

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KATI OKSİT YAKIT HÜCRELERİ İÇİN
EJEKTÖR TASARIMI VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gökhan TAŞDELEN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Hasan KÜÇÜK

Ocak 2015

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KATI OKSİT YAKIT HÜCRELERİ İÇİN
EJEKTÖR TASARIMI VE ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gökhan TAŞDELEN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 20 / 01 / 2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr. Ahmet ERDİL
Jüri Başkanı



Doç. Dr. İmdat TAYMAZ
Üye



Yrd. Doç. Dr. Hasan KÜÇÜK
Üye

TEŐEKKÖR

Bu çalışmanın oluőturulmasında bana yol gősteren ve anlayıőını esirgemeyen danıőman hocam Yrd. Doç. Dr. Hasan KÜÖK'e teőekkürlerimi ve őükranlarımı sunarım. Üniwersitemizde Fluent programı için başlangıç seviyesindeki kursun organizasyonunu sağlayan ve bana bu kursa katılma fırsatı veren Prof. Dr. Tahsin ENGİN'e, analizleri yapmak için sahip olduğu iş istasyonunda çalıőmamıza imkân sağlayan Doç. Dr. Ekrem BÜYÖKKAYA'ya ve ejektör modelinin hazırlanması ve analizlerde desteğini esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Cemil YİğİT'e teőekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	x
TABLolar LİSTESİ.....	xv
ÖZET	xvii
SUMMARY	xviii

BÖLÜM 1.

GİRİŞ	1
-------------	---

BÖLÜM 2.

YAKIT HÜCRELERİ.....	6
2.1. Tarihçe	8
2.2. Çalışma Prensipleri	9
2.3. Yakıt Hücresinin Avantajları Ve Dezavantajları.....	10
2.4. Yakıt Hücrelerinin Çevresel Etkileri.....	12
2.5. Yakıt Hücresi Türleri.....	14
2.5.1. Fosforik asit yakıt hücresi	14
2.5.2. Polimer elektrolit membranlı yakıt hücresi	15
2.5.3. Erimiş karbonat yakıt hücresi	15
2.5.4. Alkali yakıt hücresi	15
2.5.5. Katı oksit yakıt hücresi.....	16
2.5.6. Katı oksit yakıt hücresi sistemlerinin sınıflandırılması.....	18
2.5.6.1. Sıcaklık seviyesine göre sınıflandırma	19
2.5.6.2. Hücre ve yığın tasarımına göre sınıflandırma	19
2.5.6.3. Destek tipine göre sınıflandırma	23

2.5.6.4. Akış biçimine göre sınıflandırma.....	25
2.5.6.5. Yakıt dönüşüm tipine göre sınıflandırma	26
2.5.7. Katı oksit yakıt hücresinin bileşenleri	27
2.5.7.1. Koyh'leri için katot malzemeleri	27
2.5.7.2. Koyh'leri için anot malzemeleri	28
2.5.7.3. Koyh'leri için ara bağlantı malzemeleri	28
2.5.7.4. Koyh'leri için elektrolit malzemeleri.....	29
BÖLÜM 3.	
EJEKTÖR.....	31
3.1. Sabit Alanlı Ejektör.....	34
3.2. Sabit Basıncılı Ejektör	35
3.3. Ejektörlerin Kullanım Alanları	36
3.4. Ejektörün Çalışma Prensibi	37
3.5. Ejektörün Çalışma Koşulları	40
3.5.1. Geri akış	40
3.5.2. Kritik altı akış	41
3.5.3. Kritik akış.....	42
3.6. Ejektörde Meydana Gelen Boğulma Olayı Ve Etkisi	44
BÖLÜM 4.	
LİTERATÜR	46
BÖLÜM 5.	
KATI OKSİT YAKIT HÜCRESİ VE EJEKTÖR	53
5.1. Ejektör Tasarımı	55
5.1.1. 0-1 Kesitleri: yakınsak lüle	56
5.1.2. 1-3 Kesitleri: ıraksak lüle ve emme odası	58
5.2. Katı Oksit Yakıt Hücresinin Çalışma Koşulları.....	61
5.3. Ejektör Tasarım Sonuçları.....	62
BÖLÜM 6.	
SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ VE SONUÇLAR	64

6.1. Korunum Denklemleri	64
6.2. Türbülans Modelleri	65
6.3. Çözüm Yöntemi	67
6.4. Lüle Çıkış Pozisyonunun Ejektör Performansına Etkisi	71
6.4.1. Yakınsak-ıraksak lüle pozisyonu.....	72
6.4.2. Yakınsak lüle pozisyonu	75
6.4.3. Yakınsak-ıraksak ve yakınsak lülenin karşılaştırılması	77
6.4.3.1. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin hız profilleri.	81
6.5. Türbülans Modellerinin Ve Duvar Fonksiyonlarının Karşılaştırılması	87
6.6. Birincil Akışkan Giriş Basıncının Ve Sıcaklığının Ejektör Performansına Etkisi	99
6.6.1. Birincil akışkan giriş koşullarının yakınsak-ıraksak lüledeki etkisi	99
6.6.2. Birincil akışkan giriş koşullarının yakınsak lüledeki etkisi	103
BÖLÜM 7.	
DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER	108
KAYNAKLAR.....	111
EKLER	115
ÖZGEÇMİŞ	121

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$A_{p,3}$: Genişleyen birincil akışkanın kesit-3 deki kesit alanı
A_t	: Yakınsak-ıraksak lüenin boğaz kesit alanı
ABO_3	: Perovskit yapısına ait genel formül
AYH	: Alkali yakıt hücresi
Ca	: Kalsiyum
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı
CFD	: Hesaplama akışkanlar dinamiği
CH_4	: Metan
CO	: Karbon monoksit
CO_2	: Karbondioksit
CO_3^{-2}	: Karbonat iyonu
CrO_3	: Krom oksit
$D_{p,3}$: Birincil akışın kesit-3'deki çapı
D_t	: Yakınsak ıraksak lüenin boğaz kesit çapı
DD-KOYH	: Dış dönüşümlü katı oksit yakıt hücresi
DİÇD-KOYH	: Dolaylı iç dönüşümlü katı oksit yakıt hücresi
DİD-KOYH	: Doğrudan iç dönüşümlü katı oksit yakıt hücresi
DS-KOYH	: Düşük sıcaklıklı katı oksit yakıt hücresi
EKYH	: Erimiş karbonat yakıt hücresi
FAYH	: Fosforik asit yakıt hücresi
G_b	: Kaldırma kuvveti nedeniyle türbülanslı kinetik enerji üretimi
G_k	: Ortalama hız gradyanları nedeniyle türbülans kinetik enerji üretimi
H_2	: Hidrojen
H_2O	: Su
H^+	: Hidrojen iyonu

K	: Potasyum
k	: Özgül ısılar oranı
k_p	: Birincil akışkanın özgül ısılar oranı
$k_{p,3}$: Birincil akışkanın kesit-3'deki özgül ısılar oranı
KOYH	: Katı oksit yakıt hücresi
La	: Lantan
$LaMnO_3$: Lantan mangan oksit
LHV	: Alt ısı değer
L_d	: Difüzör uzunluğu
Li	: Lityum
L_m	: Karışım odası uzunluğu
L_s	: Lüle çıkışının karışım odasına mesafesi
$Ma_{p,3}$: Birincil akışkanın kesit-3'deki Mach sayısı
M^i	: Mol kütlesi
\dot{m}_o	: Difüzör çıkışındaki kütleli debisi
\dot{m}_p	: Birincil akışkanın kütleli debisi
\dot{m}_s	: İkincil akışkanın kütleli debisi
Na	: Sodyum
Ni	: Nikel
NO_x	: Azot oksit
n^i	: Debi
$n_{\dot{C}H_4}$: Metanın debisi
$n_{\dot{C}O}$: Karbon monoksitinin debisi
$n_{\dot{H}_2O}$: Su buharının debisi
n_v	: İkincil akış bölgesindeki hız dağılımını tanımlamada kullanılan üs değeri
OH^-	: Hidroksit iyonu
OS-KOYH	: Orta sıcaklıklı katı oksit yakıt hücresi
O_2	: Oksijen
O^{2-}	: Oksit iyonu
P	: Basınç

$P_{b,g}$: İkincil akışkanın ejektöre girmesi için gerekli birincil akışın basıncı
$P_{b,k}$: Maksimum resirkülasyon oranına ulaşılmasını sağlayan birincil akış basıncı
$P_{b,0}$: Birincil akışın ejektöre giriş basıncı
P_{el}	: Elektriksel güç
$P_{p,0}$: Birincil akışkanın ejektöre giriş basıncı
$P_{p,1}$: Birincil akışkanın kesit-1 deki basıncı
$P_{p,3}$: Birincil akışkanın kesit-3'deki basıncı
$P_{s,0}$: İkincil akışkanın ejektöre giriş basıncı
$P_{s,1}$: İkincil akışkanın kesit-1 deki basıncı
$P_{s,3}$: İkincil akışkanın kesit-3'deki basıncı
PEMYH	: Polimer elektrolit membranlı yakıt hücresi
R_g	: Gaz sabiti
$R_{g,p}$: Birincil akışkanın gaz sabiti
$R_{p,3}$: Birincil akışkanın kesit-3'deki yarıçapı
R_u	: Üniwersal gaz sabiti
R_3	: Kesit-3'ün yarıçapı
SO _x	: Kükürt oksit
Sr	: Stronsiyum
STCR	: Buhar karbon oranı
T	: Sıcaklık
$T_{p,0}$: Birincil akışkanın ejektöre giriş sıcaklığı
$T_{p,1}$: Birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı
$T_{p,3}$: Birincil akışkanın kesit-3'deki sıcaklığı
$T_{s,0}$: İkincil akışkanın ejektöre giriş sıcaklığı
$T_{s,3}$: İkincil akışkanın kesit-3'deki sıcaklığı
$V_{p,1}$: Birincil akışkanın kesit-1 deki hızı
$V_{p,3}$: Birincil akışkanın kesit-3'deki hızı
v_r	: Karışım tabakasının radyal genişleme hızı
Y	: Yitriyum

Y_M	: Genel kayıp oranına sıkıştırılabilir türbülans dalgalı dilatasyon katkısı
YS-KOYH	: Yüksek sıcaklıklı katı oksit yakıt hücresi
YSZ	: Yitriya stabilize edilmiş zirkonya
Y_2O_3	: Yitriyum oksit
ZrO_2	: Zirkonyum oksit
α_1	: İraksak lüle açısı
α_2	: Emme odası çapı
α_3	: Difüzör açısı
η_{el}	: Elektrik üretim verimi
ξ_{exp}	: Sürtünme kayıp katsayısı
ρ	: Yoğunluk
$\rho_{p,0}$: Birincil akışkanın yoğunluğu
$\rho_{p,1}$: Birincil akışkanın kesit-1 deki yoğunluğu
$\rho_{p,3}$: Birincil akışkanın kesit-3 deki yoğunluğu
$\rho_{s,0}$: İkincil akışkanın yoğunluğu
τ_{ij}	: Viskoz gerilme tensörü
Φ	: Viskoz disipasyon terimi
ψ_p	: Birincil akışkan için izantropik katsayı
ω	: Resirkülasyon oranı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Klasik güç çevrimleri ile yakıt hücresinin karşılaştırılması	7
Şekil 2.2. Bir yakıt hücresinin genel yapısı.....	9
Şekil 2.3. Katı oksit yakıt hücresinin elektrokimyasal prensibi	17
Şekil 2.4. Boru etrafında iletim olan borulu KOYH.....	20
Şekil 2.5. Boru boyunca iletim olan borulu KOYH	20
Şekil 2.6. Düzlemsel katı oksit yakıt hücresi	21
Şekil 2.7. Bölünmüş serili/serilere bölünmüş KOYH	22
Şekil 2.8. Monolitik KOYH	23
Şekil 2.9. Katı oksit yakıt hücresinde kullanılan destek türleri; a) elektrolit destekli, b) anot destekli, c) katot destekli, d) bağlantı destekli, e) gözenekli yüzey destekli.....	24
Şekil 2.10. Katı oksit yakıt hücresinde akış düzenlemesi	26
Şekil 3.1. Tipik bir gaz ejektörü	32
Şekil 3.2. Sabit basınçlı karışım odasına sahip ejektör modeli.....	33
Şekil 3.3. Sabit kesit alanlı karışım odasına sahip ejektör modeli.....	33
Şekil 3.4. Sabit kesit alanlı karışım odasına sahip bir ejektörde aerodinamik boğazın oluşumu	35
Şekil 3.5. Sabit basınçlı karışım odasına sahip bir ejektörde, sabit alanlı bölgede normal şok oluşumu.....	36
Şekil 3.6. Buhar tahrikli ejektör.....	36
Şekil 3.7. Ejektör akış kanalında basıncın ve hızın değişimi	39
Şekil 3.8. Geri akış durumunda ejektör boyunca basınç dağılımı	41
Şekil 3.9. Kritik altı akış durumunda ejektör boyunca basınç dağılımı	42
Şekil 3.10. Kritik akış durumunda ejektör boyunca basınç dağılımı	43
Şekil 3.11. Farklı birincil akışkan giriş basınçlarında ejektör davranışı	44
Şekil 5.1. Katı oksit yakıt hücresinde egzoz gazının resirkülasyonu	55
Şekil 5.2. Ejektör geometrisi.....	56

Şekil 5.3. İkincil akış bölgesindeki doğrusal olmayan hız profili	60
Şekil 6.1. CFD modelleme ve çözüm aşamaları	68
Şekil 6.2. Ansys/Workbench/Design Modeler’da hazırlanan ejektör geometrisi	69
Şekil 6.3. Ejektörün mesh yapısı	70
Şekil 6.4. Yakınsak-ıraksak lülenin ejektör akış kanalındaki konumunun değiştirilmesi	72
Şekil 6.5. Yakınsak-ıraksak lüle konumuna göre akışkan debilerinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions).....	74
Şekil 6.6. Yakınsak-ıraksak lüle konumuna göre resirkülasyon oranı ve STCR değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions).....	74
Şekil 6.7. Yakınsak lülenin ejektör akış kanalındaki konumunun değiştirilmesi	75
Şekil 6.8. Yakınsak lüle konumuna göre akışkan debilerinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)	76
Şekil 6.9. Yakınsak lüle konumuna göre resirkülasyon oranı ve STCR değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)	77
Şekil 6.10. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin birincil akışkan debilerinin karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)	79
Şekil 6.11. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin ikincil akışkan debilerinin karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)	79
Şekil 6.12. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin resirkülasyon oranlarının karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)	80
Şekil 6.13. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin buhar karbon oranlarının karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)	80

Şekil 6.14. (a) yakınsak-ıraksak lüle ve (b) yakınsak lüle kullanılan ejektörlere ait hız konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)	81
Şekil 6.15. Yakınsak-ıraksak ve yakınsak lüle kullanılan ejektörlere ait hız profilleri ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)	86
Şekil 6.16. Yakınsak-ıraksak lüle ve yakınsak lülenin kullanıldığı ejektörlerin eksenindeki hızın değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)	87
Şekil 6.17. +2mm kadar çekilmiş yakınsak-ıraksak lüle pozisyonu	88
Şekil 6.18. Yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektörün statik basınç konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	90
Şekil 6.19. Yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektörün hız konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	91
Şekil 6.20. Yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektörün Mach sayısı konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	92
Şekil 6.21. Yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektörün sıcaklık konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	93
Şekil 6.22. Yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektörde CH_4 'ün kütle kesrinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	94
Şekil 6.23. Yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektörde CO_2 'nin kütle kesrinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	94

Şekil 6.24. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün eksenini boyunca statik basınç değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	95
Şekil 6.25. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün eksenini boyunca hız değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	96
Şekil 6.26. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün eksenini boyunca Mach sayısı değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	96
Şekil 6.27. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün eksenini boyunca sıcaklık değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	97
Şekil 6.28. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün eksenini boyunca CH ₄ 'ün kütle kesrinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm).....	98
Şekil 6.29. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün eksenini boyunca CO ₂ 'nin kütle kesrinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm).....	98
Şekil 6.30. Yakınsak-ıraksak lülede birincil akışkan giriş basıncının akışkan debilerine etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	100
Şekil 6.31. Yakınsak-ıraksak lülede birincil akışkan giriş basıncının STCR ve resirkülasyon oranına etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	101
Şekil 6.32. Yakınsak-ıraksak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının akışkan debilerine etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	102

Şekil 6.33. Yakınsak-ıraksak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının STCR ve resirkülasyon oranına etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	103
Şekil 6.34. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş basıncının akışkan debilerine etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)	104
Şekil 6.35. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş basıncının STCR ve resirkülasyon oranına etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)	105
Şekil 6.36. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının akışkan debilerine etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)	106
Şekil 6.37. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının STCR ve resirkülasyon oranına etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)	107

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. Emisyonlar açısından yakıt hücresi ve içten yanmalı motorların karşılaştırılması	14
Tablo 2.2. Yakıt hücresi çeşitleri ve özellikleri	16
Tablo 2.3. Katı oksit yakıt hücrelerinin sınıflandırılması	18
Tablo 2.4. Borulu ve düzlemsel katı oksit yakıt hücresine ait özellikler	22
Tablo 2.5. Katı oksit yakıt hücrelerinin yapılarına göre sınıflandırılması	25
Tablo 5.1. Yakıt hücresi çalışma (ejektör tasarım) koşulları	62
Tablo 5.2. Ejektör tasarım sonuçları.....	63
Tablo 6.1. Sayısal analiz sonuçlarının mesh sayısından bağımsızlığı.....	69
Tablo 6.2. Yakınsak-ıraksak lüle konumuna göre birincil ve ikincil akışkan debileri, resirkülasyon oranı ve STCR ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)	73
Tablo 6.3. Yakınsak lüle konumuna göre birincil ve ikincil akışkan debileri, resirkülasyon oranı ve STCR ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)	75
Tablo 6.4. Yakınsak-ıraksak ve yakınsak lüle kullanılan ejektörlerin karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)	78
Tablo 6.5. Türbülans modellerinin ve duvar fonksiyonlarının karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, lüle konumu +2mm)	88
Tablo 6.6. Türbülans modellerine ait resirkülasyon oranı ve STCR ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, lüle konumu +2mm).....	89

Tablo 6.7. Yakınsak-ıraksak lülede birincil akışkan giriş basıncının etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	100
Tablo 6.8. Yakınsak-ıraksak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)	102
Tablo 6.9. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş basıncının etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)	104
Tablo 6.10. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)	106

ÖZET

Anahtar kelimeler: Katı Oksit Yakıt Hücresi, Ejektör

Katı oksit yakıt hücreleri; doğalgaz ve ağır petrol yakıtları gibi farklı yakıtları kullanarak, daha yüksek verim ve düşük emisyonlarla elektrik üretmek amacıyla geliştirilmekte olan, ticarileşme aşamasındaki sistemlerdir. Yakın gelecekte katı oksit yakıt hücrelerinin, gelişmekte olan akıllı şebeke sistemleri ile birlikte, konutların elektrik ve sıcak su ihtiyacının bir arada, yüksek verim ile doğal gazdan karşılanması amacıyla kullanılacağı düşünülmektedir.

Bu çalışmada, katı oksit yakıt hücrelerinde egzoz gazının resirkülasyonu amacıyla kullanılan ejektörlerin tasarım ve analizinde CFD yazılımlarının kullanılabilirliği araştırılmıştır. Öncelikle, literatürde mevcut yöntemler izlenerek; 2 kW elektriksel güç üretme kapasitesine sahip, doğal gaz ile çalışan bir katı oksit yakıt hücresinin anot atık gazlarının resirkülasyonunda kullanılmak üzere, bir ejektör tasarlanmıştır.

Tasarlanan ejektörün yakıt hücresinden beklenen çalışma koşullarındaki performansı, Ansys 14,5/Fluent yazılımı ile sayısal olarak incelenmiştir. Ejektörün tasarım koşullarındaki performansının belirlenmesi amacıyla yapılan sayısal incelemede; farklı türbülans modellerinin ve bu modeller ile birlikte kullanılan duvar fonksiyonlarının etkinliği irdelenmiştir. Tasarım değerine en yakın sonucu, RNG k-ε türbülans modeli standard wall functions duvar fonksiyonu ile vermiştir.

Kütlesel debiler, resirkülasyon oranı ve STCR, yakınsak-ıraksak lüle ve yakınsak lülenin değişik pozisyonları için elde edilmiştir. Yakınsak lülenin kullanıldığı ejektör, yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektöre göre daha iyi sonuç vermiştir. Ayrıca elde edilen sonuçların literatürde mevcut sonuçlar ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Birincil lülenin yakınsak-ıraksak ve yakınsak olarak kullanılması durumunda en iyi performansın elde edildiği lüle konumu için birincil akışkanın giriş sıcaklığının ve basıncının debiler, STCR ve resirkülasyon oranına etkileri de incelenmiş, basıncın sonuçlar üzerindeki etkisinin sıcaklığa göre daha fazla olduğu görülmüştür.

DESIGN AND ANALYSIS OF AN EJECTOR FOR SOLID OXIDE FUEL CELL

SUMMARY

Keywords: Solid Oxide Fuel Cell, Ejector

Solid oxide fuel cell systems, currently at the stage of commercialization, are being developed to produce electricity with higher efficiency and lower emissions by using different fuels such as natural gas and heavy oils. Solid oxide fuel cells in the near future, intelligent network systems with the developing housing of a combination of electricity and hot water requirements, in order to meet natural gas with high efficiency is expected to be used.

In this study, we investigated the availability of CFD software for design and analysis of an ejector used for recirculation of exhaust gases in the solid oxide fuel cell. Firstly, following methods available in the literature, an ejector was designed for the recirculation of anode gas in a natural gas operated solid oxide fuel cell having 2 kW electric producing capacity.

Ejector designed in working conditions expected of the fuel cell performance was investigated numerically using Ansys 14,5/Fluent software. In order to determine the performance of the ejector design conditions in the numerical analysis; different turbulence models, and these models are used in conjunction with the effectiveness of wall function were examined. The closest results to the design value were given by RNG k- ϵ turbulence model with standard wall functions.

Mass flow rates, recirculation ratio and STCR of the ejector were obtained for different positions of convergent-divergent nozzle and convergent nozzle. The ejector with converging nozzle has given better results than the ejector with converging-diverging nozzle. Also the obtained results were found to be consistent with results available in the literature. Effects of the inlet temperature and inlet pressure of the primary fluid on mass flow rates, recirculation ratio and STCR were examined. The pressure is more effective than the temperature on the ejector performance.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Enerji, insanlık için vazgeçilemez kaynaklardan biridir. Nüfus artışı, gelişmekte olan ülke ekonomilerinde artan refah talebine bağlı olarak endüstriyel üretimin hızla büyümesi ve teknoloji kullanımının küresel ölçekte yaygınlaşması enerji ihtiyacını hızla artırmaktadır.

Fosil yakıtlara dayalı olan günümüz enerji teknolojilerinin, bu kaynakların sınırlı olması ve hammadde değerlerinin enerji değerlerinin önüne geçmesi nedeniyle zaman içerisinde değiştirilmesi kaçınılmazdır. Ayrıca fosil yakıt kaynaklarından yakma yoluyla enerji üretimi; yakın çevrede hava kirliliği ve asit yağmurları, küresel ölçekte ise sera etkisi gibi problemleri de beraberinde getirmektedir. Kısa ve orta vadede fosil yakıt tüketiminin azaltılması, daha düşük emisyonlar ve yüksek verimle bu yakıtlardan enerji üretilmesi amaçlanmaktadır.

Yakıt hücreleri; yakıtlardan, klasik güç çevrimlerindeki verimi düşüren alt süreçler (kazanda yanma ve buhar üretimi, türbinde mekanik enerji ve jeneratörde elektrik enerjisi dönüşümleri) olmaksızın, sadece kimyasal reaksiyonlarla ve yüksek verimle elektrik enerjisi üretebilen sistemlerdir. Yakıt olarak saf hidrojen (H_2) ve oksitleyici olarak saf oksijen (O_2) kullanılan yakıt hücreleri ile %80'lere varan; hava ve saf hidrojenin kullanıldığı yakıt hücreleri ile %60'ın üzerine çıkan verimlerle elektrik üretmek mümkündür.

Basit yapıları nedeniyle 10W'tan MW mertebesindeki güçlere kadar geniş bir kapasite aralığında üretilebilen yakıt hücreleri, çevre ile ilgili yasal kısıtlamalar nedeniyle maliyetleri sürekli artan klasik enerji teknolojileriyle rekabet edebilecek bir alternatif haline gelmektedir. Yüksek sıcaklıkta çalışan yakıt hücrelerinde, klasik fosil yakıtların ve diğer alternatif yakıtların kullanılabilmesi, elektrik santrallerinde ve endüstriyel tesislerde, elektrik ve ısı enerjisinin bir arada üretilebileceği yüksek

verimli kombine çevrim ve kojenerasyon uygulamalarına imkân vermektedir. Hareketli parçaları bulunmadığından gürültü problemi olmayan yakıt hücreleri, gelişmekte olan akıllı şebeke sistemleri ile birlikte, kojenerasyon uygulamalarının dolayısıyla elektrik üretiminin konut düzeyinde yaygınlaştırılmasına imkân verecektir. Bu sayede hem birincil yakıttan daha yüksek verimle yararlanmak hem de elektrik şebekelerindeki dağıtım kayıplarının elimine edilmesi ile genel verimde önemli ölçüde artış sağlanmış olacaktır.

Yakıt hücrelerinin bahsedilen ölçüde yaygınlaşabilmesi için eski teknolojilerdeki çevresel maliyet artışı ile birlikte yakıt hücresi maliyetleri de düşmelidir. Bunun gerçekleşebilmesi, yakıt hücrelerinde bazı teknolojik ve maliyet düşürücü iyileştirmelerin yapılmasına bağlıdır. Özellikle yüksek sıcaklıklarda çalışan yakıt hücreleri için kararlı, uzun ömürlü ve düşük maliyetli; elektrot, sızdırmazlık ve destek malzemelerinin geliştirilmesi gerekmektedir. Saf hidrojenin yakıt olarak kullanılmasının getirdiği maliyeti aşmak amacıyla fosil ve alternatif yakıtların, yakıt hücrelerinde kullanılacak kimyasal bileşime, düşük maliyetle dönüştürülebilmesine de ihtiyaç duyulmaktadır.

Katı oksit yakıt hücreleri, yukarıda sayılan özellikleri karşılama bakımından en önemli alternatiflerden biridir. Bu tür yakıt hücrelerinde, oksijen atomu katotta iyonize olarak elektrolit üzerinden anot tarafına geçtiği ve burada yakıt ile birleştiği için hidrokarbon yakıtlar da kullanılabilir. Bu yakıt hücrelerinde de hidrokarbon yakıtların, anot tarafında oksitlenebilmesi için endotermik bir ön dönüşüm işlemi ile H_2 ve CO ' e dönüştürülmesi gerekmektedir.

İlk yatırım maliyeti, ağırlık vb gerekçelerle yakıt hücreleri sonlu büyüklükte tutulur. Bu nedenle yakıtın tamamı reaksiyona girmeden yakıt hücresini terk eder. Yakıttan yararlanma veriminin artırılması bakımından yakıt-egzoz gazı karışımının bir kısmının anot girişine geri beslenmesi gerekir. Ayrıca katı oksit yakıt hücrelerinde fosil yakıtlara uygulanan endotermik ön-dönüşürme işlemi için ihtiyaç duyulan ısının temini bakımından, anodik egzoz gazının resirkülasyonu, sistemin ısı verimini de artırmaktadır. Yine egzoz gazı resirkülasyonu ile yakıt hücreleri için önemli bir problem olan karbon birikmesi problemi de engellenmiş olmaktadır.

Katı oksit yakıt hücrelerinin egzoz gazı sıcaklıklarının 800°C ve üzerinde olması, resirkülasyon işlemi için mekanik sistemlerin kullanılmasını zorlaştırmaktadır. Ejektörler, özellikle yüksek sıcaklıklarda çalışan katı oksit yakıt hücrelerinde, egzoz gazlarının resirkülasyonu için iyi bir alternatif oluştururlar.

Ejektörler; yapılarının basitliği, hareketli parçalarının bulunmaması ve birincil akışkanın enerjisi dışında enerjiye ihtiyaç duymamaları vb nedenlerle soğutma, kimya ve gıda endüstrisi gibi birçok uygulama alanında tercih edilir. Ejektörler, performansları çalışma koşullarından çok fazla etkilendiğinden kararlı şekilde çalışabilmeleri için çok iyi tasarlanmaları ve kontrol edilmeleri gereken akış düzenekleridir.

Katı oksit yakıt hücrelerinde kullanılan ejektörlerin tasarımı; kütleli debi, resirkülasyon oranı ve buhar-karbon oranı gibi parametreleri belirlediğinden, yakıt hücresinin işletilmesi bakımından hayati öneme sahiptir. Ayrıca birincil ve ikincil akışkanların; kimyasal bileşim, sıcaklık ve basınç gibi parametrelerinin oldukça farklı olması, yüksek sürükleme oranı ve düşük basınç artışı katı oksit yakıt hücrelerinden kullanılan ejektörleri diğer ejektörlerden ayırmaktadır.

Bu çalışmada, katı oksit yakıt hücrelerinde egzoz gazının resirkülasyonu amacıyla kullanılan ejektörlerin tasarım ve analizinde CFD yazılımlarının kullanılabilirliği araştırılmıştır.

Öncelikle, 2 kW elektriksel güç üretme kapasitesine sahip, doğal gaz ile çalışan bir katı oksit yakıt hücresindeki anot atık gazlarının resirkülasyonunda kullanılmak üzere bir ejektör tasarlanmıştır. Tasarımda bir boyutlu sıkıştırılabilir akış bağıntıları kullanılmıştır. Bu bağıntıların tasarımda kullanılabilmesi için çok sayıda basitleştirici kabulün yapılması gerekmektedir. Ayrıca ejektörün performansını etkileyen; birincil lülenin geometrisi ve sabit basınç bölgesinin girişine uzaklığı, sabit basınç bölgesinde akış kesitinin daralma açısı, sabit alan bölgesinin çapı ve uzunluğu, ses altı difüzörün genişleme açısı vb birçok geometrik parametre için açık literatürde kesin bir tanımlama bulunmamaktadır.

Bu koşullarda açık literatürdeki veriler de dikkate alınarak geometrik tasarımı yapılan ejektörün yakıt hücresinden beklenen çalışma koşullarındaki performansı, Ansys 14,5/Fluent yazılımı ile sayısal olarak incelenmiştir.

Öncelikle tasarlanan ejektörün düşük mesh yoğunluğuna sahip 2 ve 3-boyutlu modelleri üzerinde CFD yazılımının performansı araştırılmıştır. En iyi sonuçların, 3-boyutlu geometri ile RNG k-ε türbülans modelinin kullanıldığı analizlerde elde edildiği görölmüştür. Bu sonuç, soğutma sistemlerinde ve yakıt hücrelerinde kullanılan ejektörler için literatürde mevcut çalışmaların sonuçları ile de uyumludur. Bir sonraki aşamada mesh optimizasyonu ile asıl analizlerin yapılacağı optimum mesh sayısı belirlenmiştir.

Bir katı oksit yakıt hücresinin tasarım koşullarında sorunsuz çalışabilmesi için yakıt hücresinden çıkan anot atık gazı olan ikincil akışkanın bileşimi ve sıcaklığı ile ejektör çıkışından yakıt hücresine beslenen gaz karışımındaki bileşenlerin oranı sabit kalmalıdır. Bu nedenle katı oksit yakıt hücrelerinde kullanılan ejektörlerde, diğer ejektör uygulamalarından farklı olarak, aynı zamanda hücrenin yakıtını da oluşturan birincil akışkanın kütleli debisinin değişmesi, ilk çalıştırma ve durdurma işlemleri dışında istenmez.

Yakıt hücresi ejektörlerinde, su ve soğutucu akışkan buharları ile çalışan ejektörlerden farklı olarak, birincil ve ikincil akışkanların yüksek sıcaklıklardaki gazlardan oluşması nedeniyle, birincil lülenin çıkışındaki gaz hızlarının düşük değerlerinde de istenen resirkülasyon oranlarına ulaşılabilir. Bu nedenle her ne kadar ejektör akış kanalının tasarımı birincil lülenin yakınsak-ıraksak olması durumuna göre yapıldıysa da daha basit bir lüle geometrisi olarak yakınsak bir lülenin kullanılmasının ejektör performansına etkileri de bu çalışma kapsamında incelenmiştir.

Belirli akış kanalı geometrisine sahip bir ejektörde, ikincil akışkanın debisinin kontrolü için değiştirilebilecek yegâne geometrik parametre, birincil lüle çıkışının emme odasındaki konumudur. Bu nedenle asıl analizlerde öncelikle birincil lülenin

konumuna bağlı olarak resirkülasyon oranı ve buhar-karbon oranının değişimleri parametrik olarak incelenmiştir.

Birincil lülenin konumu dışında, yakıt hücresinin tasarım koşullarında sağlıklı çalışması başka bir ifadeyle ejektör çıkışında istenen gaz bileşim oranlarını elde edebilmek için kolaylıkla değiştirilerek kontrol edilebilecek iki işletme parametresi de birincil akışkanın (yakıt-metan) ejektöre giriş basıncı ve sıcaklığıdır. Bu çalışmada yakınsak-ıraksak ve yakınsak lüle kullanılması durumunda en iyi performansın elde edildiği lüle konumu için birincil akışkanın giriş sıcaklığının ve basıncının ejektör performansına etkileri de irdelenmiştir.

BÖLÜM 2. YAKIT HÜCRELERİ

Enerji, insan yaşamındaki vazgeçilmez unsurlardan biridir. Dünyada artan nüfus, sürekli büyüyen ekonomiler ve artan endüstriyel gelişmeler sonucu enerji ihtiyacı büyük bir hızla artmaktadır. Bu talebi karşılamak için kömür, petrol ve doğal gaz gibi fosil yakıtlar kullanılmaktadır. Kullanılan bu yakıtların yanması sonucu insan ve çevre sağlığını etkileyen zararlı emisyonlar oluşmaktadır. Bu atık gazlar, sera etkisi ve asit yağmurları gibi olumsuzlukları da beraberinde getirmektedir. Bu yüzden enerji tüketimi artarken fosil yakıt tüketiminin azaltılması ve daha düşük emisyon değerlerine inilmesi gerekmektedir.

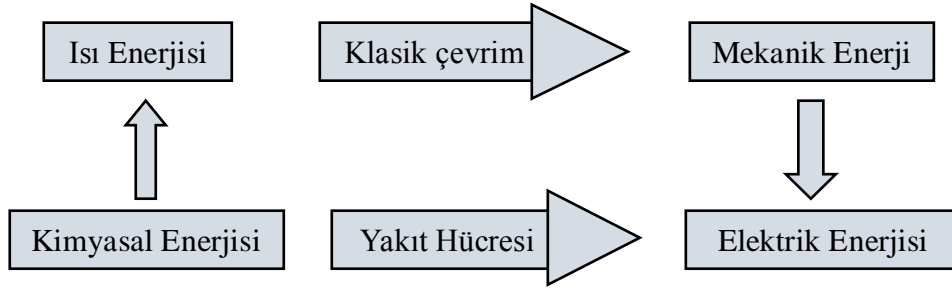
Yakıt hücreleri, çevreye zarar vermeden yüksek elektrik üretim verimi sağlamaktadır. Yakıt hücreleri; yanma, kazanda buhar, türbinde mekanik enerji ve jeneratör ile elektrik enerjisi üretilmesi gibi alt süreçler olmaksızın, yakıtlardan sadece kimyasal bir reaksiyon ile doğrudan elektrik enerjisi üretilmesini sağlar. Yakıt olarak Hidrojen (H_2) ve oksijen (O_2) kullanan elektrokimyasal reaksiyon ile % 80'lere ulaşabilen elektrik üretim verimine sahip yakıt hücreleri, sürekli çalışan piller veya elektrokimyasal makineler olarak da bilinir [1].

Yakıt hücreleri, boyutlarının küçük olması, yüksek verimle çalışmaları ve atık ısılarının kullanılabilir olması yönünden tercih edilmeye başlanmıştır [1].

Yakıt hücreleri yakın gelecekte askeri uygulamalar; bilgisayar ve cep telefonu gibi taşınabilir araçlar; konutlar ve elektrik güç santralleri gibi sabit uygulamalar; uzay araçları, bisikletten toplu taşıma araçlarına, gemilerden uçaklara kadar ulaşım araçları gibi birçok alanda yüksek verimleri ve düşük emisyonları nedeniyle oldukça geniş bir kullanım alanı bulabilecektir [2]. Yakıt hücreleri ticarileşme yolunda önemli aşamalar kaydetmiş ve ilk etapta dizüstü bilgisayarlar, cep telefonları ve el kameralarında kullanılmıştır. Yakıt hücreleri sayesinde bilgisayar ve cep

telefonlarının kullanım süreleri, iki üç saatten otuz saate kadar uzamıştır. Uygulamanın önümüzdeki yıllardan itibaren giderek yaygınlaşması beklenmektedir. Yakıt hücrelerinin yakın bir zamanda, ev ve ofislerdeki kombi ve klima gibi konut tabanlı ısıtma-soğutma uygulamaları ile birlikte eş zamanlı olarak elektrik üretim-tüketim sistemlerinde kullanılması da beklenmektedir [2].

Şekil 2.1’de klasik sistemler ile yakıt hücrelerinin çalışması karşılaştırılmaktadır. Yakıt hücrelerinde, klasik sistemlerdeki gibi çok sayıdaki alt enerji dönüşüm süreci bulunmadığı için mekanik enerji kayıpları ve enerji iletim kayıpları gibi kayıplar da yoktur, dolayısıyla verimleri oldukça yüksektir [3]. Isı makinelerinde söz konusu olan “yakıt kimyasal enerjisi-ısı enerjisi-mekanik enerji-elektrik enerjisi” dönüşümü yakıt hücresinde yerini, “yakıt kimyasal enerjisi-elektrik enerjisi” dönüşümüne bırakmaktadır.



Şekil 2.1. Klasik güç çevrimleri ile yakıt hücresinin karşılaştırılması

Klasik ısı makinelerine hava ve yakıt girmekte, yanma ürünleri ve ısı çıkışı olurken iş üretilmektedir. Bir güç ünitesinin esas amacı; yakıtın enerjisini maliyet, performans ve güvenlik etkenlerini de dikkate alarak, en verimli yoldan işe dönüştürmektir. Büyük ölçüde tersinmez bir süreç olan yanma işleminde, yakıtın kimyasal bağ enerjisi yanma ürünlerinin iç enerjisine dönüşmekte ve bu enerji de bir ısı makinesinde mekanik işe dönüştürülerek kullanılmaktadır. Bir ısı makinesi ile ulaşılabilecek maksimum verim, ısı alınan ve atılan kaynakların mutlak sıcaklıklarına göre tanımlanan Carnot çevriminin verimi ile sınırlanmış olmakla birlikte; malzemelerin mekanik dayanımlarından kaynaklanan sıcaklık sınırlamaları ve tersinmezlikler nedeniyle, maksimum verimler uygulamada %40’lar düzeyinde kalmaktadır [1].

Kimyasal enerjinin önce ısı, sonra mekanik enerjiye dönüştürülmesi yerine, daha yüksek verimle doğrudan elektrik enerjisine (ki bu da termodinamik açıdan mekanik enerjiye eşdeğerdir) dönüştürüldüğü yakıt hücresi ise Carnot çeviriminin sınırlamalarından bağımsızdır. Hava ve saf hidrojenin kullanıldığı bir yakıt hücresinde yakıtın enerjisini elektrik enerjisine dönüştürme verimi %60'ın üzerine çıkabilmektedir [1].

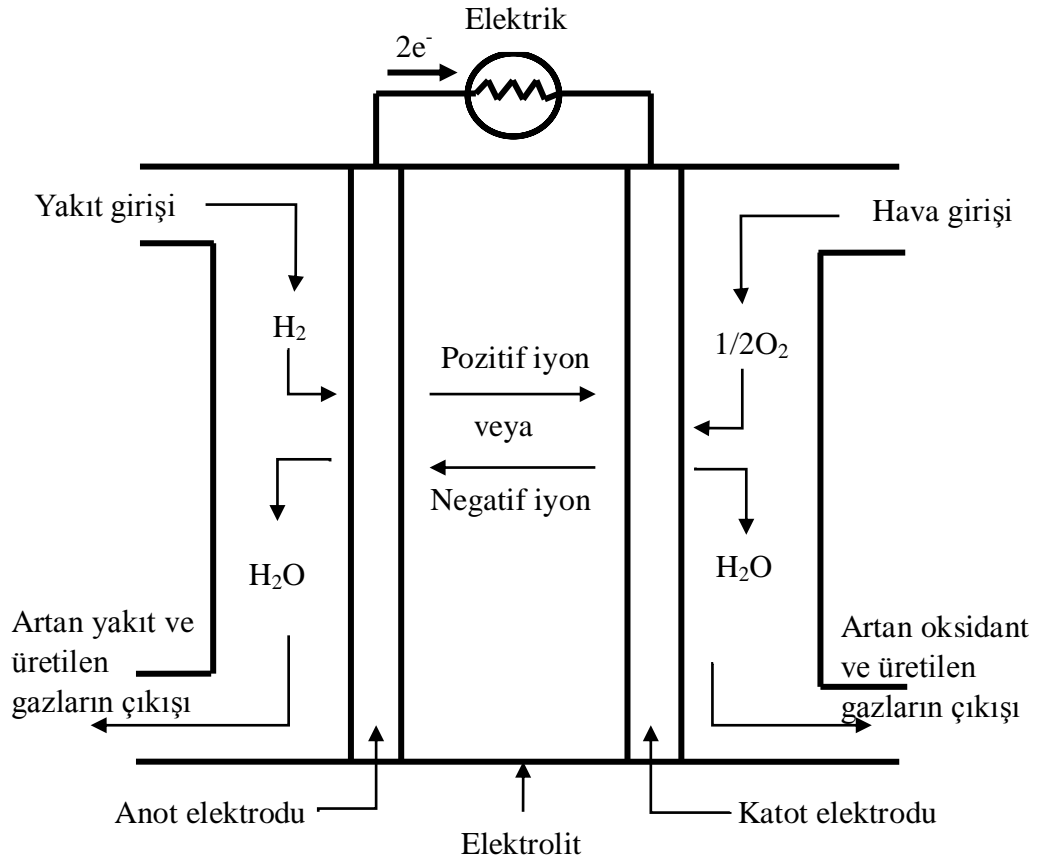
2.1. Tarihçe

Yakıt hücreleri alanındaki ilk çalışmalar, H₂-O₂ hücreleri ile Sir William Grove tarafından yapılmıştır (1838). Grove bu çalışmalarda suyun elektrolizinin ters reaksiyonu sonucunda sabit akım ve gücün üretildiğini fark etmiştir. Yakıt hücresinin tarihi çok eski olmasına rağmen, uygulamadaki ilk kullanım; NASA'nın uzay programlarında Apollo, Gemini ve Space Shuttle uzay araçlarında enerji temini amaçlıdır (1958) [2].

Friedrich Wilhelm Ostwald, yakıt hücresindeki her elemanın görevini ve etkisini araştırmıştır (1893). William W. Jacques, eriyik elektrolitli yakıt hücrelerinin temelini atmış ve kömürün elektrokimyasal enerjisini doğrudan elektrik enerjisine dönüştürmeyi amaçlamıştır (1896). Emil Baur, 1900 yılında ünlü bilim adamı Nerst'in başlattığı katı oksit elektrolit ile çalışan yakıt hücresi projesini başarıyla sonuçlandırmıştır (1937). Belki de yakıt hücrelerinin günümüzdeki konumuna gelmesini sağlayan en önemli çalışma, Thomas Bacon'un alkali yakıt hücreleri üzerinde yaptığı çalışmalarıdır (1939). Bu çalışmanın önemini fark eden Pratt&Whitney şirketi bu projeye lisans vererek NASA programlarında kullanılmasını sağlamıştır. Ülkelerin uzay çalışmalarındaki rekabetleri yakıt hücrelerine ilgiyi artırdı (1950). NASA, H₂-O₂ hücresini uzay araçlarında kullanmaya başladı (1958). Petrol krizlerinin ardından hidrojen ve hidrojenli yakıt hücreleri önem kazandı (1980). 2000'li yıllarda yakıt hücrelerine ait seçeneklerin artması, maliyetlerin düşmesi, yaygın kullanıma geçilmesi, teknoloji geliştirme çalışmalarını da yoğunlaştırmıştır [2].

2.2. Çalışma Prensibi

Yakıt hücresinin çalışma prensibinin daha kolay anlaşılması için suyun elektrolizinde suya uygulanan doğru akım ile oksijen ve hidrojen oluştuğu hatırlanmalıdır. Elektrik enerjisi kullanılarak su bileşenlerine ayrıştığına göre işlemin ters yönde düzenlenmesi halinde yani oksijen ve hidrojenin reaksiyonu ile su elde edilirken, elektrik enerjisi üretilmelidir. Bu reaksiyon ilk defa W. R. Grove tarafından, platin elektrot kullanılarak 1839 yılında gerçekleştirilmiştir [1]. Yakıt hücresinin genel bir şeması Şekil 2.2’de verilmiştir.



Şekil 2.2. Bir yakıt hücresinin genel yapısı

Temel olarak bir yakıt hücresi; elektrolit ve bunun her bir yüzeyi ile temas halinde bulunan geçirgen-gözenekli (poroz) yapıya sahip anot ve katot elektrotlarından oluşur. Bu iki elektrot içerisinde oksijen ve hidrojeni dağıtmak için kanallar bulunur.

Yakıt hücresinin anot (negatif) kutbu ya da elektrotuna; gaz yakıt, katot (pozitif) kutbu ya da elektrotuna ise; oksitleyici (hava ya da oksijen) gönderilir [4].

Hidrojen (H_2), anot üzerinde (negatif elektrot) akarken pozitif yüklü proton ve negatif yüklü iyonlarına ayrışır. Bu iki parça yakıt hücresinin içinde katoda doğru ayrı rotalardan gider. Proton elektrolitin içinden geçer. Elektronlar dış devreden katoda doğru transfer olurken, elektrik akımı üretilir. Bu sırada katoda (pozitif elektrot) doğru ilerleyen negatif yüklü iyonlar ile ortama beslenen oksijen atomları arasında kimyasal reaksiyon meydana gelir [5].

Gönderilen yakıt ve havanın elektrokimyasal reaksiyonu sonucunda anot ve katot arasında oluşan potansiyel farkı bir elektron akışını ve elektriksel gerilimi meydana getirir. Reaksiyon sonrası ısı, saf su ve karbon içerikli bir yakıt kullanılıyorsa ilave olarak karbondioksit açığa çıkar [4].

Yakıt hücresi sistemi bir yanma reaksiyonu vermediği için çok daha fazla elektrik üretmektedir. Tüm yakıt hücrelerinde su, hücre çalışma sıcaklığına göre sıvı veya buhar şeklinde ürün olarak açığa çıkar. Oksitleyici olarak oksijen kullanılıyorsa su, hava kullanılıyorsa azot ve su, bileşiminde karbon bulunan yakıt kullanılması durumunda ise karbondioksit oluşur. Su yakıt hücresini terk eder ve böylece yakıt hücresi kendini soğutmuş olur. Ancak çok yüksek sıcaklıkta çalışan yakıt hücrelerinde soğutma ekipmanı kullanılması gerekir [6].

2.3. Yakıt Hücresinin Avantajları ve Dezavantajları

Yakıt hücrelerinin diğer güç sistemlerine göre avantajları [6]:

Yakıt hücresi, termal enerji sistemlerine göre daha yüksek verimle çalışır. Termal sistemler ile elektrik elde edilirken, sistemin verimi “Carnot Çevrimi Kriterleri”nden etkilenirken, yakıt hücrelerinde bu etkileşim yoktur. Termal sistemlerde elektrik üretim verimi %35-40’ı geçemezken, yakıt hücrelerinde %70’e yakın verimle çalışılmaktadır.

Hidrojen ve oksijen ile çalışan bir yakıt hücresinde meydana gelen emisyon miktarı, diğer yakıtlara göre ihmal edilecek kadar azdır. Atık ürün olarak bir tek su oluşmaktadır. Bu tip yakıt hücrelerinde CO, NO_x, yanmamış hidrokarbonlar ve kirlenici diğer maddeler oluşmaz. Oksitleyici olarak hava kullanıldığında ihmal edilecek kadar az miktarda azot içeren atıklar oluşurken, hidrokarbonların yakıt olarak kullanıldığı sistemlerde ise çok düşük miktarda CO₂ oluşur. Çevre kirliliği ve insan sağlığı için birçok yasal kısıtlamanın uygulandığı günümüzde, diğer teknolojilerin maliyeti sürekli artarken, çevre dostu yakıt hücreleri çok değerli bir alternatiftir.

Hareketli aksamın bulunmadığı yakıt hücreleri gürültü kirliliği oluşturmaz. Yakıt hücrelerinde çok çeşitli fosil ve alternatif yakıtların kullanılabilmesi uygulama alanlarını genişletmektedir.

Yakıt hücrelerinin basit yapısı, istenilen kapasitede üretilebilmelerini kolaylaştırır ve 10 W' tan MW mertebesine kadar geniş bir güç yelpazesine sahiptirler. Modülerdirler, gerekli görülen her yerde kullanılabilirler.

Yüksek sıcaklıkta çalışan yakıt hücrelerinde elektrik üretiminin yanı sıra oluşan atık ısı, geri kazanılarak buhar santrallerinde kullanılabilir.

Yakıt hücreleri dayanıklı ve güvenli sistemlerdir.

Yakıt hücrelerinin diğer güç sistemlerine göre dezavantajları [6]:

Yakıt hücreleri üretimi bilgi birimi ve ileri teknoloji gerektirir.

Diğer sistemlerden daha yüksek maliyetlidir.

Uygulamada karşılaşılan problemlerin aşılabilmesi için uzun zamana ve yüksek maliyetli araştırmalara ihtiyaç vardır.

Enerji üretim endüstrisi için yeni bir teknolojidir [3].

Yakıt üretim, depolama ve dağıtım problemlerinin henüz aşılammıştır [3].

Yüksek sıcaklıklarda çalışan yakıt hücreleri için malzeme seçim problemi vardır [3].

Özellikle mobil uygulamalarda büyük hacim ya da ağırlıkta yakıt depolama gereksinimi önemlidir [4].

Direkt hidrojen kullanımı halinde yakıt maliyetleri yüksektir [4].

2.4. Yakıt Hücrelerinin Çevresel Etkileri

Yakıt hücrelerinin çevresel bakımdan klasik sistemlere göre sahip olduğu üstünlükler, geliştirilmelerinde rol oynayan ana unsurlardan biridir. Bu üstünlükler, sıfır ya da sıfıra yakın kirletici emisyonlar (NO_x, SO_x, CO ve hidrokarbonlar) ve çok düşük gürültü seviyesidir. Yakıt hücrelerinin bu çevre dostu özellikleri, tüketicilerin ev veya iş yerleri yakınındaki güç üretimi tesislerine karşı olan tavırlarını yumuşatacaktır. Çünkü birçok tüketici, kirlilik ve gürültüden kaçmak için enerji tesislerinden oldukça uzakta yaşamayı tercih etmektedir. Yakıt hücrelerinin kullanıldığı güç üretim tesislerinden insanlar rahatsız olmayacakları için dağıtılmış güç üretim sistemi için bir fırsat oluşmaktadır [5].

Merkezi bir tesiste üretilen elektriği çok uzun kablolarla dağıtmak yerine, yakıt hücrelerinden beslenen, dağıtılmış küçük üretim tesislerinin elektrik şebekesine bağlanması son derece caziptir. Bu tür bir düzenleme; çok büyük güç tesislerinde yerel olarak üretilen büyük miktardaki kirliliğin azaltılması, güvenilirliği artması ve üretim noktalarından tüketicilere uzanan elektrik dağıtım hatlarının kısaltılması ile dağıtım veriminin artması gibi faydalar sağlar [5].

Özellikle yakıt hücreli araç teknolojisindeki gelişmeler ve büyük otomobil üreticilerinin bu teknoloji ile ilgilenmeleri, tüketicilerin de ilgisini arttırmaktadır. Ancak, yakıt hücrelerinin çevresel yararlarının yanında, gelişimleri için yoğun çaba sarf edilerek aşılması gereken birtakım engeller mevcuttur. Bu engellerin başında

gelen altyapı ve maliyet problemlerinin aşılması durumunda yakıt hücreli araçlar, halen kullanılan benzinli ve dizel araçlar ile ticari olarak yarışır hale gelecektir [5].

Yakıt hücreli araçların çevresel yönden olumlu çok sayıda etkisinden söz edilebilir. Geleceğin yakıt hücreli aracının, günümüz araçlarından % 98-100 oranında daha temiz olması beklenmektedir. Bu ise dünyada ulaşım araçlarından kaynaklanan çevre kirliliğini büyük ölçüde azaltacaktır. ABD’de yapılan bir araştırma, en kirli eyaletlerde bu araçların kullanılması ile sağlanacak sıfır ya da sıfıra çok yakın kirlilik sayesinde, aracın ömrü boyunca, araç başına 4300-8300 \$ arasında bir ekonomik kazanç elde edilebileceğini göstermiştir. Araçlarda ve sabit elektrik üretim tesislerinde yakıt hücrelerinin kullanılmasının, büyük bir problem olan sera etkisinin azaltılmasına da önemli bir katkısı olacaktır. Yenilenebilir yakıtlarla çalışan yakıt hücrelerinin kullanımı, atmosfere yayılan ısı tutucu gazları %85–100 oranında azaltacaktır. Kullanılan yakıt doğal gazdan üretilse de, emisyonlardaki azalma %60–70 civarında olacaktır [5].

Yakıt hücrelerinin emisyon azaltma potansiyelleri yukarıda da anlatıldığı gibi oldukça yüksektir. Buna başka bir örnek verilecek olursa; %70 elektrik üretim verimiyle çalışması beklenen bir hibrit KOYH/gaz türbini sisteminin, aynı miktarda elektrik üretecek bir konvansiyonel santrale göre %50-70 daha az CO₂ emisyonu açığa çıkaracağı hesaplanmıştır. Aynı şekilde ulaşımda kullanılan araçların emisyonlarında da yüksek oranlarda azalma beklenmektedir. Yakıt hücreli bir araç, aynı yakıtı kullanan geleneksel bir araca göre %45 daha az CO₂ emisyon yayar. Yapılan araştırmalara göre yakıt hücrelerinin verimi, benzinin ayrıştırılması ile çalışanlarda en düşük, doğrudan saf hidrojen kullananlar da ise en yüksek olacaktır [5]. Yakıt hücreli bir araçtan çevreye yayılan emisyonlar, normal bir otomobil emisyonları ile karşılaştırılması Tablo-2.1’de verilmiştir [5].

Tablo 2.1. Emisyonlar açısından yakıt hücresi ve içten yanmalı motorların karşılaştırılması

Emisyonlar	Hidrojen Yakıt Hücresi (Saf Hidrojen ile çalışan)	Gaz Yakıtlı İçten Yanmalı Motor
Su (H ₂ O)	0,0566 kg/km = 56,65 g/km	0,0884 kg/km = 88,4 g/km
Karbondioksit (CO ₂)	0,0027 kg/km = 2,7 g/km	0,228 kg/km = 228 g/km
Azot oksitler	0	0,177 – 0,295 g/km
Yanmamış hidrokarbonlar	Yok	Var

2.5. Yakıt Hücresi Türleri

Yakıt hücreleri, çalışma sıcaklığı, elektrolit ve yakıt türü vb özelliklere göre sınıflandırılmaktadır. Yakıt hücresinin çalışma sıcaklığı 150°C' den düşükse, "düşük sıcaklık yakıt hücresi", 500 ila 1000°C arasında ise "yüksek sıcaklık yakıt hücresi" olarak adlandırılmaktadır. Düşük sıcaklık yakıt hücrelerinin hidrojen gibi saf yakıt ve platin gibi iyi ve pahalı katalizör gerektirmelerine karşın, yüksek sıcaklık yakıt hücreleri, hidrokarbon yakıt ve daha ucuz katalizör kullanabilme potansiyeline sahiptir. Kullanılan elektrolit asidik veya sıvı, katı veya sıvı-katı karışımı içerisinde alkalin biçiminde olabilir. Kullanılan yakıtlar genellikle hidrojen, doğal gaz (metan), metanol ve propandır [6].

2.5.1. Fosforik asit yakıt hücresi

Fosforik asit yakıt hücresinde (FAYH) elektrolit yerine fosforik asit kullanılır. FAYH'leri ticari anlamda en gelişmiş yakıt hücreleridir ve birçok uygulamada (hastaneler, oteller, ofisler, okullar vb.) kullanılmaya başlanmıştır. Ayrıca otobüs gibi büyük taşıtlarda da kullanılmaktadır. FAYH'nin verimi %40 ve işletme sıcaklığı yaklaşık 400°C'dir. Bunun sebebi fosforik asidin düşük sıcaklıklarda kötü bir iyonik iletken olmasıdır. FAYH'leri bu sıcaklık aralığının dışında verimli olarak çalışmazlar. Avantajları kararlı elektrot, yüksek oranda fosforik asit değişebilirliği ve verimli anot performansdır. Dezavantajları ise verimsiz katot performansdır [1].

2.5.2. Polimer elektrolit membranlı yakıt hücresi

Polimer elektrolit membranlı yakıt hücresi (PEMYH) yapısı FAYH'nin ki ile aynıdır. Fakat PEMYH'leri nispeten daha düşük sıcaklıklarda da çalışırlar. Çalışma sıcaklıkları yaklaşık 100°C'dir. Bu yakıt hücresi türü yüksek güç yoğunluğuna sahiptir ve güç taleplerinde değişiklikleri karşılamak için hızlı bir şekilde güç çıkışları değiştirilebilir [1].

2.5.3. Erimiş karbonat yakıt hücresi

Erimiş karbonat yakıt hücresinde (EKYH) elektrolit yerine alkali metal (Li, Na, K) karbonatlar kullanılır. Bununla beraber alkali metal karbonatın, elektrolit gibi çalışması için sıvı fazda olması gerekir. Bu piller yaklaşık 700°C gibi yüksek sıcaklıklarda çalışırlar. Yüksek çalışma sıcaklığı elektrolitin yeterli iletkenliği sağlaması için gereklidir [1].

EKYH'leri yüksek işletme sıcaklığından ve elektrolitin yapısından dolayı FAYH'lerden farklıdır. EKYH'lerin yüksek işletme sıcaklığı, mevcut yakıtların kullanılmasında ve tüm sistemde maksimum verimin elde edilmesi bakımından önemli yararlar sağlar. Fakat yüksek sıcaklık uzun ömürlü sistemler için uygun malzemelerin seçiminde kısıtlamalar getirir [1].

2.5.4. Alkali yakıt hücresi

Alkali yakıt hücresinde (AYH) elektrolit yerine alkalik potasyum hidroksit kullanılır. Çalışma sıcaklıkları yaklaşık 80°C'dir ve verimleri %70'lere ulaşabilmektedir. Alkali yakıt hücreleri çoğunlukla uzay çalışmalarında kullanılmaktadır [1].

Tablo 2.2'de farklı yakıt hücresi türlerinin özellikleri listelenmiştir [7]. Bu çalışmanın ana konusu olan katı oksitli yakıt hücreleri daha ayrıntılı incelenmiştir.

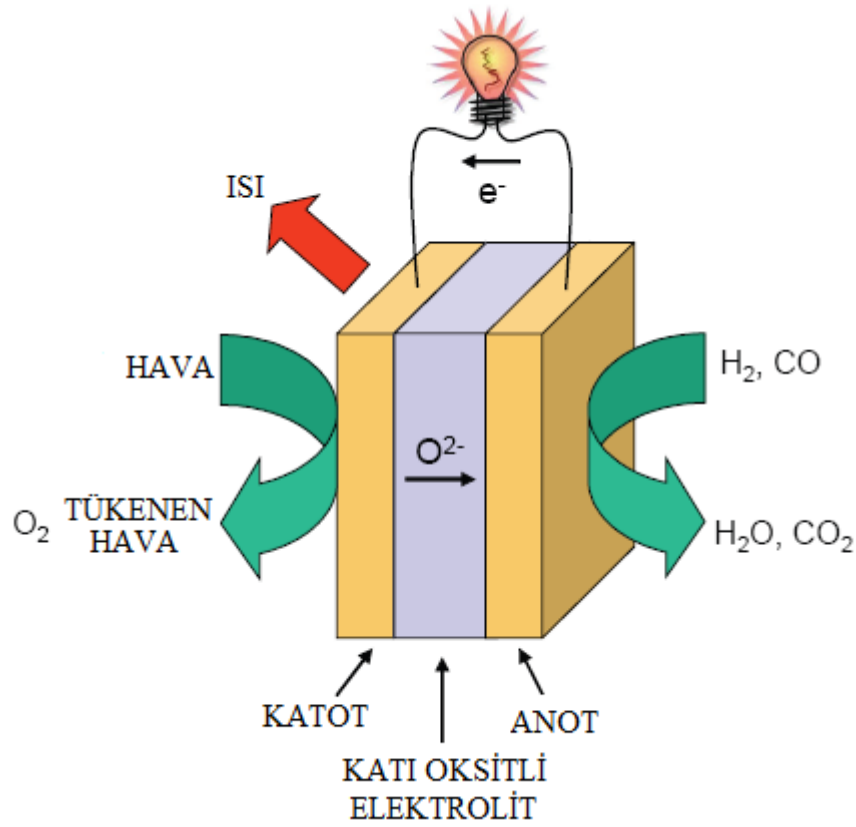
Tablo 2.2. Yakıt hücresi çeşitleri ve özellikleri

	Fosforik asit yakıt hücresi	Katı oksit yakıt hücresi	Erimiş karbonat yakıt hücresi	Polimer elektrolit yakıt hücresi	Alkali yakıt hücresi
Elektrolit	Fosforik asit	Çinko üzerine tutturulmuş yitria (YSZ)	Karbonat	Polimer iyon değişim filmi	Potasyum hidroksit
Elektrolitte taşıyıcı	H ⁺	O ₂ ⁻²	CO ₃ ⁻²	H ⁺	OH ⁻
Hücre materyali	Karbon	Seramik vb.	Ni, paslanmaz çelik, vb.	Karbon	Karbon
Güç yoğunluğu (W/kg)	120-180	15-20	30-40	350-1500	35-105
Yakıt türü	H ₂ , hidrokarbonlar, fosil yakıtlar	H ₂ , hidrokarbonlar	H ₂ , hidrokarbonlar	H ₂ , hidrokarbonlar	H ₂
Sıcaklık	200 °C	1000 °C	600-700 °C	80 °C	80 °C
Güç üretim verimi	%37-42	%60-70	%45-60	%60	%42-73
Uygulama alanları	Ticari uygulamalar (oteller, hastaneler, vs.)	Ticari uygulamalar, sanayi uygulamalar, elektrik santralleri	Elektrik santralleri	Ulaşım araçları, askeri sistemler	Uzay çalışmaları

2.5.5. Katı oksit yakıt hücresi

Katı oksitli yakıt hücreleri (KOYH) yaklaşık 1000°C sıcaklıkta çalışırlar. Bu yüksek işletme sıcaklıkları kinetik enerjiyi destekler ve yüksek kaliteli atık ısı enerjisi üretir. Katı oksit yakıt hücrelerinin çalışma verimleri % 60'a yaklaşmaktadır.

Bir yakıt hücresinde, gaz yakıtlar anottan devamlı olarak beslenirken, oksitleyici gazlar da katottan sürekli gönderilir ve reaksiyonun oluşması sağlanır [1]. Şekil-2.3'de katı oksit yakıt hücresi görülmektedir [8].

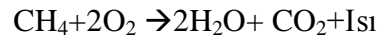
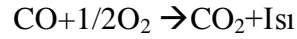
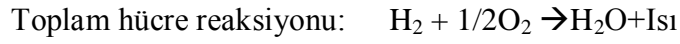


Şekil 2.3. Katı oksit yakıt hücresinin elektrokimyasal prensibi

Katı oksitli yakıt hücresinde oksijen iyonu elektrolitten geçmektedir. İyonize olan oksijen atomu olduğundan anot tarafında herhangi bir hidrokarbon yakıt kullanılabilir. Oksijen, dış devreden gelen elektronla katotta iyonlaştırılır. Oksijen iyonu, seramik elektrolitten anot tarafına iletilir. Yakıt, oksijen iyonu ile anotta birleşir, yanma gazları ve elektron açığa çıkar. Elektron, dış devreden katot tarafına aktarılır [1].

Yakıt hücresine hidrojenin girmesi durumunda sadece (1) numaralı reaksiyon oluşurken, eğer hücreye karbon monoksit ve metan da girerse, reaksiyonlar hidrojenin reaksiyonuna benzer şekilde genişletilerek yazılır. Katı oksitli yakıt hücresinde meydana gelen elektrokimyasal reaksiyonlar aşağıdaki şekildedir [4]:





2.5.6. Katı oksit yakıt hücresi sistemlerinin sınıflandırılması

KOYH, Tablo 2.3’de gösterildiği gibi sıcaklık seviyesi, hücre ve yığın tasarımı, destek tipi, akış şekli ve yakıt dönüşüm tipine göre de sınıflandırılabilir [9].

Tablo 2.3. Katı oksit yakıt hücrelerinin sınıflandırılması

Sınıflandırma kriteri	Türleri
Sıcaklık seviyesi	Düşük sıcaklıklı KOYH (DS-KOYH)(500°C-650°C) Orta sıcaklıklı KOYH (OS-KOYH)(650°C-800°C) Yüksek sıcaklıklı KOYH (YS-KOYH)(800°C-1000°C)
Hücre ve yığın tasarımı	Düzlemsel KOYH(yassı-düzlemsel, radyal- düzlemsel) Borulu KOYH (mikro-borulu, borulu) Bölünmüş serili KOYH (veya bütünleşmiş-düzlemsel KOYH) Monolitik KOYH
Desteğin türü	Kendinden destekli (anot destekli, katot destekli, elektrolit destekli) Dış destekli (bağlantı destekli, gözenekli yüzey destekli)
Akış şekli	Ortak akışlı Çapraz akışlı Ters akışlı
Yakıt dönüşüm tipi	Dış dönüşümlü KOYH (DD-KOYH) Doğrudan iç dönüşümlü KOYH (DİD-KOYH) Dolaylı iç dönüşümlü KOYH (DİÇD-KOYH)

2.5.6.1. Sıcaklık seviyesine göre sınıflandırma

KOYH, düşük sıcaklık (DS-KOYH), orta sıcaklık (OS-KOYH) ya da yüksek sıcaklık (YS-KOYH) olarak sınıflandırılabilir [9].

YS-KOYH'nin DS-KOYH ve OS-KOYH' ne göre sahip olduğu avantajlar şunlardır [9]:

Hücre bileşenlerinin direnci azalır ve dolayısıyla omik polarizasyon azalır.

Elektrot kinetiği artar. Bu nedenle sırasıyla reaksiyon tembelliği ve aktivasyon polarizasyonu azalır.

Anot çıkışının sıcaklığı yüksek olduğu için YS-KOYH dip döngüleri ile daha iyi ısı entegrasyonuna sahiptir. Bu da sistemin etkinliğini yükseltir.

YS-KOYH'nin DS-KOYH ve OS-KOYH' ne göre dezavantajları şunlardır [9]:

Uzun açma ve kapatma zamanı gerektirir.

Yapısal bütünlüğü zayıftır.

Korozyon oranları artar.

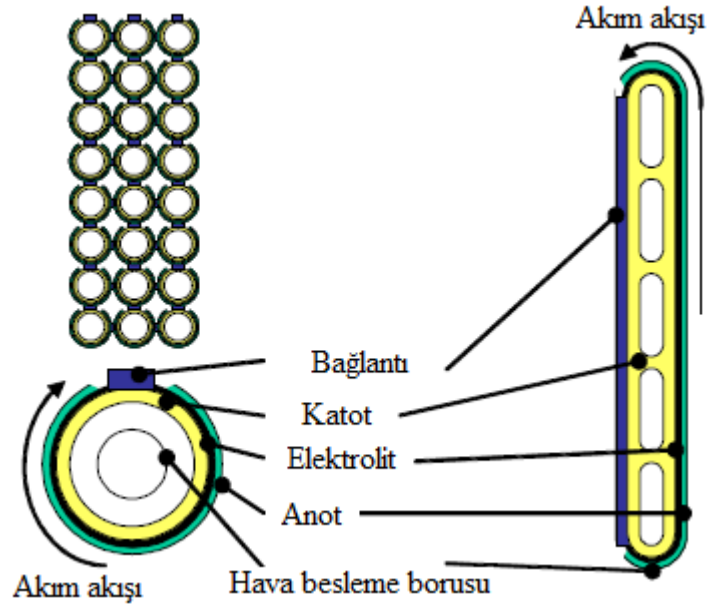
Malzeme maliyetleri artar.

2.5.6.2. Hücre ve yığın tasarımına göre sınıflandırma

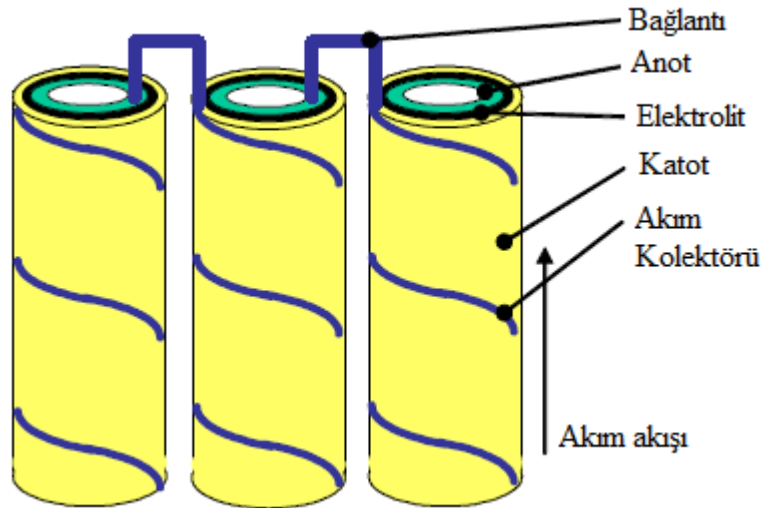
Hücre ve yığın tasarımına göre KOYH'leri; boru, düzlemsel, bölünmüş serili/serilere bölünmüş ve monolitik olarak sınıflandırılabilir [9].

Boru şeklindeki tasarımda, hücre bir boru gibi yapılandırılmıştır ve yığın, tek hücre borularından oluşan bir pakettir [10].

Borulu KOYH'nin Siemens Westinghouse tasarımı en iyi bilinen ve en gelişmiş tasarımıdır ve borulu KOYH' de hücrelerin birbirine bağlantıları için farklı düzenlemeler Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'de gösterilmiştir [11].



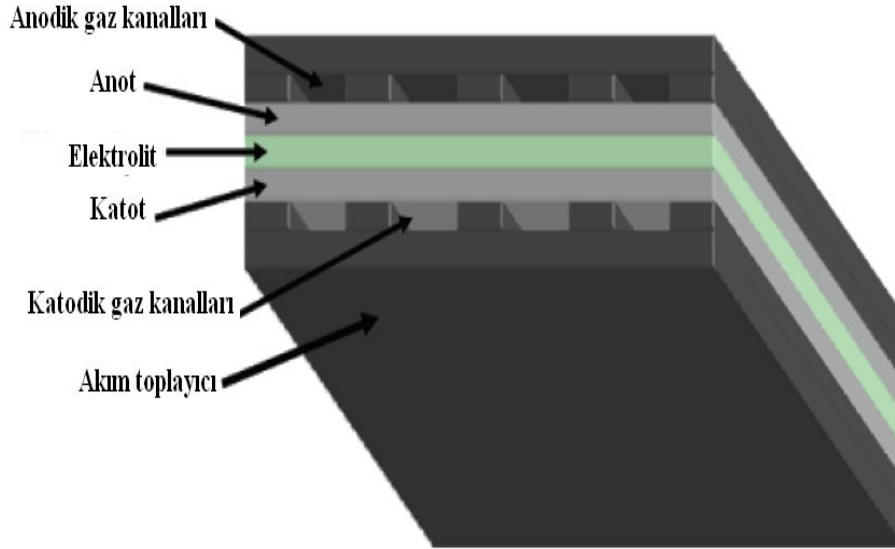
Şekil 2.4. Boru etrafında iletim olan borulu KOYH



Şekil 2.5. Boru boyunca iletim olan borulu KOYH

Düzlemsel tasarımda, tek hücre elektriksel serilere bağlanmış düz plakalar olarak yapılandırılır. Yaygın plaka şekilleri dikdörtgen(kare) veya daireseldir [10]. Düzlemsel KOYH Şekil 2.6'da görülmektedir [3].

Basit geometrik şekline rağmen düzlemsel tip, sızdırmazlık sorunları nedeniyle KOYH'nin ilk gelişim aşamalarında tercih edilmemiştir. Ancak son zamanlarda birçok üretici düzlemsel tip KOYH'ni geliştirmektedir. Çünkü sızdırmazlık problemi, KOYH malzemelerindeki gelişmeler ve KOYH'nin daha düşük sıcaklıklarda kullanılıyor olması ile ortadan kalkmıştır [9]



Şekil 2.6. Düzlemsel katı oksit yakıt hücresi

Boru şeklindeki tasarıma göre düzlemsel tasarımın avantajları şunlardır [9]:

Hücreleri boru şeklindeki tasarım durumunda olduğu gibi büyük boşluk vermeden istiflenebildiğinden daha kompakttır.

Çift kutuplu levhalar, hücreler arasında basit bir elektrik bağlantısı serisi sağlar.

Akım yolu kısa olduğundan omik kayıplar düşüktür.

Üretim maliyetleri daha düşüktür.

Düzlemsel tasarımın borulu tasarımına göre dezavantajı ise gaz sızdırmazlık problemidir. Ancak, boru tasarımında hücreler genişletebilir ve herhangi bir

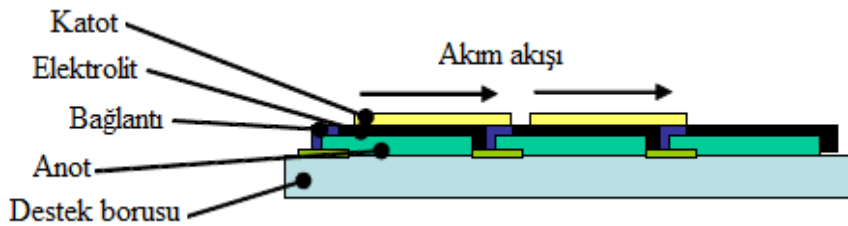
kısıtlama olmaksızın küçültülebilir [9]. Ayrıca aşağıda Tablo 2.4’de, borulu ve düzlemsel katı oksit yakıt hücresine ait özellikler bulunmaktadır [12].

Tablo 2.4. Borulu ve düzlemsel katı oksit yakıt hücresine ait özellikler

Özellik	Borulu	Düzlemsel
Güç yoğunluğu	Düşük	Yüksek
Hacimsel güç yoğunluğu	Düşük	Yüksek
Başlangıç ve kapanma	Hızlı	Yavaş
Bağlantı üretimi	Zor	Yüksek maliyet

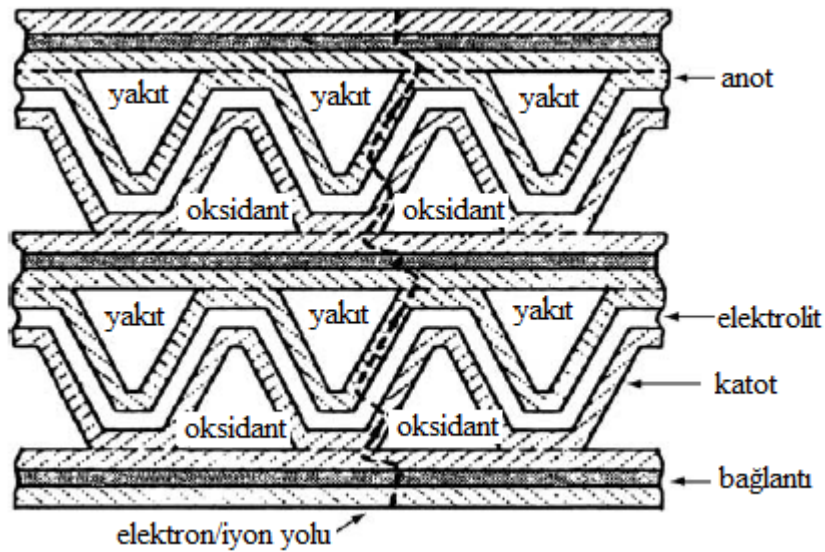
Bölünmüş serili/serilere bölünmüş tasarımda, elektrik ve gaz akışı serilerinin bölünmüş hücrelere bağlanmasıyla oluşur. Hücreler ya gözenekli bir destek üzerinde ince bantlı bir yapı olarak düzenlenir (gözenekli yüzey yapısı) ya da boru şeklinde kendinden destekli bir yapı içine yerleştirilir (elektrolit destekli). Her bir boru aslında bir hücre yığıdır [10]. Bölünmüş seriler halindeki borulu KOYH teknolojisinde borunun aktif hücre alanı bölünmüştür ve seri olarak bağlanır. Bunun bir sonucu olarak düzlem-içi iletimi, meydana geldiği uzunluğun üzerinde hücre bölüm modeli ile kontrol edilebilir. Seri olarak bölümlenmenin diğer bir sonucu boru başına voltajın daha yüksek olmasıdır. Bu nedenle toplam akım daha düşüktür ve tüpler arasında ağırlığı daha az olan bağlantılar yeterli olur. Bölünmüş serili/serilere bölünmüş KOYH’nin şematik gösterimi Şekil 2.7’de görülmektedir [11].

Mitsubishi Heavy Industries ve Rolls Royce KOYH’nin en yeni tasarımı olan bölünmüş serili KOYH üretmektedir. Bu, borulu ve düzlemsel geometriler arasında bir tasarımdır. Borulu gibi ısıl genleşme özgürlüğüne ve düzlemsel gibi düşük bileşen imalat maliyetine sahiptir [9].



Şekil 2.7. Bölünmüş serili/serilere bölünmüş KOYH

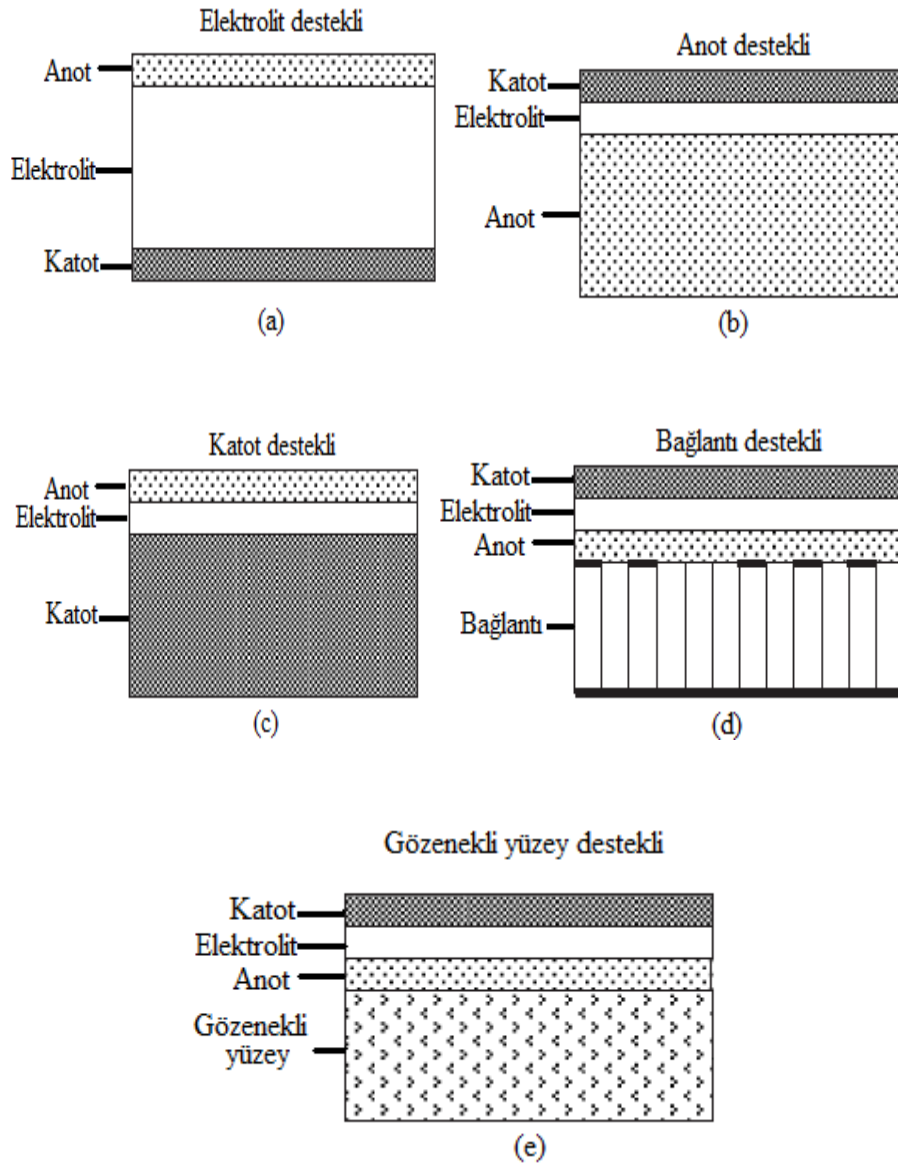
Monolitik tasarımda, hücre bileşenleri ya aynı yönlü paralel gaz akışlı ya da çapraz gaz akış şeklinin bir kıvrımlı yapı içinde oluşturulmasıyla ortaya çıkar [10]. Hücre petek gibi dizilmiş yakıt ve oksit kanallarından oluşur [9]. Şekil 2.8’de monolitik KOYH görülmektedir [10]. Farklı hücre bileşenleri ince tabaka olarak imal edilir [9]. Hücre genellikle elektrolit destek üzerine dayanır [10]. Monolitik KOYH potansiyel olarak tüm KOYH tasarımlarından en yüksek güç yoğunluğunu sunuyor olsa da imalatının zor olduğu bilinmektedir. Sonuç olarak bu tasarım sürdürülebilir değildir [9].



Şekil 2.8. Monolitik KOYH

2.5.6.3. Destek tipine göre sınıflandırma

KOYH anot destekli, katot destekli ve elektrolit destekli olarak üretilebilir. Bir KOYH sıcaklığı arttığında onun elektrolitinin iyonik direnci düşer. Bu nedenle yüksek sıcaklıktaki KOYH için genellikle elektrolit destekli yapı seçilir. Orta ve düşük sıcaklıktaki yakıt hücreleri için elektrolit, çok ince imal edildiğinden, yakıt hücresi anot veya katot destekli yapıda imal edilir. Bu üç üretim tipi, kendinden destekli biçim olarak adlandırılabilir. Aynı zamanda, bağlantı destekli ve gözenekli yüzey destekli olmak üzere, dış destekli tasarımlar da vardır. Bununla birlikte, bu tür bir yapılandırma yaygın olarak kullanılmamaktadır [9]. Şekil 2.9’da katı oksit yakıt hücresinde kullanılan destek türleri gösterilmiştir [10].



Şekil 2.9. Katı oksit yakıt hücresinde kullanılan destek türleri; a) elektrolit destekli, b) anot destekli, c) katot destekli, d) bağlantı destekli, e) gözenekli yüzey destekli

Aşağıdaki Tablo-2.5’ de katı oksit yakıt hücrelerinin yapılarına göre sınıflandırılması gösterilmiştir [10].

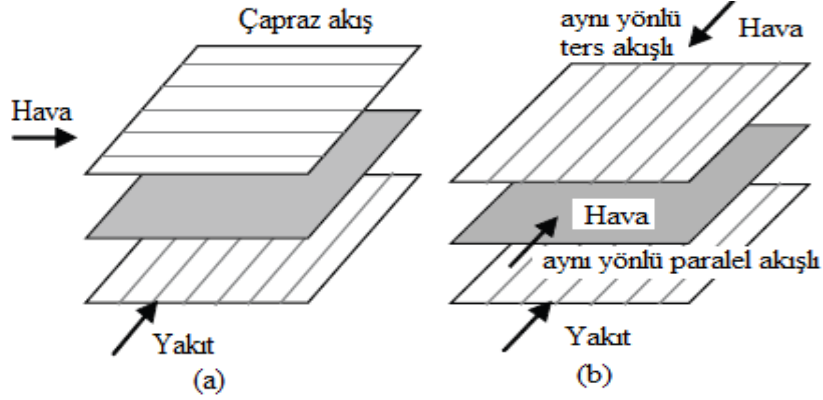
Tablo 2.5. Katı oksit yakıt hücrelerinin yapılarına göre sınıflandırılması

Hücre biçimi	Avantaj	Dezavantaj
Kendinden destekli		
Elektrolit destekli	Yoğun elektrolitten nispeten daha güçlü destek Anot yeniden oksitlenmesi(Ni/YSZ anot) ve katot azalması (LSM katot) nedeniyle başarısızlığa daha az duyarlı	Düşük elektrolit iletkenliği nedeniyle yüksek direnç Elektrolit omik kayıpları en aza indirmek için yüksek çalışma sıcaklıkları gerekli
Anot destekli	Yüksek iletken anot İnce elektrolit kullanımı ile düşük çalışma sıcaklığı	Potansiyel anot yeniden oksitlenmesi Kalın anot nedeniyle kütle taşıma sınırlaması
Katot destekli	Hiçbir oksitlenme sorunları bulunmamakta ama potansiyel katot azalması İnce elektrolit kullanımı ile düşük çalışma sıcaklığı	Düşük iletkenlik Kalın katot nedeniyle kütle taşıma sınırlaması
Dış destekli		
Bağlantı destekli	Düşük çalışma sıcaklığı için ince hücre bileşenleri Metalik bağlantılardan güçlü yapılar	Bağlantı oksitlenmesi Hücre desteği gereksinimi nedeniyle akış alanı tasarımı sınırlaması
Gözenekli yüzey	Düşük çalışma sıcaklığı için ince hücre bileşenleri Destek özelliklerinin geliştirilmesi için hücre dışı malzeme kullanımı için potansiyel	Yeni malzemelerin eklenmesine bağlı olarak artan karmaşıklığı Pürüzlü yüzey nedeniyle gözenekli metalik yüzey ile potansiyel kısa devre

2.5.6.4. Akış biçimine göre sınıflandırma

Bir KOYH içinde yakıt ve oksidin birbirlerine göre akış düzenlemesi; çapraz akışlı, aynı yönlü paralel akışlı ya da aynı yönlü ters akışlı olabilir. Akım şekli, yığın içerisindeki sıcaklık dağılımı üzerinde etkilidir. Recknagle ve ark. benzer yakıt kullanımı ve ortalama hücre sıcaklığı için aynı yönlü paralel akış şartlarının düzgün bir sıcaklık dağılımına ve küçük termal gradyanlara neden olduğunu göstermiştir [9].

Şekil 2.10'da KOYH'nin yakıt ve oksidin birbirlerine göre farklı akış düzenlemeleri gösterilmiştir [8].



Şekil 2.10. Katı oksit yakıt hücresinde akış düzenlemesi

2.5.6.5. Yakıt dönüşüm tipine göre sınıflandırma

KOYH'de H_2 ve CO 'den başka yakıtlar da H_2 ve/veya CO 'ya dönüştürülmek şartıyla kullanılabilir. Bu dönüşüm işlemi yığın dışındaysa dış dönüşümlü, yığın içinde ise iç dönüşümlü olarak adlandırılır. İç dönüşümün dolaylı iç dönüşüm (indirect internal reforming/DİÇD-KOYH) ve doğrudan iç dönüşüm (direct internal reforming/DİD-KOYH) olmak üzere iki tipi vardır. DİÇD-KOYH de dönüştürücü bölümü hücre içindeki diğer bileşenlerden ayrılmıştır ama anot bölümü ile yakın ısı temas içindedir. DİD-KOYH'de ise, dönüşüm anot katalizör üzerinde doğrudan gerçekleşir [9].

Dolaylı dönüşümün, doğrudan dönüşüme göre avantajları şunlardır [9]:

Elektrokimyasal reaksiyon ve dönüşüm reaksiyonu ayrı katalizörde meydana geldiğinden, katalizör üzerinde eş zamanlı reaksiyonların sayısı daha azdır. Bu ise termodinamik süreçlerin kontrolünü kolaylaştırır.

Dönüştürücü bölümündeki katalizör, sadece dönüşümden sorumlu olduğundan, daha çok dağınık katalizörler seçilebilir.

Karbon birikimi sorunu daha az tehlike teşkil eder.

Dolaylı dönüşümün, doğrudan dönüşüme göre dezavantajları şunlardır [9]:

Endotermik dönüşüm reaksiyonu nedeniyle dönüşüm bölümüne yakın hücreler soğuk olacağından yığın içinde düzenli sıcaklık dağılımını korumak zordur.

Doğrudan iç dönüşüm tipine göre daha az etkilidir.

2.5.7. Katı oksit yakıt hücresinin bileşenleri

2.5.7.1. Koyh'leri için katot malzemeleri

Katı oksit yakıt hücrelerinde kullanılan katot malzemeleri; yüksek elektriksel iletkenlik, oksijen indirgenmesi için yüksek katalitik performans ve diğer hücre bileşenleri ile uyumluluk gibi birçok özelliği taşımaktadır. KOYH'leri ile ilgili ilk çalışmalarda katot malzemesi olarak platin kullanılmıştır. Ancak platin oldukça pahalı bir malzeme olduğundan güç üretimi amaçlı KOYH'leri için uygun değildir. Daha ucuz olan perovskitlerde gerekli özelliklere sahip olduğundan dikkatleri üzerine çekmeyi başarmışlardır [6].

Bir malzemenin, bir KOYH bileşeni olarak kullanılabilmesi için birçok şartı aynı anda sağlaması gerekmektedir. KOYH'deki yüksek işletme sıcaklığı ve kombine yükseltgenme/indirgenme ortamları birçok muhtemel malzemeyi zorlamaktadır [6].

Katot malzemesi seçiminde aşağıdaki kriterler göz önünde bulundurulmaktadır [6]:

Oksijen indirgenmesi için yüksek elektro katalitik aktivite,

Yüksek elektrik iletkenliği,

Yükseltgeyici atmosferde ve yüksek sıcaklıkta kararlılık,

Diğer hücre bileşenleri ile uyumlu termal genleşme,

Verimli oksijen aktarımı için gözenekli yapı.

LaMnO₃ gibi ABO₃ perovskit yapısına sahip materyallerin katot malzemesi olarak kullanılmasının uygun olduğu düşünülmektedir [6].

2.5.7.2. Koyh'leri için anot malzemeleri

Katotta olduğu gibi anotta da yakıt oksidasyonu için katalitik aktivite ile elektriksel iletkenlik birleştirilmelidir. Anot malzemeler için gerekli kriterler kısaca aşağıdaki gibidir [6]:

Etkili yükseltgenme katalizlemesi,

Yüksek elektrik iletkenliği,

İndirgeyici anodik ortam ve yüksek sıcakta kararlılık,

Diğer hücre bileşenleri ile uyumlu termal genleşme,

Sülfür kirlilikleri ve hidrokarbon yakıtlara toleransa sahip olmalıdırlar.

Nikel sermet (Ni ve zirkonyum oksit(ZrO₂)-yitrium oksit(Y₂O₃)) malzemeler KOYH geliştirme süreçlerinde en başarılı malzemeler olmuşlardır [6].

2.5.7.3. Koyh'leri için ara bağlantı malzemeleri

Yüksek sıcaklıklı KOYH'de, ara bağlantı malzemelerinin sahip olduğu iki önemli rol; hücreler arasında elektriksel bağlantı ve hücre yığını içerisinde gaz ayrımıdır. Ara bağlantının tüm hücre bileşenleri ile uyumlu olması ve yükseltgeyici ve indirgeyici gazlara karşı kararlı olması gerektiğinden çok sıkı malzeme sınırlaması gerekliliği doğmaktadır. Bu gerekliliklere ilaveten maliyet ve üretim kolaylığı gibi

kısıtlamalar nedeniyle seçenekler sadece birkaç malzeme ile sınırlı kalmaktadır. Bu malzemeler; 900°C-1000°C arasındaki işletme sıcaklıkları için toprak kromit bazlı perovskit tipi oksit seramiklerden veya daha düşük hücre işletim sıcaklıkları için metalik alaşımlardan seçilmektedir [6].

Bir ara bağlantı malzemesinden beklenen özellikler, KOYH biçimine göre değişmekle birlikte genel olarak aşağıdaki gibidir [6]:

Yüksek elektriksel iletkenlik, düşük iyonik iletkenlik,

Yakıt ve havada kimyasal kararlılık,

Diğer hücre bileşenleri ile eşleşen termal genleşme,

Yüksek mekanik dayanım,

Yüksek ısı iletkenliği,

Diğer hücre bileşenlerine karşı kimyasal kararlılık.

Özellikle lantan, stronsiyum, kalsiyum (La, Sr, Ca)(Cr, Mg)O₃ sisteminden oluşan kompozisyonlar başlıca ara bağlantı malzemeleridir. Fakat yitrium, kalsiyum (Y, Ca) krom oksit CrO₃ sisteminden oluşturulan kompozisyonlar da kabul edilebilir özelliklere sahiptir. Bu toprak kromitleri gerekli şartların çoğunu sağlamasına rağmen üretimleri ve yüksek maliyetleri bakımından problemlidirler [6].

2.5.7.4. Koyh'leri için elektrolit malzemeler

Katı oksit yakıt hücrelerinde kullanılan elektrolit malzemesinde aranan başlıca özellikler; yeterli oksijen iyon iletkenliği, ihmal edilecek kadar düşük elektriksel iletkenlik, yükseltgeyici ve indirgeyici koşullarda kararlılık ve hücrenin çalışması sırasında yoğunluk ve geçirmezliktir. Elektrolit malzeme ayrıca diğer yakıt hücresi bileşenleri ile kimyasal ve mekanik (termal genleşme) olarak uyumlu olmalıdır. Bu

uyumluluk, bazı proseslerin mevcut çoklu bileşenlerle birlikte gerçekleştirilmesine ihtiyaç duymasından dolayı, üretim proseslerini de etkilemektedir. Bu durum parametrelerin (Örn. sıcaklık veya basınç) tüm bileşenler için uygun değerlerle sınırlanmasına yol açmaktadır. Yeni elektrolit malzemelerinin geliştirilmesinde önemli bir konu da orta sıcaklık katı oksit yakıt hücreleri (OS-KOYH) için işletme sıcaklığının 500°C-800°C'ye düşürülmesidir. Bu işletme sıcaklıkları, yüksek sıcaklıkta işletme için geçerli kısıtları esnetebileceği gibi yakıt kullanım esnekliğini de artıracaktır [6].

Bu güne kadar yapılan çalışmalarda, florit yapısını taşıyan stabilize zirkonyum, özellikle de yitriyum stabilize zirkonyum, KOYH'leri için en çok tercih edilen elektrolit olmuştur. Son zamanlarda perovskitler, kahverengi mileritler ile heksagonal yapıli oksitlerin de iyi iyonik iletkenliğe sahip olduğu görülmüştür [6].

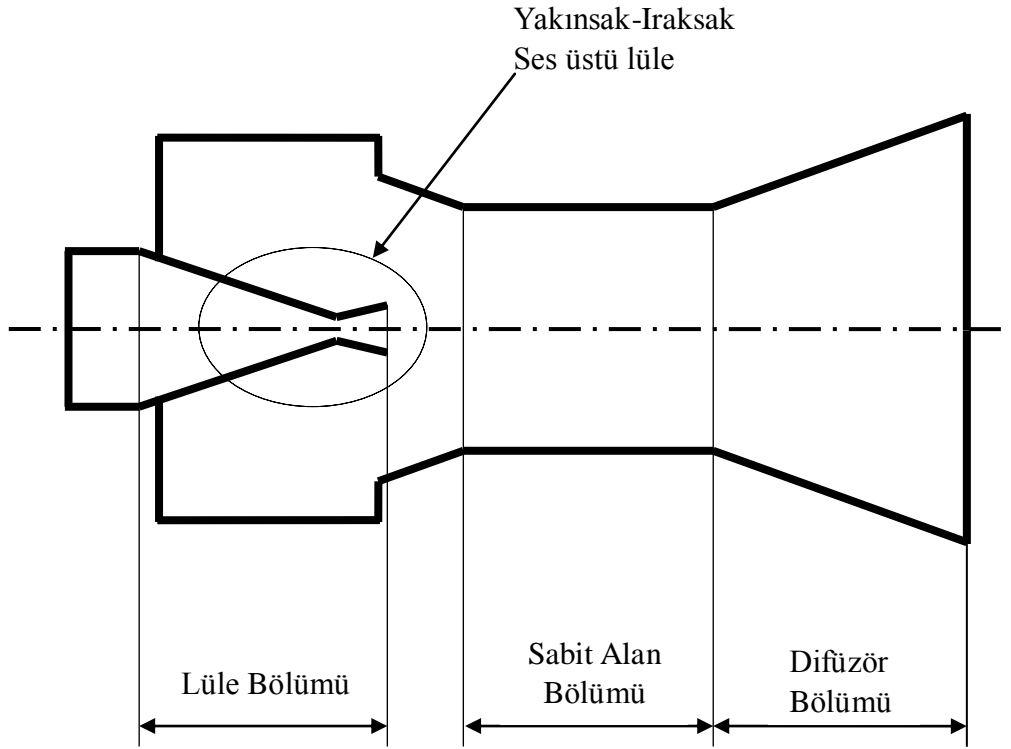
BÖLÜM 3. EJEKTÖR

Ejektör; birincil akışkanın basınç enerjisini, kinetik enerjiye çevirerek düşük bir basınç alanı oluşturup, ikincil akışkanı bu alana çeken ve emilen ikincil akışkan ile birincil akışkan karışımının sahip olduğu kinetik enerjiyi de tekrar basınç enerjisine dönüştüren basit ve işlevsel bir akış düzeneğidir [13]. Başka bir ifade ile ejektör, karışmalarında sakınca bulunmayan yüksek basınçlı bir akışkanın enerjisi ile düşük basınçlı akışkanın nakledilmesini sağlayan bir akış düzenlemesidir [14].

Ejektörler sistemin verimini artırır, kolay uygulanır, basit bir yapıya sahiptir ve akışkanın enerjisi dışında enerjiye gerek duymazlar [14]. Ejektörlerde; vana, dönen elemanlar veya hareketli herhangi bir parça bulunmaz, farklı uygulamalar için değişik ölçülerde boyutlandırılabilirler. Ejektörler aynı amacı gerçekleştiren diğer düzenlemelere göre daha düşük maliyetlidir [15].

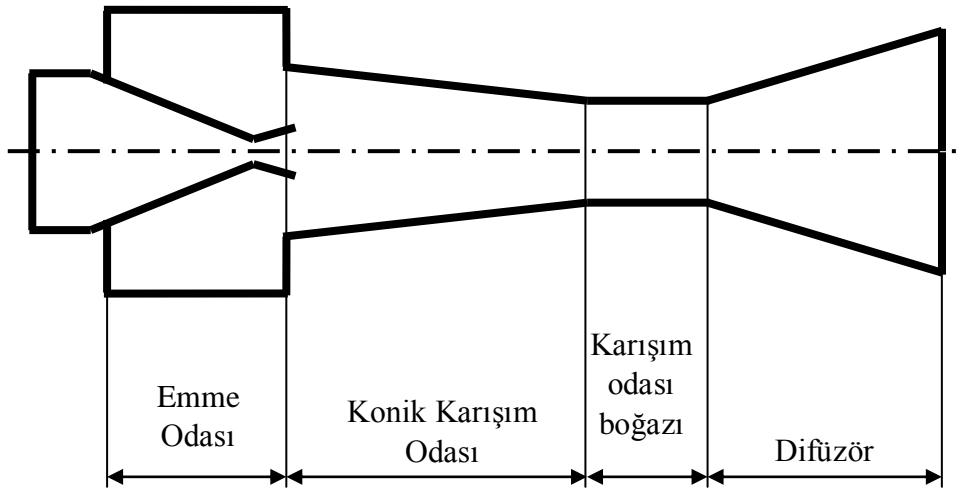
Ejektörler kimya, yağ ve gıda sanayi, soğutma uygulamaları, gibi çok farklı endüstriyel alanlarda kullanılmaktadır [14].

Ejektör geleneksel sistemlere göre bazı avantajlara sahiptir. Ejektörü çalıştırmak için elektriksel veya mekanik enerji girdisine ihtiyaç yoktur. Hareketli parçaları olmadığı için yağlama gerekmez. Bir diğer avantajı ise üretim ve bakım maliyetleri düşüktür [14].

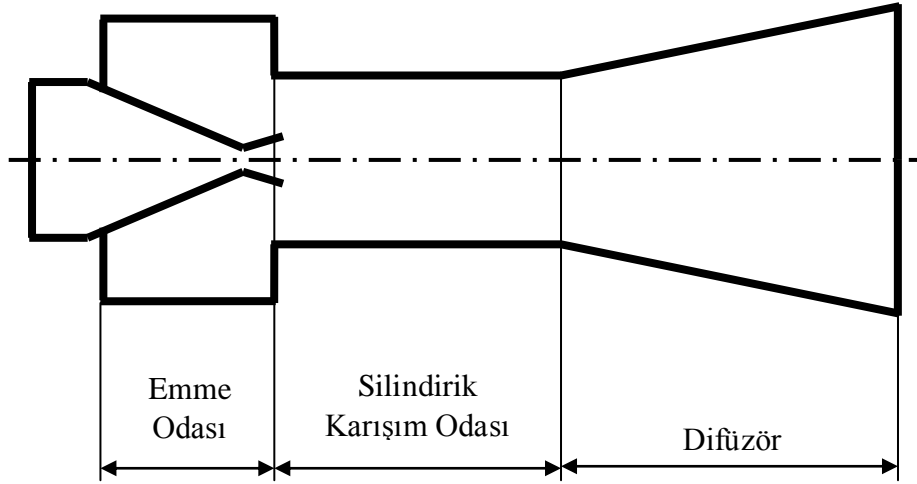


Şekil 3.1. Tipik bir gaz ejektörü

Ejektör teorisi ilk olarak 1950 yılında Keenan ve arkadaşları tarafından ortaya konulmuştur. Keenan ve arkadaşlarının ideal gaz dinamiği prensiplerini kullanarak yaptıkları analizde ejektöre; kütle, momentum ve enerjinin korunumu kanunları uygulanmıştır. Bu çalışmada geliştirilen teori, ejektör tasarımının temelini oluşturmuş ve geçmiş elli yıl boyunca kullanılmıştır. Bu teoriye göre iki farklı geometriye sahip ejektör modeli geliştirilmiştir. Bunlardan biri sabit basınçlı ejektör modeli diğeri ise sabit alanlı ejektör modelidir. Bir gaz ejektörünün temel bölümleri Şekil-3.1'de, sabit basınçlı ve sabit alanlı karışım odalarının kullanıldığı ejektörler de sırasıyla Şekil-3.2 ve Şekil-3.3'de görülmektedir [16].



Şekil 3.2. Sabit basınçlı karışım odasına sahip ejektör modeli



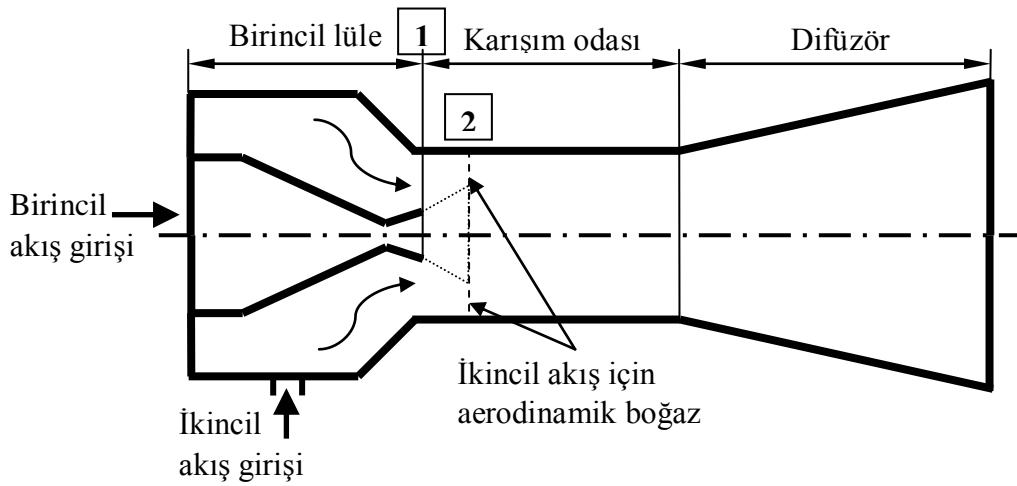
Şekil 3.3. Sabit kesit alanlı karışım odasına sahip ejektör modeli

Her iki tip ejektörde de temel elemanlar ses üstü lülesi, emme odası, karışım odası ve difüzördür. Ses üstü lülesi birincil akışkanın boğulduğu, yani ses hızına ulaştığı lüledir. Emme odası ikincil akışkanın ejektöre giriş yaptığı bölümdür. Karışım odası, birincil ve ikincil akışkanların karıştığı bölümdür. Difüzör ise akışkan karışımının ejektörden çıkmadan önce hızının azaldığı ve basıncının yükseldiği bölümdür. İki ejektör tipi arasındaki temel fark, karışım odasının geometrisidir. Sabit basınçlı ejektör modelinde karışım odası, aksenal doğrultuda konik olarak ilerlemekte, silindirik bir boğaz ile son bölüm olan difüzöre birleşmektedir. Sabit alanlı ejektör modelinde karışım odası, aksenal doğrultuda silindirik olarak ilerlemekte ve difüzör ile son bulmaktadır [16].

3.1. Sabit Alanlı Ejektör

Şekil 3.4’de sabit alanlı ejektörün şematik bir resmi görülmektedir. Birincil lülenin çıkış düzlemi sabit alanın girişine yerleştirilmiştir [17]. 1950 yılında yine Keenan ve arkadaşlarının ortaya koyduğu modele göre akışkanın karışması sabit alanda gerçekleşmektedir. Sabit alan modeli ile elde edilen teorik sonuçlar deneysel sonuçlarla çok iyi uyur. Bunun sebebi sabit basınç modelinde basıncı sabit tutacağı öngörülen geometrinin nasıl olacağını tam olarak belli olmaması ve her çalışma koşulu için bu geometrinin değişecek olmasıdır. Sabit basınç modelinde emilen (ikincil) akışın boğulmasına neden olabilecek aerodinamik boğazın dikkate alınmaması, deneysel sonuçlarla teorik sonuçların iyi örtüşmemesinin temel nedenidir. Bu nedenlerden dolayı sabit alan modeliyle yapılan ejektör analizleri, aerodinamik boğaz analizinin yapılabilmesini imkân sağladığından daha gerçekçidir. Ancak sabit basınç modeline göre tasarlanan ejektörler, geniş bir çalışma bölgesinde diğerine göre daha yüksek performansa sahiptir [18].

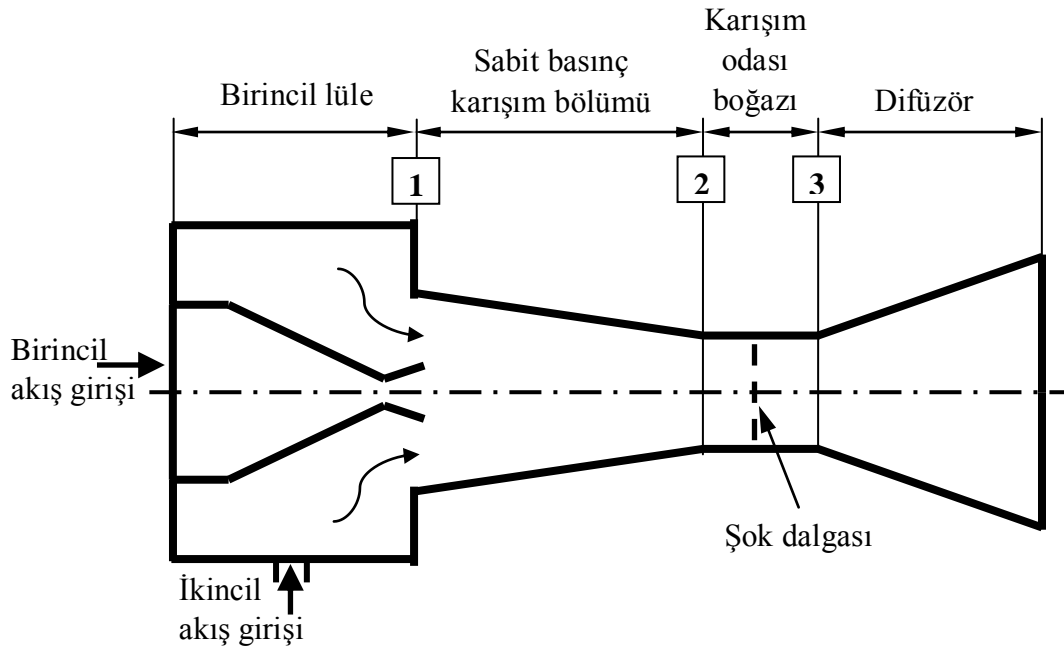
Birincil akış ile ikincil akışın karışımı, karışım odasının girişinde başlar ve karışım odasının çıkışında tamamlanır. Şekil 3.4’de aerodinamik boğaz da görülmektedir. İlk kez Fabri’ ye ait teoride geçen bu önemli fiziksel olay, ejektör çalışırken sabit alanlı karışım odasında meydana gelir. Aerodinamik boğaz ejektör performansı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. 1 ve 2 kesitleri arasında, birincil akışkanın statik basıncı ikincil akışkandan büyük olduğu zaman, birincil akışkan ikincil akışkana doğru genişler. Böylece birincil akışkan ikincil akışkan için karışım odasında bir aerodinamik boğaz oluşturur. İkincil akışkan, bu aerodinamik boğazda boğulur [17].



Şekil 3.4. Sabit kesit alanlı karışım odasına sahip bir ejektörde aerodinamik boğazın oluşumu

3.2. Sabit Basıncılı Ejektör

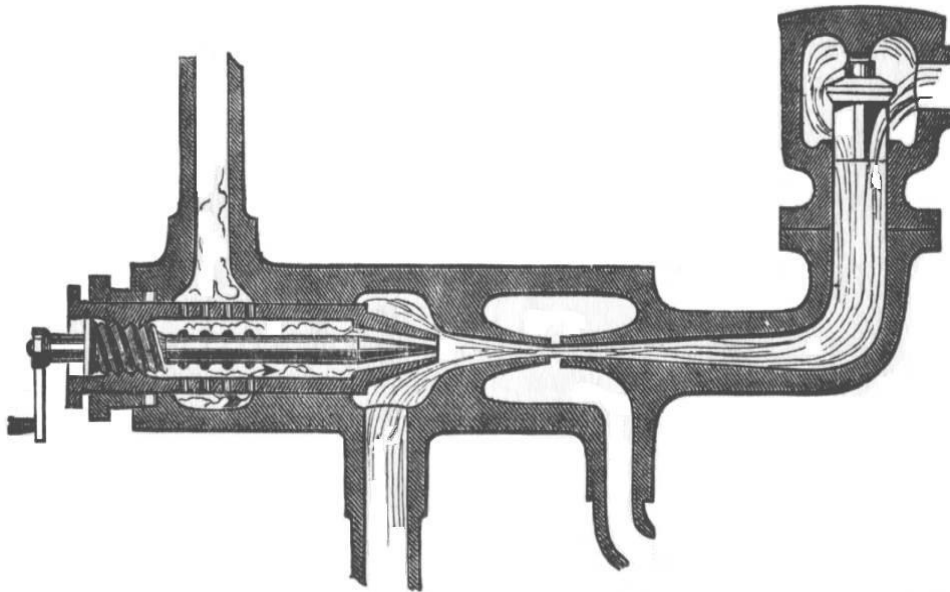
Sabit basınçlı ejektörün temel prensipleri Keenan ve Neumann tarafından açıklanmıştır. Karışım odası içerisindeki birincil ve ikincil akışkanların oluşturduğu karışımın basıncı düzenli ve sabit varsayılmıştır. Şekil 3.5’de görüldüğü gibi karışım odası 1 ve 2 kesitleri arasındadır. Tamamen karışmış akış ses üstü hızı sahip ise 2 ve 3 kesiti arasındaki sabit alanlı bölümde bir normal şok dalgasının oluştuğu kabul edilir [17]. Bu modelde şu kabuller yapılır; ejektör girişinde birincil ve ikincil akışkanların ve ejektör çıkışında karışmış akışkanın durgun halde olduğu, bütün kesitlerde hız dağılımının üniform olduğu, karışmanın 1 ve 2 kesitleri arasında gerçekleştiği ve ejektör çıkışındaki akış hızının ses altı hızlara düştüğü kabul edilir [18].



Şekil 3.5. Sabit basınçlı karışım odasına sahip bir ejektörde, sabit alanlı bölgede normal şok oluşumu

3.3. Ejektörlerin Kullanım Alanları

Ejektörler endüstrinin değişik alanlarında farklı amaçlar için kullanılırlar. Özel uygulamaları dolayısıyla, bir ejektör sık sık edüktör, buhar jeti, jet pompası veya aspiratör (emici) gibi isimlerle anılmaktadır. Ejektör 1858'de Fransız Henri Giffard tarafından icat edilmiştir (Şekil 3.6) [19].



Şekil 3.6. Buhar tahrikli ejektör

Ejektörlerin kullanım alanları şu şekildedir [19];

Buhar tahrikli lokomotiflerde kazan besleme suyunu kazana ve kazandan dışarı pompalamak ve enjekte etmekte,

Termik santrallerde, kazan zemin külünün uzaklaştırılmasında,

Buharlı jet soğutma sistemlerinde vakum oluşturmakta,

Tohumların veya diğer küçük taneli malzemelerin işlenmesinde,

İnşaat endüstrisinde, suyu ve su bentonit karışımını pompalamakta,

Yakıt hücrelerinde,

Uzay araçlarının itici güç sistemlerinde,

Endüstriyel ateşleme lüleleri ve kaynak lülelerinde,

Kum ve çamur ejektörleri,

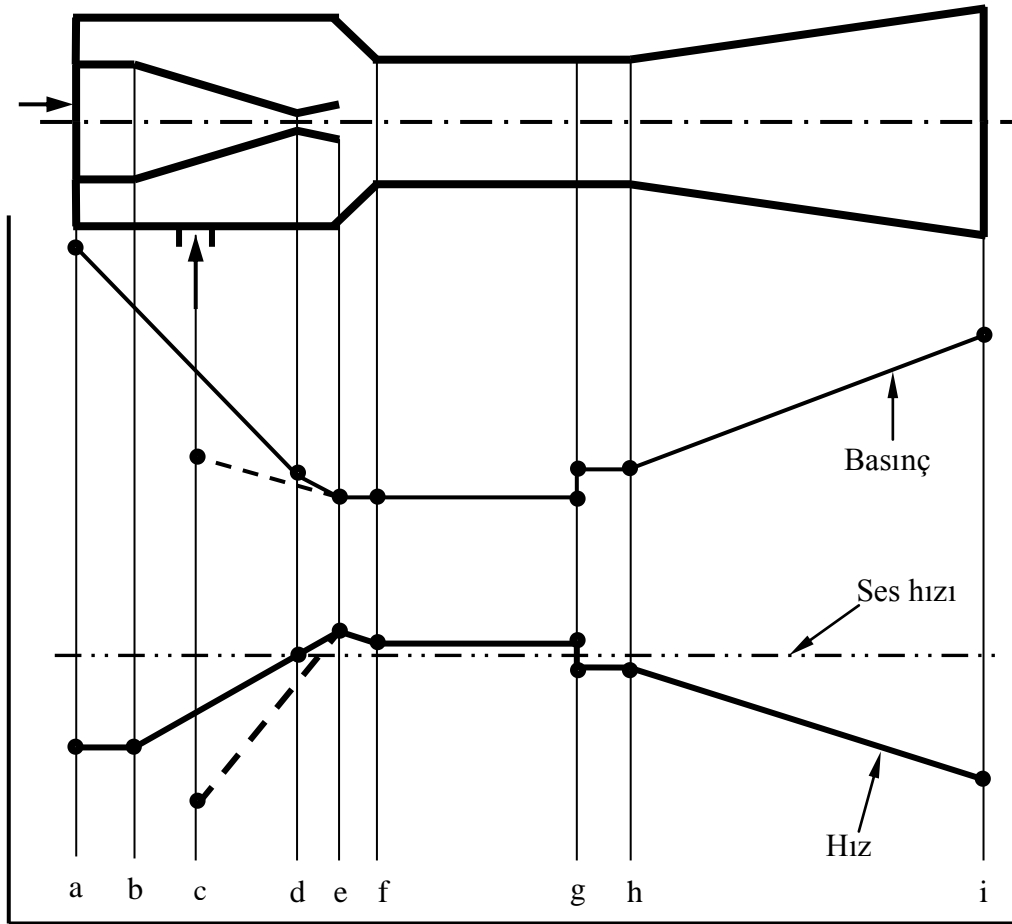
Aspiratör (emmeç) gibi aynı çalışma prensibine sahip benzer cihazlar, kısmi bir vakum yaratmak için laboratuarlarda ve vücut sıvıları ile mukusun emiliminde medikal olarak da kullanılmaktadır,

3.4. Ejektörün Çalışma Prensibi

Ejektörde tahrik akışkanı olarak görev yapan birincil akışkan; ejektörün içindeki ses üstü lülesinden geçerek genişlerken basıncı düşer ve hızı ses hızına ulaşır yani boğulur. Birincil akışkanın genişlemesi sonucunda karışım odası girişinde düşük basınç (vakum) oluşur. İkincil akışkan bu vakum sayesinde ejektöre emilir. Ses üstü lülesinden çıkan birincil akışkanın genişleme dalgası, ejektör içerisinde aerodinamik boğaz olarak isimlendirilen bir akış formu oluşturur. Bu akış formunun herhangi bir

yerinde ikincil akışkan da ses hızına yükselir, yani boğulur. İkincil akışkanın boğulması, birincil akışkan ile ejektör duvarı arasında olduğu düşünülen aerodinamik boğaz ile açıklanmıştır. İkincil akışkanın boğulduğu kesit, etkin alan olarak isimlendirilmiştir. Etkin alanın konumu, genişleme dalgasının açısına ve ejektörün çalışma şartlarına bağlıdır. İki akışkan karışım odasında birbiriyle karışır ve karışmış akışkan olarak adlandırılır. Karışma sırasında ikincil akışkan hızlanırken, birincil akışkanın hızı azalır. Karışma işlemi, karışım odasının sonunda tamamlanır. Sabit basınç modelindeki ejektörlerde, karışma sırasında statik basıncın, karışmış akışkan boğaz bölgesine varıncaya kadar sabit kaldığı varsayılır. Ejektör çıkışındaki basınç, karışım odasının boğaz kısmında, bir şok dalgasının oluşmasına neden olur. Şok dalgasından geçen karışmış akışkanın basıncı yükselir ve hızı ses üstü hızdan ses altı hıza düşer. Difüzöre geçen karışmış akışkanın basıncı yükselirken hızı daha da düşer [16].

Şekil 3.7'den görüldüğü gibi ejektöre giren akışların basınç ve hızları farklı bölgelerde değişmiş veya aynı kalmıştır. Bu şekil göz önüne alınarak aşağıdaki açıklamalar yapılabilir [15]:



Şekil 3.7. Ejektör akış kanalında basıncın ve hızın değişimi

a kesitinde akış hızı ses altı değerlerdedir.

Birincil lüleye giren akışkanın basıncı azalırken hızı artar. Akış hızı, birincil lüle boğazında (d kesitinde), ses hızına (Mach=1) ulaşılır.

Birincil lülenin boğazından sonra akış kesitinin artması; şok dalgasından sonra basıncın azalmasına ve hızın da ses üstü (Mach>1) değerlere çıkmasına yol açar.

c kesitinde ejektöre giren ikincil akışkanın hızı, g kesitine kadar artarken basıncı da azalır.

Birincil ve ikincil akışkanlar giriş bölgesinde ve e-f kesitleri arasında karışabilir veya f kesitine kadar iki ayrı akış şeklinde ilerleyen akışlar, sabit kesit alanlı akış bölgesinde karışırlar.

Her durumda karışımın gerçekleştiği sabit kesitli bölgede bir şok dalgası oluşur. Bu şok dalgası, karışımın basıncında ani bir artış ve karışım hızında ise ses altı hızlara düşecek şekilde bir azalma meydana getirir (g kesiti). Bu şok difüzör çıkışındaki geri basıncın etkisinden kaynaklanır.

Difüzörden önceki sabit kesit alanlı bölgede hız, ses altı değerinde olduğu için difüzöre girişte bir miktar basınç artışı olur (g-h kesitleri arası). Burada gaz karışımının kinetik enerjisi basınca dönüşür [15].

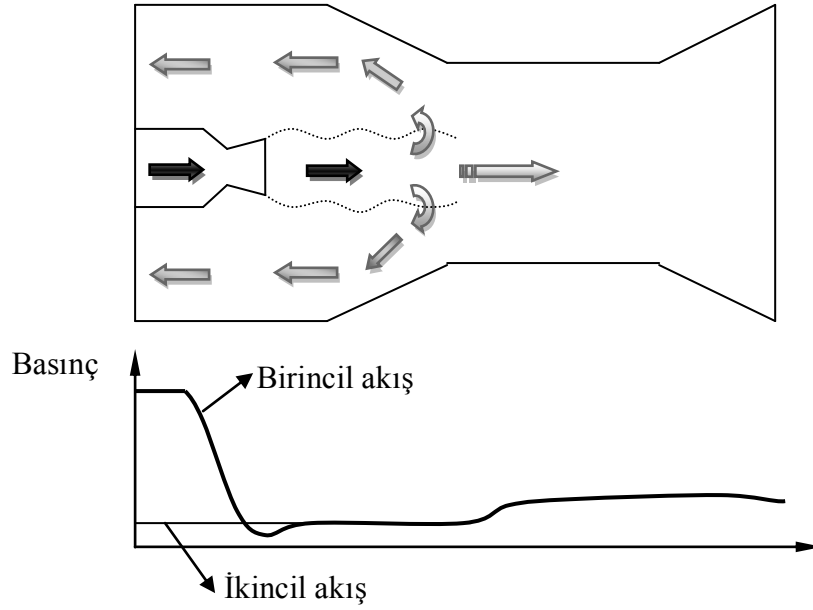
3.5. Ejektörün Çalışma Koşulları

İkincil akışkan kütleli debisinin birincil akışkan kütleli debisine oranı şeklinde tanımlanan ejektörün resirkülasyon oranını, üç basınç değeri güçlü bir şekilde etkiler: birincil akış giriş basıncı, ikincil akış giriş basıncı ve difüzör çıkışındaki geri basınç.

Ejektörün çalışması yukarıda bahsedilen üç basıncın (birincil akış giriş basıncı, ikincil akış giriş basıncı ve ikincil lüle çıkışındaki geri basınç) aldığı değerlere bağlı olarak üç farklı şekilde gerçekleşebilir: geri akış, kritik altı akış ve kritik akış. Üç durumda da birincil akışın kütleli debisi birincil akışın giriş basıncı ile orantılı olarak artar. Buna karşılık ikincil akış her durumda farklı davranır [20].

3.5.1. Geri akış

Birincil akışın basıncı belirli bir değere çıkıncaya kadar ikincil akışkan ejektöre giremez. Ejektör birincil akış basıncının 0 ve $P_{b,g}$ ($P_{b,g}$ =İkincil akışkanın ejektöre girmesi için gerekli minimum birincil akışkan basıncı) arasında olduğu Şekil 3.8'de görülen durumda, geri akış koşullarında çalışır. Karışım odası içindeki basınç, ikincil akış basıncından daha büyüktür. Birincil akış ikincil akış kanalına geri döner ve ejektör içinde şok meydana gelmez [20].

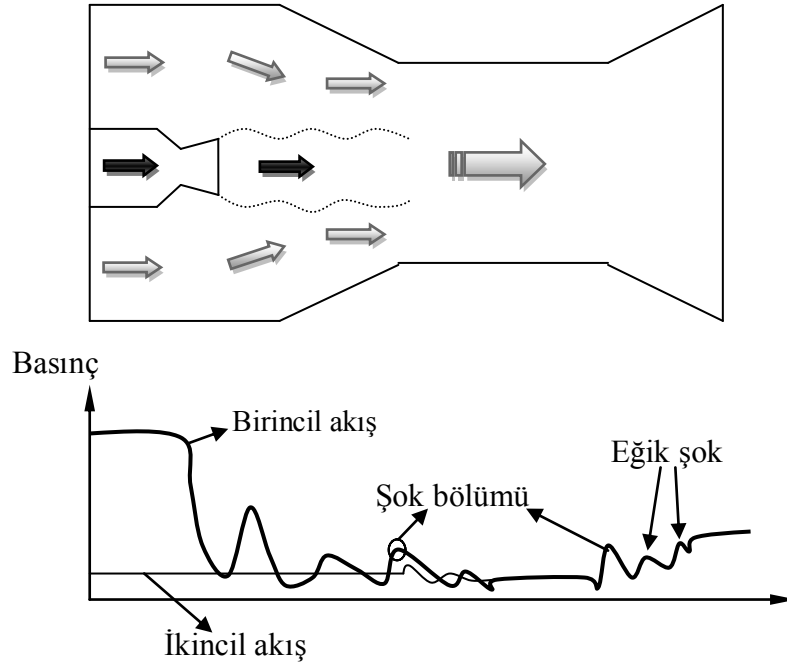


Şekil 3.8. Geri akış durumunda ejektör boyunca basınç dağılımı

3.5.2. Kritik altı akış

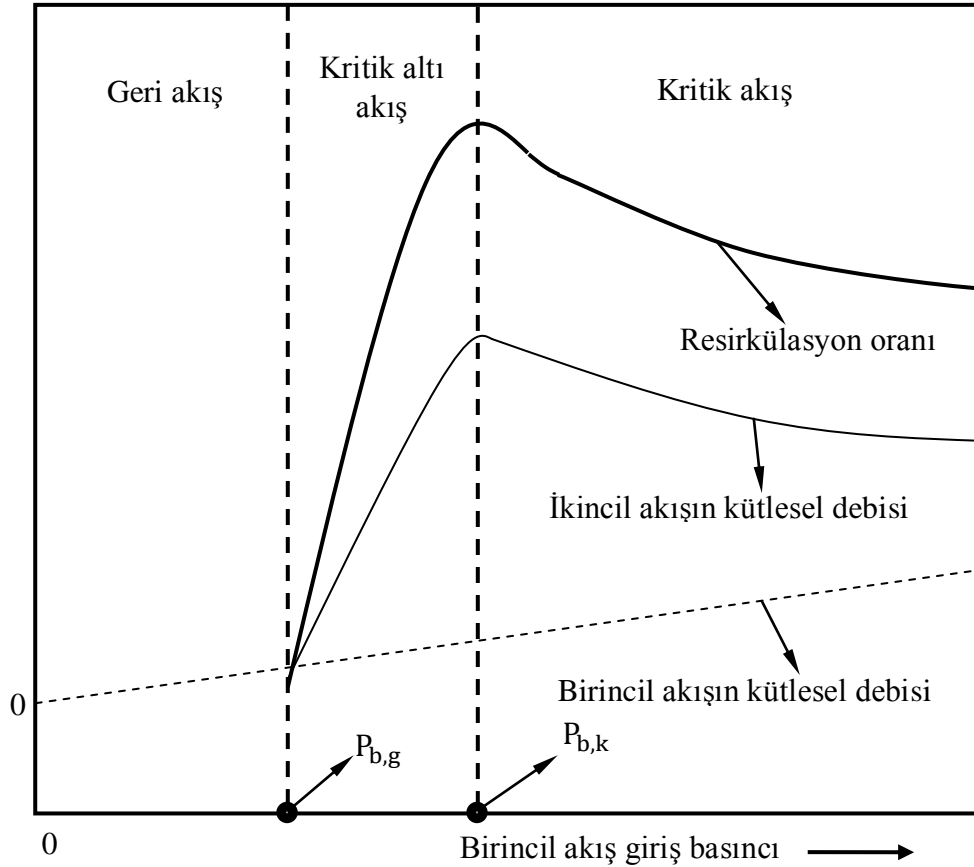
İkincil akışkanın ejektöre girmesi için gerekli minimum birincil akışkan basıncı $P_{b,g}$ olarak tanımlanırsa; ikincil akış ancak birincil akışın ejektöre giriş basıncı $P_{b,g}$ değerine yükseldiği zaman, ejektöre girmeye başlar. Birincil akış basıncı, kritik altı akışta, resirkülasyon oranı üzerinde belirleyici etkiye sahiptir. Bu etki, ikincil akışın ejektöre girişinin ve aynı zamanda debisinin birincil akışın basıncına bağlı olmasından kaynaklanır [20].

Kritik altı akışta ($P_{b,k} > P_{b,0} > P_{b,g}$) ($P_{b,0}$ =birincil akışın ejektöre giriş basıncı) ($P_{b,k}$ =Maksimum resirkülasyon oranına ulaşılmasını sağlayan birincil akış basıncı), karışım odasındaki basınç ikincil akışın basıncından daha düşük olduğundan ikincil akışkan ejektör içerisine girer. Difüzör içinde sadece bir şok vardır (tek şok). Şekil 3.9'da kritik altı akış durumunda ejektör boyunca basınç dağılımı gösterilmektedir [20].



Şekil 3.10. Kritik akış durumunda ejektör boyunca basınç dağılımı

Birincil akış basıncının, birincil akışkan ve ikincil akışkan debileri ile resirkülasyon oranına etkisi Şekil 3.11’de gösterilmektedir [20].



Şekil 3.11. Farklı birincil akışkan giriş basınçlarında ejektör davranışı

3.6. Ejektörde Meydana Gelen Boğulma Olayı Ve Etkisi

İkincil akış, aerodinamik boğaz içinde veya çıkış düzleminde ses hızına kadar ivmelendirilir. Burada ikincil akışın ulaşabildiği maksimum hız, ses hızıdır ve bu durumda akışın boğulduğu söylenir. Kritik basınçtan daha düşük bir geri basınçta, ikincil akış hızı aerodinamik boğazda ses hızına ulaşır. Bu nedenle geri basınç, gelen (aerodinamik boğaza giren) akış tarafından, sezilemez ve ikincil akışın debisi de değişmez. İkincil akış boğulduğu zaman çapraz şok dalgası, daima sabit alanlı kısımda veya genişleme kısmında bir yerde meydana gelecektir. Daha düşük bir geri basınç ise çıkışa daha yakın bir kesitte şok meydana getirecektir. Şok dalgası, geri basınç arttırıldığı zaman sabit alanlı kısımda girişe doğru hareket etmeye meyler ve kritik basınçtaki şok dalgası sabit alanlı bölgenin giriş kesitinde meydana gelecektir. Geri basınçta kritik değerden daha yüksek ilave bir artış, şok dalgasının karışım odasının içine yayılmasına ve ikincil akıştaki boğulmanın kaybolmasına sebep olacaktır. Bu durumda resirkülasyon oranı aniden düşer. Bu etki öyle

kuvvetlidir ki; geri basınçtaki çok küçük bir artış, şok dalgasının karışım odasından geçerek birincil lülenin çıkış düzlemine ulaşmasını zorlayarak, ikincil akışın boğulmamasına sebep olur ve resirkülasyon oranını sıfıra düşürür [18].

BÖLÜM 4. LİTERATÜR

Buhar ejektörleri uzun yıllardır başta kimya ve gıda endüstrileri olmak üzere çok geniş bir endüstriyel uygulama alanına sahiptir [21, 22]. Ejektörler, ejektörlü soğutma sistemlerinde [23] ve kompresörlerle birlikte buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılabilir [24, 25]. Ejektörlerle ilgili bir hayli teorik ve pratik bilgi birikimi olmasına rağmen, ejektörlerin tasarımında gelişmekte olan hesaplamalı akışkanlar mekaniği yazılımlarından yararlanılarak, prototip aşamasındaki belirsizliğin ve deneysel çalışma yükünün azaltılması hedeflenmektedir. Bu amaçla özellikle soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörlerin CFD yazılımları ile analizleri konusunda güncel çalışmalar mevcuttur [24, 26, 27, 28].

Yakıt hücreleri de diğer uygulama alanlarına ek olarak da katot ve/veya anot egzoz gazlarının resirkülasyon ihtiyacı nedeniyle, ejektörler için yeni bir uygulama alanı oluşturmaktadır.

Rusly vd. kombine ejektörlü soğutma sisteminde kullanılan ejektörün CFD ile analizini yapmışlardır. Ejektör geometrisi, iki boyutlu ve aksel simetrik olarak modellenmiş ve Realizable k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. En yüksek sıcaklığın 95°C olduğu çalışmalarda, CFD analizi ile elde edilen resirkülasyon oranı sonuçlarının, deneysel verilerden -%6 ila +%10 kadar farklı olduğu gösterilmiştir [24].

Cai vd. CFD tekniğini, soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörde iki önemli geometrik parametre olan lüle çıkış pozisyonu ve karışım bölümü yakınsama açısının etkisini araştırmak için kullanmışlardır. Geometrik modelleme; iki boyutlu ve aksel simetrik yapılmış, akış da sıkıştırılabilir daimi akış olarak tanımlanmıştır. RNG k- ϵ türbülans modelinin kullanıldığı analizlerde, standard wall functions duvar

fonksiyonu tercih edilmiştir. Akışkanların ideal gaz kabul edildiği analizlerde birincil ve ikincil akışkan girişleri için pressure inlet, ejektör çıkışı için ise pressure outlet sınır koşulları ayarlanmıştır. Deneysel çalışmalar ve CFD ile elde edilen resirkülasyon oranları arasındaki farkların $\pm\%10$ aralığında kaldığı bildirilmiştir [26].

Yen vd. güneş enerjisinden yararlanan bir soğutma sisteminde kullanılan ejektörün performansını analiz etmek için CFD tekniğini kullanmışlardır. İki boyutlu ve aksel simetrik modelleme yapılan çalışmada, Realizable k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions duvar fonksiyonu ile birlikte kullanılmıştır. Sistemin, değişik çalışma sıcaklıklarında, ejektör boğaz kesitinin alanı değiştirilerek, optimum performansa ulaşılabildiği belirtilmiştir [29].

Pianthong vd. CFD tekniğini, soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörün performansını analiz etmek için kullanmışlardır. Çalışmada ejektör geometrisi, hem iki boyutlu ve aksel simetrik hem de üç-boyutlu olarak modellenmiştir. Realizable k- ϵ türbülans modelinin standard wall functions duvar fonksiyonu ile birlikte kullanıldığı çalışmada, CFD ile deneysel sonuçların uyumlu olduğunu ortaya konulmuştur [27].

Gagan vd. bir gaz ejektöründe, parçacık görüntülemeli hız ölçümü (PIV) tekniğini uygulayarak elde edilen akış görüntülerini, yaptıkları CFD analizlerinin sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Hem iki-boyutlu hem de üç-boyutlu modellemenin yapıldığı çalışmada; Standard k- ϵ , Realizable k- ϵ , RNG k- ϵ , k- ω standard, k- ω shear stress transport ve Reynold stress türbülans modelleri kullanılarak elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmalarla en iyi sonucu Standard k- ϵ modelinin verdiğini bildirilmiştir [25].

Bartosiewicz vd. süpersonik bir ejektörün davranışını, altı tanınmış türbülans modelini (Standard k- ϵ , Realizable k- ϵ , RNG k- ϵ , k- ω standard, k- ω shear stress transport ve Reynold stres) kullanarak analiz ettikleri çalışmada, modellerin performansını karşılaştırmışlardır. Analizlerde, standard wall functions duvar fonksiyonunun kullanıldığı RNG k- ϵ ve k- ω shear stress transport türbülans

modellerinin ejektördeki akışın modellenmesi için en uygun modeller olduğu belirtilmiştir [28].

Hemidi vd. süpersonik bir ejektör için CFD ve deney sonuçlarını karşılaştırmışlardır. CFD analizlerinde, k- ϵ ve k- ω shear stress transport türbülans modelleri kullanılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki farkların, k- ϵ türbülans modeli için % 10'un altında olduğu ve tasarım koşullarında da en iyi sonucu yine k- ϵ modelinin verdiğini bildirmiştir [30].

Zhu ve Li, polimer elektrolit membranlı (PEM) yakıt hücresi sisteminin anot gazı resirkülasyon hattında kullanılan yakınsak lüleli bir ejektör için yeni bir teorik model geliştirmişlerdir. PEM ejektörünün akış analizinde, iki-boyutlu içbükey üstel bir eğri ile tanımlanan, yeni bir hız fonksiyonunun kullanılması önerilmiştir. Hızın bu şekilde tanımlanması ile bir-boyutlu sabit alanlı karışımı veya bir-boyutlu sabit basınçlı karışımı esas alan ejektör teorilerine kıyasla daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Hız fonksiyonunun belirlenmesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) tekniği ile birlikte veri regresyonu ve parametre tanımlama yöntemleri kullanılmıştır. Sonuçlar, önerilen modelin hem kritik hem de kritik altı durumda, ejektörün performansını değerlendirme yeteneğine sahip olduğunu göstermektedir. Ejektör geometrisinin iki boyutlu ve eksenel simetrik olarak modellendiği çalışmada, RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Gaz karışımı için ideal gaz kabulü yapıp “species transport” modeli kullanılmıştır. İkincil akışkanın kütleli debisi elde edilirken kullanılan yeni modelin sonuçları ile CFD sonuçları arasında %15'lik fark olduğu belirtilmiştir. Birincil akışkan basıncının artmasıyla birincil ve ikincil akışkanın kütleli debileri artarken, resirkülasyon oranı da ancak 2,1'e çıkmıştır [31].

Zhu ve Li, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) tekniğini kullanarak, polimer elektrolit membranlı (PEM) yakıt hücresi sisteminin yakıt dağıtım hattındaki ejektörün performansını, dört farklı ejektör geometrisi ile 34 farklı çalışma koşulunda test etmişlerdir. İki-boyutlu ve eksenel simetrik modelleme yapılan çalışmada, RNG k- ϵ türbülans modeli ile standard wall functions duvar fonksiyonu kullanılmıştır. İkincil akışkan basıncının birincil akışkan basıncına oranı 0,38 olduğunda, resirkülasyon oranı 1,7 değeriyle en iyi sonucu vermiştir [32].

Peters vd. katı oksit yakıt hücresi sisteminde anot gazı resirkülasyonunun, yakıt dönüşümü için gerekli su buharını temin ettiğini ve operasyon parametrelerine bağlı olarak, anot atık gazı resirkülasyonu olmayan sistemlere göre elektrik üretim verimini %16 artırdığını bildirmişlerdir. Çalışmada, dönüşüm süreci için su buharı temini ve yakıt yönetiminin elektrik üretim verimine etkisini incelemek için 220 farklı sistemin performansı hesaplanmıştır. Elektrik üretim veriminin $0,50 \div 0,66$; termal verimin $0,26 \div 0,49$ ve toplam verimin $0,76 \div 1,06$ aralıklarında değiştiğini belirleyen araştırmacılar, yakıt kullanımı ve anot gazı resirkülasyon oranının elektrik üretim verimi ve termal verimi etkilediğini belirtmişlerdir. Ayrıca yüksek resirkülasyon oranının, dönüştürücüdeki karbon birikimini önlemek için gerekli olduğu da ifade edilmiştir [33].

Marsano vd. gaz türbini ile katı oksit yakıt hücrelerinin birlikte çalıştığı hibrit uygulamalar için ejektörlü bir anodik resirkülasyon sisteminin, tasarım koşullarında ve tasarım koşulları dışındaki performansını araştırmıştır. Ejektör; anodik akış resirkülasyonu ile dönüştürücü reaksiyonu için gerekli duyulur ısıyı sağlamak; hibrit sistemin uygun koşullarda çalışması için gerekli hücre basıncını korumak; buhar karbon oranını koruyarak anodik egzoz gazı içinde mevcut olan su buharının resirkülasyonunu sağlamak amacıyla tasarlanmıştır. Ejektörden istenen çok düşük basınç artışı ve yüksek akış oranı nedeniyle farklı ejektör geometrileri kullanıldığında dahi anodik resirkülasyonlu sistemin performansının oldukça benzer olduğu sonucuna varılmıştır. Buhar karbon oranı kısıtlamasının, incelenen çoğu durum için aşıldığı, aşılamayan durumlarda ise yakıt giriş basıncının düşük olduğu gösterilmiştir. Birincil akışın giriş sıcaklığının artması ile resirkülasyon oranının arttığı, ikincil akışın giriş sıcaklığının artması ile resirkülasyon oranının azaldığı gösterilmiştir [34].

Ferrari vd. yüksek sıcaklıklarda çalışan, katı oksit yakıt hücreli bir hibrit sistemde kullanılan ejektörün performansını iyileştirmek için teorik tasarımın etkinliğini, deneysel testler ile doğrulamak amacıyla bir çalışma yapmışlardır. Teorik etkinliği, artırmak amacıyla ejektörün başlangıç geometrisini tanımlamak için basitleştirilmiş bir model kullanmışlardır. Karışım odası, birincil lüle ve difüzör bileşenlerinin

etkilerini araştırmak ve teorik modelleri doğrulamak için zgn bir düzenek ile deneyler yapmışlardır. Bu yolla başlangıç ejektörünün; hem atmosferik hem de basıncılı koşullarda ve ikincil akışın hem ortam sıcaklığındaki hem de yüksek sıcaklıklardaki davranışını test etmişlerdir. Birincil lüle, karışım odası ve difüzör geometrilerinin geliştirilmesini hem daha önceki deneysel verilerle hem de iki ve üç-boyutlu CFD modelleri ile gerçekleştirmişlerdir. Bu modelleri, aynı zamanda sıcaklık değişimi ve üretim toleranslarının ejektör performansına etkisini daha iyi araştırmak için de kullanmışlardır. Resirkülasyon oranının artmasıyla, basıncı oranlarının düştüğü gösterilmiştir. Kısa karışım odasında resirkülasyon oranının düşmeye başladığı birincil akışkan basıncının, uzun karışım odasında resirkülasyon oranının düşmeye başladığı birincil akışkan basıncından daha küçük olduğu belirtilmiştir [21].

Zhu, Cai vd. hibrit katı oksit yakıt hücresi sisteminde performansının izlemesi ve arıza tespiti için teorik bir ejektör modeli önermişlerdir. Geliştirdikleri modeli; birincil ve ikincil akışkanların kütlesel debileri, resirkülasyon oranı ve buhar karbon oranı gibi yakıt hücresi ile ilgili ejektör işletme parametrelerinin hem kritik hem de kritik altı ve geri akışlı çalışma koşullarındaki analizi için kullanmışlardır. Elde ettikleri sonuçların, ejektör performans değerlendirmesinde kullanılan modelin sadece kritik durumda değil aynı zamanda kritik altı ve geri akış durumunda özellikle de ilk alıştırma, yük değişimi ve kapanma gibi katı oksit yakıt hücresinin tasarım koşullarının dışındaki, çalışma koşullarında yararlı olduğunu göstermişlerdir. Birincil akış sıcaklığı artıkça, $P_{b,k}$ ve $P_{b,g}$ 'nin arttığını belirtmişlerdir. İkincil akış sıcaklığı artıkça $P_{b,k}$ ve $P_{b,g}$ 'nin azaldığı gözlemlenmiştir. İkincil akış basıncının artmasıyla $P_{b,k}$ ve $P_{b,g}$ 'nin arttığını belirtilmiştir. Birincil akış basıncı $P_{b,k}$ 'ya ulaştığı zaman, resirkülasyon oranının maksimum değerini aldığı gösterilmiştir [20].

Zhu vd. anot gazı resirküle edilen bir katı oksit yakıt hücresi sisteminde kullanılan ejektör için bir-denklemlilik bir model önermişlerdir. Model dört sabit parametreye dayanmaktadır. Bu parametrelerin sayısal değerleri, deneysel verilerden en küçük kareler yöntemi ile hesaplanmıştır. Bir denklemlilik modelin, mevcut katı oksit yakıt hücresi ejektörü modellerinden daha basit bir forma sahip olduğu bildirilmiştir. Diğer modellerle yeni modelin parametrelerini karşılaştırarak, model parametrelerinin belirlenmesinin basit ve pratik olduğu ifade edilmiştir. Bu modelin, anodik

resirkülasyonlu katı oksit yakıt hücresi sisteminde, gerçek zamanlı kontrol ve yakıt ejektörü optimizasyonu için uygulamadaki ihtiyacı karşılayabileceği de belirtilmiştir. RNG k- ϵ türbülans modelinin kullanıldığı CFD analizlerinde; birincil ve ikincil akışkanların basınçlarının artmasıyla, birincil ve ikincil akışkan debileri artarken resirkülasyon ve buhar karbon oranlarının azaldığı gösterilmiştir [35].

Zhu ve Jiang, ejektöre ait dört geometrik parametrenin (Lülenin iraksak bölümünün uzunluğu, lüle çıkış pozisyonu, karışım odasının ve difüzörün uzunluğu) etkisini araştırmak için CFD tekniğini kullanmışlardır. Ejektör geometrisini iki-boyutlu oluşturdukları parametrik çalışmada, RNG k- ϵ türbülans modelini ve ikincil akışkandaki gaz karışımını tanımlamak için de species transport modelini kullanmışlardır. Katı oksit yakıt hücresi ejektöründe, birincil lüle olarak iraksak bölümü bulunmayan, daha basit yapıyla yakınsak lülenin kullanılmasının performansı iyileştirdiğini ortaya koymuşlardır. Karışım odası çapının boğaz çapına oranı 3,33 ile 6,16 aralığında olduğu durum için optimum lüle çıkış pozisyonunun, karışım odası çapının 0 ile 2 katı arasında uygun olduğunu gösterilmiştir. Optimum karışım odası uzunluğunun, birincil akışkan basıncının ejektör çıkış basıncına oranı ile arttığı ve karışım odası çapının boğaz çapına oranı ile düştüğü belirtilmiştir. Karışım odası çapının boğaz çapına oranı 3,3 ile 6,2 aralığında ve birincil akışkanın basıncının çıkış basıncına oranı 1,5 ile 4,2 aralığında olduğunda, optimum karışım odası uzunluğunun, karışım odası çapının 5 ile 8 katı arasında olduğu gösterilmiştir. Daha uzun difüzörün, özellikle karışım odası çapının boğaz çapına oranının yüksek olduğu durumlarda, fazla miktarda ikincil akışkanı ejektör içerisine taşıdığı tespit edilmiştir. Ancak difüzörün uzun olmasının, ejektörün hacmini ve ağırlığını artırdığını da belirtilmiştir. Karışım odası çapının boğaz çapına oranı küçük (3,3 ile 6,2 aralığında) olduğunda, ejektör performansının difüzör uzunluğundan çok fazla etkilenmemesi nedeniyle, nispeten kısa difüzörün (karışım odası çapının 6 ile 10 katı arasında) kullanılabilirliği ifade edilmiştir [36].

Zhu vd. bir katı oksit yakıt hücresi sisteminde; yüksek sürüklenme oranı, düşük basınç artışı ve aşırı sıcak gazlar ile çalışan ejektöre sahip anaodik resirkülasyonlu yakıt hücreleri için yeni bir modelleme tekniği sunmuşlardır. Yakıt hücresi ejektörünün tasarımı ve simülasyonu için tanımladıkları yöntemi ve etkinliğini, simülasyon ve

test sonuçlarını karşılaştırarak doğrulamışlardır. Oluşturulan yeni modelin geleneksel 1-boyutlu modellere göre bazı üstünlükleri vardır. Önerilen modelde akışkanın hızı, iki boyutlu bir fonksiyon ile hesaba katılmıştır. Bu iki-boyutlu fonksiyon kullanılarak tanımlanan hız dağılımının, yaklaşık olarak gerçek ejektör içindeki hız dağılımıyla aynı olduğunu göstermişlerdir. Geleneksel 1-boyutlu modelin, tasarım koşulları dışındaki ejektör performansının tahmini için yeterli olmadığını, yeni modelin tasarım koşullarının yanı sıra tasarım koşulları dışındaki ejektör performansının değerlendirilmesinde de kullanılabileceğinin altı çizilmiştir. Elde ettikleri sonuçlar şunlardır: Artan yakıt giriş basıncı ile yakıtın kütleli debisi artarken ikincil akışkanın debisi düşer. Buhar karbon oranı, yakıt giriş basıncı arttıkça azalır. Resirkülasyon oranı, yakıt giriş sıcaklığının artmasıyla artarken, ikincil akışkan sıcaklığının artmasıyla azalır. İkincil akışkan basıncının artmasıyla resirkülasyon oranı da artar [37].

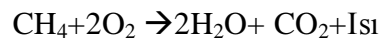
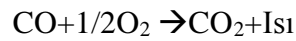
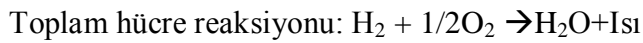
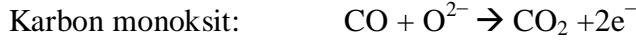
Vincenzo vd. konutlarda kullanılmak üzere geliştirilen mikro kombine ısı ve güç sistemine ait bir katı oksit yakıt hücresi için tasarlanan ejektörün teorik analizini yapmışlardır. Yakıt ejektörü ile entegre bir anodik resirkülasyonlu katı oksit yakıt hücresi sisteminin performansını incelemişlerdir. Ejektör tasarımı için önerdikleri yeni ayrıntılı yöntemin etkinliğini, test sonuçları ile doğrulamışlardır. Birincil akışkan giriş sıcaklığının büyük ölçüde resirkülasyon oranı ve ejektör verimini etkilediğini simülasyon sonuçları ile ortaya koymuşlardır. Yüksek sıcaklıkların, hem resirkülasyon oranı hem de ejektör veriminin lehine olduğunu belirtmişlerdir. Karışım odası çapının büyümesinin, yüksek resirkülasyon oranı sağlamasına rağmen, ejektör verimini düşürdüğünü belirtmişlerdir. Anot gazı resirkülasyonu uygulandığında, yardımcı bileşenlerin büyüklüklerindeki azalmanın, yakıt hücresi sisteminin maliyetini de düşürdüğü ortaya konulmuştur [22].

BÖLÜM 5. KATI OKSİT YAKIT HÜCRESİ VE EJEKTÖR

Katı oksit yakıt hücresinde medyana gelen elektrokimyasal reaksiyonlar aşağıda özetlenmiştir. Yakıt hücresine sadece hidrojen girmesi durumunda aşağıdaki reaksiyonlar oluşur [4].



Doğal gaz ile çalışan bir katı oksit yakıt hücresinde, hücreye karbon monoksit ve metanın da girmesi durumunda, anot reaksiyonları aşağıdaki şekilde genişletilerek yazılabilir [4].



Doğal gaz ile çalışan bir katı oksit yakıt hücresinde; yakıtın saf metan ve yakıt kullanım oranının %80 olduğu kabul edilip, metanın alt ısıl değerine göre tanımlanan elektrik üretim verimi %48 alınmıştır. Metanın alt ısıl değeri LHV=802340 [J/mol] dür [22]. Alt ısıl değer, verim ve elektriksel güç kullanılarak gerekli birincil akışkan (metan) debisi aşağıdaki bağıntı ile elde edilir:

$$n_{\text{CH}_4} = \frac{P_{\text{el}}}{\eta_{\text{el}} \cdot \text{LHV}} \quad (4.1)$$

n_{CH_4} = metanın debisi (kmol/s)

P_{el} = elektriksel güç (kW)

η_{el} = elektrik üretim verimi

LHV = alt ısı değeri (J/mol)

Katı oksit yakıt hücresi sisteminde, ejektörün çalışma koşullarından etkilenen en önemli parametre, yakıt hücresindeki kimyasal reaksiyonların dengeli bir şekilde devamı için gerekli olan buhar karbon oranının sağlanmasıdır. Buhar karbon oranı 2,4 değerinin altına düşerse, karbon birikmesi nedeniyle, yakıt hücresinin akış kanalları bloke olur [22]

$$\text{STCR} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{CO}} + n_{\text{CH}_4}} \quad (4.2)$$

STCR = Buhar Karbon Oranı

$n_{\text{H}_2\text{O}}$ = su buharının debisi (kmol/s)

n_{CO} = karbon monoksitinin debisi (kmol/s)

n_{CH_4} = metanın debisi (kmol/s)

Yakıt hücresinin işleyişi bakımından hayati öneme sahip olan buhar karbon oranı, ejektör için kütleli debiler oranı şeklinde tanımlanan ve aşağıda verilen resirkülasyon oranını da belirler:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (4.3)$$

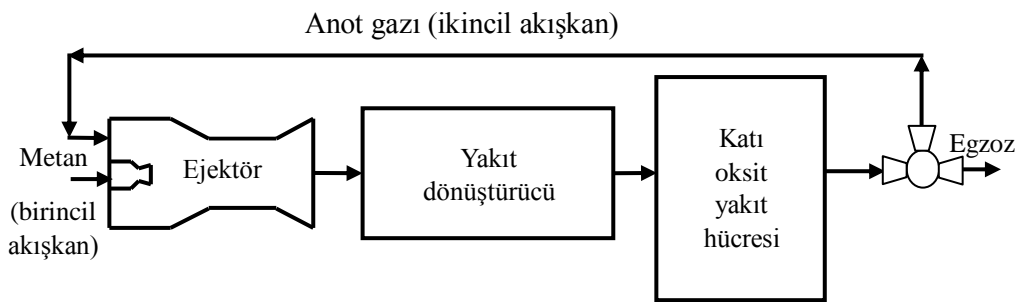
ω = resirkülasyon oranı

\dot{m}_s = ikincil akışkanın kütleli debisi (kg/s)

\dot{m}_p = birincil akışkanın kütleli debisi (kg/s)

5.1. Ejektör Tasarımı

Ejektör; birincil akışkanın (yakıt) basınç enerjisini kinetik enerjiye çevirerek, karışım bölgesinde bir düşük basınç alanı oluşturup, ikincil akışkanı (resirküle edilen anodik gaz) bu alana çeken ve oluşan akışkan karışımının sahip olduğu kinetik enerjiyi de tekrar basınç enerjisine dönüştüren, basit ve işlevsel bir akış düzeneğidir [13]. Şekil-5.1, bir katı oksit yakıt hücresinde, ejektörle yapılan anot gazı resirkülasyonunu göstermektedir.



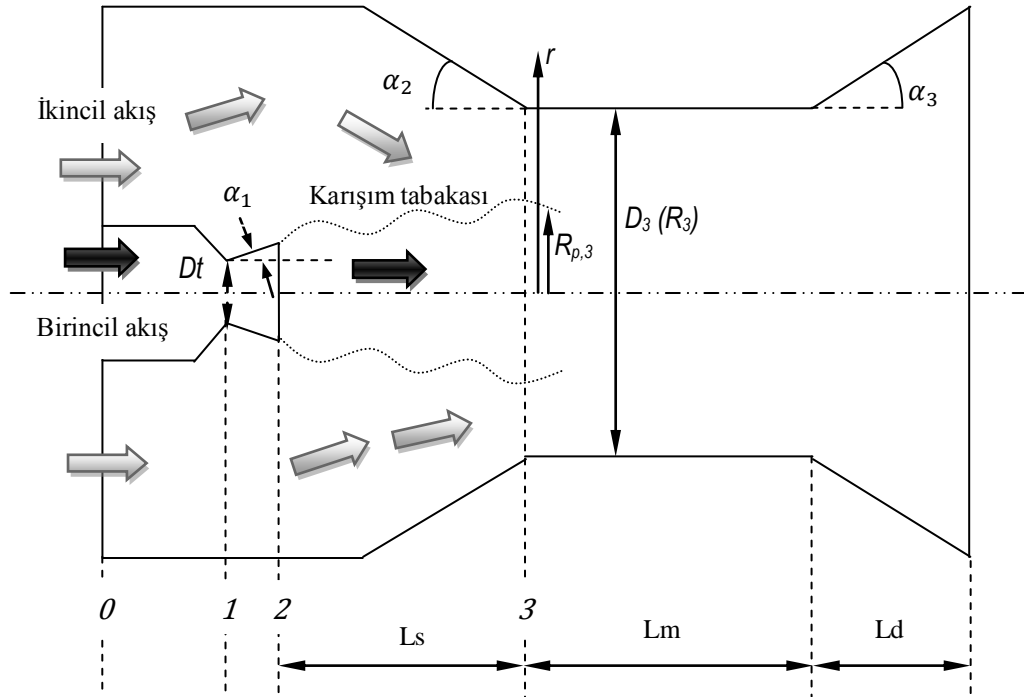
Şekil 5.1. Katı oksit yakıt hücresinde egzoz gazının resirkülasyonu

Ejektördeki akış, birincil ve ikincil akışkanların ejektöre giriş koşullarına bağlı olarak çok farklı şekiller alabilir [20]. Bu nedenle hem ejektörün çalışma koşullarını tanımlamak hem de tasarım işlemlerini kolaylaştırmak için bir takım kabuller yapılmaktadır. Ejektör tasarım hesaplarında sıklıkla yapılan bu kabuller aşağıda verilmiştir [22]:

- Ejektör kritik akış koşullarında çalışmaktadır.
- Birincil akış radyal yönde düzgün dağılımlıdır.
- Birincil lüle çıkışında, birincil ve ikincil akışkanlar arasında bir hız sınır tabakası bulunmaktadır.
- Birincil akışın, karışım odasının girişinde, ikincil akışın sıcaklığına kadar ısındığı kabul edilir. Ancak ikincil akışkandan birincil akışkana olan ısı geçişi ihmal edilir. Bu nedenle $T_{S,0} = T_{S,3} = T_{P,3}$ olduğu kabul edilir.
- Her iki akış bölgesinde basınç ve sıcaklık radyal yönde düzgün dağılımlıdır.
- Her iki akışkan da adyabatik duvarlar içinde akan ideal bir gaz gibi davranır.

- Sürtünmeden kaynaklanan enerji kayıpları, izantropik katsayılar ile bağıntılara dâhil edilmektedir.

Şekil 5.2’de tasarım hesaplarındaki aşamaların daha iyi anlaşılması bakımından ejektör geometrisi gösterilmektedir.



Şekil 5.2. Ejektör geometrisi

5.1.1.0-1 Kesitleri: yakınsak lüle

Birincil akışkanın ses hızına ulaşabilmesi için bir yakınsak-ıraksak lüle kullanılmıştır. Birincil akışkan lülenin yakınsak bölümünde izantropik olarak sıkıştırılmaktadır. İzantropik bağıntıların çıkarılması Ek-1’de verilmiştir Birincil akış boğaz kesitinde ses hızına ulaşır ve Mach sayısı 1 olur. Sürtünme ve karışım etkilerinden kaynaklanan kayıplar, izantropik katsayı kullanılarak hesaba katılmıştır. Buna göre birincil akışkanın kütleli debisi [37]:

$$\dot{m}_{p,1} = \rho_{p,0} \cdot A_t \left(\sqrt{\psi_p k_{p,0} R_{g,p,0} T_{p,0}} \right) \cdot \left(\frac{2}{k_{p,0} + 1} \right)^{\frac{k_{p,0} + 1}{2 \cdot (k_{p,0} + 1)}} \quad (4.4)$$

$\dot{m}_{p,1}$ = birincil akışkanın kütleli debisi (kg/s)

$\rho_{p,0}$ = birincil akışkanın yoğunluğu (kg/m³)

A_t = yakınsak ıraksak lülenin boğaz kesit alanı (m²)

ψ_p = birincil akışkan için izantropik katsayı

$k_{p,0}$ = birincil akışkanın özgül ısılar oranı

$R_{g,p,0}$ = birincil akışkanın gaz sabiti (J/kg.K)

$T_{p,0}$ = birincil akışkanın sıcaklığı (K)

Birincil akışkan için izantropik katsayı $\psi_p = 0,98$ olarak alınmıştır [22]. İdeal gaz karışımları için gaz sabiti (R) ve yoğunluk (ρ) tanımları aşağıda verilmiştir:

$$R_g = \frac{R_u \sum_i n^i}{\sum_i n^i M^i} \quad (4.5)$$

R_g = gaz sabiti (J/kg.K)

R_u = üniversal gaz sabiti (J/kmol.K)

n^i = debi (kmol/s)

M^i = mol kütlesi (kg/kmol)

$$\rho = \frac{P}{R_g \cdot T} = \frac{P \sum_i n^i M^i}{T R_u \sum_i n^i} \quad (4.6)$$

ρ = yoğunluk (kg/m³)

P = basınç (Pa)

R_g = gaz sabiti (J/kg.K)

T = sıcaklık (K)

M^i = mol kütlesi (kg/kmol)

n^i = debi (kmol/s)

R_u = üniversal gaz sabiti (J/kmol.K)

İdeal gazlar için özgül ısı, gaz sabiti ve özgül ısılar oranı arasındaki bağıntı;

$$c_p = \frac{kR_g}{k-1} \quad (4.7)$$

c_p = sabit basınçta özgül ısı (J/kg.K)

k = özgül ısılar oranı

R_g = gaz sabiti (J/kg.K)

5.1.2.1-3 Kesitleri: ıraksak lüle ve emme odası

Birincil akışkan kesit-2 ye ulaşıncaya kadar ikincil akışkanla karışmaz. Zhu, birincil akış kesit-3'e ulaştığında, birincil akışkan basıncı ile ikincil akışkan basıncının eşitlendiğini kabul eder ($P_{p,3} = P_{s,3}$). İkincil akışkan basıncının kesit-0 ve kesit-3 arasında değişmediği yani basınç kaybının olmadığı varsayılmıştır ($P_{s,0} = P_{s,3}$) [37].

Birincil akışa izantropik akış ve enerji korunum kanunları uygulanarak; birincil akışın kesit-3'teki hızı ve Mach sayısı arasındaki ilişkiyi veren bağıntılar elde edilir [37]:

$$Ma_{p,3} = \sqrt{\frac{2(P_{p,0}/P_{s,0})^{\frac{k_{p,3}-1}{k_{p,3}}} - 2}{k_{p,3}-1}} \quad (4.8)$$

$Ma_{p,3}$ = birincil akışkanın Mach sayısı

$P_{p,0}$ = birincil akışkanın basıncı (Pa)

$P_{s,0}$ = ikincil akışkanın basıncı (Pa)

$k_{p,3}$ =kesit-3'deki özgül ısılar oranı

$$V_{p,3} = Ma_{p,3} \sqrt{k_{p,3} \cdot R_{g,p,3} \cdot T_{p,3}} \quad (4.9)$$

$V_{p,3}$ = birincil akışkanın hızı (m/s)

$Ma_{p,3}$ = birincil akışkanın Mach sayısı

$k_{p,3}$ =kesit-3'deki özgül ısılar oranı

$R_{g,p}$ = birincil akışkanın gaz sabiti (J/kg.K)

$T_{p,0}$ = birincil akışkanın sıcaklığı (K)

Birincil akışkana kesit-0 ve kesit-3 arasında enerjinin korunumu uygulanarak, birincil akışın kesit-3'deki çapı elde edilir.

$$D_{p,3} = \frac{D_t}{\xi_{exp} \sqrt{Ma_{p,3}}} \cdot \left(\frac{2 + (k_{p,3} - 1) \cdot Ma_{p,3}^2}{k_{p,3} + 1} \right)^{\frac{k_{p,3} + 1}{4 \cdot (k_{p,3} - 1)}} \quad (4.10)$$

$D_{p,3}$ = birincil akışın kesit-3'deki çapı (m)

D_t = yakınsak ıraksak lüenin boğaz kesit çapı (m)

$Ma_{p,3}$ = birincil akışkanın Mach sayısı

$k_{p,3}$ = kesit-3'deki özgül ısılar oranı

ξ_{exp} = sürtünme kayıp katsayısı

Birincil akışkanın genişlemesindeki sürtünme kayıp katsayısı $\xi_{exp} = 0,98$ olarak alınır [22].

Kesit-3 de; ikincil akış birincil akışı çevreler ve birincil akış ile ikincil akış, “karışım tabakası” adı verilen bir sınır (3-boyutlu akışta bir yüzey) ile birbirinden ayrılmaktadır. İkincil akış bölgesinde hız dağılımının doğrusal olmadığı kabul edilmektedir. İkincil akış bölgesindeki doğrusal olmayan hız dağılımı Şekil-5.3'te görülmektedir. Radyal yöndeki hızlar sınır koşullarında; $r=0$ 'da $v_r = V_{p,3}$ ve $r = R_3$ 'de $v_r = 0$ olur. Kesit-3 de birincil ve ikincil akışkan için hız tanımlaması aşağıdaki şekilde yapılabilir [37].

$$v_r = \left\{ \begin{array}{ll} V_{p,3} & 0 \leq r \leq R_{p,3} \text{ birincil akış bölgesi} \\ V_{p,3} \left(\frac{R_3 - r}{R_3} \right)^{1/n_v} & R_{p,3} \leq r \leq R_3 \text{ ikincil akış bölgesi} \end{array} \right\} \quad (4.11)$$

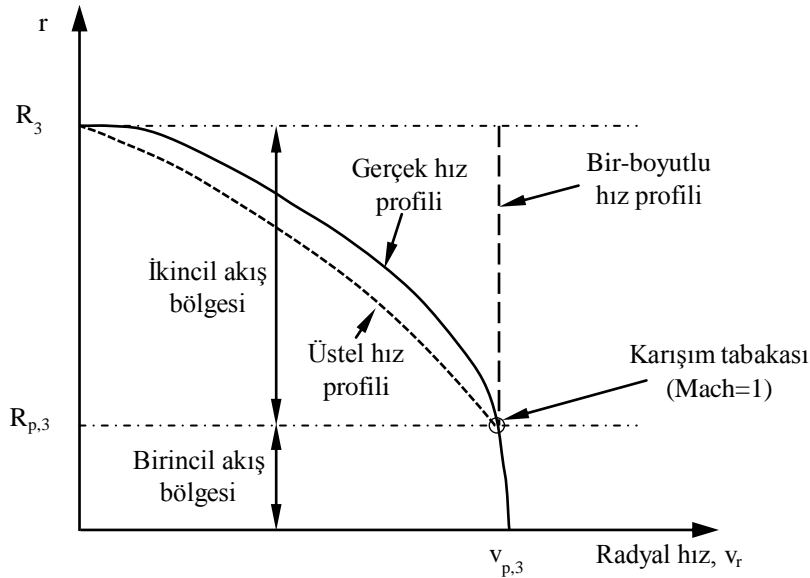
v_r = karışım tabakasının radyal genişleme hızı (m/s)

$V_{p,3}$ = birincil akışkanın kesit-3'deki hızı (m/s)

$R_{p,3}$ = birincil akışkanın kesit-3'deki yarıçapı (m)

R_3 = kesit-3'ün yarıçapı (m)

n_v = ikincil akış bölgesindeki hız dağılımını tanımlamada kullanılan üs değeri



Şekil 5.3. İkincil akış bölgesindeki doğrusal olmayan hız profili

Birincil akış ile ikincil akış arasındaki karışım tabakasında, kritik akış durumunda Mach sayısı 1 olmaktadır. Karışım tabakasının radyal genişleme hızı ve yarıçapı aşağıda görüldüğü gibi yazılabilir:

$$v_r = \sqrt{kR_g T_{s,0}} \quad (4.12)$$

v_r = karışım tabakasının radyal genişleme hızı (m/s)

$k_{p,3}$ = kesit-3'deki özgül ısılar oranı

R_g = birincil akışkanın gaz sabiti (J/kg.K)

$T_{s,0}$ = ikincil akışkanın sıcaklığı (K)

$r = R_{p,3} = D_{p,3}/2$, bu değerler denklem-4.9 ve denklem-4.11'de yerine konulursa ikincil akışkan içerisindeki hız dağılımını veren üs değeri için aşağıdaki ifade elde edilir:

$$n_v = \frac{\ln(1 - (R_{p,3}/R_3))}{-\ln Ma_{p,3}} \quad (4.13)$$

n_v = ikincil akış bölgesindeki hız dağılımını tanımlamada kullanılan üs değeri

$R_{p,3}$ = birincil akışkanın kesit-3'deki yarıçapı (m)

R_3 = kesit-3'ün yarıçapı (m)

$Ma_{p,3}$ = birincil akışkanın Mach sayısı

Hesaplanan n_v üs değeri, karışım odasında ikincil akışkan bölgesindeki doğrusal olmayan hız dağılımını sağlamaktadır. Dolayısıyla ikincil akış için kütleli debi şu şekilde tanımlanır:

$$\dot{m}_{s,3} = \int_{R_{p,3}}^{R_3} \rho_s V_r dA \quad (4.14)$$

Denklem-4.13, denklem-4.11'de yerine yazılır ve elde edilen sonuç da denklem-4.14'de yerine konulursa aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\dot{m}_{s,3} = 2\pi V_{p,3} \rho_s \int_{R_{p,3}}^{R_3} \left(1 - \frac{r}{R_3}\right)^{1/n_v} r dr \quad (4.15)$$

Buna göre ikincil akışın kütleli debisi üstel fonksiyon olarak şu şekildedir:

$$\dot{m}_{s,3} = 2\pi V_{p,3} \rho_{s,0} \left[\left(\frac{n_v R_3^2}{n_v + 1}\right) \left(1 - \frac{R_{p,3}}{R_3}\right)^{\frac{n_v + 1}{n_v}} - \left(\frac{n_v R_3^2}{2n_v + 1}\right) \left(1 - \frac{R_{p,3}}{R_3}\right)^{\frac{2n_v + 1}{n_v}} \right] \quad (4.16)$$

$\dot{m}_{s,3}$ = ikincil akışkanın kütleli debisi (kg/s)

$V_{p,3}$ = birincil akışkanın kesit-3'deki hızı (m/s)

n_v = ikincil akış bölgesindeki hız dağılımını tanımlamada kullanılan üs değeri

$\rho_{s,0}$ = ikincil akışkanın yoğunluğu (kg/m³)

R_3 = kesit-3'ün yarıçapı (m)

$R_{p,3}$ = birincil akışkanın kesit-3'deki yarıçapı (m)

5.2. Katı Oksit Yakıt Hücresinin Çalışma Koşulları

Bu çalışmadaki ejektör tasarımında giriş verisi olarak kullanılan, doğal gazlı bir katı oksit yakıt hücresine ait çalışma koşulları (basınç, sıcaklık, buhar karbon oranı,

verim ve ikincil akışkanın molar bileşimi vb gibi işletme parametreleri), Vincenzo vd. [22]'den alınmıştır. Doğal gazlı katı oksit yakıt hücresinin çalışma koşulları Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1. Yakıt hücresi çalışma (ejektör tasarım) koşulları

Elektriksel güç üretme kapasitesi	2 kW
Buhar karbon oranı	2,4
Elektrik üretim verimi	0,48
Ejektör çıkış sıcaklığı	1055 K
Ejektör çıkış basıncı	105 kPa
Yakıt kullanım faktörü	%80
Birincil Akışkan	
Bileşimi (molar)	CH ₄ (%100)
Sıcaklığı (T _{p,0})	620 K
Basıncı (P _{p,0})	280 kPa
İkincil Akışkan	
Bileşimi(molar)	H ₂ O (%61,74) CO ₂ (%29,58) H ₂ (%4,895) CO (%3,785)
Sıcaklığı (T _{s,0})	1180 K
Basıncı (P _{s,0})	104 kPa

5.3. Ejektör Tasarım Koşulları

Yukarıdaki bölümlerde verilen hesap yöntemi ile kütleli debi ve kritik akış kesitlerindeki çaplar hesaplanabilmektedir. Ancak ejektöre ait bazı geometrik büyüklükler için literatürde kesin veriler bulunmamaktadır.

Ejektöre ait bazı geometrik büyüklükleri Zhu vd. şu şekilde vermiştir: İraksak lülenin genişleme açısı (α_1), $4^\circ \div 7,5^\circ$ aralığında seçilebilir. En çok kullanılan değerler $5^\circ \div 6^\circ$ dir. Lüle çıkışı ile karışım odasının girişi arasındaki mesafe (L_s), en iyi performans için $1,5D_3$ alınır. Emme odası daralma açısı (α_2), $0^\circ \div 26^\circ$ aralığında

seçilebilir. Difüzörün şekli koniktir ve genişleme açısı $5^\circ \div 12^\circ$ aralığında seçilebilir. En çok kullanılan değerler $8^\circ \div 10^\circ$ dir. Difüzör uzunluğu (L_d), $4D_3 \div 12D_3$ aralığında seçilebilir. Karışım odası uzunluğu (L_m), $3D_3 \div 5D_3$ aralığında seçilebilir [37].

Tablo 5.1’de verilen çalışma koşullarında ve yukarıda verilen hesap yöntemi izlenerek, ejektör için birincil ve ikincil akışkanın kütleli debileri, resirkülasyon oranı ve çap değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, seçilen açı, uzunluk vb geometrik parametreler Tablo 5.2’de verilmiştir.

Tablo 5.2. Ejektör tasarım sonuçları

Birincil akışkanın kütleli debisi (\dot{m}_p)	$8,32 \times 10^{-5}$ kg/s
İkincil akışkanın kütleli debisi (\dot{m}_s)	$5,987 \times 10^{-4}$ kg/s
Resirkülasyon oranı (ω)	7,196
Birincil lüle boğaz çapı (D_t)	$5,8 \times 10^{-4}$ m
Birincil akışkanın kesit-3 deki çapı (D_p)	$6,26 \times 10^{-4}$ m
Karışım odası çapı (D_3)	$3,85 \times 10^{-3}$ m
İraksak lüle açısı (α_1)	6°
Emme odası açısı (α_2)	20°
Difüzör açısı (α_3)	10°
Lüle çıkışının karışım odasına mesafesi (L_s)	$5,78 \times 10^{-3}$ m
Difüzör uzunluğu (L_d)	$30,8 \times 10^{-3}$ m
Karışım odası uzunluğu (L_m)	$19,25 \times 10^{-3}$ m

BÖLÜM 6. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ VE SONUÇLAR

6.1. Korunum Denklemleri

Katı oksit yakıt hücresinde kullanılmak üzere geometrik tasarımı yapılan ejektördeki akış probleminin çözülebilmesi için birincil akışkanın (metan) ve ikincil akışkanın (bileşimi Tablo-5.1'de verilen gaz karışımı) davranışını tanımlayan, süreklilik, momentum, enerji ve ideal gaz hal denklemlerinin birlikte çözülmesi gerekir [38].

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (6.1)$$

Momentum denklemi:

$$\rho \frac{dV}{dt} = \rho g - \nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (6.2)$$

τ_{ij} viskoz gerilme tensörüdür.

Enerji denklemi:

$$\rho \frac{du}{dt} + p(\nabla \cdot V) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad (6.3)$$

Φ viskoz disipasyon terimi ve k ısı iletim katsayısıdır.

Sıkıştırılabilir akış için ideal gaz hal denklemi:

$$p = \rho RT \quad (6.4)$$

Özgül ısı sabit kabul edilerek ideal gazlar için entalpi ifadesi:

$$dh = c_p dT \quad (6.5)$$

yazılabilir.

6.2. Türbülans Modelleri

Katı oksit yakıt hücresi ejektörleri ile ilgili çalışmalarda genellikle sıkıştırılabilir akış bağıntıları temelli 1-boyutlu modeller kurularak, dış etkenlerin (birincil ve ikincil akışkan girişleri ve difüzör çıkışındaki basınçlar) ejektör davranışına (debiler ve resirkülasyon oranı) etkileri incelenmiştir [22, 37]. Soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörlerin tasarım ve analizi ile ilgili çalışmalarda, sıkıştırılabilir akışın analitik bağıntılarının kullanıldığı çalışmalar olduğu gibi, CFD yazılımlarının kullanıldığı çalışmalar da mevcuttur [26, 39]. Katı oksit yakıt hücresi ejektörleri ile ilgili sınırlı sayıdaki tasarım ve modelleme çalışmasında da CFD yazılımları kullanılmıştır [21,36]. Ejektör içerisindeki akışta, birbirinden çok farklı akış koşullarının bir arada görülmesi nedeniyle; CFD yazılımları ile yapılan analizlerde, türbülans modellerinin etkisi ve dolayısıyla en uygun türbülans modelinin seçimi büyük önem kazanmaktadır. Nitekim soğutma sistemi ejektörlerinin CFD analizlerinde türbülans modellerinin etkisinin incelendiği çalışmalar mevcuttur [25, 26, 39].

Bu çalışmada; doğal gaz yakıtlı katı oksit yakıt hücresi için tasarlanan bir ejektörün, tasarım noktasındaki davranışının CFD ile analizinde, Standart k-ε, RNG k-ε ve Realizable k-ε modellerinin sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu üç model, benzer formlara sahip olmakla birlikte; türbülanslı viskozite, k ve ε terimleri, türbülans difüzyonunu yöneten türbülanslı prandtl sayısı, ε denklemindeki üretim ve yıkım terimlerinin hesaplanması bakımından farklılıklar bulunmaktadır.

Standart k-ε modeli ilk olarak Launder ve Spalding tarafından önerilmiştir. Modelde, akışın tamamen türbülanslı olduğu kabul edilirken moleküler viskozite etkileri de

ihmal edilmiştir. Dolayısıyla Standart k-ε modeli sadece tam türbülanslı akışlar için geçerlidir. Bu model; ekonomikliği, güvenilirliği ve türbülanslı akışların geniş bir yelpazesi için makul sonuçlar vermesi nedeniyle endüstriyel akışların analizinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Girdaplı akışların çözümlenmesinde, ciddi basınç farklarının ve ayrılmaların olduğu akışlarda zayıf kalabilmektedir. Standart k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisine (k) ve onun kayıp oranına (ε) dayalı bir modeldir [40].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (6.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (6.7)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{türbülans viskozitesi}) \quad (6.8)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, C_{2\varepsilon} = 1,92, C_\mu = 0,09, \sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,3$$

G_k = ortalama hız gradyanları nedeniyle türbülans kinetik enerji üretimi

G_b = kaldırma kuvveti nedeniyle türbülanslı kinetik enerji üretimi

Y_M = genel kayıp oranına, sıkıştırılabilir türbülans dalgalı dilatasyonun katkısı

RNG k-ε modeli, renormalizasyon grup teorisi olarak adlandırılan bir istatistik yöntemi kullanılarak geliştirilmiştir. Bu model, Standart k-ε modeline benzemekle birlikte; türbülans kayıp oranının (ε) tanımında yapılan değişiklik, girdap etkilerinin eklenmesi, türbülanslı Prandtl sayısı ve türbülans viskozitesi için analitik ifadelerin kullanılması ile geliştirilmiştir. Bu iyileştirmeler, RNG k-ε modelinin daha geniş bir Re sayısı aralığında daha doğru ve güvenilir sonuç vermesini sağlamıştır. Gergin ve girdaplı akışlarda etkilidir [40].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (6.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (6.10)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6.11)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,42, C_{2\varepsilon} = 1,68, C_\mu = 0,0845, \alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1,393$$

Realizable k-ε modeli, güçlü ters basınç gradyanları veya ayrılmaların olduğu, sınır tabakalarda görülen döngülü ve sirkülasyonlu akımlarda iyi performans sergiler. Realizable k-ε modeli, türbülans viskozitesi için alternatif bir formülasyon içerir. Standart k-ε modelinden farklı olarak türbülans viskozitesi sabit değildir. Realizable k-ε modelinde ε denkleminin, Standart k-ε modelinden farklı olmasının sebebi daha iyi bir enerji transferi için modifiye edilmiş olmasıdır [40].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (6.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (6.13)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{türbülans viskozitesi}) \quad (6.14)$$

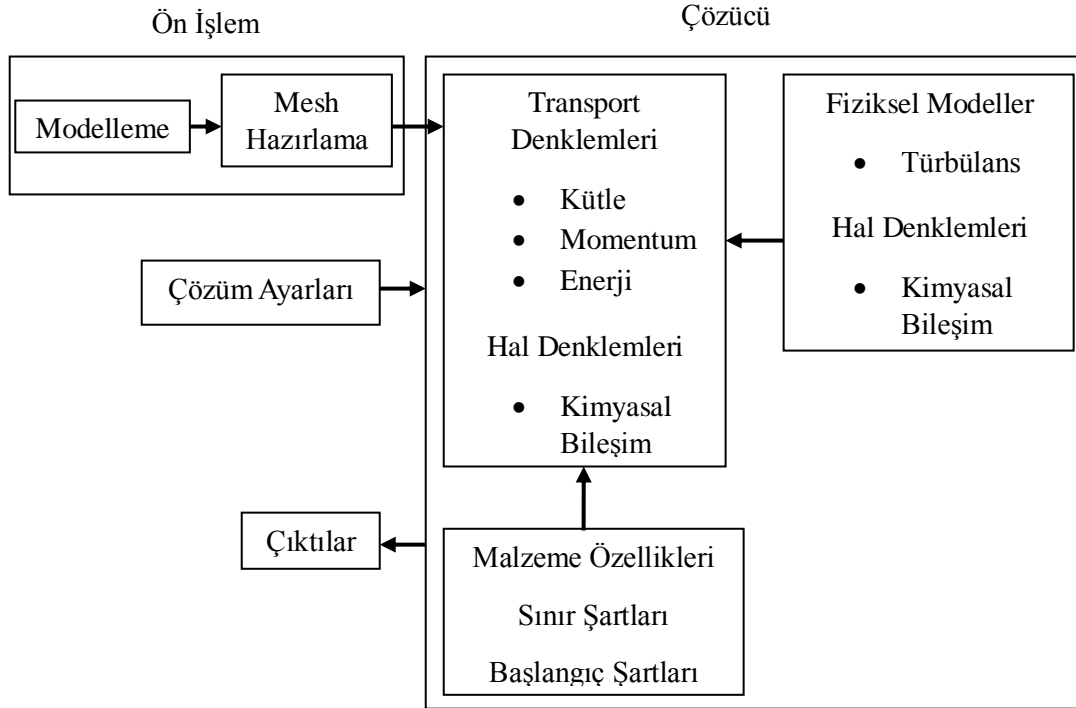
$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (6.15)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, C_2 = 1,9, \sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,2$$

6.3. Çözüm Yöntemi

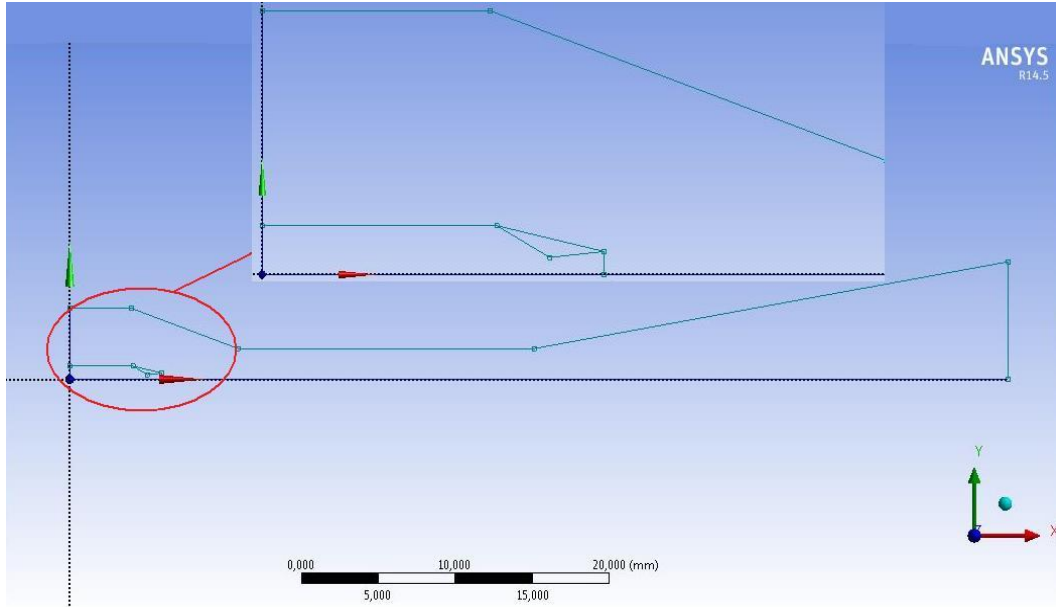
Katı oksit yakıt hücresi ejektörleri için korunum denklemlerinin sayısal çözümünde, bilgisayar kapasitesi ve hesaplama zamanından tasarruf için genellikle iki-boyutlu veya aksel simetrik çözüm yaklaşımları kullanılmıştır [36]. Ancak jet akışlarının aksel simetrik olmadığı bilindiğinden [41], bu çalışmada literatürde mevcut diğer

çalışmalardan farklı olarak, ejektör içerisindeki gerçek akış koşullarının elde edilebilmesi bakımından 3-boyutlu çözüm yöntemi tercih edilmiştir. Şekil-6.1’de CFD modelleme ve çözüm sürecinin özeti bulunmaktadır.



Şekil 6.1. CFD modelleme ve çözüm aşamaları

Tasarlanan ejektörün, yakıt hücresinden beklenen çalışma koşullarındaki performansı, Ansys 14,5/Fluent yazılımı ile sayısal olarak incelenmiştir. Ansys/Workbench/Design Modeler’da hazırlanan ejektör geometrisi Şekil-6.2’de görülmektedir.



Şekil 6.2. Ansys/Workbench/Design Modeler’da hazırlanan ejektör geometrisi

Bu tür analizlerinde, analiz sonuçlarının mesh sayısından bağımsız olması gerekir. Yapılan çözümde, mesh sayısından bağımsızlığı sağlamak için modelde kullanılan mesh sayıları artırılarak analizler yapılmıştır. Birincil ve ikincil akışkan debilerinin çok fazla değişmediği mesh sayısı aralığı ve elde edilen sonuçlar Tablo-6.1’de verilmiştir. Mesh sayısından bağımsızlığın incelendiği analizlerde; çok daha düşük mesh sayılarında (yaklaşık 300000 mesh) yapılan hızlı ön analizlerde en iyi sonuçları veren, RNG k-ε modeli ve non-equilibrium wall functions duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Tablo-6.1’de verilen sonuçlardaki değişim, birincil akışkan debisi için %0,01’in ve ikincil akışkan debisi için %1,5’in altındadır. Asıl analizler, geometrideki değişikliklere göre küçük farklar olmakla birlikte, 1300000 mesh civarındaki mesh sayıları ile yapılmıştır.

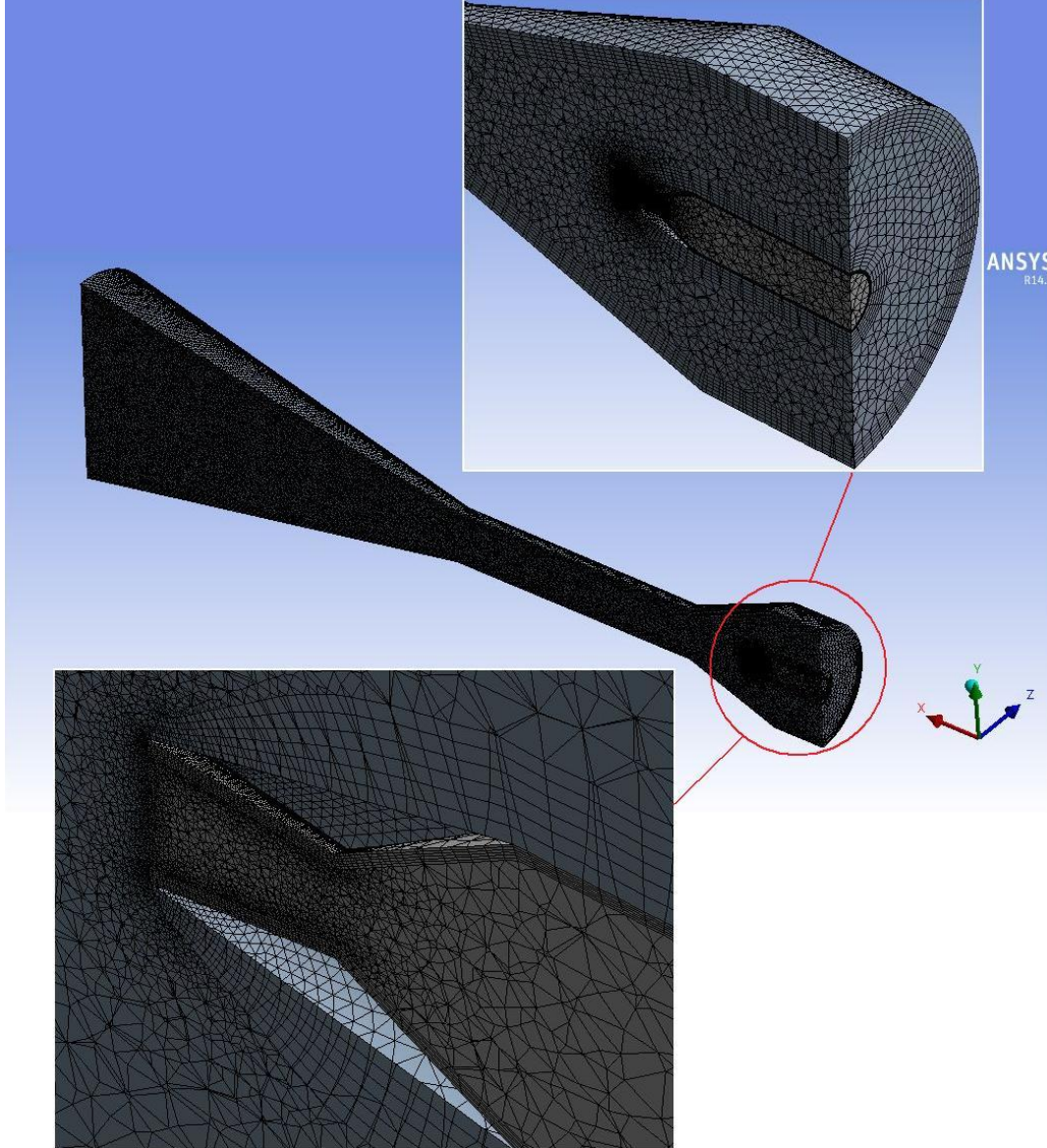
Tablo 6.1. Sayısal analiz sonuçlarının mesh sayısından bağımsızlığı

Mesh sayısı	Birincil akışkan debisi (kg/s)	İkincil akışkan debisi (kg/s)
1091963	$7,787 \times 10^{-5}$	$5,25 \times 10^{-4}$
1283310	$7,788 \times 10^{-5}$	$5,31 \times 10^{-4}$
1456764	$7,788 \times 10^{-5}$	$5,32 \times 10^{-4}$
1533194	$7,787 \times 10^{-5}$	$5,33 \times 10^{-4}$

Sayısal analizlerde, meshi oluşturan elemanların geometrik kalitesi de sonuçların doğruluğu ve dengeli olması bakımından önemlidir. Yapılan çalışmada oluşturulan

mesh yapısı için çarpıklık ve ortogonalite sırasıyla 0,19 ve 0,88 değerlerini almıştır. Bu değerler kabul edilebilir sınırlar içindedir [42].

Ejektörün mesh yapısı Şekil-6.3’de verilmiştir.



Şekil 6.3. Ejektörün mesh yapısı

Daha önce de belirtildiği gibi ejektörün sayısal analizinde standart k- ϵ , RNG k- ϵ ve Realizable k- ϵ modelleri kullanılmıştır. Bu üç model için yazılımda mevcut tüm duvar fonksiyonları ile analizler yapılmıştır. Standard wall functions teorisinde lokal denge varsayımı yapılmıştır. Bu varsayıma göre kinetik enerji üretimi ve enerji yitim

oranı birbirine eşittir. Scalable wall functions, rastgele inceltiren tabakalar için tutarlı sonuçlar vermektedir. Non-equilibrium wall functions'da ise denge dışı etkiler kısmen hesaba katılmıştır. Akış ayrılması ile karmaşık akışlar için kullanılır. Enhanced wall treatment, viskoziteden etkilenen duvar yakınındaki bölgeleri tamamen çözümlenmiştir.

Analizlerde nümerik çözücü; çift hassasiyetli, daimi akışlı ve yoğunluk bazlı olarak ayarlanmıştır. İkincil akışkanın bir gaz karışımı olması nedeniyle, gaz karışımları için kullanılan species transport modeli de kullanılmıştır.

Birincil ve ikincil akışkanlar için ideal gaz kabulü yapılmış, sınır koşulları birincil ve ikincil akışkanların girişi için “pressure inlet” ve ejektör çıkışı için “pressure outlet” olarak seçilmiştir. Ejektör akış kanalının çeperi adyabatik kabul edilmiştir.

Sayısal çözüm sonucunda elde edilen birincil ve ikincil akışkan kütleli debileri toplamı ile difüzörden çıkan akışkanın debisi arasındaki farkın, difüzörden çıkan kütleli debiye oranı, yakınsama kriteri olarak kullanılmıştır. Bu oran %1'in altına düşüncüye kadar iterasyon devam ettirilmiştir.

$$\frac{(\dot{m}_p + \dot{m}_s) + \dot{m}_o}{\dot{m}_o} \leq \pm 0,01 \quad (6.16)$$

\dot{m}_p = sayısal çözüm ile elde edilen birincil akışkanın (metan) kütleli debisi (kg/s)

\dot{m}_s = sayısal çözüm ile elde edilen ikincil akışkanın (resirküle edilen egzoz gazı) kütleli debisi (kg/s)

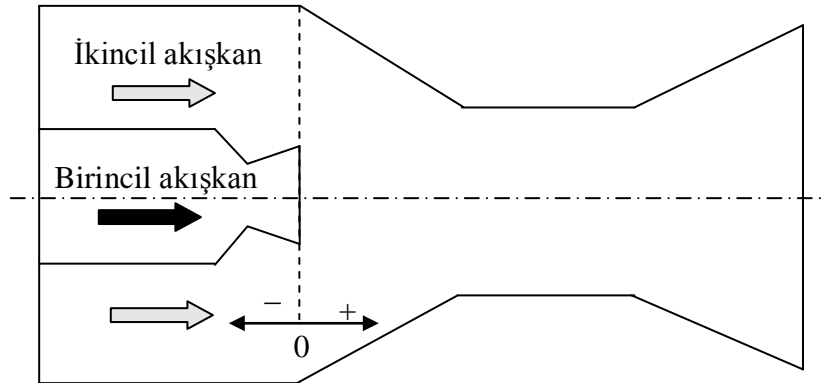
\dot{m}_o = sayısal çözüm ile elde edilen difüzör çıkışındaki kütleli debisi (kg/s)

6.4. Lüle Çıkış Pozisyonunun Ejektör Performansına Etkisi

Ejektör akış kanalı bir kez tasarlanıp imal edildikten sonra, ejektörün işletilmesi sırasında, sınırlı bir aralıkta da olsa değiştirilebilecek yegâne geometrik parametre; birincil akışkan lülesi çıkış kesitinin, emme odası veya sabit basınç bölgesindeki konumudur.

6.4.1. Yakınsak-ıraksak lüle pozisyonu

Lüle çıkış pozisyonu için “0” konumu olarak sabit basınç bölümünün girişi belirlenmiştir. Lüle, Şekil-6.4’de tanımlanan “0” konumuna göre beş farklı konuma (-4, -2, 2, 4, 6 mm) daha alınarak lüle konumunun etkisi irdelenmiştir. Lüle çıkış pozisyonunun incelendiği analizlerde; mesh sayısından bağımsızlığın incelendiği, çok daha düşük mesh sayılarında (yaklaşık 300000 mesh) yapılan hızlı ön analizlerde en iyi sonuçları veren, RNG k-ε modeli ve non-equilibrium wall functions duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Farklı lüle konumlarında elde edilen sonuçlar ve bu sonuçların tasarım koşullarında hedeflenen değerlerden (Tablo-5.2’de verilen birincil ve ikincil akışkan kütleli debileri, resirkülasyon oranı ve STCR) ne kadar saptığı Tablo-6.2’de verilmiştir. Lüle konumuna göre akışkan debilerinin, resirkülasyon oranının ve STCR’in değişimi de sırasıyla Şekil-6.5 ve Şekil-6.6’da gösterilmektedir.

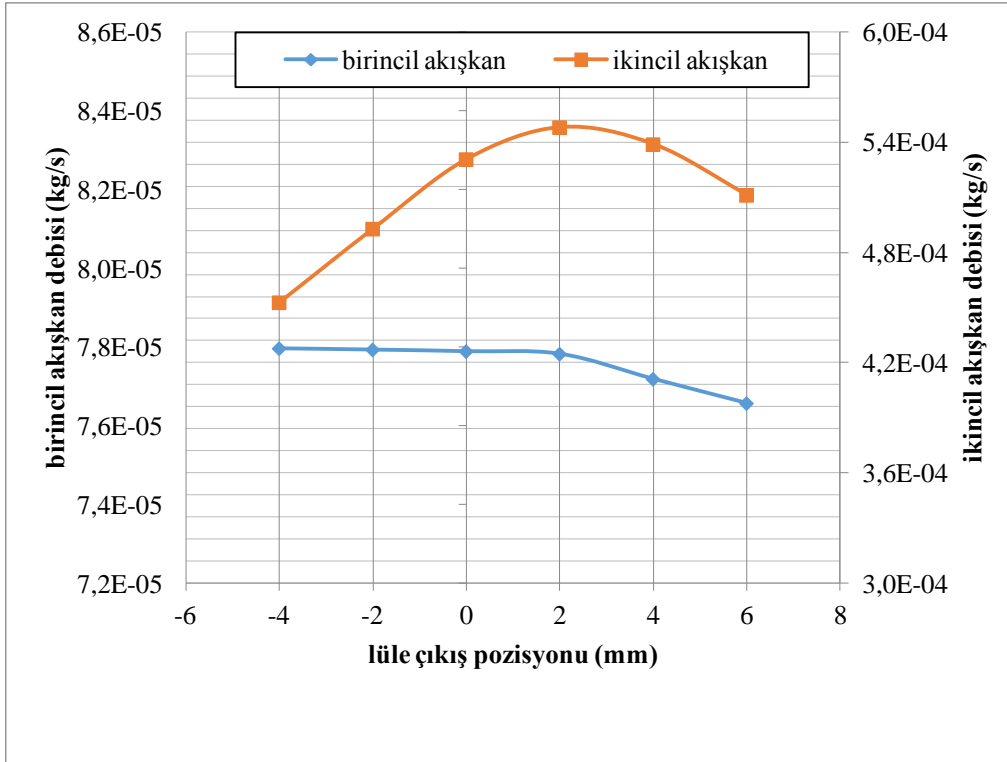


Şekil 6.4. Yakınsak-ıraksak lülenin ejektör akış kanalındaki konumunun değiştirilmesi

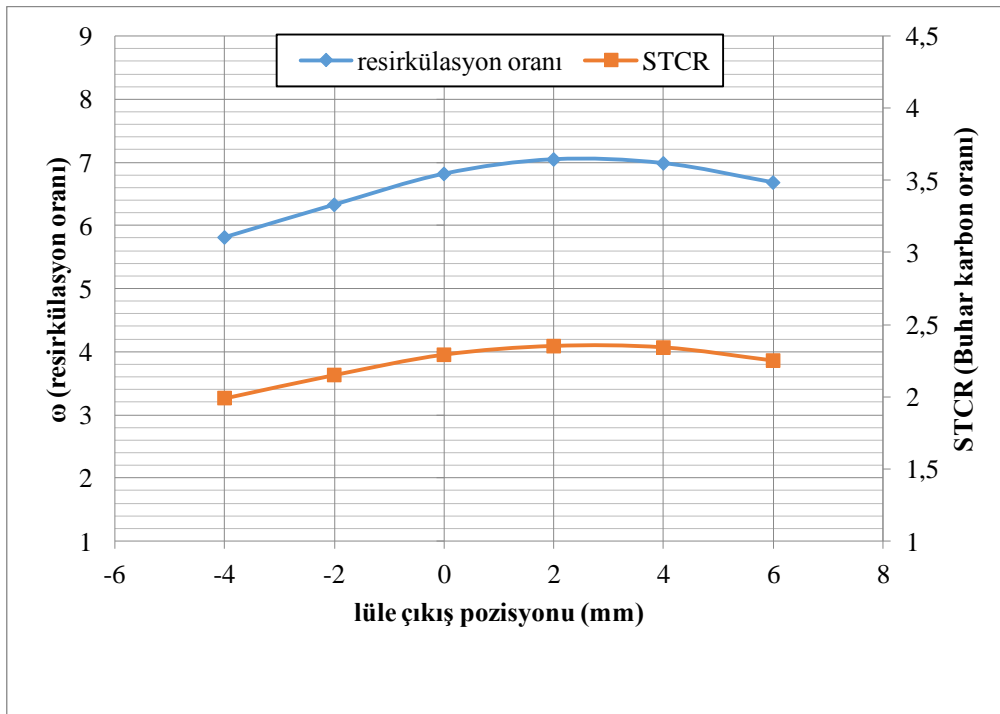
Tablo 6.2. Yakınsak-ıraksak lüle konumuna göre birincil ve ikincil akışkan debileri, resirkülasyon oranı ve STCR ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)

Lüle konumu (mm)	Birincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)	İkincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)
-4	$7,796 \times 10^{-5}$	-%6,30	$4,527 \times 10^{-4}$	-%24,39
-2	$7,793 \times 10^{-5}$	-%6,34	$4,928 \times 10^{-4}$	-%17,69
0	$7,788 \times 10^{-5}$	-%6,39	$5,31 \times 10^{-4}$	-%11,37
2	$7,782 \times 10^{-5}$	-%6,47	$5,48 \times 10^{-4}$	-%8,47
4	$7,718 \times 10^{-5}$	-%7,24	$5,388 \times 10^{-4}$	-%10,01
6	$7,656 \times 10^{-5}$	-%7,98	$5,111 \times 10^{-4}$	-%14,62
Lüle konumu (mm)	Resirkülasyon oranı	Tasarım değerinden sapma (%)	STCR	Tasarım değerinden sapma (%)
-4	5,807	-%19,30	1,99	-%17,02
-2	6,324	-%12,12	2,15	-%10,60
0	6,813	-%5,32	2,29	-%4,66
2	7,042	-%2,14	2,35	-%1,91
4	6,981	-%2,99	2,34	-%2,65
6	6,676	-%7,23	2,25	-%6,31

Tablo-6.2'den görüldüğü üzere; birincil akışkanın kütleli debisi bütün lüle pozisyonlarında tasarım değerinden %6÷8 düşük olmakla birlikte, lüle konumuna bağlı değişim %2'nin altındadır. İkincil akışkan debisi de tasarım değerinden %8÷24 daha düşüktür ancak en yüksek değer elde edildiği +2 mm lüle pozisyonu ile en düşük değeri veren -4 mm lüle pozisyonu arasındaki fark %16'yı bulmaktadır. Resirkülasyon ve buhar-karbon oranları, tüm lüle konumlarında, tasarım değerleri olan 7,196 ve 2,4'ün altında kalmıştır. Zhu'nun [36] yaptığı çalışmada, karışım odası çapının yakınsak-ıraksak lüle boğaz çapına olan oranı 3,33 ile 6,16 aralığındayken, lüle pozisyonunun karışım odasına olan mesafesi, karışım odası çapının 0 ile 2 katı arasında olduğu konum optimum olarak belirtilmiştir. Bu çalışmadaki yakınsak-ıraksak lülenin karışım odasına olan mesafesi, +2 mm konumu için karışım odasının çapının 1,28 katıdır. Karışım odası çapının yakınsak-ıraksak lüle boğaz çapına olan oranı ise 6,64'dür. Boğaz çapları oranları bir miktar farklı olsa da en iyi sonucun elde edildiği lüle konumu, Zhu'nun bulguları ile uyumludur.



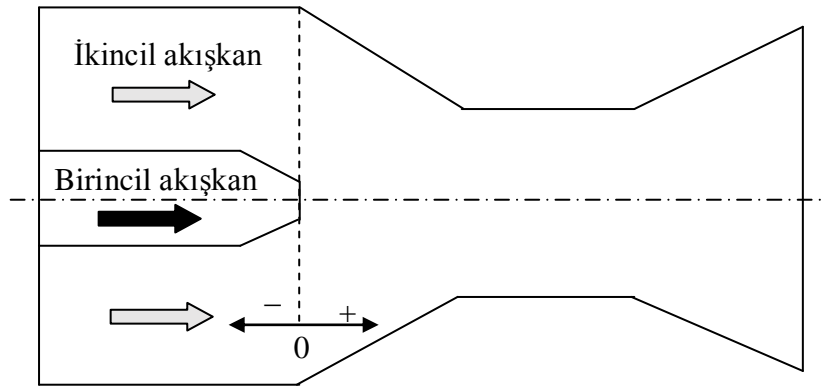
Şekil 6.5. Yakınsak-ıraksak lüle konumuna göre akışkan debilerinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)



Şekil 6.6. Yakınsak-ıraksak lüle konumuna göre resirkülasyon oranı ve STCR değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)

6.4.2. Yakınsak lüle pozisyonu

Analizlerde kullanılan yakınsak-ıraksak lülenin, ıraksak bölümü kaldırıldığında yakınsak bir lüle elde edilir. Yakınsak lüle ile yapılan analizlerde, RNG k-ε modeli ve non-equilibrium wall functions duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Lülenin konumu, Şekil-6.7’de gösterilen “0” konumuna göre -4, -2, +2 ve +4 mm değiştirilmiştir. Lüle konumuna göre elde edilen sonuçlar ve Tablo-5.2’de verilen birincil ve ikincil akışkan kütleli debilerine, resirkülasyon oranına ve STCR’a göre tasarım değerinden sapma yüzdeleri Tablo-6.3’de verilmiştir. Lüle konumuna göre akışkan debileri, resirkülasyon oranı ve STCR’da elde edilen değişim sırasıyla Şekil-6.8 ve Şekil-6.9’da görülmektedir.

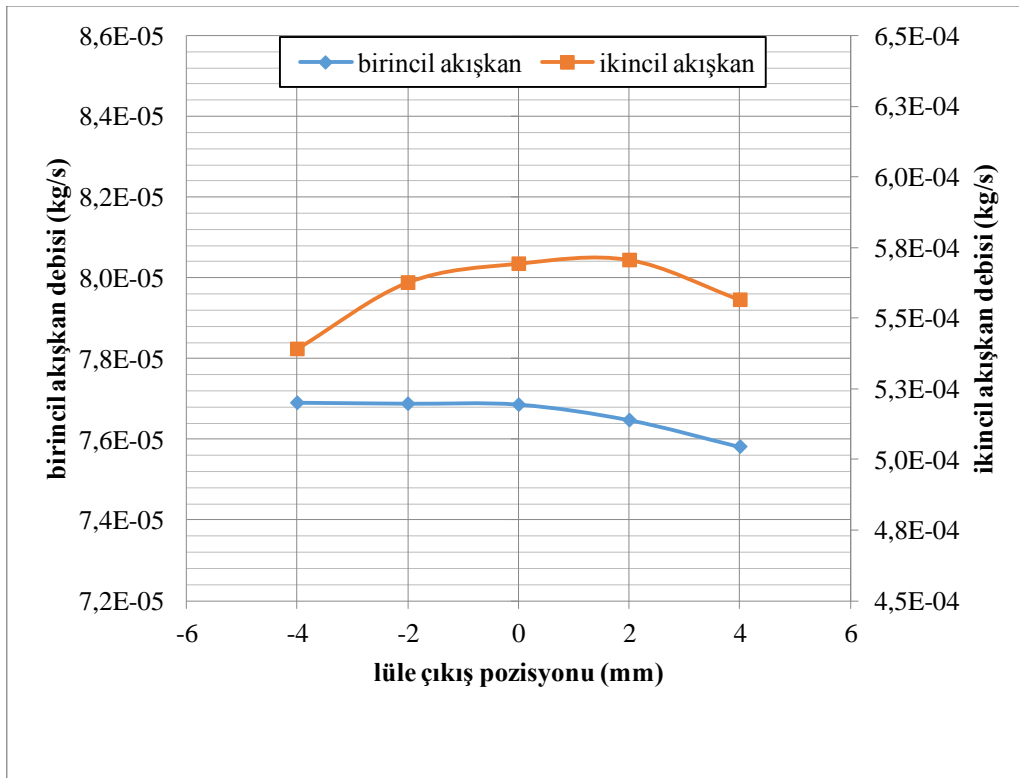


Şekil 6.7. Yakınsak lülenin ejektör akış kanalındaki konumunun değiştirilmesi

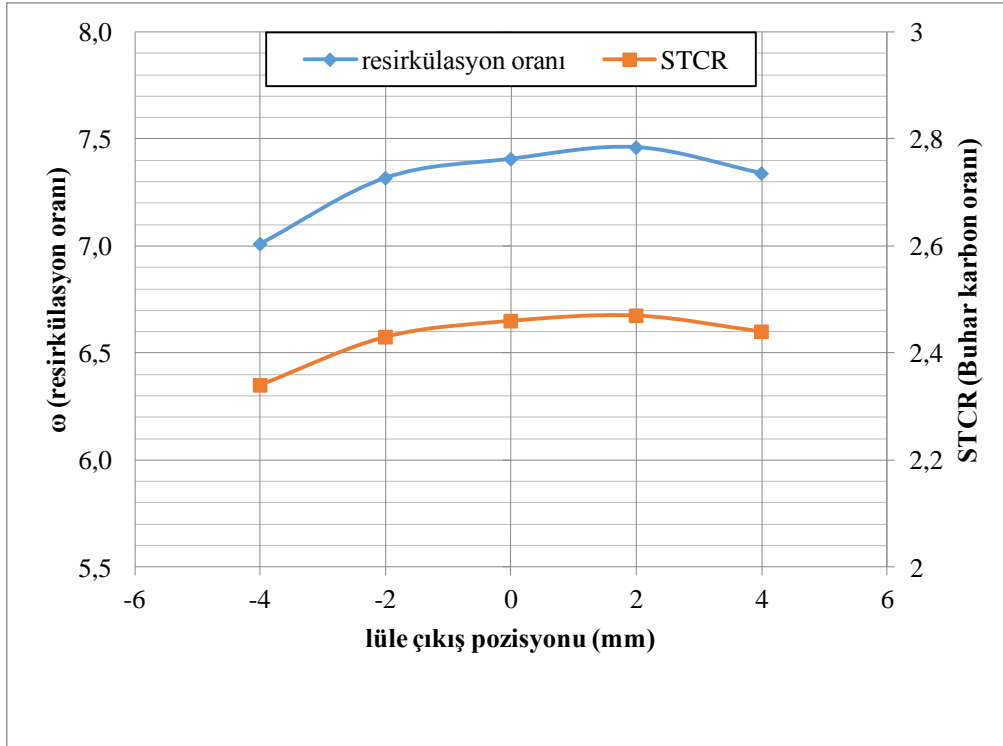
Tablo 6.3. Yakınsak lüle konumuna göre birincil ve ikincil akışkan debileri, resirkülasyon oranı ve STCR ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k-ε türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)

Lüle konumu (mm)	Birincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)	İkincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)
-4	$7,69 \times 10^{-5}$	-%7,58	$5,39 \times 10^{-4}$	-%9,97
-2	$7,687 \times 10^{-5}$	-%7,6	$5,625 \times 10^{-4}$	-%6,04
0	$7,685 \times 10^{-5}$	-%7,63	$5,692 \times 10^{-4}$	-%4,93
2	$7,647 \times 10^{-5}$	-%8,09	$5,705 \times 10^{-4}$	-%4,71
4	$7,581 \times 10^{-5}$	-%8,88	$5,564 \times 10^{-4}$	-%7,06
Lüle konumu (mm)	Resirkülasyon oranı	Tasarım değerinden sapma (%)	STCR	Tasarım değerinden sapma (%)
-4	7,009	-%2,59	2,34	-%2,30
-2	7,317	%1,69	2,43	%1,35
0	7,406	%2,92	2,46	%2,39
2	7,460	%3,67	2,47	%3,03
4	7,339	%1,99	2,44	%1,61

Tablo-6.3'den görüldüğü üzere; yakınsak lüle kullanılması durumunda da hem birincil akışkanın hem de ikincil akışkanın debileri tüm lüle pozisyonlarında tasarım değerlerinin altında kalmıştır. Birincil akışkanın kütleli debisi bütün lüle pozisyonlarında tasarım değerinden %7,5÷9 düşük olmakla birlikte, lüle konumuna bağlı değişim %1,5'in altındadır. İkincil akışkan debisi de tasarım değerinden %5÷10 daha düşüktür ancak yakınsak-ırsaksak lüle kullanılan ejektöre göre daha yüksektir. En yüksek ikincil akışkan debisinin elde edildiği +2 mm lüle pozisyonu ile en düşük değeri veren -4 mm lüle pozisyonu arasındaki fark %5 civarındadır. Yakınsak lüle kullanılan ejektörde ikincil akışkan debisinin lüle pozisyonuna bağlı değişimi, yakınsak-ırsaksak lüle kullanılan ejektöre göre daha azdır. Resirkülasyon ve buhar-karbon oranları, Şekil 6.9'dan da görüleceği gibi -2 mm lüle pozisyonundan itibaren karışım odasına yaklaştıkça, tasarım değerleri olan 7,196 ve 2,4'ün üzerine çıkmaktadır.



Şekil 6.8. Yakınsak lüle konumuna göre akışkan debilerinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)



Şekil 6.9. Yakınsak lüle konumuna göre resirkülasyon oranı ve STCR değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)

6.4.3. Yakınsak-ıraksak ve yakınsak lülenin karşılaştırılması

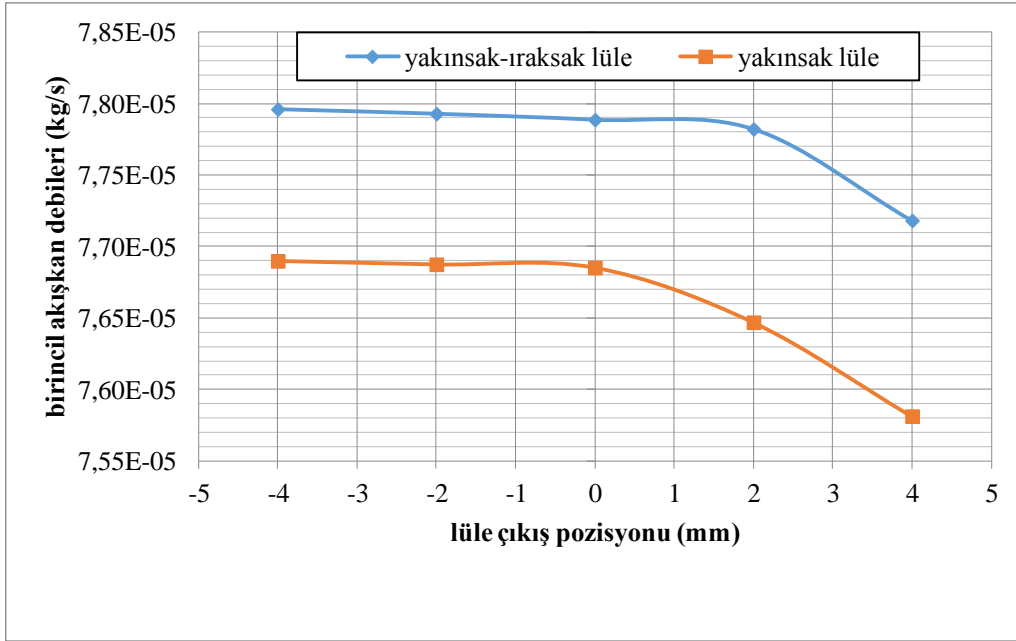
Tablo-6.4'de yakınsak-ıraksak lüle ve yakınsak lüle kullanılan ejektörler ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Tablo 6.4. Yakınsak-ıraksak ve yakınsak lüle kullanılan ejektörlerin karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)

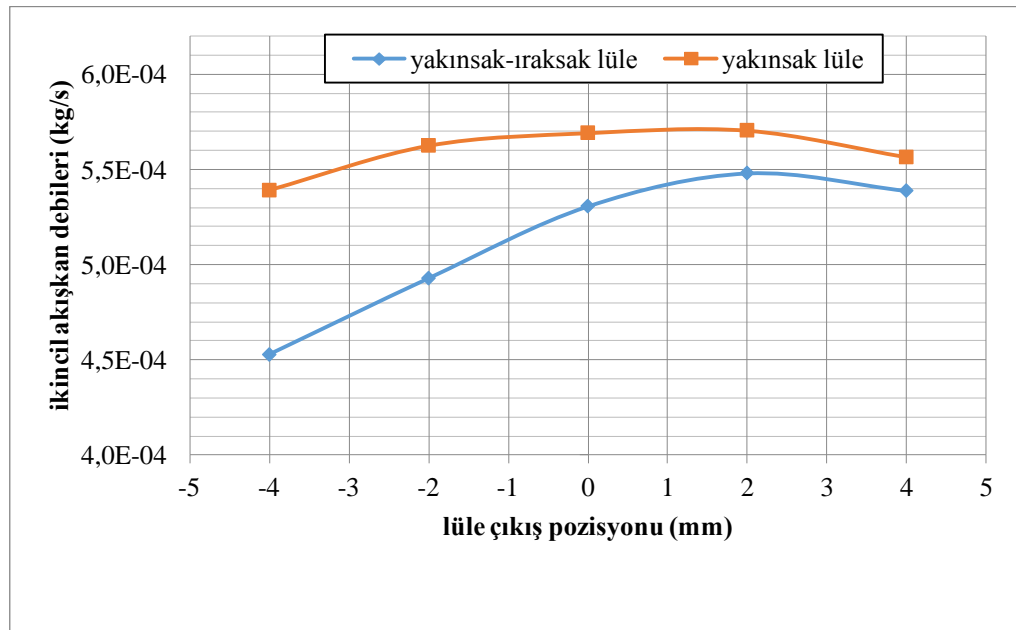
Lüle konumu (mm)	Yakınsak-ıraksak lüle birincil akışkan debisi (kg/s)	Yakınsak lüle birincil akışkan debisi (kg/s)	Yakınsak-ıraksak lüleli ejektöre göre fark (%)	Yakınsak-ıraksak lüle ikincil akışkan debisi (kg/s)	Yakınsak lüle ikincil akışkan debisi (kg/s)	Yakınsak-ıraksak lüleli ejektöre göre fark (%)
-4	$7,796 \times 10^{-5}$	$7,69 \times 10^{-5}$	-%1,36	$4,527 \times 10^{-4}$	$5,39 \times 10^{-4}$	%19,1
-2	$7,793 \times 10^{-5}$	$7,687 \times 10^{-5}$	-%1,36	$4,928 \times 10^{-4}$	$5,625 \times 10^{-4}$	%14,14
0	$7,788 \times 10^{-5}$	$7,685 \times 10^{-5}$	-%1,32	$5,31 \times 10^{-4}$	$5,692 \times 10^{-4}$	%7,19
2	$7,782 \times 10^{-5}$	$7,647 \times 10^{-5}$	-%1,74	$5,48 \times 10^{-4}$	$5,705 \times 10^{-4}$	%4,11
4	$7,718 \times 10^{-5}$	$7,581 \times 10^{-5}$	-%1,78	$5,388 \times 10^{-4}$	$5,564 \times 10^{-4}$	%3,27
Lüle konumu (mm)	Yakınsak-ıraksak lüle resirkülasyon oranı	Yakınsak lüle resirkülasyon oranı	Yakınsak-ıraksak lüleli ejektöre göre fark (%)	Yakınsak-ıraksak lüle STCR	Yakınsak lüle STCR	Yakınsak-ıraksak lüleli ejektöre göre fark (%)
-4	5,807	7,009	%20,7	1,99	2,34	%17,59
-2	6,324	7,317	%15,7	2,15	2,43	%13,02
0	6,813	7,406	%8,7	2,29	2,46	%7,42
2	7,042	7,460	%5,94	2,35	2,47	%5,11
4	6,981	7,339	%5,13	2,34	2,44	%4,27

Birincil akışkan debisi, yakınsak lülede yakınsak-ıraksak lüleye göre %1÷2 kadar düşmüştür. Lüle çıkış pozisyonu karışım odasına yaklaştıkça aradaki fark azalmakla birlikte, yakınsak lüledeki ikincil akışkan debileri yakınsak-ıraksak lüleye göre %3÷19 daha büyüktür. Bu nedenle; yakınsak-ıraksak lüle kullanılan ejektördeki resirkülasyon ve buhar-karbon oranları tasarım değerleri olan 7,196 ve 2,4'ün altında kalırken, yakınsak lüle kullanılan ejektördeki değerler, yaklaşık -3 mm lüle çıkış pozisyonundan itibaren, bu değerlerin üzerine çıkmaktadır. Yakınsak lüle kullanılan ejektör; hem buhar karbon oranının, lüle çıkış pozisyonunun geniş bir aralığında, kritik değer olan 2,4'ün üzerinde olması hem de ikincil akışkan debisindeki değişimin az olması nedeniyle, katı oksit yakıt hücresi için daha uygun bir seçim olacaktır.

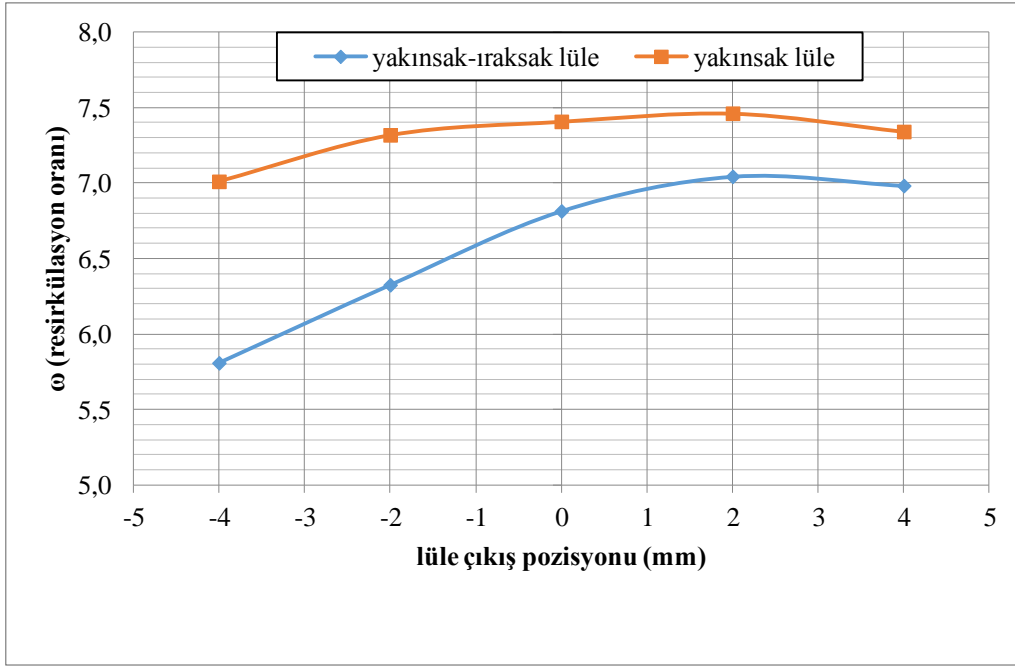
Şekil-6.10, Şekil-6.11, Şekil-6.12 ve Şekil-6.13'de yakınsak-ıraksak lülenin ve yakınsak lülenin kullanıldığı ejektörlerde elde edilen birincil ve ikincil akışkan kütleli debilerinin, resirkülasyon oranlarının ve buhar karbon oranlarının lüle pozisyonuna bağlı değişimleri karşılaştırmalı olarak görülmektedir.



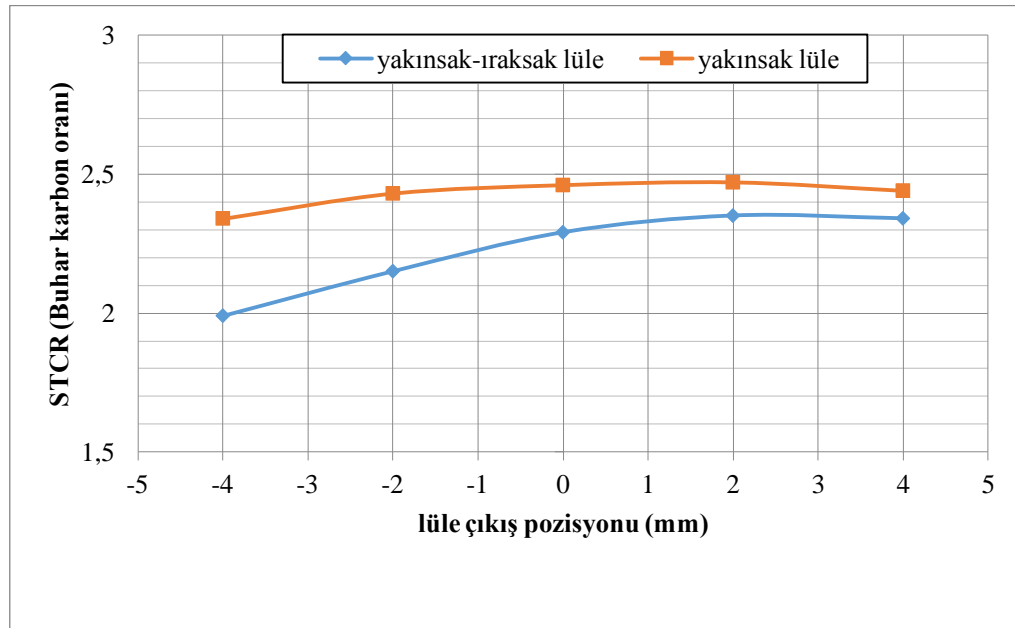
Şekil 6.10. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin birincil akışkan debilerinin karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)



Şekil 6.11. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin ikincil akışkan debilerinin karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)



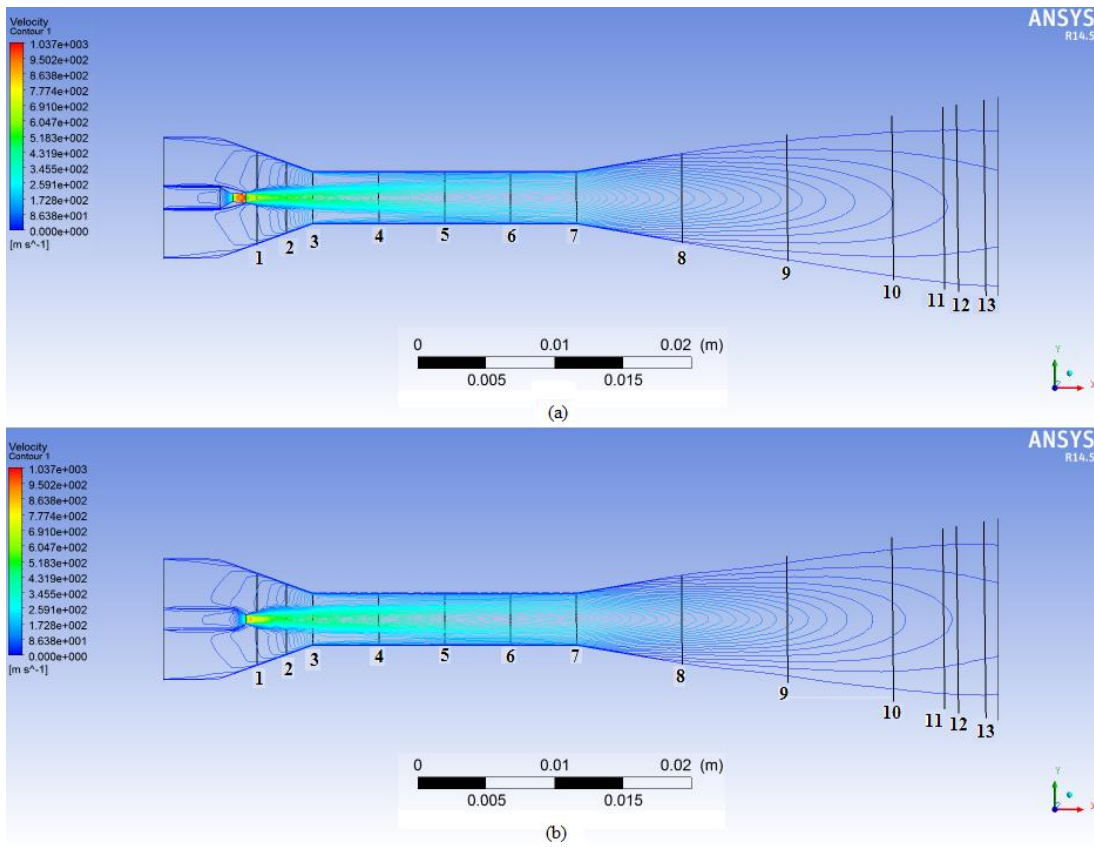
Şekil 6.12. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin resirkülasyon oranlarının karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)



Şekil 6.13. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin buhar karbon oranlarının karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions)

6.4.3.1. Yakınsak-ıraksak lüle ile yakınsak lülenin hız profilleri

Şekil-6.14'de yakınsak-ıraksak ve yakınsak lülenin kullanıldığı ejektörlere ait hız konturları verilmiştir. Yapılan analizlerde, RNG k- ϵ modeli ve non-equilibrium wall functions duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Her iki lülenin konumu da +2 mm'dedir. Şekil-6.15'de ise yakınsak-ıraksak ile yakınsak lülenin kullanıldığı iki ayrı ejektör için Şekil-6.14'de gösterilen 13 kesite ait hız profilleri grafik-1'den 13'e kadar verilmiştir.



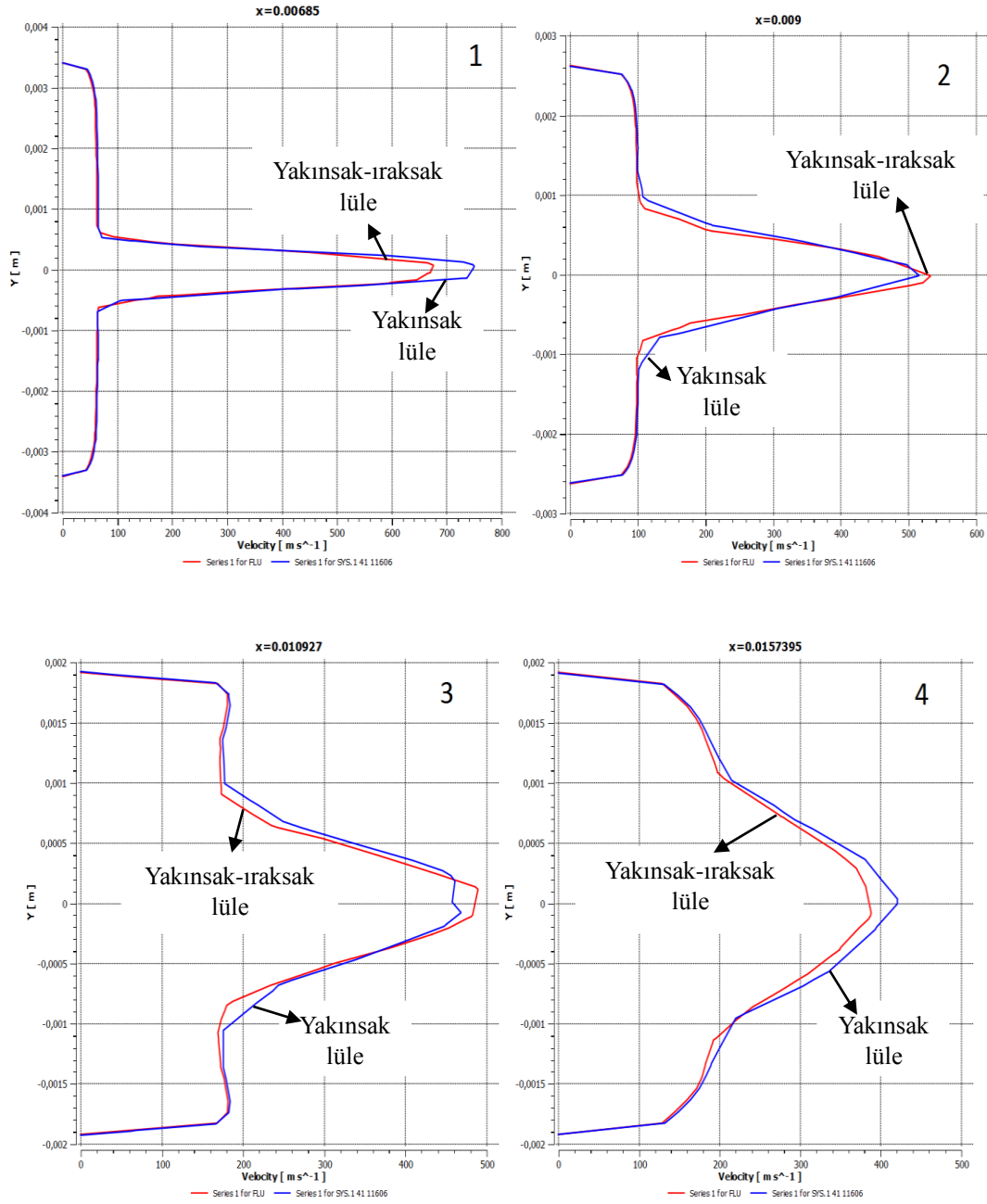
Şekil 6.14. (a) yakınsak-ıraksak lüle ve (b) yakınsak lüle kullanılan ejektörlere ait hız konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)

İki ejektördeki hız profillerinde, sabit basınç bölümündeki 1 ve 2 numaralı kesitler arasında birincil akışkan jetinin çekirdeğindeki hızlar dışında belirgin bir fark yoktur. Sabit basınç bölümündeki 2 numaralı kesite kadar ikincil akışkan bölgesinde bir sürüklenme etkisi görülmemektedir.

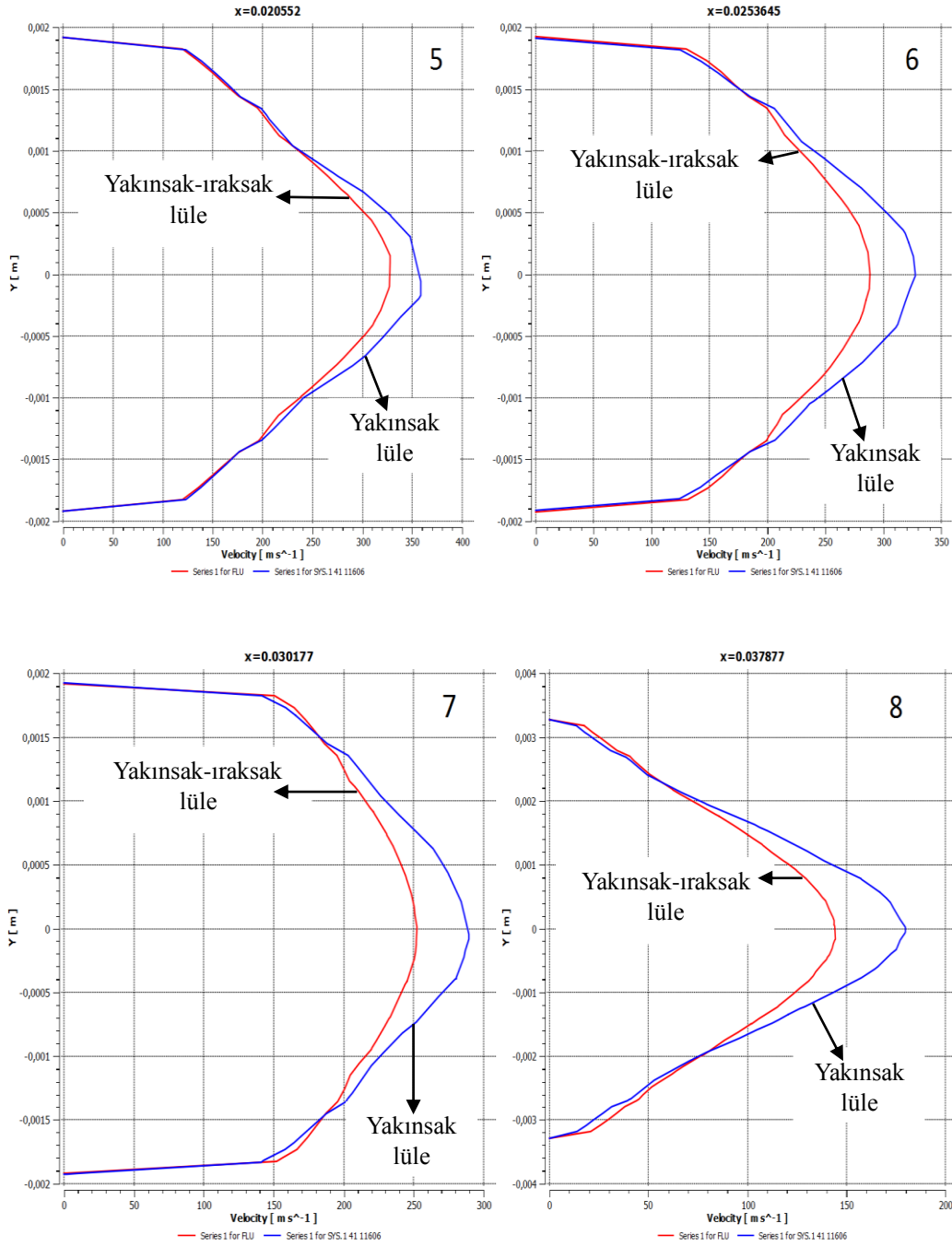
Yakınsak lüle kullanılan ejektördeki ortalama hızlar, 2 numaralı kesitten başlayarak karışım odası çıkışındaki 10 numaralı kesite kadar, yakınsak-ıraksak lüle kullanılan ejektörden daha yüksektir. Şekil-6.15'teki grafik-2, 3, 4, 5, 6, 7'den de görüldüğü gibi bu akış bölgesinde birincil akışkan jetinin hızı azalırken, ikincil akışkanın aktığı bölümdeki ortalama akış hızı artmaktadır. Bu durum, yüksek hızlı birincil akışkanın ikincil akışkana karışması ile gerçekleşen momentum aktarımının bir sonucudur.

Yakınsak-ıraksak ve yakınsak lüleli ejektörler arasında ortalama hızda görülen fark, difüzör içerisindeki 10 numaralı kesite kadar devam etmektedir. Bu hız farkının, yakınsak-ıraksak lüle çıkışındaki hızın, yakınsak lüle çıkışındaki hıza göre daha yüksek olmasından; başka bir ifade ile yakınsak lüleden çıkan düşük hızlı birincil akışkan jetinin, sabit basınç bölgesinde ikincil akışkan içerisinde radyal yönde erkenden genişleyerek ikincil akışkanı sürüklemeye başlamasından kaynaklandığı anlaşılmaktadır. Yakınsak-ıraksak lüleden daha yüksek hızlarla çıkan birincil akışkan jeti ise radyal yönde genişlemeye fırsat bulamadan sabit basınç bölgesinden geçmekte ve ancak sabit alanlı bölgede genişlemeye başlamaktadır. Birincil akışkan jetinin, emme odasından daha uzak ve daha dar bir kesite sahip olan sabit alanlı bölgede radyal yönde genişlemesi, ikincil akışkanı, yakınsak lüleden çıkan ve sabit basınç bölgesinde genişlemeye başlayan düşük hızlı akışkan jeti kadar ivmelendirememektedir. Nitekim yakınsak-ıraksak lüleden kullanılan ejektördeki ikincil akışkan debileri lüle konumuna bağlı olarak %3÷%19 daha düşüktür ve iki ejektöre ait ikincil akışkan debileri arasındaki farkın, Tablo-6.4'de görüldüğü gibi + lüle pozisyonlarında azalması da bu yorumu desteklemektedir.

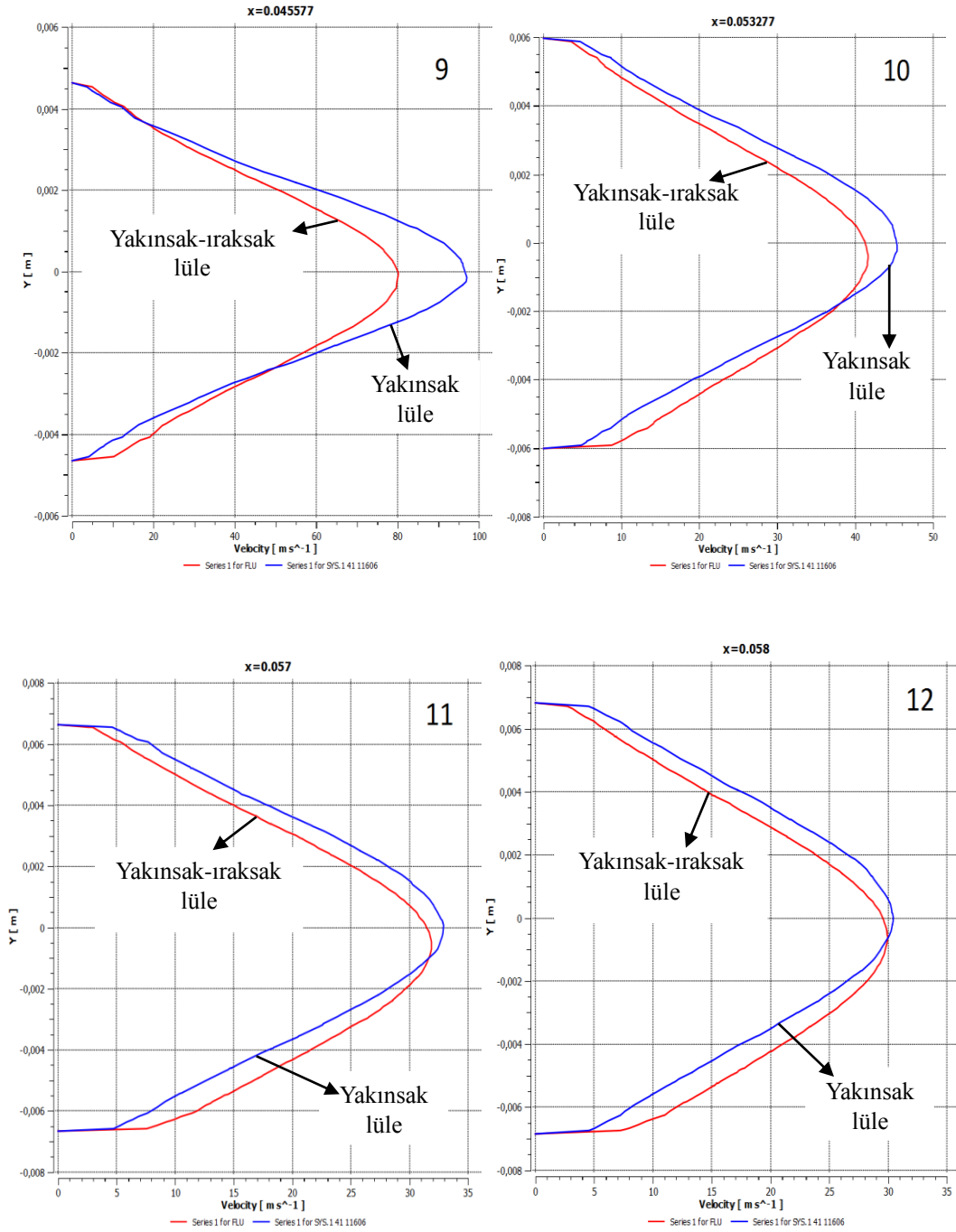
Sabit kesit alanlı karışım odasının çıkışındaki 7 numaralı kesitten itibaren, grafik-7, 8, 9, 10, 11, 12 ve 13'de, difüzöre giren akışkan jetinin genişleyen akış kesitini doldurmaya çalışırken, hızının düştüğü ve basıncının arttığı görülmektedir.



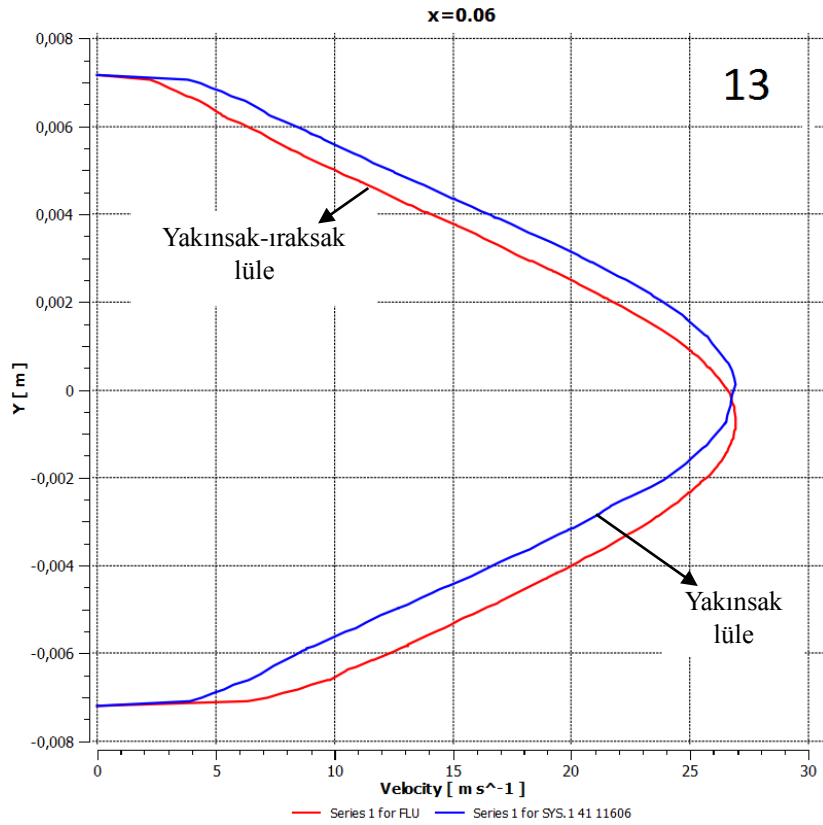
Şekil 6.15. Yakınsak-ırsaksak ve yakınsak lüle kullanılan ejektörlere ait hız profilleri ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)



Şekil 6.15. Yakınsak-ırsaksak ve yakınsak lüle kullanılan ejektörlere ait hız profilleri ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm) (Devamı)

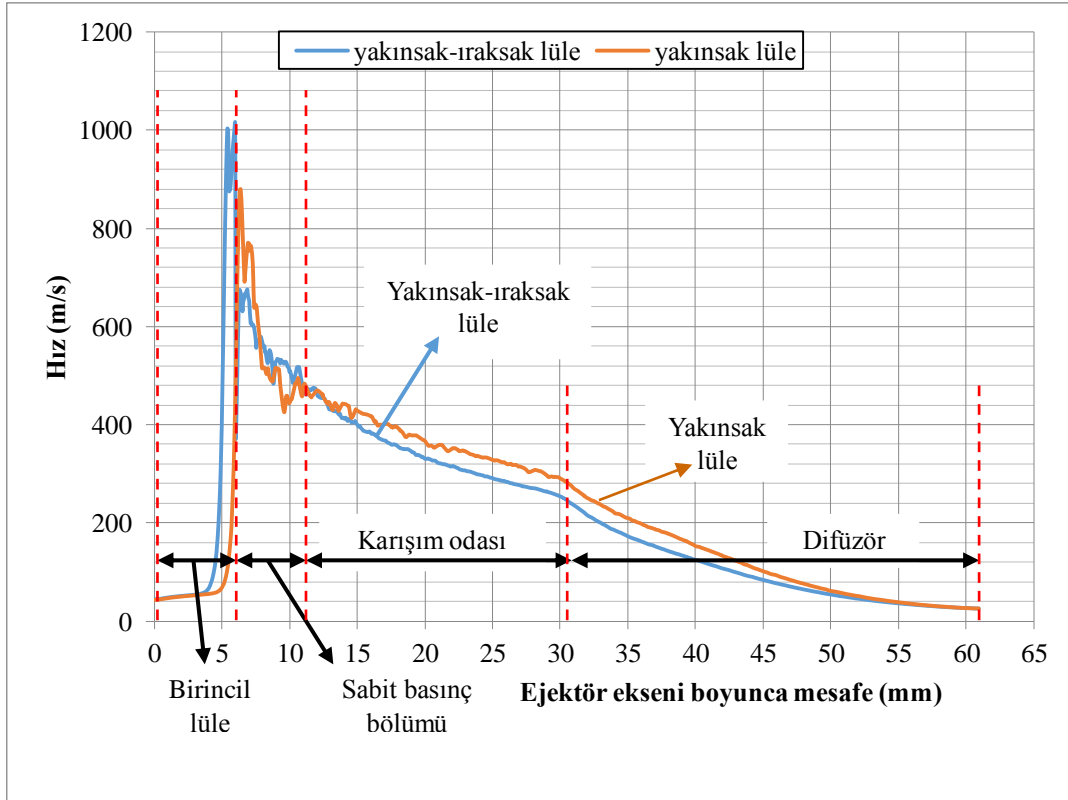


Şekil 6.15. Yakınsak-ırsaksak ve yakınsak lüle kullanılan ejektörlere ait hız profilleri ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm) (Devamı)



Şekil 6.15. Yakınsak-ıraksak ve yakınsak lüle kullanılan ejektörlere ait hız profilleri ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm) (Devamı)

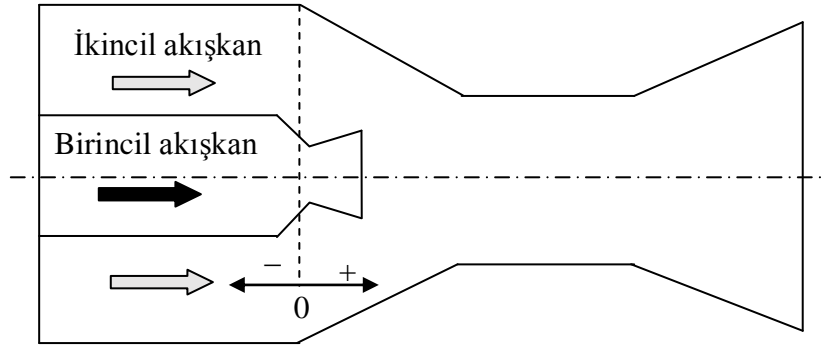
Şekil-6.16'da ejektörlerin eksenine boyunca hız değişimleri arasında görülen fark da iki ejektörde ortalama hızlarda ortaya çıkan farkın, ejektör ekseninde de hissedildiğini göstermekte ve yukarıda yapılan yorumu doğrulamaktadır. Şekil-6.16'da difüzördeki hız azalması da kinetik enerjinin basınç enerjisine dönüştüğünün bir göstergesidir.



Şekil 6.16. Yakınsak-ıraksak lüle ve yakınsak lülenin kullanıldığı ejektörlerin eksenindeki hız değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)

6.5. Türbülans Modellerinin Ve Duvar Fonksiyonlarının Karşılaştırılması

Katı oksit yakıt hücresi ejektöründeki akışın analizinde, literatürde ejektörlerin sayısal modellemesinde en çok kullanılan ve en iyi sonuçların elde edildiği ifade edilen, Standart k- ϵ , RNG k- ϵ ve Realizable k- ϵ türbülans modellerinin etkinliği karşılaştırılmıştır. Bu modellere ait, yazılımda mevcut, duvar fonksiyonları da şu şekildedir: standard wall functions, non-equilibrium wall functions, scalable wall functions ve enhanced wall treatment. Türbülans modellerinin performansının incelendiği analizlerde, lüle konumu için yapılan analizde en iyi sonucun alındığı yakınsak-ıraksak lüle pozisyonu olan, sabit basınç bölümü içerisine +2 mm kadar çekilmiş lüle çıkış pozisyonu, kullanılmıştır. Şekil-6.17'de, +2 mm kadar çekilen lüle pozisyonu temsili olarak görülmektedir. Elde edilen sonuçlar ile Tablo-5.2'de verilen birincil ve ikincil akışkan kütleli debilerine göre sapma yüzdeleri Tablo-6.5'de verilmiştir. Tablo-6.6'da da resirkülasyon oranı ve STCR değerleri verilmiştir.



Şekil 6.17. +2mm kadar çekilmiş yakınsak-ıraksak lüle pozisyonu

Tablo 6.5. Türbülans modellerinin ve duvar fonksiyonlarının karşılaştırılması ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, lüle konumu +2mm)

Model	Duvar Fonksiyonu	Birincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)	İkincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)
RNG k-ε	Standard wall function	$7,9 \times 10^{-5}$	-%5,04	$5,641 \times 10^{-4}$	-%5,78
	Non-equilibrium wall functions	$7,782 \times 10^{-5}$	-%6,47	$5,48 \times 10^{-4}$	-%8,47
	Scalable wall functions	$7,994 \times 10^{-5}$	-%3,92	$5,487 \times 10^{-4}$	-%8,35
	Enhanced wall treatment	$7,932 \times 10^{-5}$	-%4,66	$5,028 \times 10^{-4}$	-%16,02
Standard k-ε	Standard wall function	$8,169 \times 10^{-5}$	-%1,81	$5,351 \times 10^{-4}$	-%10,62
	Non-equilibrium wall functions	$8,023 \times 10^{-5}$	-%3,57	$5,011 \times 10^{-4}$	-%16,31
	Scalable wall functions	$8,166 \times 10^{-5}$	-%1,85	$5,271 \times 10^{-4}$	-%11,97
	Enhanced wall treatment	$8,082 \times 10^{-5}$	-%2,86	$4,88 \times 10^{-4}$	-%18,5
Realizable k-ε	Standard wall function	$7,906 \times 10^{-5}$	-%4,98	$5,092 \times 10^{-4}$	-%14,95
	Non-equilibrium wall functions	$7,807 \times 10^{-5}$	-%6,17	$4,89 \times 10^{-4}$	-%18,33
	Scalable wall functions	$7,988 \times 10^{-5}$	-%4	$4,843 \times 10^{-4}$	-%19,1
	Enhanced wall treatment	$7,929 \times 10^{-5}$	-%4,7	$4,688 \times 10^{-4}$	-%21,7

Tablo-6.5'den görüleceği gibi bütün modeller ve duvar fonksiyonları için birincil akışkan debilerinde tasarım değerinden sapma, %2÷7 aralığında kalmıştır. Ancak ikincil akışkan debilerinde tasarım değerlerinden sapma, %6÷22 gibi daha büyük olmuştur.

Birincil akışkan debisi bakımından tasarım değerlerine en yakın sonucu, Standard k-ε modeli ve bu model ile kullanılan duvar fonksiyonlarından standard wall functions vermiştir.

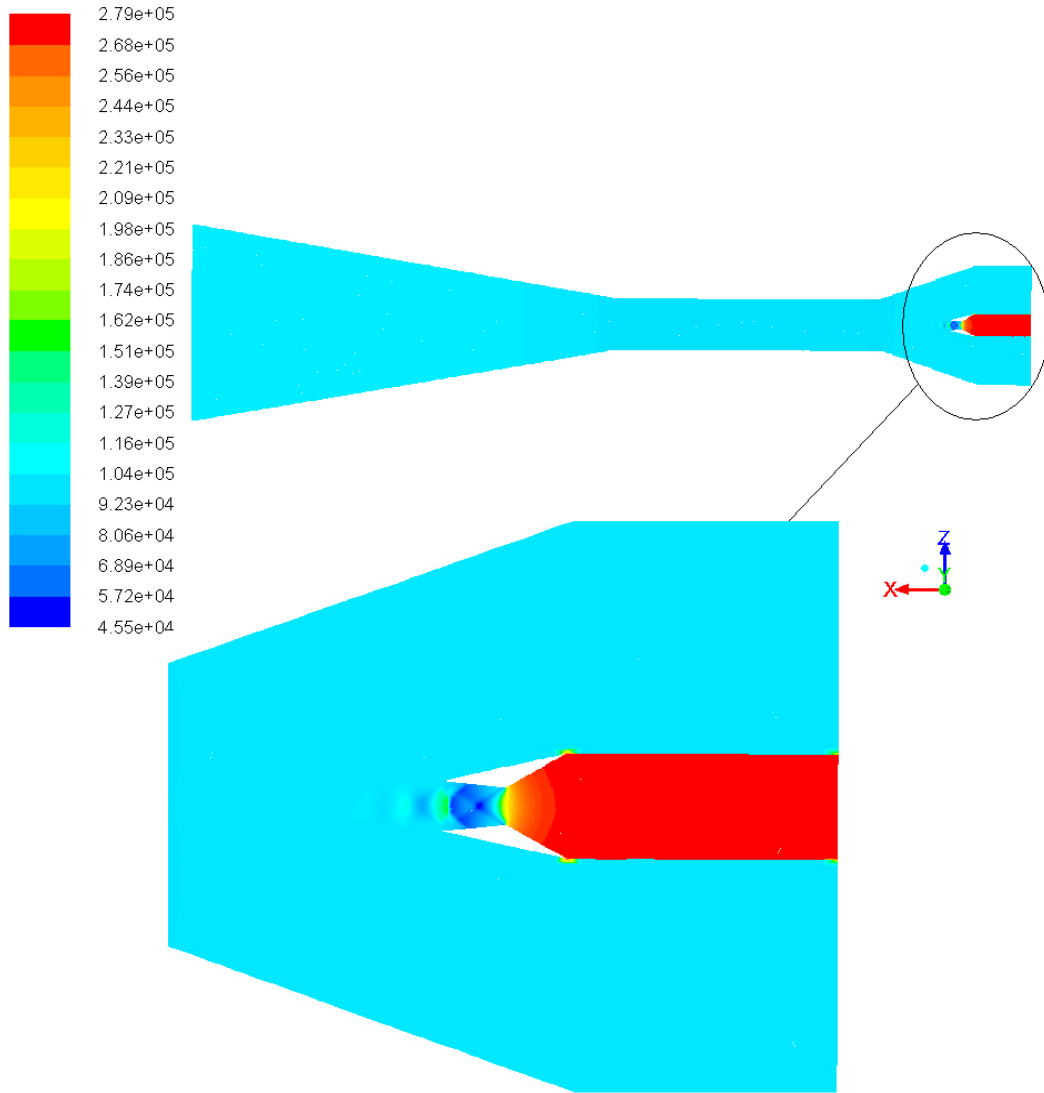
Tablo 6.6. Türbülans modellerine ait resirkülasyon oranı ve STCR ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, lüle konumu +2mm)

Model	Duvar fonksiyonu	Resirkülasyon oranı	Tasarım değerinden sapma (%)	STCR	Tasarım değerinden sapma (%)
RNG k-ε	Standard wall function	7,140	-%0,78	2,38	-%0,75
	Non-equilibrium wall functions	7,042	-%2,14	2,35	-%1,91
	Scalable wall functions	6,864	-%4,61	2,30	-%4,04
	Enhanced wall treatment	6,338	-%11,92	2,15	-%10,43
Standard k-ε	Standard wall function	6,550	-%8,97	2,21	-%7,84
	Non-equilibrium wall functions	6,245	-%13,21	2,12	-%11,57
	Scalable wall functions	6,454	-%10,31	2,18	-%9,01
	Enhanced wall treatment	6,038	-%16,10	2,06	-%14,14
Realizable k-ε	Standard wall function	6,441	-%10,49	2,18	-%9,17
	Non-equilibrium wall functions	6,263	-%12,96	2,13	-%11,35
	Scalable wall functions	6,064	-%15,74	2,07	-%13,81
	Enhanced wall treatment	5,912	-%17,84	2,02	-%15,70

Ejektör açısından en kritik parametre olan ikincil akışkan debisi bakımından tasarım değerlerine en yakın sonucu, RNG k-ε modeli ve bu model ile kullanılan duvar fonksiyonlarından standard wall functions vermiştir. Birincil akışkan debisi için daha iyi sonuçlar veren türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları olmakla birlikte, standard wall functions duvar fonksiyonu ile kullanılan RNG k-ε türbülans modeli ikincil akışkan için %5,78 gibi kabul edilebilir bir sapma göstermiştir. Bu model ve duvar fonksiyonu ile yapılan analizde elde edilen resirkülasyon oranı olan 7,14, Tablo-5.2’de verilen tasarım değeri olan 7,196’dan %0,78 daha küçüktür. Elde edilen STCR değeri olan 2,38 de tasarım değeri olan 2,4’dan %0,75 daha küçüktür.

Şekil-6.18 ila Şekil-6.20’de statik basınç, hız ve mach sayısı konturları görülmektedir. Her üç şekilde de yakınsak-ıraksak lülenin ıraksak bölümündeki şok dalgaları açıkça görülmektedir. Hız ve mach sayısı konturlarından; akış kanalının katı çeperlerindeki sınır tabaka etkileri, sabit basınç bölümündeki ikincil şoklar ile emme odası ve sabit basınç bölümündeki ikincil akışkan bölgesinde gerçekleşen ivmelenme izlenebilmektedir. İkincil akışkan debisi bakımından en iyi sonuçların elde edildiği bu geometrinin analizine ait hız ve Mach sayısı konturlarından; sabit

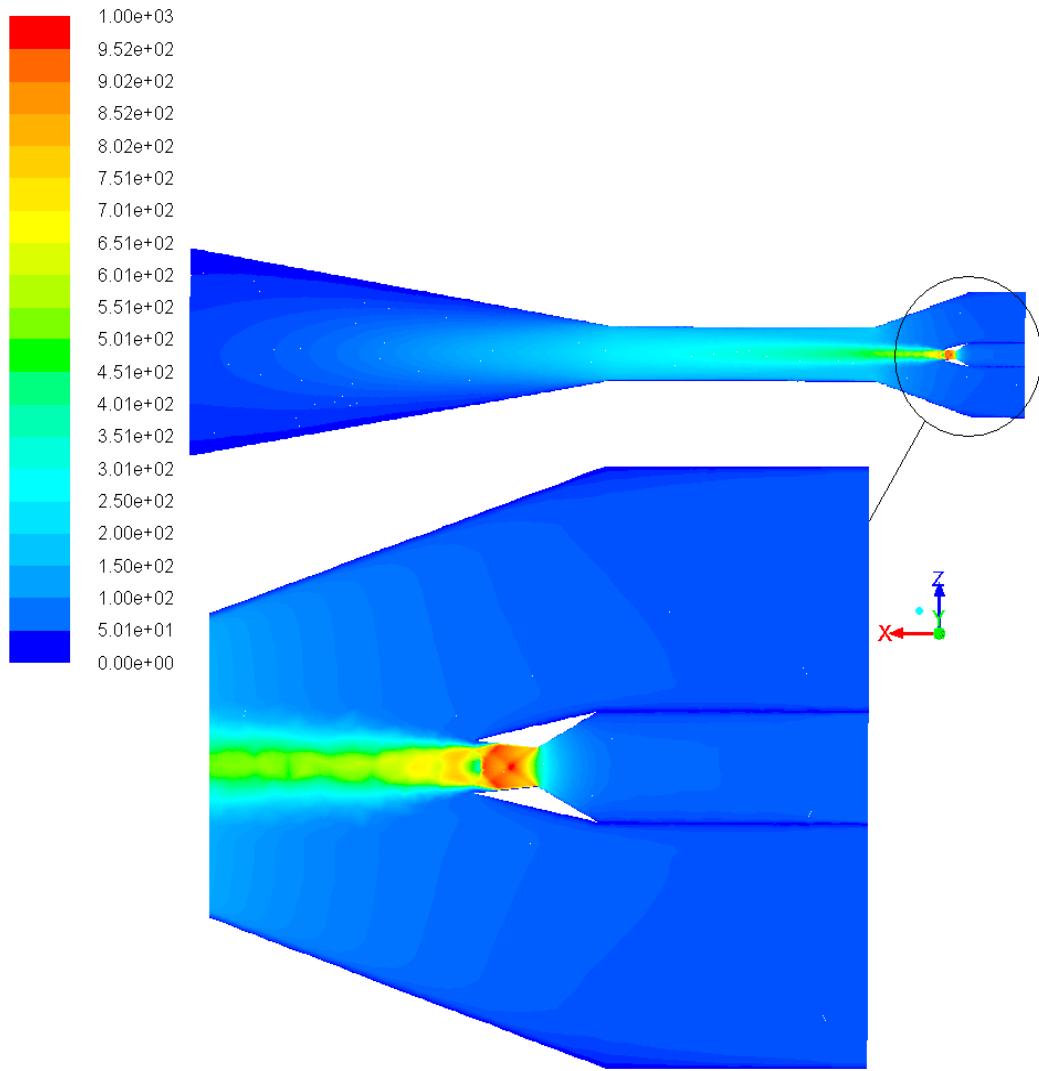
basınç bölümündeki ikincil akışkan bölgesinde, birincil akışkan jeti ile ejektör duvarı arasında adeta yakınsak bir lüenin oluştuğu anlaşılmaktadır.



Contours of Static Pressure (pascal)

Nov 26, 2014
ANSYS Fluent 14.5 (3d, dp, dbns imp, spe, rmgke)

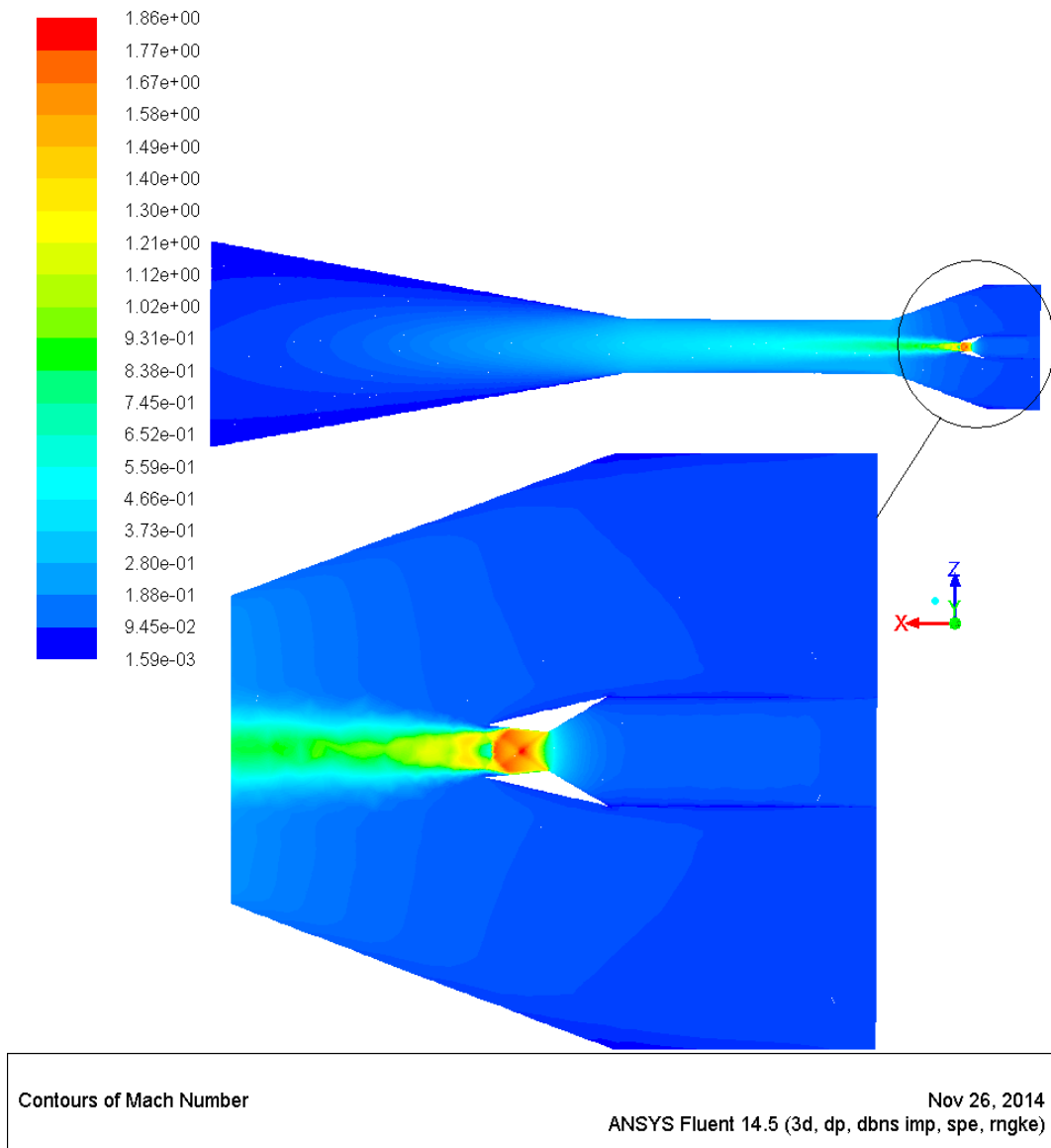
Şekil 6.18. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün statik basınç konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

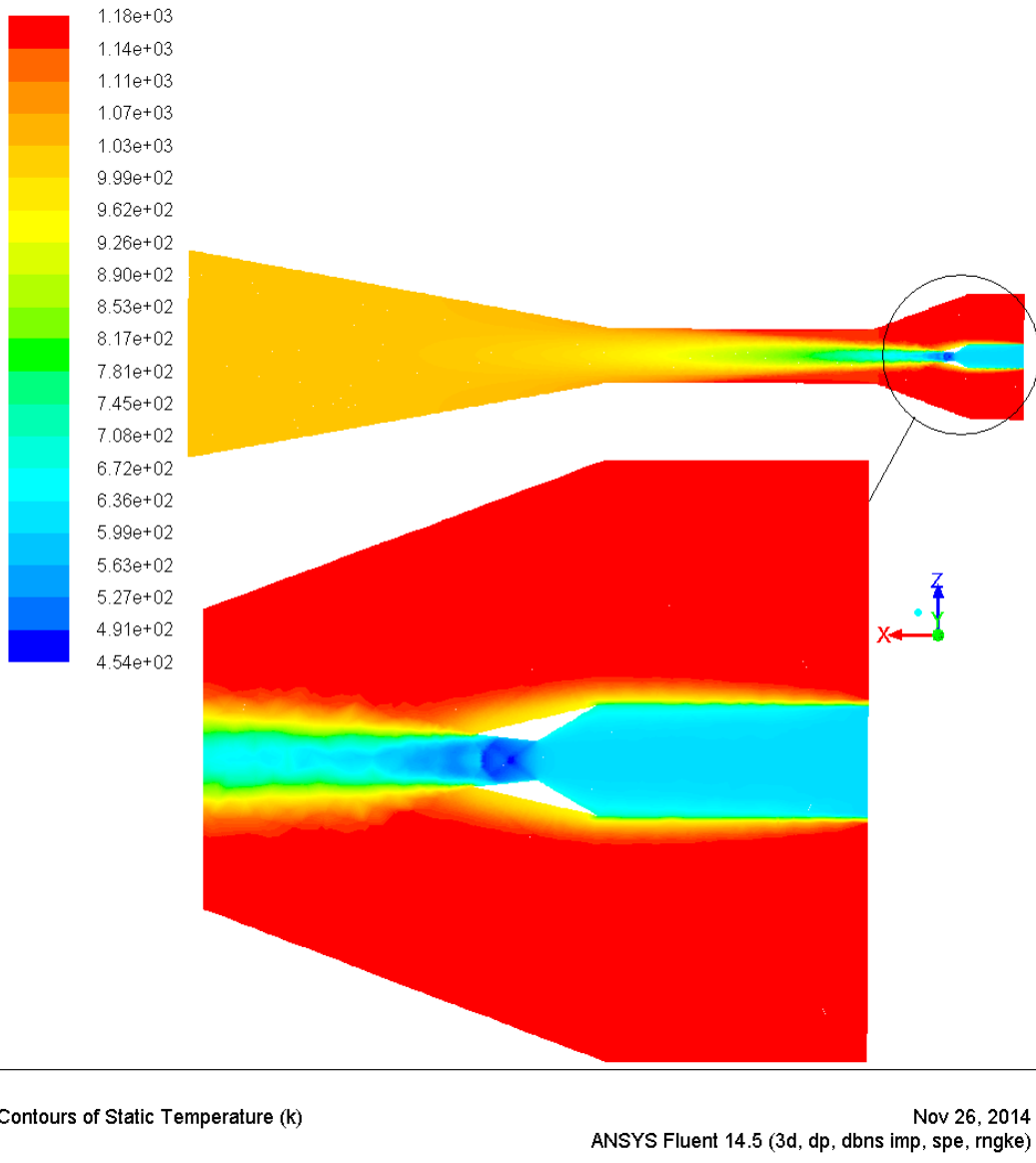
Nov 26, 2014
ANSYS Fluent 14.5 (3d, dp, dbns imp, spe, rngke)

Şekil 6.19. Yakımsak-ıraksak lüenin kullandığı ejektörün hız konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)



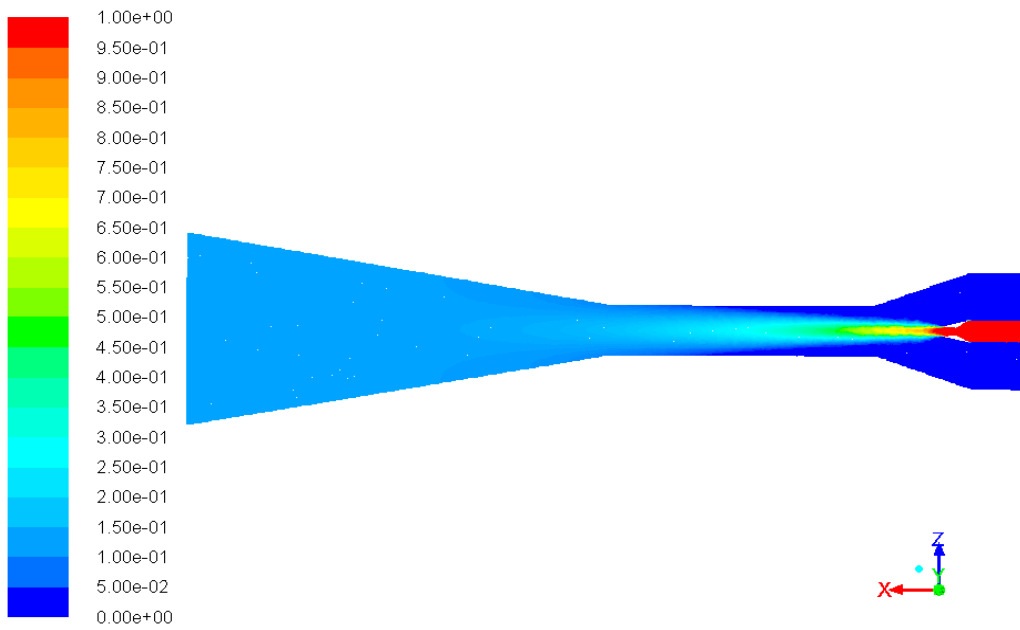
Şekil 6.20. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün Mach sayısı konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

Şekil-6.21'deki sıcaklık konturlarından da, basınç, hız ve Mach sayısı konturlarına benzer şekilde, lüenin ıraksak bölümünde oluşan şok dalgaları görülmektedir. Ayrıca ikincil akışkandan birincil akışkana olan ısı geçişinin, tasarım hesaplarında yapılan kabulün aksine, sabit kesit alanlı karışım odası boyunca devam ettiği ve tam anlamıyla difüzörde sona erdiği anlaşılmaktadır.



Şekil 6.21. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün sıcaklık konturları ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

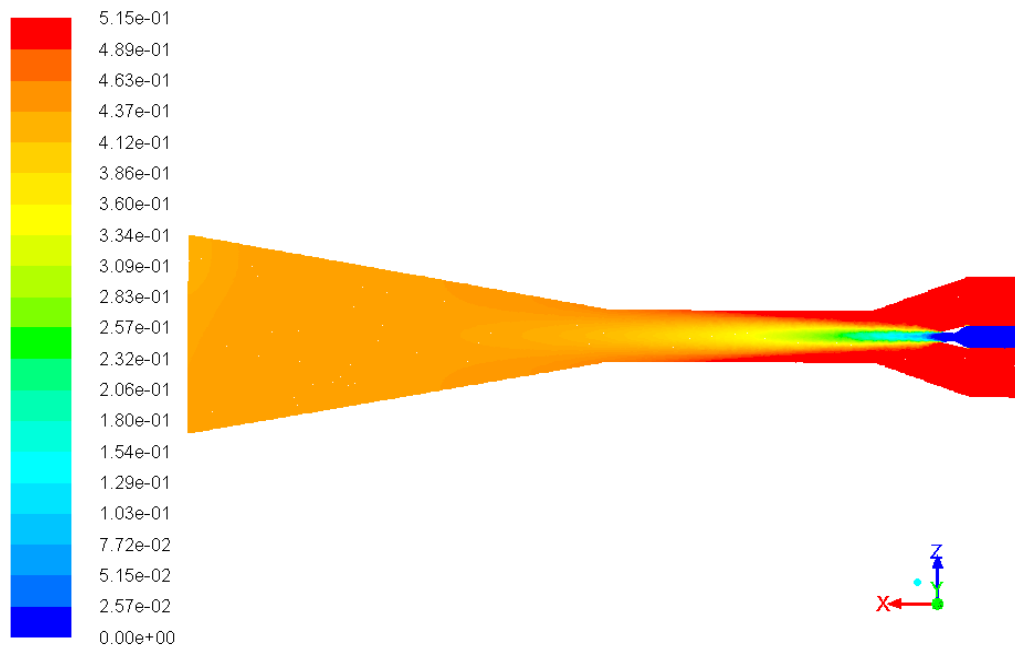
Şekil-6.22 ve Şekil-6.23’de CH_4 ve CO_2 ’in kütle kesirlerinin ejektör ekseni boyunca değişimleri görülmektedir. Bu şekillerden egzoz gazı ve yakıtın difüzörün girişinde henüz tam olarak karışmadığı anlaşılmaktadır.



Contours of Mass fraction of ch4

Nov 26, 2014
ANSYS Fluent 14.5 (3d, dp, dbns imp, spe, rngke)

Şekil 6.22. Yakınsak-ırsaksak lüenin kullanıldığı ejektörde CH_4 'ün kütle kesrinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

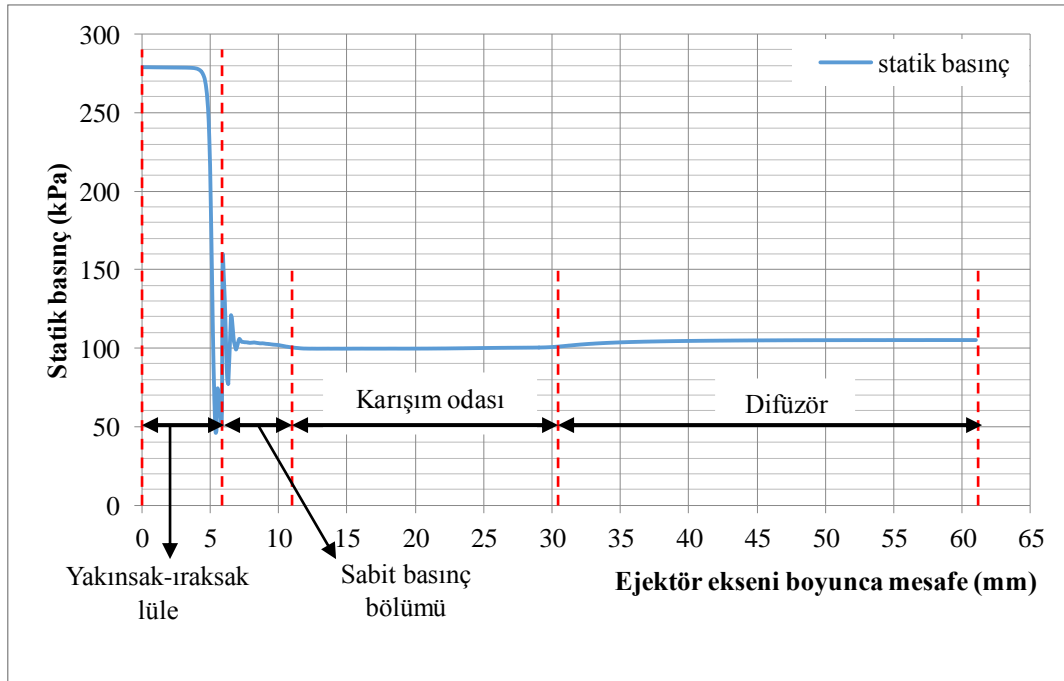


Contours of Mass fraction of co2

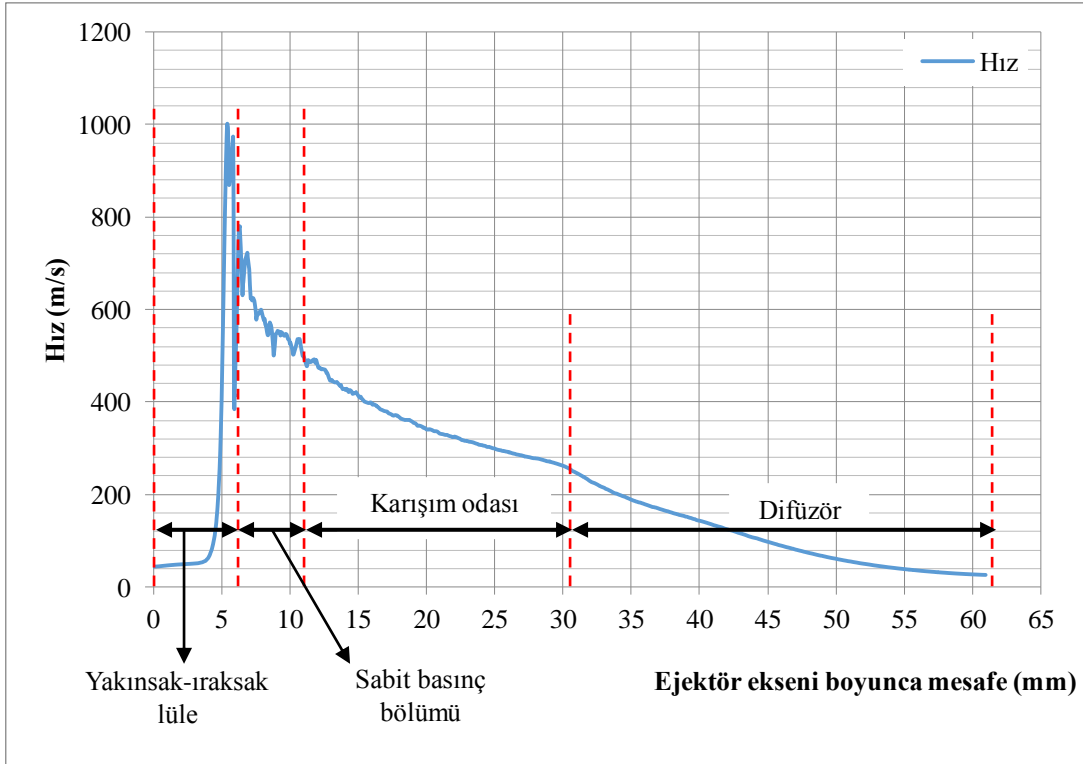
Nov 26, 2014
ANSYS Fluent 14.5 (3d, dp, dbns imp, spe, rngke)

Şekil 6.23. Yakınsak-ırsaksak lüenin kullanıldığı ejektörde CO_2 'nin kütle kesrinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

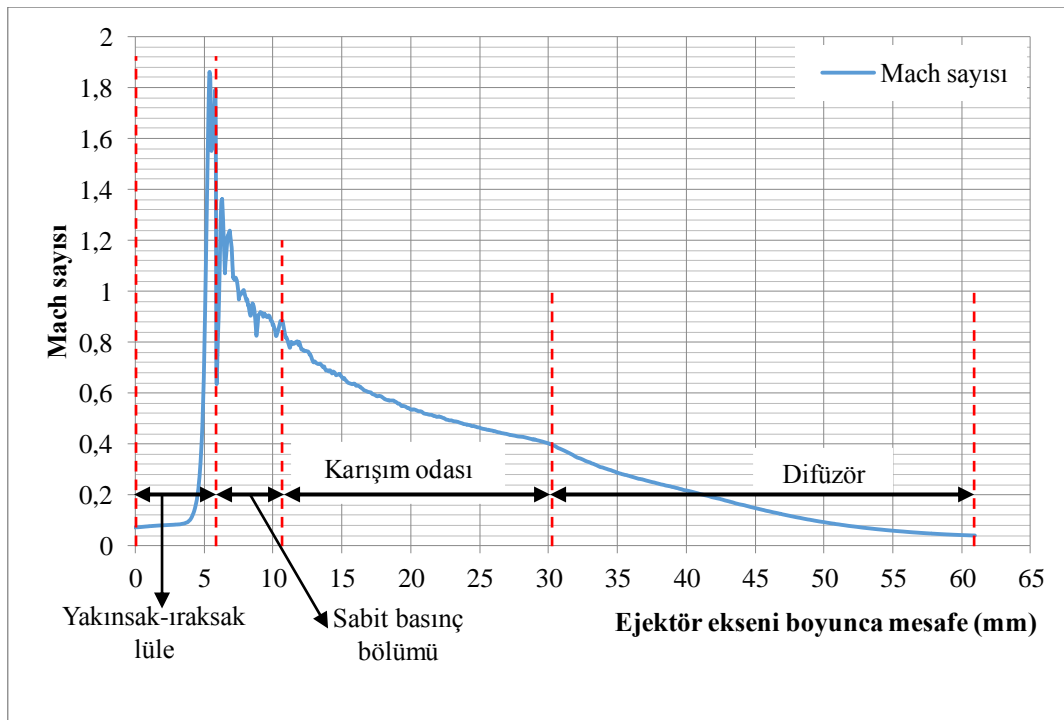
Şekil-6.24 ila Şekil-6.26'da ejektör ekseninde statik basınç, hız ve Mach sayısının değişimi görülmektedir. Lülenin yakınsak bölümünde statik basıncın düşmesi ile boğaz kesitinde hızın yükseldiği ve ıraksak bölümden sonra Mach sayısının ikiye yaklaştığı anlaşılmaktadır. Yine ıraksak bölümde oluşan şok dalgalarının etkisiyle basınç ve hızda görülen süreksizlikler, sabit basınç bölgesinde de devam etmektedir. Karışım odasında statik basınç sabit kalırken, birincil akışkandan ikincil akışkana momentum aktarımı nedeniyle hız azalmaktadır. Difüzörde ise gaz karışımının kinetik enerjisi azalırken, basıncının arttığı görülmektedir.



Şekil 6.24. Yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektörün ekseninde statik basınç değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

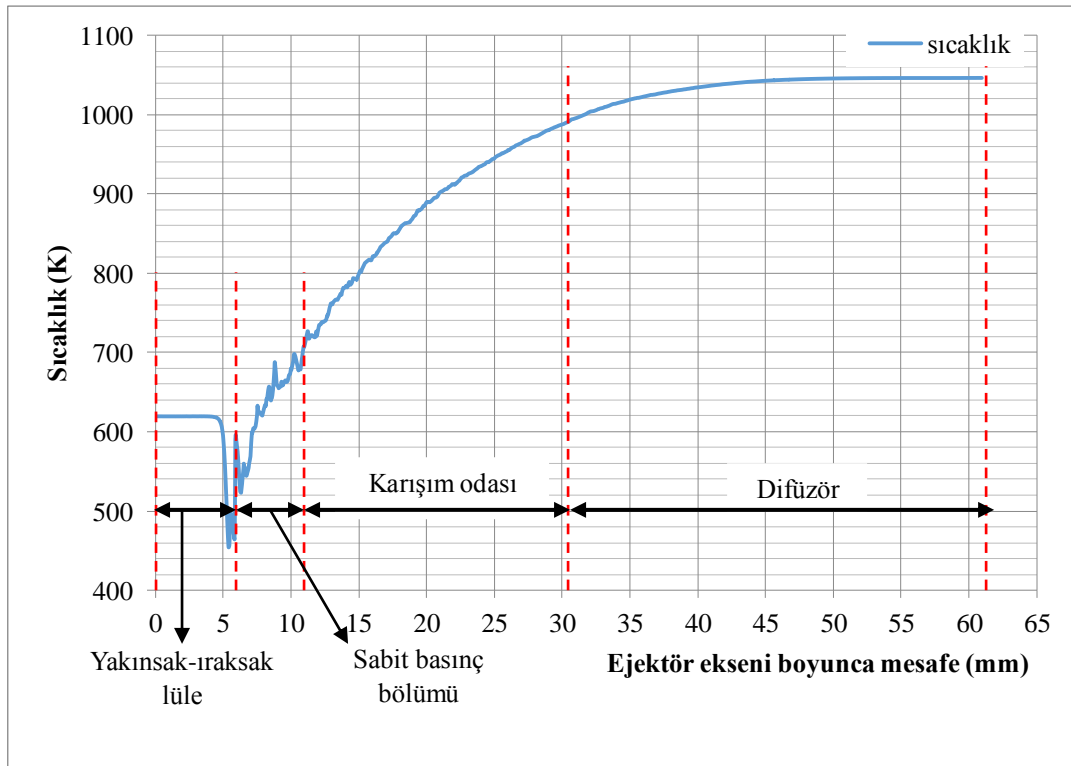


Şekil 6.25. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün eksenî boyunca hız değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

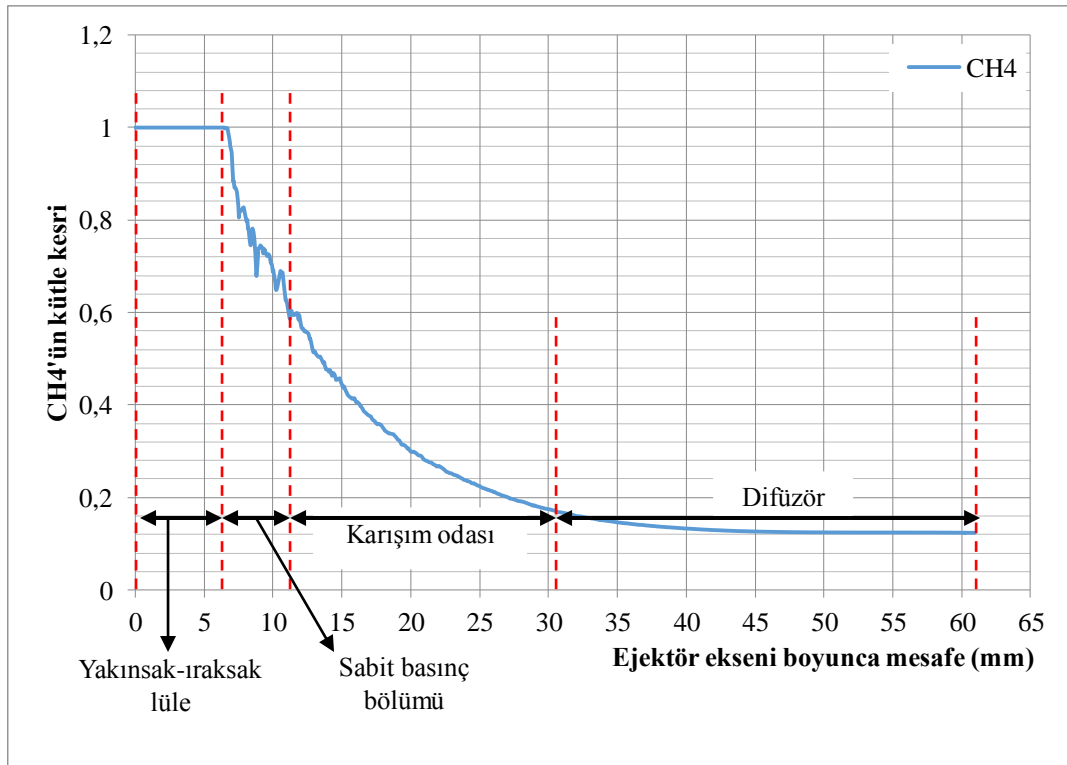


Şekil 6.26. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün eksenî boyunca Mach sayısı değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

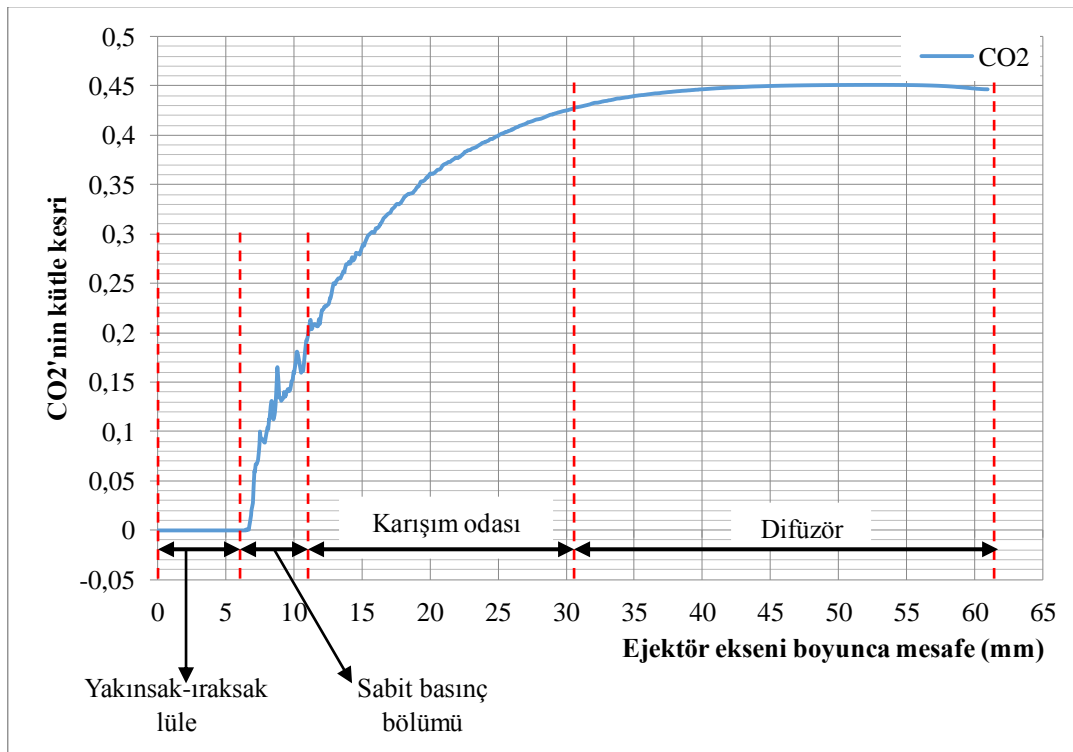
Ejektör eksenini boyunca sıcaklığın değişimi Şekil-6.27’de CH_4 konsantrasyonunun değişimi, Şekil-6.28’de ve CO_2 konsantrasyonunun değişimi de Şekil-6.29’da görülmektedir. Bu grafiklerden; birincil akışkan ile ikincil akışkan arasındaki ısı alış veriş ve karışım işleminin neredeyse difüzörün ortasına kadar devam ettiği anlaşılmaktadır.



Şekil 6.27. Yakınsak-ıraksak lüenin kullanıldığı ejektörün eksenini boyunca sıcaklık değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)



Şekil 6.28. Yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektörün eksenine boyunca CH₄'ün kütle kesrinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)



Şekil 6.29. Yakınsak-ıraksak lülenin kullanıldığı ejektörün eksenine boyunca CO₂'nin kütle kesrinin değişimi ($T_{p,0}=620$ K, $p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

6.6. Birincil Akışkan Giriş Basıncının Ve Sıcaklığının Ejektör Performansına Etkisi

Birincil akışkan (yakıt) giriş basıncı ve sıcaklığı, akış kanalının geometrisi ve lüle çıkış pozisyonu gibi ejektörün performansını etkileyen iki ayrı parametredir. Ayrıca birincil akışkan giriş basıncının ve sıcaklığının, lüle çıkış pozisyonu gibi ejektörün çalışması sırasında, sınırlı bir aralıkta olsa da, kontrol edilebilmesi mümkündür. Birincil akışkan giriş şartlarının performansa etkisinin incelendiği analizler, ikincil akışkan debisinin en yüksek değeri aldığı lüle konumunda (+2 mm) yapılmıştır. Birincil akışkan giriş basıncının etkisinin incelendiği analizlerde, giriş sıcaklığı tasarım değeri olan 620 K'de sabit tutulmuş; benzer şekilde birincil akışkan giriş sıcaklığının etkisinin incelendiği analizlerde de giriş basıncı tasarım değeri olan 280 kPa'da sabit tutulmuştur.

6.6.1. Birincil akışkan giriş koşullarının yakınsak-ırsaksak lüledeki etkisi

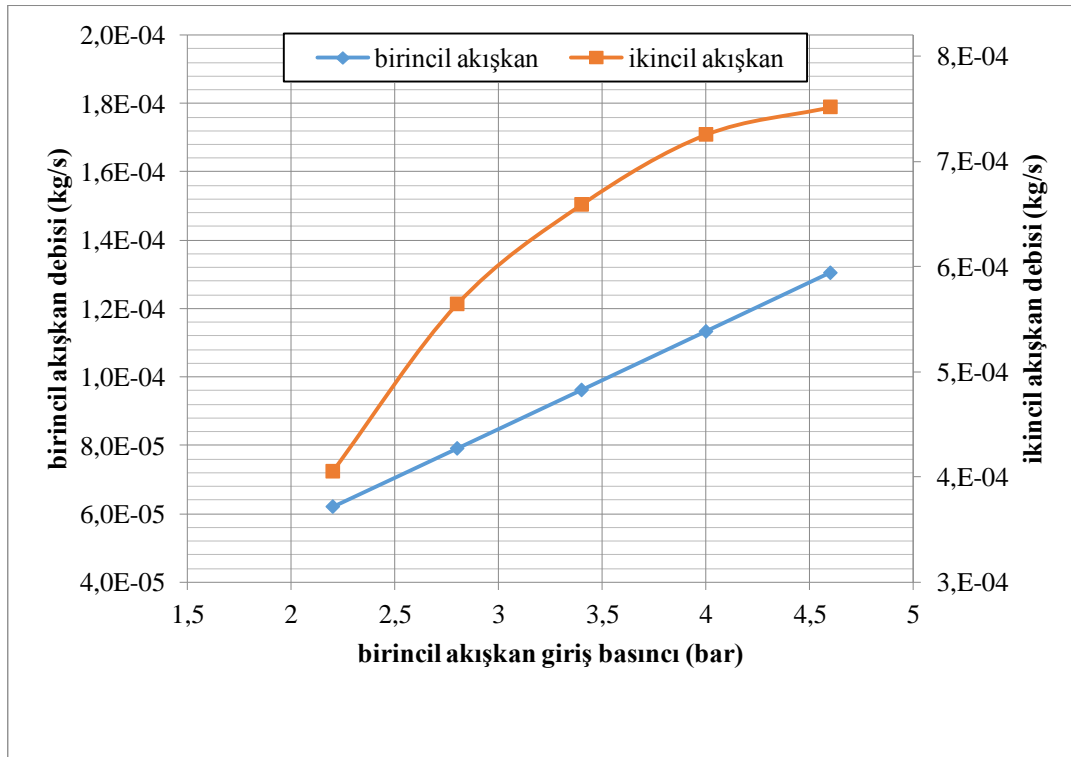
Yakınsak-ırsaksak lüle kullanılması durumunda birincil akışkan giriş basıncının ve sıcaklığının ejektör performansına etkisinin incelendiği analizlerde, RNG k-ε türbülans modeli ve standard wall functions duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Yakınsak-ırsaksak lülenin kullanıldığı ejektörde, birincil akışkanın basıncının değiştirilmesi ile elde edilen; birincil ve ikincil akışkan debileri, resirkülasyon oranı ve STCR Tablo-6.7'de verilmiştir. Birincil akışkan giriş basıncına bağlı olarak akışkan debilerinin, resirkülasyon oranının ve STCR'ın değişimi de sırasıyla Şekil-6.30 ve Şekil-6.31'de gösterilmektedir.

Birincil akışkan giriş basıncı ile hem birincil hem de ikincil akışkan debisi artmaktadır. Birincil akışkan debisi ile giriş basıncı arasındaki ilişki, ses üstü bir akış söz konusu olduğu için beklendiği gibi lineerdir. Ancak ikincil akışkan debisinde, birincil akışkan giriş basıncı için tasarım değeri olan 2,8 bar'a kadar yüksek olan artış hızı, bu değer üzerindeki birincil akışkan giriş basınçlarında düşmektedir. Benzer şekilde, birincil akışkan giriş basıncı için tasarım değeri olan 2,8 bar'a kadar artan STCR ve resirkülasyon oranları da, bu değer aşıncı; ikincil akışkan debisindeki artışın oransal olarak birincil akışkan debisindeki artışın altında kalması

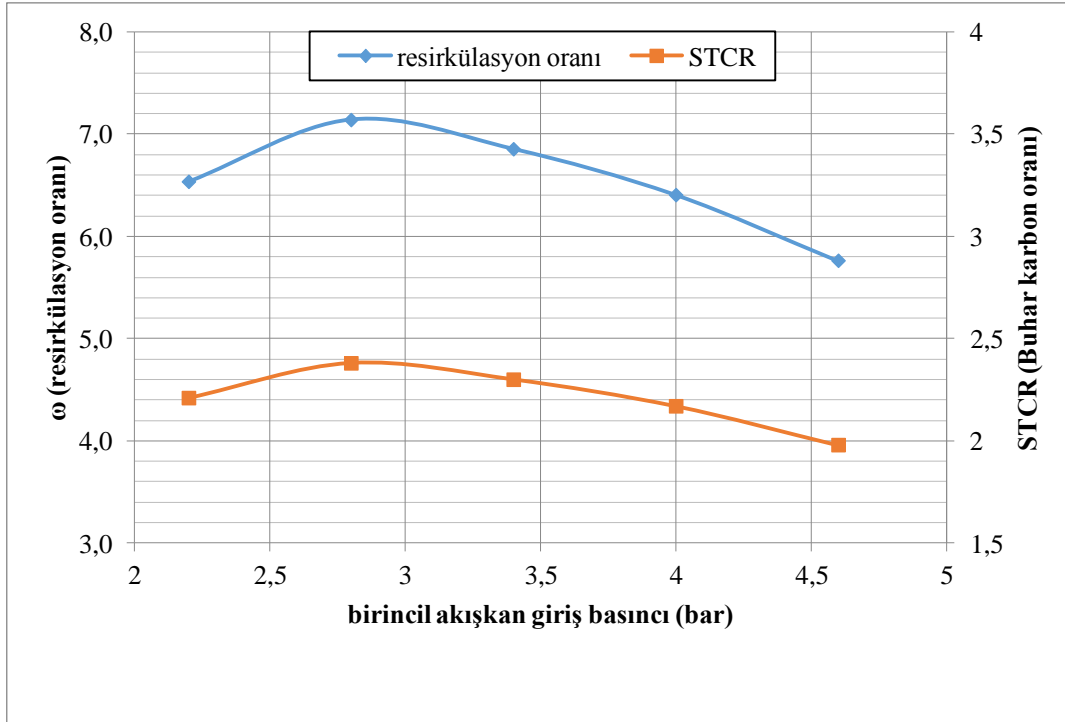
nedeniyle, tekrar düşmeye başlamaktadır. En yüksek STCR ve resirkülasyon oranlarının tasarım koşullarında elde edilmesi, izlenen tasarım yönteminin başarısını da göstermektedir.

Tablo 6.7. Yakınsak-ırsaksak lülede birincil akışkan giriş basıncının etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

Birincil akışkan giriş basıncı (bar)	Birincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)	İkincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)
2,2	$6,198 \times 10^{-5}$	-%25,51	$4,051 \times 10^{-4}$	-%32,34
2,8	$7,9 \times 10^{-5}$	-%5,04	$5,641 \times 10^{-4}$	-%5,78
3,4	$9,61 \times 10^{-5}$	%15,50	$6,587 \times 10^{-4}$	%10,02
4	$1,132 \times 10^{-4}$	%36,08	$7,253 \times 10^{-4}$	%21,14
4,6	$1,304 \times 10^{-4}$	%56,70	$7,514 \times 10^{-4}$	%25,51
Birincil akışkan giriş basıncı (bar)	Resirkülasyon oranı	Tasarım değerinden sapma (%)	STCR	Tasarım değerinden sapma (%)
2,2	6,536	-%9,17	2,21	-%8,01
2,8	7,140	-%0,78	2,38	-%0,75
3,4	6,855	-%4,75	2,3	-%4,16
4	6,406	-%10,98	2,17	-%9,60
4,6	5,764	-%19,91	1,98	-%17,56



Şekil 6.30. Yakınsak-ırsaksak lülede birincil akışkan giriş basıncının akışkan debilerine etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)



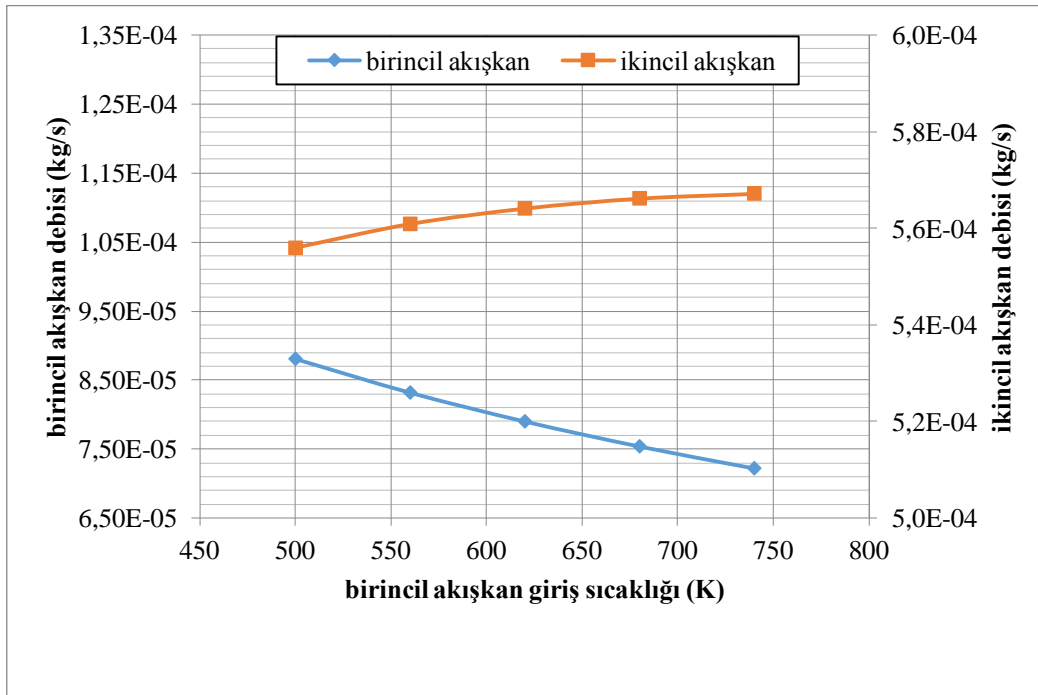
Şekil 6.31. Yakınsak-ıraksak lülede birincil akışkan giriş basıncının STCR ve resirkülasyon oranına etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

Yakınsak-ıraksak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının değişimi ile elde edilen sonuçlar Tablo-6.8’de verilmiştir. Giriş sıcaklığına bağlı olarak akışkan debilerinin, resirkülasyon oranının ve STCR’in değişimi de sırasıyla Şekil-6.32 ve Şekil-6.33’de gösterilmektedir.

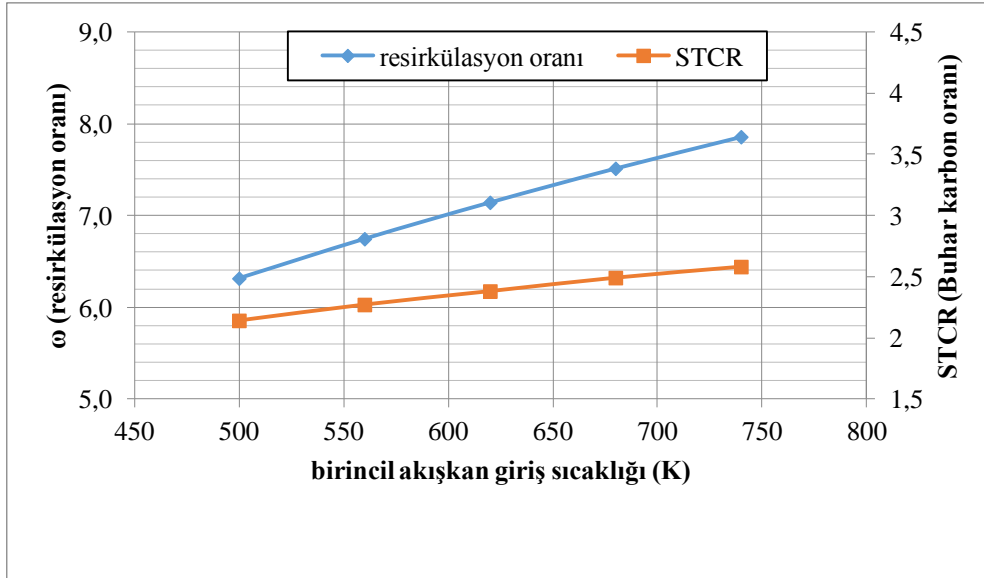
Birincil akışkan giriş sıcaklığı arttıkça, beklendiği gibi birincil akışkan debisi azalmaktadır. Tasarım koşullarındaki giriş sıcaklığından uzaklaştıkça, birincil akışkan debisindeki azalma da artmaktadır. İkincil akışkan debisi birincil akışkan debisinin aksine, birincil akışkan giriş sıcaklığı ile az da olsa artmaktadır. Birincil akışkan debisinin azalması ve ikincil akışkan debisinin artması; yaklaşık 620 K’in üzerindeki birincil akışkan giriş sıcaklıklarında, buhar karbon oranının katı oksit yakıt hücresi için kabul edilebilir minimum değeri olan 2,4’ün üzerine çıkarmaktadır.

Tablo 6.8. Yakınsak-ırsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

Birincil akışkan giriş sıcaklığı (K)	Birincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)	İkincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)
500	$8,807 \times 10^{-5}$	%5,85	$5,559 \times 10^{-4}$	-%7,15
560	$8,318 \times 10^{-5}$	-%0,03	$5,609 \times 10^{-4}$	-%6,32
620	$7,9 \times 10^{-5}$	-%5,04	$5,641 \times 10^{-4}$	-%5,78
680	$7,538 \times 10^{-5}$	-%9,39	$5,662 \times 10^{-4}$	-%5,43
740	$7,221 \times 10^{-5}$	-%13,21	$5,672 \times 10^{-4}$	-%5,26
Birincil akışkan giriş sıcaklığı (K)	Resirkülasyon oranı	Tasarım değerinden sapma (%)	STCR	Tasarım değerinden sapma (%)
500	6,312	-%12,28	2,14	-%10,74
560	6,743	-%6,29	2,27	-%5,50
620	7,140	-%0,78	2,38	-%0,75
680	7,510	%4,37	2,49	%3,62
740	7,855	%9,16	2,58	%7,62



Şekil 6.32. Yakınsak-ırsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının akışkan debilerine etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)



Şekil 6.33. Yakınsak-ırsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının STCR ve resirkülasyon oranına etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k-ε türbülans modeli, standard wall functions, lüle konumu +2mm)

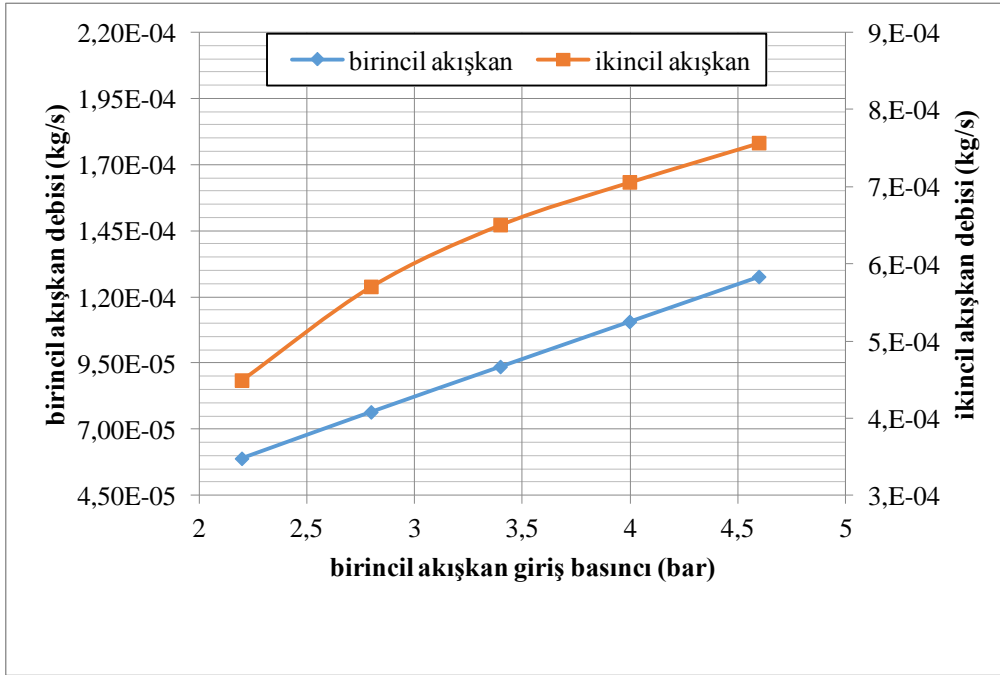
6.6.2. Birincil akışkan giriş koşullarının yakınsak lüledeki etkisi

Yakınsak lüle kullanılması durumunda, birincil akışkan giriş basıncının ve sıcaklığının ejektör performansına etkisinin incelendiği analizlerde, RNG k-ε modeli ve non-equilibrium wall functions duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Yakınsak lüenin kullanıldığı ejektörde, birincil akışkanın giriş basıncının değiştirilmesi ile elde edilen; birincil ve ikincil akışkan debileri, resirkülasyon oranı ve STCR Tablo-6.9’da verilmiştir. Birincil akışkan basıncına bağlı olarak akışkan debilerinin, resirkülasyon oranının ve STCR’ın değişimi de sırasıyla Şekil-6.34 ve Şekil-6.35’de görülmektedir.

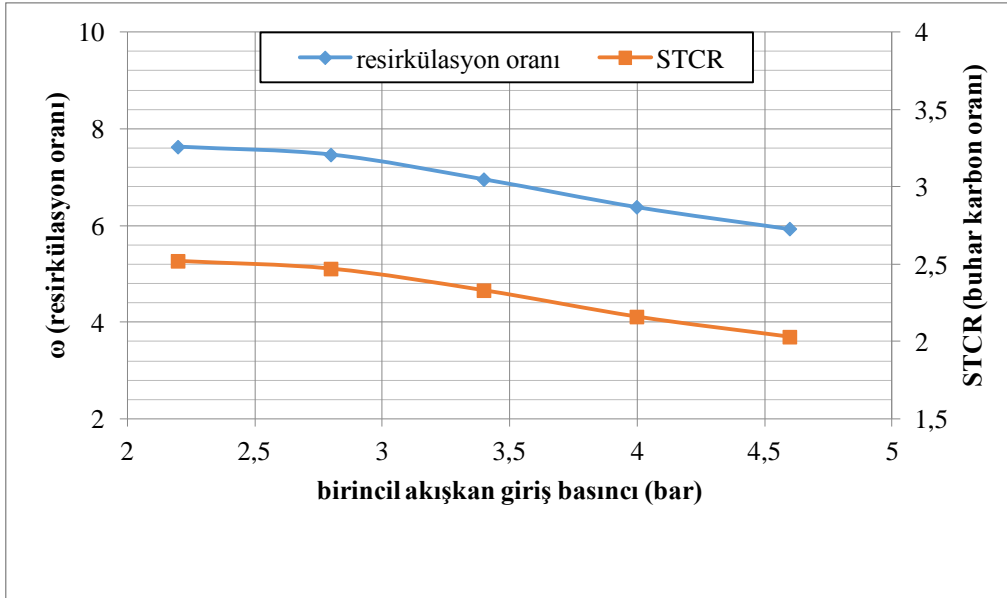
Yakınsak lülede birincil akışkan debisi, beklendiği gibi giriş basıncı ile lineer olarak artmaktadır. İkincil akışkan debisindeki artış, birincil akışkan giriş basıncının tasarım değerleri civarında yüksek olmakla birlikte, daha büyük giriş basınçlarında artış hızı azalmaktadır. Katı oksit yakıt hücresi bakımından kritik parametre olan buhar karbon oranı ve dolayısıyla resirkülasyon oranı; birincil akışkan giriş basıncının tasarım değerlerinin altında olduğu bölgede, istenen değerlerin üzerindedir. Ancak artan birincil akışkan giriş basıncı ile birincil akışkan debisinin de artması, buhar karbon oranını da kritik değer olan 2,4’ün altına düşmektedir.

Tablo 6.9. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş basıncının etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)

Birincil akışkan giriş basıncı (bar)	Birincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)	İkincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)
2,2	$5,981 \times 10^{-5}$	-%29,19	$4,491 \times 10^{-4}$	-%24,99
2,8	$7,647 \times 10^{-5}$	-%8,09	$5,705 \times 10^{-4}$	-%4,71
3,4	$9,36 \times 10^{-5}$	%12,5	$6,506 \times 10^{-4}$	%8,66
4	$1,106 \times 10^{-4}$	%32,96	$7,059 \times 10^{-4}$	%17,9
4,6	$1,276 \times 10^{-4}$	%53,38	$7,568 \times 10^{-4}$	%26,41
Birincil akışkan giriş basıncı (bar)	Resirkülasyon oranı	Tasarım değerinden sapma (%)	STCR	Tasarım değerinden sapma (%)
2,2	7,623	%5,93	2,52	%4,93
2,8	7,46	%3,67	2,47	%3,03
3,4	6,951	-%3,41	2,33	-%3,01
4	6,381	-%11,33	2,16	-%9,9
4,6	5,93	-%17,59	2,03	-%15,47



Şekil 6.34. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş basıncının akışkan debilerine etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)



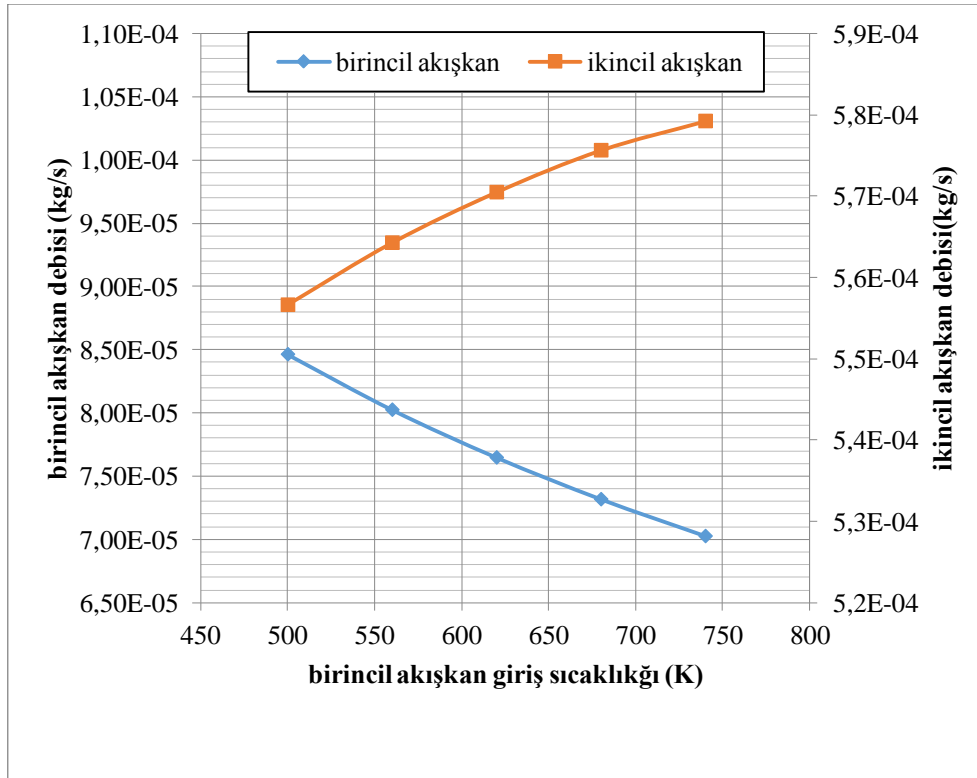
Şekil 6.35. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş basıncının STCR ve resirkülasyon oranına etkisi ($T_{p,0}=620$ K, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k-ε türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)

Yakınsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının değişimi ile elde edilen sonuçlar Tablo-6.10'da verilmiştir. Giriş sıcaklığına bağlı olarak akışkan debilerinin, resirkülasyon oranının ve STCR'in değişimi de sırasıyla Şekil-6.36 ve Şekil-6.37'de görülmektedir.

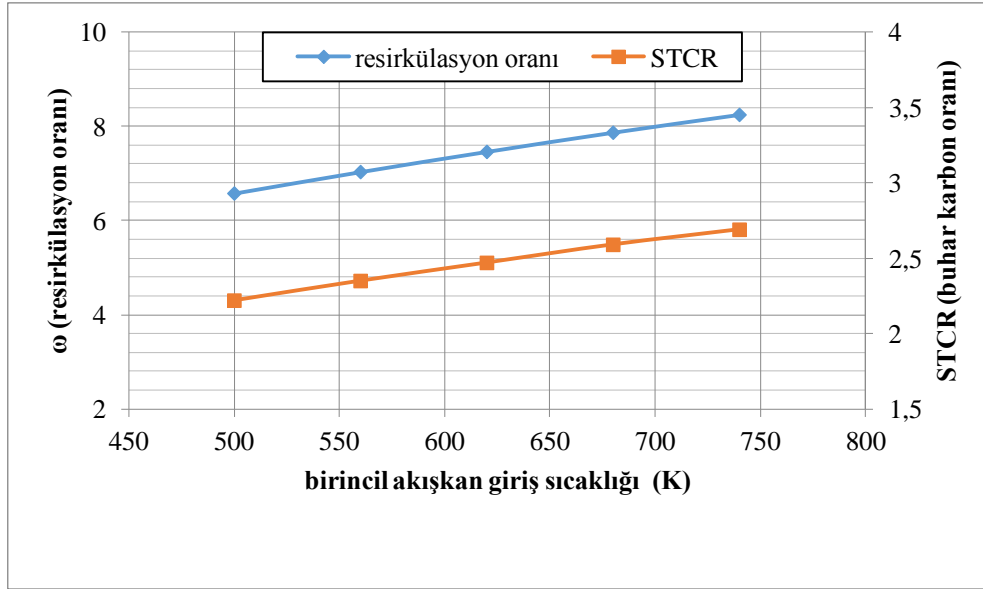
Birincil akışkan giriş sıcaklığı arttıkça, beklendiği gibi birincil akışkan debisi de azalmaktadır. Tasarım koşullarındaki birincil akışkan giriş sıcaklığından uzaklaştıkça, birincil akışkan debisindeki azalma da artmaktadır. İkincil akışkan debisi, birincil akışkan debisinin aksine, birincil akışkan giriş sıcaklığı ile artmaktadır. Birincil akışkan debisinin azalması ve ikincil akışkan debisinin artması, yaklaşık 600 K'in üzerindeki birincil akışkan giriş sıcaklıklarında, buhar karbon oranını katı oksit yakıt hücresi için kabul edilebilir minimum değer olan 2,4'ün üzerine çıkarmaktadır.

Tablo 6.10. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)

Birincil akışkan giriş sıcaklığı (K)	Birincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)	İkincil akışkan debisi (kg/s)	Tasarım değerinden sapma (%)
500	$8,463 \times 10^{-5}$	%1,72	$5,566 \times 10^{-4}$	-%7,03
560	$8,024 \times 10^{-5}$	%3,55	$5,643 \times 10^{-4}$	-%5,75
620	$7,647 \times 10^{-5}$	-%8,09	$5,705 \times 10^{-4}$	-%4,71
680	$7,317 \times 10^{-5}$	-%12,06	$5,756 \times 10^{-4}$	-%3,85
740	$7,025 \times 10^{-5}$	-%15,56	$5,792 \times 10^{-4}$	-%3,25
Birincil akışkan giriş sıcaklığı (K)	Resirkülasyon oranı	Tasarım değerinden sapma (%)	STCR	Tasarım değerinden sapma (%)
500	6,577	-%8,60	2,22	-%7,51
560	7,032	-%2,28	2,35	-%2,04
620	7,46	%3,67	2,47	%3,03
680	7,867	%9,33	2,59	%7,76
740	8,245	%14,58	2,69	%12,08



Şekil 6.36. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının akışkan debilerine etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)



Şekil 6.37. Yakınsak lülede birincil akışkan giriş sıcaklığının STCR ve resirkülasyon oranına etkisi ($p_{p,0}=280$ kPa, $T_{s,0}=1180$ K, $p_{s,0}=104$ kPa, RNG k- ϵ türbülans modeli, non-equilibrium wall functions, lüle konumu +2mm)

Yakınsak lüle ve yakınsak-ıraksak lüle kullanılan ejektörlerde birincil akışkan giriş basıncının ve sıcaklığının performansa etkileri benzeşmektedir. Her iki lülede birincil akışkan ve ikincil akışkan debisi, birincil akışkan giriş basıncı ile artmaktadır. Birincil akışkan giriş basıncını tasarım değerinin üzerinde artırmak, katı oksit yakıt hücresi için kritik öneme sahip olan buhar karbon oranını düşürmektedir. Birincil akışkan giriş sıcaklığının artırılması da her iki lülede birincil akışkan debisini azaltırken, ikincil akışkan debisini az da olsa artırmaktadır. Birincil akışkan giriş sıcaklığını tasarım değerinin üzerinde artırmak, katı oksit yakıt hücresi için kritik öneme sahip olan buhar karbon oranını artırmaktadır.

BÖLÜM 7. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, 2 kW elektriksel güç üretme kapasitesine sahip, doğalgaz yakıtlı bir katı oksit yakıt hücresinde, anot gazı resirkülasyonunda kullanılmak üzere, 1-boyutlu tasarım denklemleri kullanılarak bir ejektör tasarlanmıştır. Tasarlanan ejektörün geometrisi Ansys/Workbench/Design Modeler'da modellenmiştir. Ejektörün tasarım koşullarındaki ve rejim halindeki performansı, Ansys 14,5/Fluent yazılımı ile sayısal olarak incelenmiştir.

Sayısal analizlerde daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için 3-boyutlu çözüm yöntemi tercih edilmiştir. Düşük mesh sayılarında yapılan hızlı ön analizlerde, tasarım değerine en yakın sonuçların elde edildiği RNG k- ϵ türbülans modeli ve non-equilibrium wall functions duvar fonksiyonuyla, çözümün mesh sayısından bağımsız olduğu mesh sayısı aralığı belirlenmiştir. Türbülans modellerinin etkinliğinin, lüle çıkış pozisyonunun, birincil akışkan giriş basıncının ve sıcaklığının ejektör performansına etkisinin incelendiği asıl analizler, bu mesh sayılarında yapılmıştır.

Yapılan çalışmada, süre de dikkate alınarak, ejektör akış kanalının geometrisi değiştirilmemiş ve çalışmanın kapsamı, ejektörün tasarım koşulları civarındaki (kritik ve kritik altı) çalışma modları ile sınırlı tutulmuştur.

Lüle çıkış pozisyonunun performansa etkisi, hem yakınsak-ıraksak lüleeye sahip hem de yakınsak lüleeye sahip ejektörler için incelenmiştir. Lüle çıkış kesitinin, sabit basınç bölümünün 2 mm içerisinde olduğu konum (+2mm), her iki lüle için de; ikincil akışkan debisinin, dolayısıyla resirkülasyon oranı ve buhar karbon oranının en yüksek olduğu lüle çıkış pozisyonudur. Lüle çıkış pozisyonunun, bu konuma göre hem emme odası tarafındaki (-) hem de karışım odası tarafındaki (+) çıkış pozisyonlarında, ikincil akışkan debisi düşmüştür. Her iki lülenin en iyi konumdaki

(+2mm) performansı karşılaştırıldığında; yakınsak lüle ile elde edilen birincil akışkan debisi, yakınsak-ıraksak lüle ile elde edilen debiye göre (%1,7) daha düşüktür. Ancak yakınsak lüle ile elde edilen ikincil akışkan debisi, yakınsak-ıraksak lüle ile elde edilen debiye göre (%4,1) daha yüksektir. Bu sonuç Zhu'nun [36] elde ettiği sonuçlar ile de uyumludur.

Türbülans modellerinin etkinliğinin incelendiği analizler, yakınsak-ıraksak lüleyle sahip ejektör ile tasarım koşullarına en yakın sonuçların elde edildiği lüle pozisyonunda (+2 mm) yapılmıştır. Standart k-ε, RNG k-ε ve Realizable k-ε türbülans modellerinin karşılaştırıldığı analizlerde; ikincil akışkan debisi bakımından tasarım değerlerine en yakın sonuç, RNG k-ε modelinin standard wall functions duvar fonksiyonu ile birlikte kullanıldığı analizde elde edilmiştir. Bu bulgu, Bartosiewicz [39] ve Zhu'nun [26], soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörler için yaptıkları analizlerin sonuçları ile uyumludur.

Birincil akışkan giriş basıncının ve sıcaklığının ejektör performansına etkisi, hem yakınsak-ıraksak lüleyle sahip hem de yakınsak lüleyle sahip ejektörler için incelenmiştir.

Her iki lülenin kullanıldığı ejektörlerde de birincil akışkanın giriş basıncının artmasıyla, hem birincil akışkanın hem de ikincil akışkanın kütleli debileri artmıştır. Tasarım koşullarındaki birincil akışkan giriş basıncı değerinden (2,8 bar) itibaren; giriş basıncının artmasıyla; birincil akışkan debisi, ikincil akışkan debisine oranla daha fazla arttığı için resirkülasyon oranı ve STCR düşmeye başlamıştır.

Birincil akışkanın giriş sıcaklığının artmasıyla, birincil akışkanın kütleli debisi azalırken, ikincil akışkanın kütleli debisi artmış dolayısıyla resirkülasyon oranı ve STCR da artmıştır.

Birincil akışkan basıncındaki değişimin etkisi, beklendiği gibi sıcaklık değişiminin etkisinden daha fazladır. Ancak birincil akışkan basıncının artması; buhar karbon oranını azaltırken, sıcaklığın artması buhar karbon oranını artırmıştır.

Sunulan çalışma, açık literatürde mevcut sınırlı sayıdaki deneysel çalışma ve bu çalışmalara dayalı olarak yapılan sayısal çalışmalar referans alınarak yürütülmüştür. Ancak elde edilen sonuçların, bundan sonra yapılacak deneysel çalışmalara ve akış kanalının geometrik optimizasyonu amacıyla yapılacak çalışmalara katkıda bulunacağı umulmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] KAVAS, S., Doğalgaz yakıtlı katı oksitli yakıt pili sistemi için sabit sıcaklık buharlı yakıt dönüştürücü tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, 2008.
- [2] DÖNER, A., Nikel-kadmiyum kaplı grafit elektrotta metanol oksidasyonunun araştırılması, Doktora Tezi, Çukurova Üniversitesi, 2012.
- [3] ÇINAR, Y., Katı oksit yakıt pili kojenerasyon sistemlerinin konutlarda uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi, 2011.
- [4] YILDIRIM, Y., Yakıt pilleri, ÇEV 346, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, 2011.
- [5] ERSÖZ, A., ÇOBAN, T., Yakıt pilleri ve çevresel yararları, 6. Türk-Alman Enerji Sempozyumu Bildirisi, 2001.
- [6] ASLANBAY, H., Katı oksit yakıt pillerinde kullanılmak üzere K_2NiF_4 yapısında elektrot madde sentezleri ve elektrokimyasal karakterizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, 2010.
- [7] http://www.eie.gov.tr/teknoloji/h_yakit_pilleri.aspx, Erişim Tarihi: 09.12.2014.
- [8] STILLER, C., Design, operation and control modelling of SOFC/GT hybrid systems, Doctoral thesis for the degree of philosophiae doctor, Norwegian University, 2006.
- [9] COLPAN, C., Thermal modeling of solid oxide fuel cell based biomass gasification systems, Doctor of Philosophy, Carleton University, Canada, 2009.
- [10] MINH, N., Solid oxide fuel cell technology-features and applications, Solid State Ionics 271–277, 2004.
- [11] EG&G TECHNICAL SERVICES, INC., Fuel cell handbook (Seventh edition), U.S. Department of Energy Office of Fossil Energy National Energy Technology Laboratory, West Virginia, 2004.

- [12] TİMURKUTLUK, B., Performance analysis of an intermediate temperature solid oxide fuel cell, The Degree Of Master Of Science, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, 2007.
- [13] ARTAR, H., Akış özelliklerinin ejektör üzerindeki etkisinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, 2010.
- [14] KIM, B., KIM, H., LEE, J., KANG, S., LIM, H., The Ejector performance of a 75 kW molten carbonate fuel cell system, Journal of Fuel Cell Science and Technology, Vol. 8 / 014503-(1-8), 2011.
- [15] ÖZALP, M., Alternatif çalışma akışkanları ile çalışan ejektörlü-absorbsiyon soğutma sisteminin yapay sinir ağları kullanılarak termodinamik analizi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, 2004.
- [16] AKKURT, F., Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansının deneysel incelenmesi, Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, 2012.
- [17] LIAO, C., Gas ejector modeling for design and analysis, Doctor Of Philosophy, Texas A&M University, 2008.
- [18] AKTOPRAKOĞLU, A., Ejektörlü soğutma sisteminin performansına geometrik parametrelerin etkisinin deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, 2006.
- [19] DERE, E., CFD kullanarak gaz ejektörlerinin performansının araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Aksaray Üniversitesi, 2013.
- [20] ZHU, Y., CAI, W., LI, Y., 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 (2008) 1122–1130, 2008.
- [21] FERRARI, M., BERNARDI, D., MASSARDO, A., Design and testing of ejectors for high temperature fuel cell hybrid systems, Journal of Fuel Cell Science and Technology, 284-291, 2006.
- [22] VINCENZO, L., PAGH, N., 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 (2013) 26-34, 2013.
- [23] KHALIL, A., FATOUH, M., ELGENDY E., Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle, International Journal of Refrigeration 34 (2011) 1684-1698, 2011.

- [24] RUSLY, E., AYE, L., CHARTERS, W., OOI A., CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1092–1101, 2005.
- [25] GAGAN, J., SMIERCIEW, K., BUTRYMOWICZ, D., KARWACKI, J., Comparative study of turbulence models in application to gas ejectors, *International Journal of Thermal Sciences* 78 (2014) 9-15, 2014.
- [26] ZHU, Y., CAI, W., WEN, C., LI, Y., Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 898–905, 2009.
- [27] PIANTHONG K., SEEHANAM, W., BEHNIA, M., SRIVEERAKUL, T., Aphornratana, S., Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 2556–2564, 2007.
- [28] BARTOSIEWICZ, Y., AIDOUN, Z., DESEVAUX, P., MERCADIER, Y., CFD-Experiments integration in the evaluation of six turbulence models for supersonic ejectors modeling, *Conference Proc., Integrating CFD and Experiments, Glasgow, UK, 2003.*
- [29] YEN, R., HUANG, B., CHEN, C., SHIU, T., CHENG, C., CHEN, S., SHESTOPALOV, K., Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration system, *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 1512-1520, 2013.
- [30] HEMIDI, A., HENRY, F., LECLAIRE, S., SEYNHAEVE, J., BARTOSIEWICZ, Y., CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 1523–1531, 2009.
- [31] ZHU, Y., LI, Y., New theoretical model for convergent nozzle ejector in the proton exchange membrane fuel cell system, *Journal of Power Sources* 191 (2009) 510–519, 2009.
- [32] ZHU, Y., LI, Y., Numerical modeling and analysis of ejector in the proton exchange membrane fuel cell System, *IEEE*, 2009.
- [33] PETERS, R., DEJA, R., BLUM, L., PENNANEN, J., KIVIAHO, J., HAKALA, T., Analysis of solid oxide fuel cell system concepts with anode recycling, *International Journal of hydrogen energy* 38 (2013) 6809-6820, 2013.

- [34] MARSANO, F., MAGISTRI, L., MASSARDO A., Ejector performance influence on a solid oxide fuel cell anodic recirculation system, *Journal of Power Sources* 129 (2004) 216–228, 2004.
- [35] ZHU, Y., LI, Y., CAI, W., Control oriented modeling of ejector in anode gas recirculation solid oxygen fuel cell systems, *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 1881–1889, 2011.
- [36] ZHU, Y., JIANG, P., Geometry optimization study of ejector in anode recirculation solid oxygen fuel cell system, *IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*, 2011.
- [37] ZHU, Y., CAI, W., WEN, C., LI, Y., Fuel ejector design and simulation model for anodic recirculation SOFC system, *Journal of Power Sources* 173 (2007) 437–449, 2007.
- [38] WHITE, F., *Fluid mechanics fourth edition*, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- [39] BARTOSIEWICZ, Y., AIDOUN, Z., DESEVAUX, P., MERCADIER, Y., Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26 (2005) 56–70, 2005.
- [40] ANSYS FLUENT Theory Guide, 2012.
- [41] CHEN, Q., Performance of air-air ejectors with multi-ring entraining diffusers, Doctor of Philosophy, Queen’s University, Canada, 2008.
- [42] ANSYS, *Introduction to ANSYS Meshing, Mesh Quality*, ANSYS, Inc., 2012.

EKLER

EK 1:

Birincil akışkanın kesit-0 ve kesit-1 arasındaki sıcaklık, basınç ve yoğunluğunun arasındaki bağıntı izantropik bağıntılar kullanılarak aşağıdaki şekildedir:

$$\frac{T_{p,1}}{T_{p,0}} = \left(\frac{\rho_{p,1}}{\rho_{p,0}} \right)^{k-1} \quad (\text{E-1})$$

$T_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki sıcaklığı (K)

$\rho_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki yoğunluğu (kg/m^3)

$\rho_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki yoğunluğu (kg/m^3)

k =özgül ısılar oranı

$$\frac{T_{p,1}}{T_{p,0}} = \left(\frac{P_{p,1}}{P_{p,0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{E-2})$$

$P_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki basıncı (Pa)

$P_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki basıncı (Pa)

$T_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki sıcaklığı (K)

k =özgül ısılar oranı

Birincil akışkan için kesit-0'daki hız, kesit-1 ile karşılaştırıldığında ihmal edilir. Kesit-0 ve kesit-1 arasında enerjinin korunumu uygulanırsa aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$c_{p,0}T_{p,0} = c_{p,0}T_{p,1} + \frac{V_{p,1}^2}{2} \quad (\text{E-3})$$

c_p =sabit basınçta özgül ısı (J/kg.K)

$V_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki hızı (m/s)

$T_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki sıcaklığı (K)

Kesit-1 de kütleli debi şu şekildedir:

$$\dot{m}_{p,1} = \rho_{p,1}A_tV_{p,1} \quad (\text{E-4})$$

$\dot{m}_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki kütleli debisi (kg/m³)

$\rho_{p,1}$ = birincil akışkanın kesit-1 deki yoğunluğu (kg/m³)

$V_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki hızı (m/s)

A_t =birincil lülenin kesit alanı (m²)

Hız ve mach sayısı arasındaki bağıntı şu şekildedir:

$$V_{p,i} = Ma_{p,i}\sqrt{kR_gT_{p,i}} \quad (\text{E-5})$$

V =hız (m/s)

Ma =mach sayısı

k =özgül ısılar oranı

T =sıcaklık (K)

R_g =gaz sabiti (J/kg.K)

Denklemler E-3, E-5 ve 4.7 düzenlenirse şu bağıntı elde edilir:

$$\frac{T_{p,0}}{T_{p,1}} = \frac{k+1}{2} \quad (\text{E-6})$$

k =özgül ısılar oranı

$T_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki sıcaklığı (K)

Denklem E-6, denklem E-5 de yerine konulursa şu sonuç elde edilir:

$$V_{p,1} = \left(\frac{2kR_g T_{p,0}}{k+1} \right)^{1/2} \quad (\text{E-7})$$

$V_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki hızı (m/s)

k =özgül ısılar oranı

R_g =gaz sabiti (J/kg.K)

$T_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki sıcaklığı (K)

Denklem E-1, E-4 ve E-7 düzenlenirse izantropik katsayı da eklenerek birincil akışkanın debisini veren denklem-4.4 elde edilir.

Birincil akışın kesit-3 e ulaştığında ikincil akış çevre basıncına tamamen genişlediğini kabul eder ($P_{p,3} = P_{s,3}$). Kesit-0 ve kesit-3 arasında ikincil akışın basıncının aynı olduğu varsayılmıştır ($P_{s,0} = P_{s,3}$). Kesit-1 ve kesit-3 arasında izantropik bağıntılar ve enerjinin korunumu uygulanarak şu sonuçlar elde edilir:

$$\frac{T_{p,3}}{T_{p,1}} = \left(\frac{P_{s,0}}{P_{p,1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{E-8})$$

$T_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı (K)

$P_{s,1}$ =ikincil akışkanın kesit-1 deki basıncı (Pa)

$P_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki basıncı (Pa)

k =özgül ısılar oranı

$$c_p T_{p,1} + \frac{V_{p,1}^2}{2} = c_p T_{p,3} + \frac{V_{p,3}^2}{2} \quad (\text{E-9})$$

c_p =sabit basınçta özgül ısı (J/kg.K)

$T_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki sıcaklığı (K)

$V_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki hızı (m/s)

$V_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki hızı (m/s)

Denklem E-8, denklem E-2 ile çarpılırsa ve denklem E-9, denklem E-3 e eklenirse şu denklemler elde edilir:

$$\frac{T_{p,3}}{T_{p,0}} = \left(\frac{P_{s,0}}{P_{p,0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{E-10})$$

$T_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki sıcaklığı (K)

$P_{s,0}$ =ikincil akışkanın kesit-0 deki basıncı (Pa)

$P_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki basıncı (Pa)

k =özgül ısılar oranı

$$c_p T_{p,0} = c_p T_{p,3} + \frac{V_{p,3}^2}{2} \quad (\text{E-11})$$

c_p =sabit basınçta özgül ısı (J/kg.K)

$T_{p,0}$ =birincil akışkanın kesit-0 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki sıcaklığı (K)

$V_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki hızı (m/s)

Denklem E-5 ve 4.7, denklem E-10 ve E-11 içine konulursa kesit-3 için $T_{s,0} = T_{s,3} = T_{p,3}$ kabulü de dikkate alınarak denklem-4.8 ve 4.9 elde edilir.

Birincil akışkan için kesit-1 ve 3 arasında kütle korunumu kanunu uygulanırsa aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\rho_{p,1} A_t V_{p,1} = \rho_{p,3} A_{p,3} V_{p,3} \quad (\text{E-12})$$

$V_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki hızı (m/s)

$V_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki hızı (m/s)

$\rho_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki yoğunluğu (kg/m³)

$\rho_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki yoğunluğu (kg/m³)

A_t =birincil lülenin kesit alanı (m²)

$A_{p,3}$ =genişleyen birincil akışkanın kesit-3 deki kesit alanı (m²)

Birincil akışkanın kesit-1 ve kesit-3 arasındaki sıcaklık, basınç ve yoğunluğunun arasındaki bağıntı izantropik bağıntılar kullanılarak aşağıdaki şekildedir:

$$\frac{\rho_{p,3}}{\rho_{p,1}} = \left(\frac{T_{p,3}}{T_{p,1}} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (\text{E-13})$$

$\rho_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki yoğunluğu (kg/m³)

$\rho_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki yoğunluğu (kg/m³)

$T_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki sıcaklığı (K)

k =özgül ısılar oranı

Denklem E-5 ve 4.7, denklem E-9 da yerine konulursa şu sonuçlar elde edilir:

$$\frac{V_{p,3}}{V_{p,1}} = \frac{Ma_{p,3} \sqrt{k R_g T_{p,3}}}{\sqrt{k R_g T_{p,1}}} \quad (\text{E-14})$$

$T_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki sıcaklığı (K)

$V_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki hızı (m/s)

$V_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki hızı (m/s)

k =özgül ısılar oranı

R_g =gaz sabiti (J/kg.K)

$Ma_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki mach sayısı

$$\frac{T_{p,1}}{T_{p,3}} = \frac{2+(k-1)Ma_{p,3}^2}{2+(k-1)} \quad (\text{E-15})$$

$T_{p,1}$ =birincil akışkanın kesit-1 deki sıcaklığı (K)

$T_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki sıcaklığı (K)

k =özgül ısılar oranı

$Ma_{p,3}$ =birincil akışkanın kesit-3 deki mach sayısı

Denklem E-13 ve E-15, denklem E-12 de yerine konulursa denklem-4.10 elde edilir.

ÖZGEÇMİŞ

Gökhan Taşdelen, 31.03.1988 de İzmir' de doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Bursa'da tamamladı. 2005 yılında Bursa Atatürk Lisesinden mezun oldu. 2007 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümüne girdi. 2012 yılında bu bölümden mezun olduktan sonra aynı yıl Sakarya Üniversitesi Enerji Bilim dalında yüksek lisans eğitimine başladı.