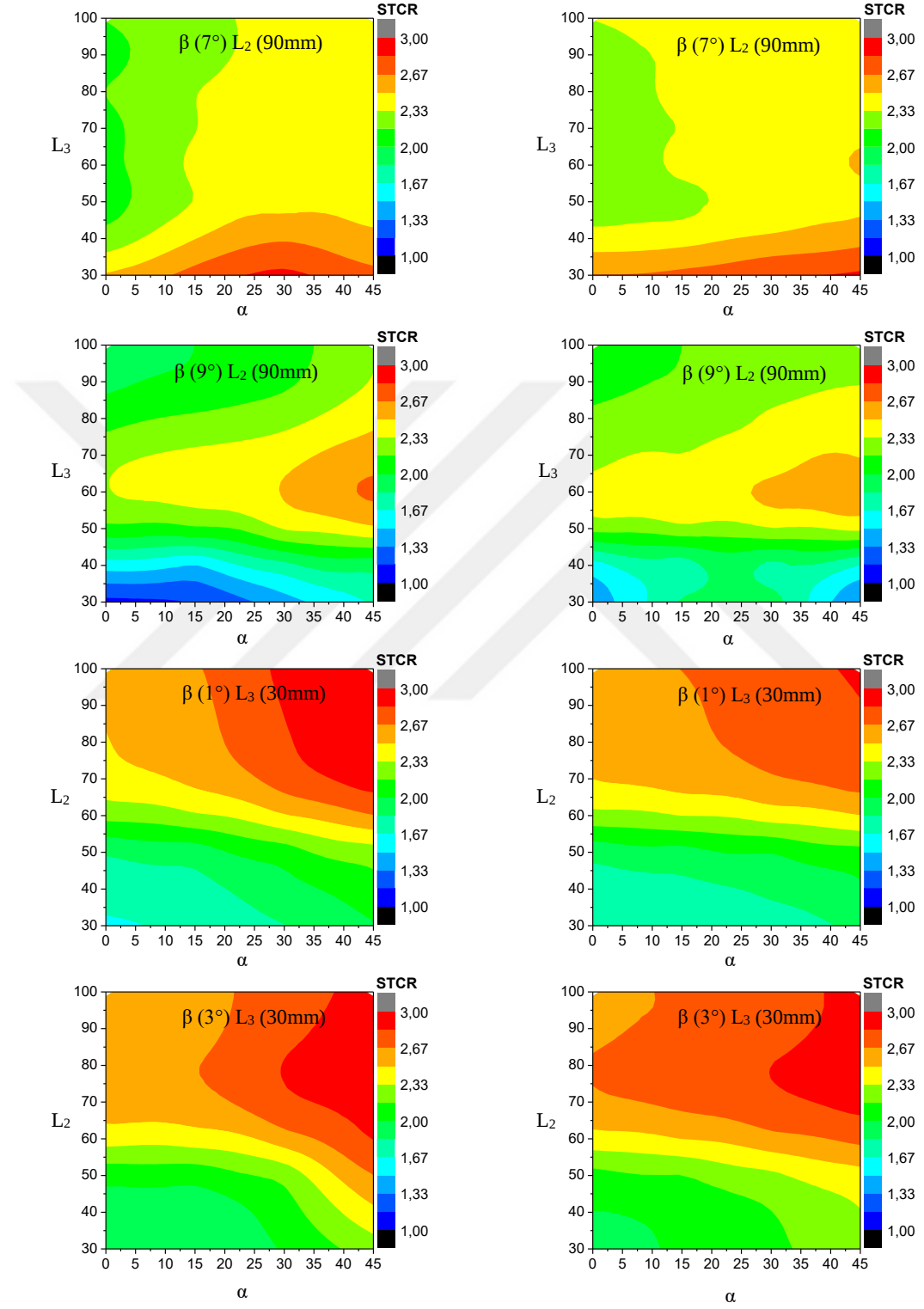
Ek-H β 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



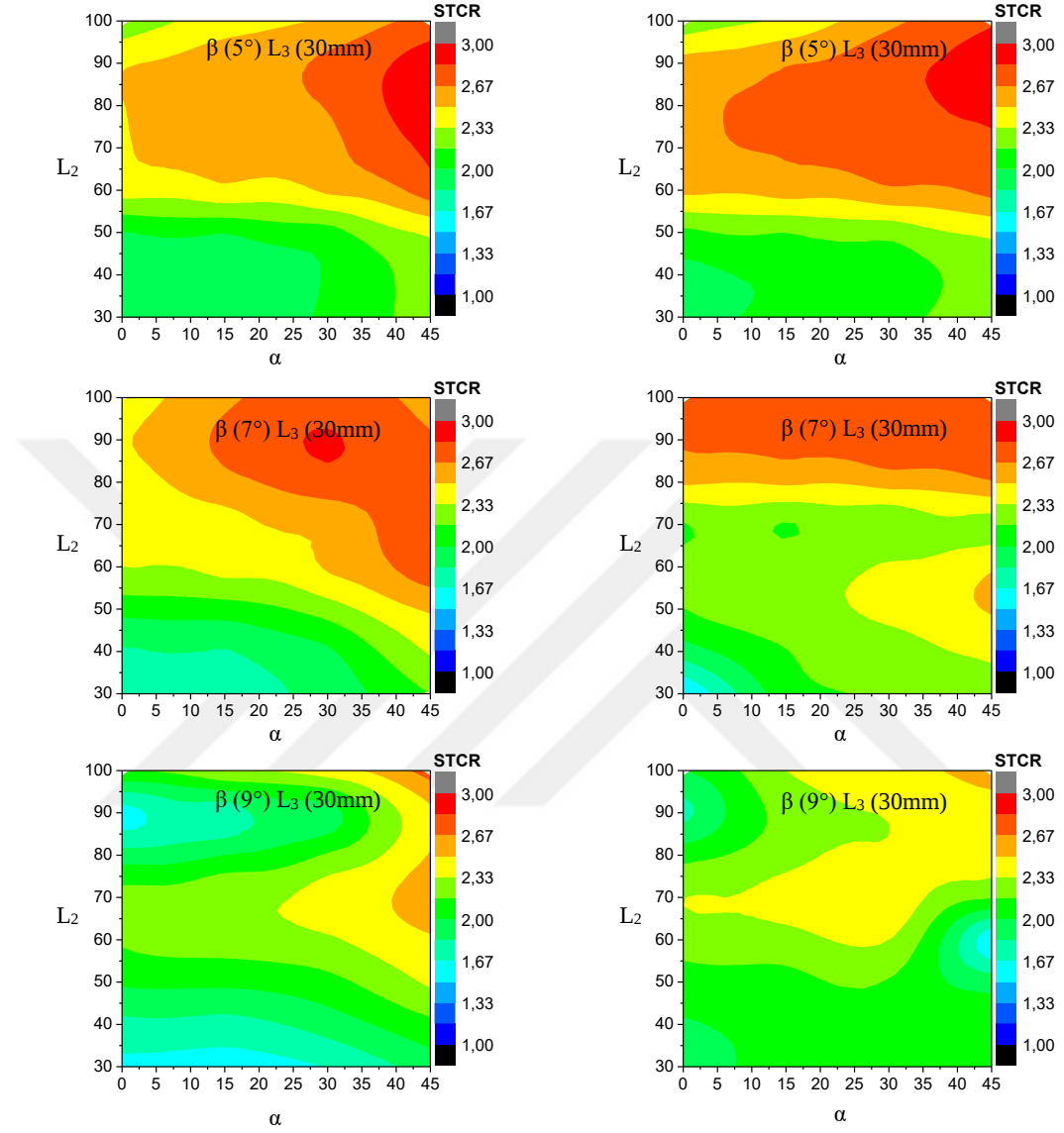
Ek-H (Devam) β 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



Ek-H (Devam) β 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



Ek-H (Devam) β 'nın paralel (sağ) ve ters (sol) akışta bütün durumlar için STCR üzerine etkisi



ÖZGEÇMİŞ

Ömer GENÇ 27.06.1987 tarihinde Kayseri’de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kayseri’de tamamladı. 2005 yılında girdiği Erciyes Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden Haziran 2010’da mezun oldu. 2011-2013 yılları arasında Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Yüksek Lisansını tamamladı. 2011 yılında Gümüşhane Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak akademik hayatına başladı. 2011-2017 yılları arasında ayrıca TÜBİTAK tarafından desteklenen projeler kapsamında Proje Asistanı olarak çalıştı. Bu projelerde, elektrokimyasal hidrojen kompresörü geliştirilmesi, Yüksek basınçlı PEM elektrolizör ve katı oksit yakıt pili kojenerasyon sistemleri ile alakalı çalışmalar yaptı. 2013 yılından bu yana Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Doktora çalışmalarını sürdürmektedir.

Bu tez çalışmasından, 2 (iki) adet uluslararası makale ve 4 (dört) adet uluslararası bildiri üretilmiştir. Bu üretilen çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

GENC O., TOROS S., TIMURKUTLUK B., “Determination of Optimum Ejector Operating Pressures for Anodic Recirculation in SOFC Systems”, *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(31), 20241-20251, 2017.

GENC O., TOROS S., TIMURKUTLUK B., “Geometric Optimization of an Ejector for a 4 kW SOFC System with Anode Off-Gas Recycle”, *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(19), 9413-9422, 2018.

GENC Omer, TOROS Serkan, CHOWDHURY Mohammad Ziauddin, “A Numerical Analysis of an Ejector for Micro Combined Heat and Power Systems Based on 18 kW Solid Oxide Fuel Cell”, *The Second International Hydrogen Technologies Congress (IHTEC-2017)*, Adana, 15-18 March 2017.

GENC Omer, TOROS Serkan, Timurkutluk Bora, “Determination of Ejector Performance for 4 KW SOFC System Through Geometrical Approach”, *The 7TH International Renewable Energy Conference (IRENEC 2017)*, İstanbul, 18-20 May 2017.

GENC Omer, TOROS Serkan, TİMURKUTLUK Bora, “Effects of Ejector Outlet and Exhaust Inlet Angles on a Fuel Ejector Performance for Solid Oxide Fuel Cells”, *International Congress on Engineering and Life Science (ICELIS 2018)*, Kastamonu, 26-29 April 2018.

GENC Omer, TOROS Serkan, TİMURKUTLUK Bora, “Influence of Anode Exhaust Gas Flow Direction on the Performance of a Fuel Ejector Performance for Solid Oxide Fuel Cells”, *International Congress on Engineering and Life Science (ICELIS 2018)*, Kastamonu, 26-29 April 2018.

