KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

DOLAŞIMLI AKIŞKAN YATAKLI KAZANLAR İÇİN DAĞITICI PLAKA-NOZÜL SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

MUSTAFA METİN ÇAM

KOCAELİ 2023

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

DOLAŞIMLI AKIŞKAN YATAKLI KAZANLAR İÇİN DAĞITICI PLAKA-NOZÜL SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

MUSTAFA METİN ÇAM

Prof. Dr. Cenk ÇELİK	
Danışman, Kocaeli Üniversitesi	**……**
Dr. Öğr. Üyesi Muharrem EYİDOĞAN	
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi	**……**
Dr. Öğr. Üyesi Selman ÇAĞMAN	
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi	**……**
Prof.Dr. Hakan Serhad SOYHAN	
Jüri Üyesi, Sakarya Üniversitesi	**……**
Doç.Dr. Gökhan COŞKUN	
Jüri Üyesi, Sakarya Üniversitesi	**……**

Tez Savunduğu Tarih:17.01.2023

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ

Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez/proje çalışmasında,

- Bu tezin/projenin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu,
- Çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı,
- Bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi
- Bu çalışmanın Kocaeli Üniversitesi'nin abone olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü'nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun olduğunu,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Tezin/Projenin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez/proje çalışması olarak sunmadığımı,

beyan ederim.

☒Bu tez/proje çalışmasının herhangi bir aşaması hiçbir kurum/kuruluş tarafından maddi/alt yapı desteği ile desteklenmemiştir.

☐Bu tez/proje çalışması kapsamında üretilen veri ve bilgiler……..... tarafından ..... no'lu proje kapsamında maddi/alt yapı desteği alınarak gerçekleştirilmiştir.

Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

.....
(İmza)
Mustafa Metin ÇAM
(Öğrencinin Adı Soyadı)

YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI

Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/projemin tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda belirtilen koşullarla kullanıma açma izninin Kocaeli Üniversitesi'ne verdiğimi beyan ederim. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak, tezimin/projemin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanımı bana ait olacaktır. Tezin/projenin kendi özgün çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin/projenin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

Yükseköğretim kurulu tarafından yayınlanan ***"Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge"*** kapsamında tezim aşağıda belirtilen koşullar haricinde YÖK Ulusal Tez Merkezi/ Kocaeli Üniversitesi Kütüphaneleri Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

☐ Enstitü yönetim kurulu kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.

☐ Enstitü yönetim kurulu gerekçeli kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 6 ay ertelenmiştir.

☒ Tezim/projem ile ilgili gizlilik kararı verilmemiştir.

.....
(İmza)
Mustafa Metin ÇAM
(Öğrencinin Adı Soyadı)

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Türkiye'de zengin linyit kaynakların enerji üretimine kazandırması, toplam enerji ihtiyacının yalnız %25-30'unu yerli kaynaklardan karşılayabilen ülkemiz için büyük önem taşımaktadır. Dolaşımlı akışkan yatak teknolojisi geleneksel pulverize yakma sistemine alternatif olup aynı zamanda linyit gibi dezavantajlı yakıtların yüksek verim ve düşük emisyon değerlerinde enerji üretimine kazandırılması bakımından elverişli bir sistemdir. Plaka-Nozul sistemi dolaşımlı akışkan yataklı kazanlarda iç enerji tüketimi ve işletmenin sürdürebilirliği açısından kritik öneme sahip ve hassas tasarım çalışması gerektirmektedir. Plaka-nozul tasarımı üzerine bugüne kadar ulusal bir akademik çalışma olmayıp uluslararası bakımından da nitelikli oldukça sınırlı çalışma vardır. Bu çalışmada, gerçek ölçekli Çanakkale ÇAN Termik Santralı dolaşımlı akışkan yataklı kazanın birincil hava dağıtıcı sisteminde kullanılmakta olan çan tipi nozul geometrisi baz alınarak yapılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) destekli simülasyon ve optimizasyon çalışması sonucunda yeni çan tipi nozul tasarım modeli sunulmaktadır. Ayrıca, yeni nozul tasarım modelinin enerji verimli bir ekipman olduğu HAD analizleri ve teorik hesapla anlatılmaktadır.

Doktora çalışmamda akademik, teknik destek ve yardımlarıyla bu çalışmanın oluşmasının yolunu açan değerli danışmanım Prof. Dr. Cenk ÇELİK' e, teşekkür eder bütün çalışmam boyunca, bilgi ve fikirlerini benimle paylaşan Koray ÖZDEMİR, Mehmet Akif PAKSOY ve Sefa YALÇIN arkadaşlarıma ve göstermiş olduğu desteklerinden dolayı değerli eşime ve son olarak da dünyalar tatlısı çocuklarım Feriha ve Ahmed Arif'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Mart-2023 Mustafa Metin ÇAM

İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ i
YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR iii
İÇİNDEKİLER iv
ŞEKİLLER DİZİNİ vi
TABLOLAR DİZİNİ ix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ x
ÖZET xi
ABSTRACT xii
1. GİRİŞ 1
1.1. Genel 1
1.2. Tezin Amacı 3
1.3. Tez Planı 4
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 5
2.1. Dünya'da Birincil Enerji Kaynakları 5
2.2. Türkiye'de Birincil Enerji Kaynakları 6
2.3. Akışkan Yatak Teknolojisi 7
2.4. Akışkan Yataklarda Hidrodinamik 12
2.4.1. Akışkanlaşma Parametreleri 12
2.4.2. Parçacıkların Sınıflandırılması 15
2.4.3. Akışkanlaşma Rejimleri 16
2.4.4. Süspansiyon Yoğunluğu 18
2.4.5. Sıcaklık ve Isı Transferi 19
2.5. Plaka-Nozul Sistemi 20
2.6. Plaka-Nozul Sistem Tasarımı 22
2.7. Nozul İle İlgili Akademik Çalışmalar 30
3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ 35
3.1. Yönetici Denklemler 35
3.2. Türbülans Modeli Çözüm Yöntemleri 37
3.2.1. k-ε Modelleri 38
3.2.2. k-ω Modelleri 41
3.3. Duvar Fonksiyonu 42
3.4. Mesh Yapısının Oluşturulması 45
4. METODOLOJİ 47
4.1. ÇAN Termik Santrali 47
4.2. Sayısal Modelleme 53
4.2.1. Akış Hacminin Modellenmesi 53
4.2.2. Mesh Analizi 54
4.2.3. Sayısal Modelleme 55
4.2.4. Sayısal Modelin Doğrulanması 61
5. BULGULAR VE TARTIŞMA 63
5.1. Nozulda Basınç Kaybı Hesabı 63
5.2. Basınç Kaybının Enerji Tüketimine Etkisi 67
5.3. Yeni Nozul Tasarımı 70
5.4. Nozul Orifis Sayısı ve Çap değişiminin Etkisi 72
5.5. Nozul Orifis Eğim Açısı 82

5.5.1. Basınç Kaybına Etkisi 82
5.5.2. Hız Uniform İndeksine Etkisi 90
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 93
KAYNAKLAR 95
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER 99
ÖZGEÇMİŞ 100

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Dünya'da birincil enerji tüketiminin kaynaklara göre yıllık değişimi 5
Şekil 2.2. Dünyada birincil enerji tüketimindeki bölgesel dağılımı, 2021 5
Şekil 2.3. Türkiye birincil enerji tüketiminin kaynaklara dağılımı, 2020 6
Şekil 2.4. Türkiye toplam elektrik enerjisi üretiminin kaynak bazında dağılımı, 2021 6
Şekil 2.5. DAY kazanların kapasite gelişimi 7
Şekil 2.6. Dolaşımlı akışkan yataklı yakma sisteminin akış şeması 9
Şekil 2.7. Akışkan yataklı yakma sisteminin farklı yakıt çeşitlerine uygulanabilirliği 10
Şekil 2.8. DAY'da yüksekliğe bağlı boşluk oranı değişimi 13
Şekil 2.9. Gaz hızı değişimine bağlı yatak rejimi ve basınç kaybı değişimi 13
Şekil 2.10. Bir parçacığa terminal hızda uygulanan kuvvetlerin şematik gösterimi 14
Şekil 2.11. Ortalama tanecik çapı değişimine bağlı katı ile havanın bağıl yoğunluk ilişkisi 16
Şekil 2.12. Akışkan yataklarda meydana gelen hidrodinamik rejimlerin temsili görünümleri 17
Şekil 2.13. DAY Kazanında katı parçacıkların hidrodinamik rejim davranışları 18
Şekil 2.14. DAY Kazanında tipik süspansiyon yoğunluğu değişimi 19
Şekil 2.15. Akışkan yatakta süspansiyon yoğunluğuna bağlı ısı transfer katsayısı 20
Şekil 2.16. Akışkan yataklı sistemlerde farklı tip hava dağıtıcı plakalar 21
Şekil 2.17. Büyük ölçekli DAY kazanlarda kullanılan dağıtıcı nozul tipleri 22
Şekil 2.18. Perfore plakada deliklerin eşkenar üçgen ve kare şeklinde dizilimleri. 24
Şekil 2.19. Orifis çıkışı yukarı, yatay ve aşağı yönde hava jeti nüfuz formu 27
Şekil 3.1. HAD çözümlerinde izlenilen işlem adımları 35
Şekil 3.2. Türbülanslı bölge tanımı 43
Şekil 3.3. y^+ grafiği 44
Şekil 3.4. Sayısal ağ yapısı eleman tipleri 45
Şekil 3.5. Duvar mesh yapısı sıklığı 46
Şekil 4.1. ÇTS kazan kesiti ve yardımcı sistemler 49
Şekil 4.2. ÇTS kazanı yatak bölgesi ve birincil hava besleme sistemi şematik görünümü 49
Şekil 4.3. ÇTS kazanına beslenilen hava kütlesel debilerinin yüke bağlı değişimi 50
Şekil 4.4. ÇTS Kazan yüksekliği boyunca partikül büyüklüğüne göre basınç değişimi 51
Şekil 4.5. ÇTS kazan yatak tabanında nozul yerleşimlerinin görünümü 52
Şekil 4.6. ÇTS çan tipi nozulun şematik görünümü 52
Şekil 4.7. Nozul modeli ve akış hacmi görünümleri 53
Şekil 4.8. Nozul hava akış hacmi sınır tanımları 53
Şekil 4.9. Nozul modeli mesh bağımsızlık çalışması 54
Şekil 4.10. Nozul mesh yapısının görünümü 55
Şekil 4.11. Türbülans modellerine bağlı nozulda basınç kontur figürleri 57

Şekil 4.12. Türbülans modellerine bağlı nozulda hız kontur figürleri 57
Şekil 4.13. Türbülans modellerine bağlı nozulda y+ kontur figürleri 58
Şekil 4.14. Nozul duvarlarında y^+ dağılımı 60
Şekil 4.15. Nozul hava akış hacmi sınır koşulları 60
Şekil 4.16. ÇTS kazanı dağıtıcı nozul-plaka sistemi boyunca gerçek ölçülen basınç kaybı 61
Şekil 4.17. Mevcut nozul modelinin sayısal analiz sonucunda elde edilen karakteristik çalışma eğrisi 62
Şekil 5.1. Nozul basınç kaybı mekanizmalarının şematik gösterimi 63
Şekil 5.2. Kanalda gazın ani daralma hareketinde kayıp katsayısı 65
Şekil 5.3. Kanalda gazın ani genişleme hareketinde kayıp katsayısı 65
Şekil 5.4. Nozul kaynaklı basınç kaybının fan güç tüketimine etkisi 69
Şekil 5.5. Mevcut ve yeni çan-tipi nozulun geometrik görünümü 70
Şekil 5.6. Basınç dağılım konturları (a) mevcut nozul (b) yeni nozul modeli 71
Şekil 5.7. Hız dağılım konturları (a) mevcut nozul (b) yeni nozul modeli 71
Şekil 5.8. 4 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı basınç değişim konturu 74
Şekil 5.9. 4 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu 74
Şekil 5.10. 6 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı basınç değişim konturu 75
Şekil 5.11. 6 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu 75
Şekil 5.12. 8 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı basınç değişim konturu 76
Şekil 5.13. 8 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu 76
Şekil 5.14. 10 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı basınç değişim konturu 77
Şekil 5.15. 10 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu 77
Şekil 5.16. 12 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı toplam değişim konturu 78
Şekil 5.17. 12 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu 78
Şekil 5.18. Yeni nozul modelinde orifis sayısı ve çap değişiminin basınç kaybına etkisi 79
Şekil 5.19. Yeni nozul modelinde orifis sayısı ve çap değişiminin çıkış hızına etkisi 80
Şekil 5.20. Yeni nozul modelinin orifis sayısına bağlı optimum orifis çapındaki basınç değişim konturları 81
Şekil 5.21. Yeni nozul modelinin orifis sayısına bağlı optimum orifis çapındaki hız değişim konturları 81
Şekil 5.22. Yeni nozül modelinin farklı orifis eğim açılırında geometrik görünümleri 82
Şekil 5.23. 4 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi 83
Şekil 5.24. 6 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi 83
Şekil 5.25. 8 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi 84
Şekil 5.26. 10 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi 84

Şekil 5.27. 12 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi 84
Şekil 5.28. 4 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim konturları 85
Şekil 5.29. 4 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları 86
Şekil 5.30. 6 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim..... konturları 86
Şekil 5.31. 6 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları 87
Şekil 5.32. 8 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim konturları 87
Şekil 5.33. 8 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları 88
Şekil 5.34. 10 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim konturları 88
Şekil 5.35. 10 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları 89
Şekil 5.36. 12 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim konturları 89
Şekil 5.37. 12 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları 90
Şekil 5.38. 4 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi 91
Şekil 5.39. 6 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi 91
Şekil 5.40. 8 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi 91
Şekil 5.41. 10 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi 92
Şekil 5.42. 12 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi 92
Şekil 6.1. Yeni tasarlanan ve optimize edilen 8 orifisli nozulun karakteristik çalışma eğrisi 94

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 2.1. DAY ve geleneksel yakma teknolojilerinin maliyet yönünden karşılaştırılması 11
Tablo 4.1. ÇTS karakteristik özellikleri 47
Tablo 4.2. ÇTS Üniteye ait yardımcı sistemlerin güç tüketimleri ve yüzdelik oranları 51
Tablo 4.3. Türbülans modellerinden elde edilen HAD analizi sonuçlarının karşılaştırma tablosu 56
Tablo 5.1. Nozulda basınç kaybı hesabı 66
Tablo 5.2. Baca gazı ve taze hava yolu basınç kayıpları 68
Tablo 5.3. Ünitede birincil hava fanları kaynaklı enerji tüketim hesabı 69

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

C_D : Orifis kat sayısı
C_μ : Viskozite sabiti
$C_{1\epsilon}$: k-ε model sabiti,1,44
$C_{2\epsilon}$: k-ε model sabiti,1,92
d_o : Orifis çapı, (mm)
d_p : Ortalama yatak parçacık çapı, (µm)
d_n : Nozul çapı, (m)
g : Yerçekimi ivmesi, m/sn^2
G_k : Ana hız gradyanın ürettiği türbülans kinetik enerji
H_{mf} : Minimum akışkanlaşma yüksekliği, (m)
K : Türbülans kinetik enerjisi, (m^2/s)
N_o : Orifis sayısı
N_n : Dağıtıcı plaka kesitinde toplam orifis sayısı
p_1 : Fan giriş basıncı, (kPa)
p_2 : Fan çıkış basıncı, (kPa)
U_{mf} : Minimum akışkanlaşma hızı, (m/s)
U_o : Orifis çıkışı gaz hızı, (m/s)
U_t : Parçacık terminal hızı, (m/s)
v_1 : Hacimsel debi, (m^3/s)
Δp_d : Dağıtıcı plaka boyunca basınç kaybı, (kPa)
Δp_b : Akışkan yatak boyunca basınç kaybı, (kPa)
ε_{mf} : Minimum akışkanlaşma boşluk oranı
ρ_g : Gaz yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_h : Hava yoğunluğu (kg/m^3)
ε : Türbülans sönümleme hızı
β : Orifis eğim açısı, (˚)
σ_k : Türbülans Prandtls sabiti
σ_ϵ : Türbülans Prandtls sabiti
μ_t : Türbülans viskozite, (Ns/m^2)
$w_{s,ideal}$: İdeal izentropik şaft işi (W)
γ : Özgül ısı oranı
η_f : Fan verimi
η_m : Fan motor verimi
η_b : Fan kayış verimi
$\emptyset$: Parçacık küresellik

Kısaltmalar

ÇTS : ÇAN Termik Santralı
DAY : Dolaşımlı Akışkan Yatak
HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
KAY : Kabarcıklı Akışkan Yatak

DOLAŞIMLI AKIŞKAN YATAKLI KAZANLAR İÇİN DAĞITICI PLAKA-NOZÜL SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

ÖZET

Dolaşımlı akışkan yataklı (DAY) kazan teknolojisine sahip elektrik üretim santralleri özellikle esnek yakıt kullanımı imkan sağlaması ve düşük emisyon değerlerinde çalışmasından dolayı dünyada kullanımı hızla artmaktadır. DAY kazanında toplam havanın yaklaşık %40-60 gibi büyük oranı yatak tabanından plaka-nozul sistemi ile kazana beslenmektedir. Plaka-nozul sisteminde kullanılan çok sayıda farklı nozul tasarımları olsa da DAY kazanının karakteristik özelliğine ve tasarımcının yaklaşımına göre tasarım geometrisi değişmektedir. Plaka-nozul sisteminde ince tasarım detayları DAY kazanda akışkanlaşmayı, yanma verimini, işletme sürekliliğini ve enerji sarfiyatını önemli ölçüde etkilemektedir. Bu çalışma, Türkiye'de linyit yakıtlı 2x160 MW_e DAY Ünitesine sahip ÇAN Termik Santrali'nde (ÇTS) kullanılan birincil hava dağıtıcı çan tipi nozulun yeniden tasarlanarak tasarım geometrisinin optimize edilmesi hakkındadır. Öncelikle, sahada plaka-nozul sistemi boyunca ölçülen basınç kaybı verileri esas alınarak çan tipi nozulun ANSYS Fluent yazılımında oluşturulan sayısal modeli doğrulandı. Nozul modelinde basınç kayıplarını azaltmak ve orifis çıkışında hava hızını artırmak için mevcut nozulun tasarım geometrisi yenilendi. Yeni tasarlanan nozul modelinde orifis sayısına bağlı orifis çapı ve açısının basınç kaybına, çıkış hava hızına ve uniform dağılımına etkisi analiz edilerek tasarım geometrisi optimize edildi. Orifis sayısına bağlı optimum nozul modelde basınç kaybı ortalama 2,86 kPa azalırken orifis çıkış hava hızında ortalama 20 m/s artış sağlandı. Nozulda orifislerin 105°'lik açıyla tasarlanması sonucunda basınç kaybında ortalama %7,6 azalma ve orifis çıkış kesit alanında hıza bağlı uniform indeksinde %2 artış sağlandı. Sonuç olarak, yeni tasarlanan çan tipi nozulun ÇTS DAY kazanında kullanılması durumunda işleteme de geri akış riskini azaltacak ve bir ünitede yaklaşık 2,26 GWh/yıl enerji tasarrufu sağlayacaktır.

Anahtar Kelimeler: Dolaşımlı Akışkan Yatak, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Nozul, Optimizasyon.

MODELING OF DISTRIBUTOR PLATE-NOZZLE SYSTEM FOR CIRCULATING FLUIDIZED BED BOILERS

ABSTRACT

Electricity generation power plants with circulating fluidized beds (CFB) are increasing rapidly worldwide because they allow flexible fuel use and work at low emission values. It is 40-60% of the total air is fed to the CFB boiler through the plate-nozzle system. Although there are many different nozzle designs used in the plate-nozzle system, the design geometry changes according to the characteristic feature of the CFB boiler and the designer's approach. Minor details in plate-nozzle design can significantly affect fluidization, combustion efficiency, operating continuity, and energy consumption in the CFB boiler. This work is about optimizing the bell-type nozzle used in 2x160 MWe CFB Units in ÇAN Thermal Power Plant (CTPP) in Turkey. Firstly, the numerical model of the nozzle has been confirmed by comparing the measurement of pressure drop. The existing nozzle geometry has been redesigned to increase the air velocity outlet and reduce the pressure drop. The newly designed nozzle model has been optimized according to the effect of orifice diameter and angle depending on the number of orifices. In the optimum nozzle model, the pressure loss decreased by an average of 2.86 kPa, while about 20 m/s increase in velocity outlet has been achieved. The orifices angle of 105° at the nozzle model, a 7.6% reduction in pressure loss, and a 2% increase in the uniform index in the orifice outlet have been achieved. Finally, if the newly designed nozzle is used in one unit in the CTPP, it will provide energy savings of 2.26 GWh/year.

Keywords: Circulating Fluidized Bed, Computational Fluid Dynamics, Nozzle, Optimization.

1. GİRİŞ

1.1. Genel

Türkiye enerji açısından dışa bağımlı bir ülkedir ve enerji tüketiminin %70,1'ni ithal kaynaklardan karşılamaktadır (EÜAŞ, 2021). Aynı zamanda, Türkiye dünyanın en çok linyit üreten ikinci ülkesi olup kömür rezervlerinin % 97,2'si de linyitten oluşmaktadır. Ancak, bu linyitler çoğunlukla düşük ısıl değerli, yüksek kükürt, kül ve nem içeriğine sahiptir (TKİ, 2021).

Linyitlerin enerji üretimine kazandırılması açısından en uygun yakma sistemlerinden birisi akışkan yatak teknolojisidir. Akışkan yataklı kazan teknolojisi geçtiğimiz 20 yıl boyunca oldukça gelişmiş ve kurulu güç kapasiteleri tek ünitede 600 MWe'a kadar çıkmış olup günümüzde yaygın şekilde kullanılmaktadır (Huang, Deng ve Che, 2020). Akışkan yataklı yakma sistemleri; kabarcıklı akışkan yataklar (KAY), dolaşımlı akışkan yataklar (DAY) ve basınçlı akışkan yataklar (BAY) olmak üzere çalışma prensibine göre üç gruba ayrılır. Bunlar içinde en yaygın kullanılan dolaşımlı akışkan yatak (DAY) teknolojisidir (Yang, 2003) .

DAY kazanlarında sisteme beslenilen toplam havanın %40-60 oranında akışkanlaşma havası (birincil hava) kazan tabanından dağıtıcı plaka ile geri kalanı yakma havası (ikincil hava) yanma odası duvarlarından hava kanalları ile beslenmektedir (Basu, 2015). Dağıtıcı plakadan beslenen hava ile yatak malzemesi akışkanlaşır ve yukarı yönde hareket eder. Kaba kül yan duvarlar boyunca aşağıya düşer, diğer maddeler ise siklonlar içinde birbirinden ayrıştırılır. Ayrıştırılan madde, kül geri sevk hattından akışkanlaşma havası vasıtasıyla yanma odasına geri döner (Arjunwadkar, Basu ve Acharya, 2016).

CFB kazan hava ızgarasının temel amacı, birincil havayı yanma odasında uniform olarak dağıtmaktır (Sobrino, Ellis ve de Vega, 2009). Bu nedenle tasarımı, DAY kazanlarda yanma verimi açısından büyük önem taşımaktadır (Kafle, 2016). Dağıtıcı plaka tasarım eksikliğine bağlı işletmede birçok sorunla karşılaşılabilir. Bunlardan yaygın olanları (Kunii ve Levenspiel, 1991);

- Yatak bölgesinde etkin karışım sağlanamaması ile yanma veriminin düşmesi,
- Basınç kaybının artması ile elektrik tüketimindeki artış,

- Tıkanmalar ve kopmalar,
- Yatak malzemesinin hava kasasına doru geri akışı,
- Nozulların aşınması ve yıpranması ile servis ömrünün kısalması,
- Yüksek hızlara bağlı yatak malzemesinde ufalanmadır.

Akışkan yataklı sistemde kullanılan 3 farklı tip hava dağıtıcı plaka sistemi vardır. Bunlar, delikli plaka, nozul ve serpme borulu sistemlerdir. Nozul tipi endüstride en güvenli ve tercih edilen hava dağıtıcı sistemdir (Basu, 2015). Hava dağıtıcı plaka sisteminde gerekli minimum basınç kaybı dağıtıcı plaka modeline, hava kasası geometrisine, akışkan yatağın karakteristik özelliğine göre değişiklik gösterebilir (Mirek ve Klajny, 2018).

Akışkan yataklı sistemlerde dağıtıcı plaka-nozul sisteminde gerekli minimum basınç düşümü ile ilgili çok sayıda geliştirilmiş korelasyon mevcuttur. Büyük ölçekli CFB kazanlar için yaygın olarak kabul edilen minimum gerekli basınç kaybı, akışkan yataktaki basınç farkının %30'udur (Vakhshouri ve Grace, 2010). Nozulda düşük basınç kaybı yatak malzemesinin hava kasasına kaçmasına karşı olan direnci azaltırken yüksek basınç kaybı da fan yüküne bağlı iç enerji tüketimini artıracaktır. İç enerji tüketimi, akışkan yatakların kullanıldığı herhangi bir süreçte önemli bir maliyet faktörüdür ve bazen o kadar yüksek olur ki bu tip sistemin avantajlarını ortadan kaldırabilir. Nozul çıkışında yüksek hız basınç kaybını ve güç tüketimini artıracağı gibi yatak malzemesinde yıpranmalara neden olabilir. Orifis çıkışında gaz hızının 30 m/sn. den küçük olması genellikle güvenli olarak görülmüştür. Ancak, bir başka çalışmada ise orifis çıkışı gaz hızının 90 m/sn. den büyük olması riskli olduğu belirtilmiştir (Basu, 2015). DAY kazanı hava-gaz çevrim hattı boyunca gerçekleşen toplam basınç kaybında nozul kaynaklı basınç kaybı önemli paya sahiptir. Bu yüzden nozulda basınç kaybına azaltmaya yönelik yapılacak tasarım iyileştirmesi ile iç enerji tüketiminde büyük miktarlarda tasarruf sağlanabilir.

Literatürde CFB kazanlarda kullanılan birincil hava nozulu ile ilgili oldukça sınırlı ve spesifik çalışmalar vardır. Bu çalışmada, 160 MWe gücündeki ÇTS DAY kazanında kullanılan çan tipi birincil hava nozulu modellenerek tasarım geliştirildi ve optimize edildi. Sayısal modelleme çalışmasında ANSYS Fluent® ticari yazılımı kullanıldı. Model, aynı çalışma koşulları altında DAY kazanında fiziksel ölçülen veriler karşılaştırılarak doğrulandı. Nozulda basınç kaybının Bir ünitede iç enerji tüketimine

etkisi hesaplanarak incelendi. Basınç kaybını azaltmak için, çan tipi birincil hava nozulu geometrisi, modeldeki iç kafada (orijinal 16 delik yerine) 8 yuva açılarak yeniden tasarlandı. Ayrıca, yeni tasarlanan nozul modelinde orifis sayısı ve çap değişiminin toplam basınç kaybına ve orifis çıkış hızına etkisi incelendi. Yeni tasarlanan nozul modelini optimize etmek için, büyük ölçekli CFB kazanları için gereken minimum basınç kaybı ve nozul maksimum çıkış hızı iki önemli kısıt olarak kullanıldı. Ayrıca, nozul çıkışında orifis sayılarına bağlı orifis çapı ve orifis açılarında hıza bağlı akış uniformitesi HAD analizler sonucu elde edilen kontur figürleri incelendi. Bu çalışma sonunda, orifis sayısına bağlı optimum orifis çapı ve eğim açısında yeni çan tipi nozul tasarımı sunuldu.

1.2. Tezin Amacı

Enerji verimli mühendislik sistemlerinin tasarımı, ekonomik ve çevresel sonuçlar dikkate alındığında, sürdürülebilir işletim için çok önemlidir. Dünya elektrik üretimine büyük katkı sağlayan DAY kazanların sayıları ve kapasiteleri artmaya devam etmektedir. DAY kazanın kararlı bir şekilde çalışmasında plaka-nozul tasarım geometrisi kritik olup plak-nozul sisteminde gereğinden fazla gerçekleşen basınç kayıpları, DAY ünitesinde iç enerji tüketimini artırarak geleneksel pulverize yakma sistemine karşı üstünlüklerini ortadan kaldırabilmektedir.

Bu çalışmada, yeni plaka-nozul tasarımında 2 temel parametre esas alınmış olup nozul kaynaklı basınç kaybı ve nozul çıkış gaz hızıdır. DAY kazanın çalışma prensibi gereği kritik olan bu iki parametre sistem genelinde iç enerji tüketimini ve akışkanlaşmayı doğrudan etkilemektedir. Aynı zamanda, bu iki tasarım parametresi birbirleri ile ters orantılı olup yeni nozul tasarımı bu iki parametreye göre optimize edilmiştir. Optimizasyon çalışması kapsamında, (Basu, 2015)'de büyük ölçekli DAY kazanlar için nozulda gerekli minimum basınç kaybı, 3,6 kPa ve maksimum nozul çıkış hızı, 90 m/s değerleri verilmiş olup bu çalışmada sınır değer olarak alınmaktadır. Yeni nozul tasarımı kapsamında, nozulda orifis sayısına bağlı orifis çap değişimlerinin etkisi HAD analizleriyle incelenmiştir. Ayrıca nozulda orifis eğim açısının orifis kanalında ve çıkış kesit alanında basınç kaybına ve hız dağılımına etkisi incelenerek yeni nozul tasarımı için optimum eğim açısı önerilmiştir. Bu çalışmanın amacı, büyük ölçekli DAY kazanlar için enerji verimli ve işletmede sürdürülebilirliği sağlayacak yeni çan tipi nozul tasarlamaktır.

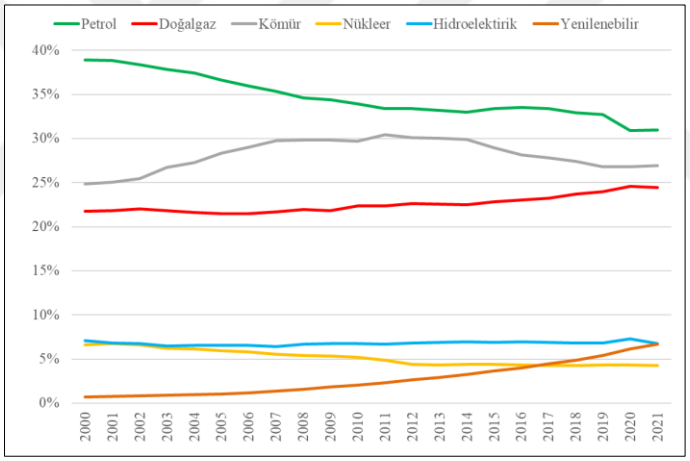
1.3. Tez Planı

Tez kapsamında öncelikle genel bir giriş yaparak ardından tezin temel motivasyon ve amacından bahsedilmiştir. 2. Bölümde literatür araştırması kapsamında, kömürün Dünya'da ve Türkiye'de birincil enerji arzında yeri ve ülkemizdeki düşük kalorili linyit rezervlerinden ve bu rezervlerin enerji üretimine kazandırılması açısından akışkan yatak teknolojisine önemine değinilmiştir. Daha sonra akışkan yatak hidrodinamiği ve büyük ölçekli dolaşımlı akışkan yataklı kazan teknolojisinden ve plaka-nozul sistemlerine değinilmiştir. Bu bölümde, en son plaka-nozul sistemi ile ilgili literatürde kabul görmüş nitelikli akademik çalışmalardan bahsedilmektedir. 3. Bölümde, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, sayısal akış analizinin temellerinden bahsedilmektedir. 4.Bölümde, genel çerçevede plaka-nozul tasarımında izlenilen yöntem adım adım aktarılmaktadır. Bu kapsamda, ÇAN Termik Santralin karakteristik özellikleri ve yapılan saha ölçümleri, sayısal modelleme çerçevesinde akış hacminin oluşturulması, mesh bağımsızlık çalışması, sınır koşulların tanımlanması, türbülans modelin seçimi, çözüm yöntemi ve sayısal model doğrulama çalışmalarından bahsedilmiştir. 5. Bölümde, mevcut çan tipi nozulda meydana gelen basınç kaybı hesabı analitik yaklaşımla anlatılmıştır. Daha sonra, nozul kaynaklı basınç kaybının ÇAN Termik santralin 1.Ünitesinde iç enerji tüketimine etkisi incelenmiştir. Daha sonra, yeni nozul tasarımı, yeni nozul tasarımında orifis sayısı, orifis çapı ve orifis eğim açısı değişiminin basınç kaybına, hıza ve hız uniform indeksine etkisi sayısal analiz sonuçlarından elde edilen kontur görünümleri grafiklerle açıklanmıştır. Son bölümde yeni tasarlanan ve optimize edilen nozulun tasarım aşamaları özetlenerek ÇAN Termik Santrali DAY kazanı birincil hava dağıtıcı plaka-nozul sisteminde kullanılması durumunda sağlayacağı katkılar aktarılmaktadır.

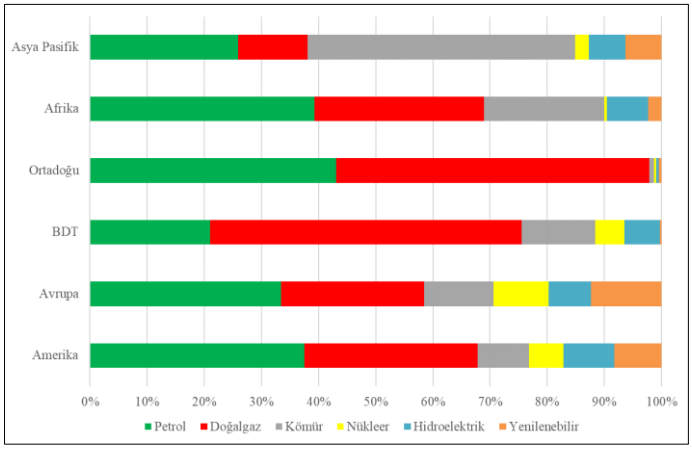
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Dünya'da Birincil Enerji Kaynakları

Dünya'da birincil enerji tüketiminde kömür son 5 yılda düşüş eğiliminde olsa da petrolden sonra 2. sırada yerini almıştır (Şekil 2.1.) Bölgesel bazlı, 2021 yılı birincil enerji kaynaklara göre, Şekil 2.2'den de görüleceği üzere Avrupa kıtasında petrol, doğalgaz ve kömür tüketimlerinin daha dengeli dağıldığı görülmektedir. Yenilenebilir enerji kaynaklarına olan teşvik ve yatırımların bu durama etkisi olsa da kömür halen sürdürülebilir enerji kaynaklardan biri olmaya devam etmektedir (Engin, 2019) . (BP, 2022a), (IEA, 2022) tarafından yayınlanan raporlarda mevcut kömür rezervleri potansiyeline bakıldığında en az 20-25 yıl daha kömürün ana enerji kaynaklarında biri olarak sürdürmeyi devam ettireceği öngörülmektedir.



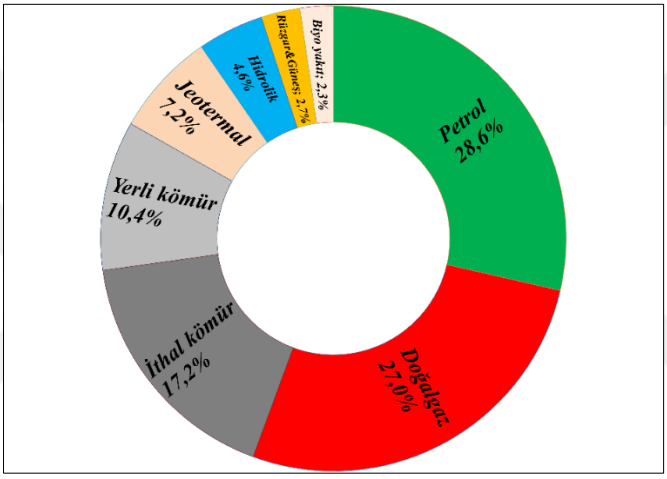
Şekil 2.1. Dünya'da birincil enerji tüketiminin kaynaklara göre yıllık değişimi



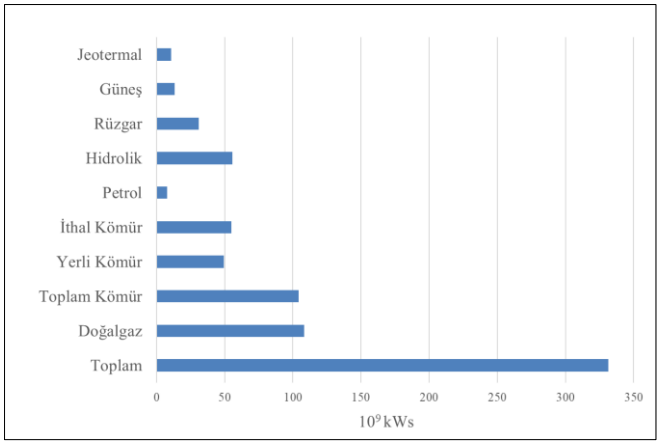
Şekil 2.2. Dünyada birincil enerji tüketimindeki bölgesel dağılımı, 2021

2.2. Türkiye'de Birincil Enerji Kaynakları

Türkiye'de 2020 yılı birincil enerji tüketiminde kömürün payı %27,6 olup yerli kömürün payı %10,4'tür (Şekil 2.3). Türkiye enerji tüketiminin %70,1'ni ithal kaynaklardan karşılamakta olup enerji açısından dışa bağımlı bir ülkedir. 2021 yılı sonu ile Şekil 2.4 incelendiğinde ülkemizin toplam elektrik üretimindeki payı %31,4 olan kömüre dayalı elektrik üretiminden karşılamıştır. Yerli kömüre dayalı elektrik üretiminin toplam elektrik üretimi içindeki payı ise %14,9 seviyesinde gerçekleşmiştir (EÜAŞ, 2021; TKİ, 2021; BP, 2022b).



Şekil 2.3. Türkiye birincil enerji tüketiminin kaynaklara dağılımı, 2020



Şekil 2.4. Türkiye toplam elektrik enerjisi üretiminin kaynak bazında dağılımı, 2021

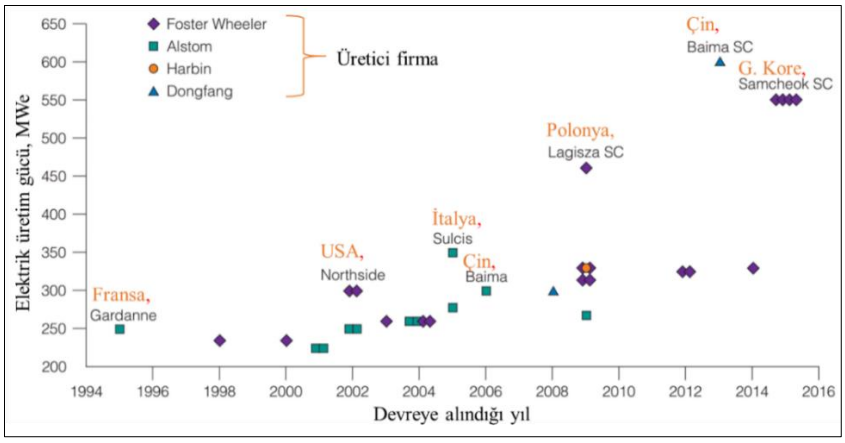
Türkiye dünya ölçeğinde orta düzeyde linyit rezervlerine sahip olup kömür yataklarının %92,7'si de linyitten oluşmaktadır. Bununla beraber, ülkemizin linyit kaynakların ısıl değerleri oldukça düşük olup %90'nın 3000 kcal/kg'ın altındadır (TKİ, 2021). Linyitlerin

enerji üretimine kazandırılması açısından en uygun yakma sistemlerinden biri akışkan yatak teknolojisidir.

2.3. Akışkan Yatak Teknolojisi

Akışkan yataklı kazanlar sıcak su, buhar ve elektrik üretim gibi birçok farklı amaçlı sektörde kullanılmaktadırlar. Akışkan yatak teknolojisiyle ilgili çalışmalara ilk olarak 1930'lu yıllarda başlanmış ve bu teknolojiler 1970'lere kadar kâğıt ve alüminyum endüstrisinde yaygın olarak kullanılmıştır. 1960'ların başlarında termik santrallerden kaynaklanan çevreye zararlı emisyonların azaltılmasının gerekliliği ve akışkan yatak teknolojisinin bu emisyonları azaltacağı düşüncesi, kömür yakan akışkan yataklı kazan geliştirme çalışmalarını başlatmıştır (Basu ve Nag, 1996).

Bu çalışmalar sonucunda, 1970'li yıllarda büyük boyutlu kabarcıklı akışkan yataklı kazan (KAY) teknolojisi geliştirilmiş, daha sonra 1980'lerde uygulamalar dolaşımlı (sirkülasyonlu) akışkan yataklı kazanlara (DAY) yönelmiş ve o tarihlerden bugüne kadar da sayıları hızla artan başarılı santral uygulamaları gerçekleştirilmiştir. Günümüzde 600'den fazla akışkan yataklı santral vardır. Bunların yaklaşık üçte ikisinin kazanı, dolaşımlı atmosferik akışkan yataklı kazandır (Leuschke, 2017). DAY kazan teknolojisi, Şekil 2.5'den görüleceği üzere 1994-2016 yılları arasında kurulu güç kapasiteleri artarak tek ünitede 600 MWe'a kadar çıkmış olup kullanımı yaygınlaşmaktadır (Zhu, 2012).



Şekil 2.5. DAY kazanların kapasite gelişimi

Son yıllarda artan bir ivme ile gelişen akışkan yatak teknolojisinde, 10 mm partikül boyutuna kadar olan kömürler yakılabilmekte olup yakıt hazırlama konusunda büyük

avantaj sağlamaktadır. Akışkan yataklı kazan; 850-950 °C sıcaklıkta yanmanın gerçekleştiği, kül, kireç, kum gibi inert maddelerin bir hava yatağı üzerinde akışkanlaştırıldığı sistemdir. Yakıt-hava karışımı yakıt taneciği etrafındaki yakma havası sınır tabakasında oluşur. Bu yatağın sabit yataktan farkı, yoğun türbülans ile hava sınır tabakasının sürekli yırtılması, böylece yakıt-hava karışımındaki ısı ve kütle aktarımının hızlandırılmasıdır (Huang, Deng ve Che, 2020).

Akışkan yataklarda; yatak malzemesi ile birlikte yakıtın oluşturduğu katı fazın, yataktaki hızının akışkanlaşma hızının üzerine çıkması ile birlikte yatakta akışkan özellikleri gözlemlenmektedir. Bu durum yatakta iyi bir karışım, yüksek ısı transferi ve homojen bir sıcaklık dağılımı sağlamaktadır. Sıcaklık dağılımı daha homojen olduğundan belli şartlar altında kömürün cüruflaşması gerçekleşmez. Dolayısıyla kül, nem ve kükürt oranı yüksek olan düşük kaliteli kömürlerin gazlaştırılmasında akışkan yatak reaktörler kullanılmaktadır (Arjunwadkar, Basu ve Acharya, 2016).

DAY teknolojisinin, kabarcıklı akışkan yatağa göre pek çok avantajı bulunmaktadır. Bunlar;

- Yüksek kapasiteli tasarlanabilmesi,
- Türbülanslı gaz-partikül karışımı ve yüksek dolaşım hızından dolayı kükürt giderim veriminin ve yanma veriminin daha yüksek olması,
- Yüksek akışkanlaşma hızlarından dolayı küçük yatak yüzey alanına sahip olması,
- Türbülanslı karışımından dolayı yakıt besleme noktası sayısının az olması,
- Taşınımlı ile ısı transfer katsayılarının daha yüksek olması.

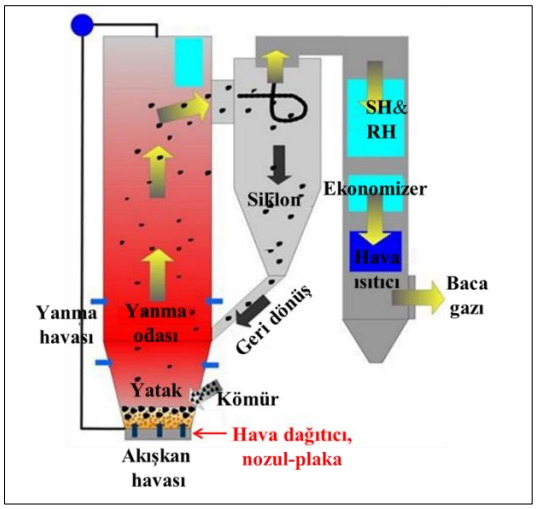
Dolaşımlı akışkan yatağın bazı dezavantajları;

- Yüksekliğinin fazla olması,
- Basınç kayıplarının yüksek olmasından dolayı yüksek enerji sarfiyatı,
- Katı geri dönüşümü için yüksek siklon verimine ihtiyaç duyulması,
- Yüksek gaz hızlarından kaynaklı aşınma olması.

Akışkan yataklı yakma sistemlerinde, yakılan kömürün 95-99 katını oluşturan yüksek sıcaklıktaki türbülanslı yatak kütlesi; kömürün gazlaşması ve tutuşması için çok yoğun bir ısı deposu, SO_2'nin tutulması için bir adsorbent deposu işlevini görür. Yatak sıcaklığın 850-950 °C 'da tutulmasının başlıca nedeni bu sıcaklıklarda ısıl NO_x oluşumunun düşük,

SO_2 tutma veriminin yüksek olmasıdır. Bu yapısal özelikleri nedeni ile akışkan yatak, düşük kaliteli kömürlerin verimli ve temiz bir şekilde yakılması için uygundur. Akışkan yatak, geniş ve çeşitli yakıt aralığında ve yük bölgesinde ilave SO_2 ve NO_x arıtma sistemlerine gerek duyulmaksızın, verimli ve temiz yanma için gerekli yanma koşullarını yapısal olarak bünyesinde taşıyan bir yakma sistemidir (Basu ve Nag, 1996). Yüksek kükürt içerikli kömürlerde akışkan yataklı kazan çıkışlarında ilave bir kükürt dioksit giderme sistemine ihtiyaç duyulabilir ancak bu sistem pulverize vb. tipteki kazanlarla karşılaştırıldığında çok daha düşük kapasiteli olacaktır.

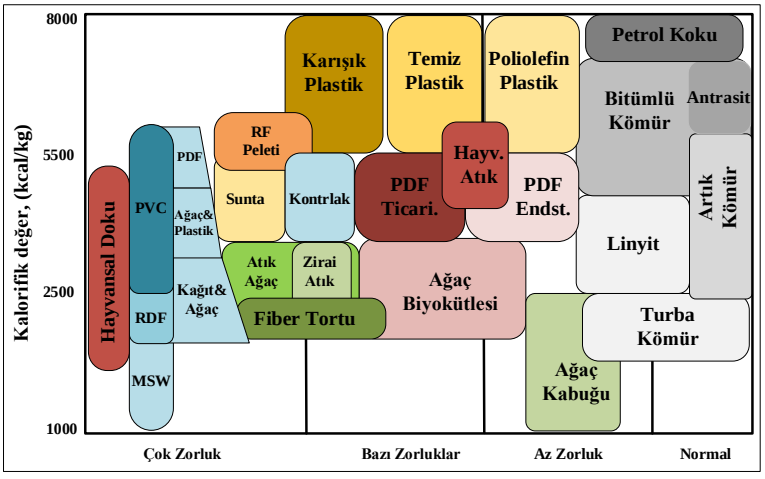
Elektrik üretiminde çoğunlukla kullanılan dolaşımlı akışkan yataklı kazanlarda, kömür hazırlama sisteminde tane iriliği 0-10 mm civarına düşürülen kömürler, besleme sistemi yardımıyla kazana alt kısımdan direkt olarak veya geri dönüş ayağı (loop-seal) çıkışından beslenmektedir. Yine aynı şekilde yatak malzemesi olarak gerekirse yatak kumu ve kireçtaşı da buradan beslenmektedir. Yanma havası genel olarak, birincil ve ikincil hava sisteminden oluşmakta olup, birincil hava nozul tabanından, ikincil hava ise nozul tabanının üst tarafındaki hava kanalından geçen havadır. Yanmanın gerçekleştiği yanma odasında kazanın alt kısmındaki dağıtıcı plaka-nozul sistemi ile beslenen birincil hava ile yatak içerisinde akışkanlaşma sağlanmaktadır. Birincil hava toplam yanma havasının yaklaşık %50-65'ini oluştururken, geriye kalan hava ikincil yanma havası olarak üst kısımdan kazana verilmektedir (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. Dolaşımlı akışkan yataklı yakma sisteminin akış şeması

DAY kazanında yaklaşık %3-5 yanabilir madde, geri kalanı inert madde; kül, kum ve kireçtaşından oluşur. Nozul tabanı yatak malzemesinin homojen olarak akışkanlaşmasını, birincil hava yatak malzemesinin yanma odasından yukarı doğru akışını sağlar. Kömür parçacıkları kazanda yanarken gittikçe küçülürler ve gazla birlikte kazanı terk ederler. Yanma odasından gazla taşınan uçucu kül, yanmamış kömür, kireçtaşı vb. tanecikler ise siklonlarda tutulup kazana geri beslenir. Geri dönen bu tanecikler öncelikle geri dönüş ayağına gelmekte ve buraya beslenen havanın yardımıyla tekrar kazana gönderilmektedir. Yakıt taneciklerinin tam yanma sağlanana kadar 10 ila 50 kez dönebileceği bir tür termal döngü oluşturur. Bu geri besleme, taneciklerin kazanda kalış sürelerinin ve dolayısıyla yanma ve desülfürizasyon verimlerinin artmasını sağlar (Zhu, 2013). Daha küçük partiküller ise siklondan ikincil geçiş bölgesine taşınmakta, burada kızdırıcılardan geçerek ekonomizerde ve hava ısıtıcısında ısısını iletmektedir. Kazan içerisinde kütle dengesini tutabilmek için kazan altından da belli periyotlarda kül çekilmesi gerekmektedir. Buradan çekilen kül, kül soğutma sisteminden geçirilerek külün 850 °C sıcaklıktaki ısısından faydalanılır.

Yüksek akışkanlaşma hızı ve sirkülasyon nedeniyle dolaşımlı akışkan yataklı kazanlarda belirgin bir yatak yüzeyi yoktur. Taneciklerin sistemde ortalama kalma süreleri yanma sürelerine kıyasla daha uzun ve yaklaşık 7-10 saniye civarındadır. Taneciklerin yatakta kalma sürelerinin uzun olması ve mükemmel gaz-katı karışımının olması, her türlü katı yakıtı yakabilmesine olanak sağlar. Akışkan yataklı yakma sisteminin farklı yakıt çeşitlerinde uygulanabilirliği Şekil 2.7'de görülebilmektedir.



Şekil 2.7. Akışkan yataklı yakma sisteminin farklı yakıt çeşitlerine uygulanabilirliği

DAY kazanlarının net termal verimlilikleri, akışkanlaştırma havası için fanlar tarafından kullanılan yüksek yardımcı güç tüketimi nedeniyle genellikle daha az rekabetçidir; bu, pulverize kömür yakıtlı kazanlar için gerekli olan kömür öğütücüler ve desülfürizasyon ünitesi tarafından çekilen güçten daha büyük olabilir. Tesis ölçeğinde DAY kazan tesis tarafından tüketilen güç, kazan tasarımına ve yakıt tipine bağlı olarak üretilen toplam çıktının genellikle %8-10'u aralığındayken, desülfürizasyon pulverize yakma tesislerinde güç tüketimi %6 civarındadır. Günümüzde, kritik altı DAY kazanlı tesislerde %40-41 verim, kritik üstü tesislerde % 43 civarında verime ulaşılmıştır (Lyu *vd.,* 2019). Buradaki verim artışları, kazan besleme suyu debisini azaltarak pompalardaki güç tüketiminin azalması veya yatak malzeme miktarını düşürerek basınç kaybını azaltmak veya akışkanlaşma hava debisini azaltarak veya primer hava nozulların iyileştirilmesiyle fanlarda güç tüketimin azaltılması iledir. Primer hava fanlardaki güç tüketimin azaltılması yönündeki araştırmalar halen devam etmektedir.

Düşük kalorili kömür yakma teknolojilerinin değerlendirilmesi olarak süper kritik 550 MWe kapasiteli DAY ve pulverize kömür santrallarının kurulum ve üretim maliyet yönünden karşılaştırma çalışması yapılmış olup elde edilen sonuçlar Tablo 2.1'de verilmiştir (NETL, 2010). Buna göre, kömür kalorifik değeri azaldıkça maliyetlerin her iki yakma teknolojisinde de arttığı görülmektedir. Baca gazı kükürt arıtma sistemi, kurulum ve işletme maliyeti bakımından pulverize yakma sistemine ilave yük getirdiği anlaşılmaktadır. Elektrik üretim maliyeti pulverize teknolojisine kıyasla DAY teknolojisinde yüksek olsa da süper kritik kazan teknolojisinde kritik altı teknolojiye kıyasla daha düşüktür (Koornneef, Junginger ve Faaij, 2007)

Tablo 2.1. DAY ve geleneksel yakma teknolojilerinin maliyet yönünden karşılaştırılması

Maliyet Türü	**Birim**	**DAY Teknolojisi**		**Pulverize Yakma Teknolojisi**	
		Subbitüm	**Linyit**	**Subbitüm**	**Linyit**
Kazan	$/kW	678	733	507	594
FGD	$/kW	0	0	247	261
Toplam yalın inşa maliyeti	$/kW	1480	1563	1530	1663
Toplam santral maliyeti	$/kW	1932	2042	1879	2041
Değişen işletme ve bakım maliyeti	$/MWh	5,3	6,1	5,1	6,1
Sabit işletme ve bakım maliyeti	$/MWh	9,1	9,5	9	9,7
Seviyelendirilmiş elektrik üretim maliyeti	$/MWh	78	81,9	73,3	78,8

2.4. Akışkan Yataklarda Hidrodinamik

Akışkanlaştırma, sabit katı parçacıkları akışkan benzeri bir duruma taşımak veya başka bir ifade ile akışkanlaştırmak için akışkan ile katı parçacıkları çekme işlemidir. Akışkanlaştırmanın hidrodinamiği esas olarak akış rejimlerine göre sınıflandırılır. Akışkan yatağın hidrodinamiğini etkileyen parçacık tipi ve akış parametreleri tarafından farklı akış rejimleri belirlenir. Bu parametreler ve akışkan yatağın akış rejimleri aşağıdaki bölümlerde açıklanmaktadır.

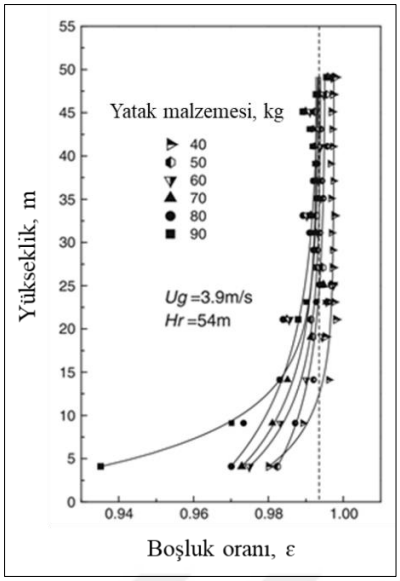
2.4.1.Akışkanlaşma Parametreleri

Bu bölümde, akışkan yatak hidrodinamiğinde kullanılan temel akışkanlaşma parametreleri (Oka, 1986; Yang, 2003; Laura *vd.*, 2013; Basu, 2015)'da tanımlanmakta olup kritik olanları aşağıda kısaca anlatılmaktadır.

Küresellik (Φ_s), Küresellik, parçacık şeklinin bir küreye ne kadar yakın olduğunu ölçmek için tanımlanır; bu, aynı parçacık hacmindeki küresel bir parçacığın yüzey alanının gerçek parçacık yüzey alanına oranıdır. Küresellik, 0-1 aralığındadır. Mükemmel küreler için Φ_s =1 olarak tanımlanmıştır. Kum benzeri parçacıkların küreselliği genellikle 0.5-0.9 aralığında değişkenlik göstermektedir. Farklı parçacıkların küreselliği için bazı korelasyonlar literatürde mevcuttur. Örneğin, kırılmış kömürün küreselliği yaklaşık 0,65 iken, pulverize kömürün küreselliği yaklaşık 0,73'tür.

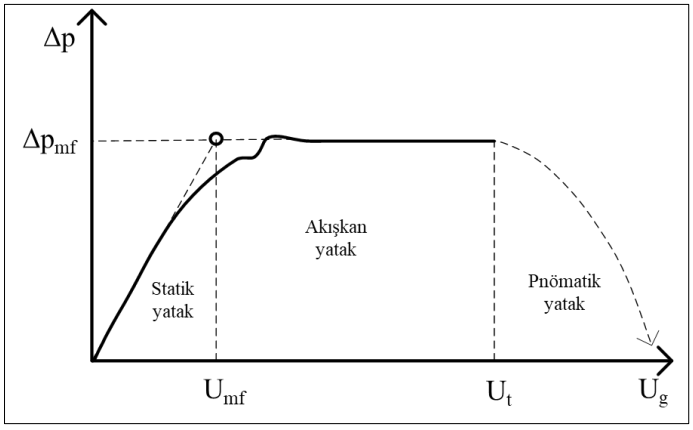
Boşluk oranı (ε_f), bir hacimde partiküllerin şekline ve yer çekimi kuvvetinden dolayı bir arada durma özelliğine bağlı, parçacıklar arasında kalan belirli hacmin toplam hacime oranına denir. Kabarcık oluşumunu ayırt etmek ve akış rejimlerini belirlemek için genellikle boşluk oranı kullanılır. Statik yatak parçacıkların sabit kaldığı bir durumdur. Statik yataktaki boşluk oranı parçacıkların küreselliğine bağlıdır.

Dolaşımlı akışkan yataklı kazan boyunca boşluk oranı, farklılık gösterir ve genellikle yukarı doğru artarak 1'e yaklaşır. Örneğin, 54 m uzunluğunda 600 MWe süper-kritik DAY kazanın 0,24 m çap kesit alanında ölçülen ortalama boşluk oranı değişiminin eksenel profili Şekil 2.8'de verilmektedir. Buna göre, yatak alt bölgede, ikincil hava besleme noktasının altındaki seviyede, yoğun, üstündeki seviyede ise göreceli olarak daha seyrek olduğu görülmektedir.



Şekil 2.8. DAY'da yüksekliğe bağlı boşluk oranı değişimi

Boş kolon hızı (superficial velocity) (Us), akış rejimlerini etkileyen ana parametrelerden biri olup katı parçacıkları akışkanlaştırmak için yatağa verilen havanın hızıdır. Minimum akışkanlaşma hızı (U_{mf}) olarak adlandırılan akışkanlaşmayı elde etmek için bu değerin belirli bir seviyeye ulaşması gerekir. Asgari akışkanlaştırma koşulu, yukarı doğru akan gazın parçacıklar üzerindeki sürükleme kuvveti, parçacıkların ağırlığını karşılayabildiğinde elde edilir. Sürükleme kuvveti genellikle basınç düşüşü ölçümlerinden geliştirilen ampirik korelasyonlarla belirlenir. Diğer bir deyişle, gaz hızı çok küçük bir değerden artırılmaya başlandığında, U_{mf} sabit yatak akışkanlaşmaya başladığındaki gaz hızıdır. U_{mf} hızına ulaşıncaya kadar basınç düşüşü artırılır ve yatak akışkan hale geldiğinde sabit hale gelir. Terminal hıza (U_t) ulaştıktan sonra basınç düşüşü azalmaya başlar (Şekil 2.9).



Şekil 2.9. Gaz hızı değişimine bağlı yatak rejimi ve basınç kaybı değişimi

Minimum akışkanlaştırma hızı, minimum akışkanlaştırma Reynolds sayısı cinsinden yazılabilir (Mirek, Sekret ve Nowak, tarih yok).

$$U_{mf} = \left(\frac{\mu Re_{mf}}{d_p \rho_g}\right) \tag{2.1}$$

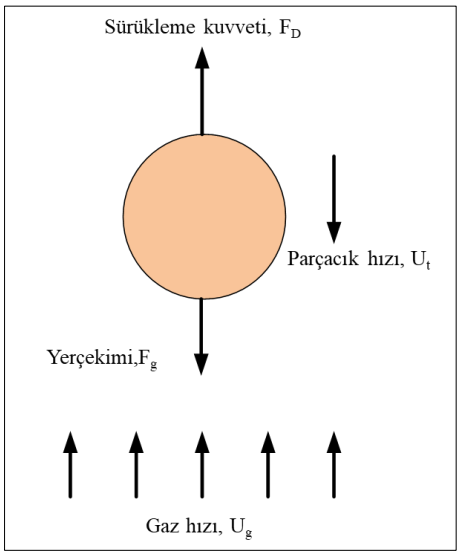
Minimum akışkanlaştırma Reynolds Sayısı, normalde Archimet sayısına, küreselliğe ve minimum akışkanlaştırma boşluğuna bağlıdır. Bununla birlikte, küresellik ve minimum akışkanlaştırma boşluğu için deneysel veriler mevcut olmadığında, Eşitlik (2.2) ve (2.3) korelasyonlar ile yaklaşık değer bulunabilir.

$$Re_{mf} = \sqrt{33{,}7^2 + 0{,}0408Ar} - 33{,}7 \tag{2.2}$$

Ar, olarak tanımlanan Arşimet sayısıdır;

$$Ar = \left(\frac{d_p^3 \, \rho_g (\rho_s - \rho_g) g}{\mu^2}\right) \tag{2.3}$$

Partiküllerin terminal hızı (U_t), parçacıkların serbest düşüşteki hızı olup özellikle dolaşımlı akışkan yataklar için önemli bir parametredir. Parçacıklar üzerindeki birincil kuvvetler olan yerçekimi ve sürükleme kuvveti göz önüne alındığında, terminal hız, bu iki kuvvet eşit olduğundaki parçacık hızıdır. Bu olgunun şematik gösterimi Şekil 2.10'da verilmektedir.



Şekil 2.10. Bir parçacığa terminal hızda uygulanan kuvvetlerin şematik gösterimi

Parçacıkları dolaşımlı akışkan yataklı yükselticide yukarı doğru taşımak ve hareket ettirmek için gaz hızı bu parametreden daha büyük olmalıdır.

Terminal hız Eşitlik (2.4) ile hesaplanır. Burada, C_d deneysel olarak belirlenen sürükleme katsayısıdır. Yaklaşık olarak terminal hızı elde etmek için boyutsuz çap (d_p^*) ve boyutsuz hız (u^*) bu korelasyonların grafiksel gösteriminden elde edilir.

$$u_t = \left(\frac{4d_p(\rho_s - \rho_g)g}{3\rho_g C_D}\right)^{1/2} \tag{2.4}$$

$$d_p^* = d_p \left(\frac{\rho_g(\rho_s - \rho_g)g}{\mu_g^2}\right)^{1/3} \tag{2.5}$$

$$u^* = u \left(\frac{\rho_g^2}{\mu_g(\rho_s - \rho_g)g}\right)^{1/3} \tag{2.6}$$

Eşitlik (2.5) ve (2.6)'da boyutsuz tanımlar verilmiş olup boyutsuz terminal hız Eşitlik (2.7)'den hesaplanabilir.

$$u_t^* = \left(\frac{18}{{d_p^*}^2} + \frac{2{,}335 - 1{,}744\Phi_s}{{d_p^*}^{0{,}5}}\right)^{-1}, 0{,}5 < \Phi_s < 1 \tag{2.7}$$

Boyutsuz terminal hız hesaplandıktan sonra U_t, Eşitlik (2.4)'den elde edilir.

2.4.2.Parçacıkların Sınıflandırılması

(GELDART, 1985) katı parçacıkları akışkanlaşma karakteristiğine göre sınıflandırmıştır. Parçacıkları akışkanlaşmasını tanımlamak için Geldart sınıflandırması yaygın olarak kullanılmaktadır.

Geldart grup A'daki parçacıklar (40-100μm) düşük yoğunlukta (<~1,4 g/cm3) olup küçük parçacıklara sahiptir ve kolayca akışkanlaşırlar. Zeolit ve silikon karbür bu gruba örnektir. Yığılma (agglomeration) akışkanlaşma sırasında meydana gelebilir.

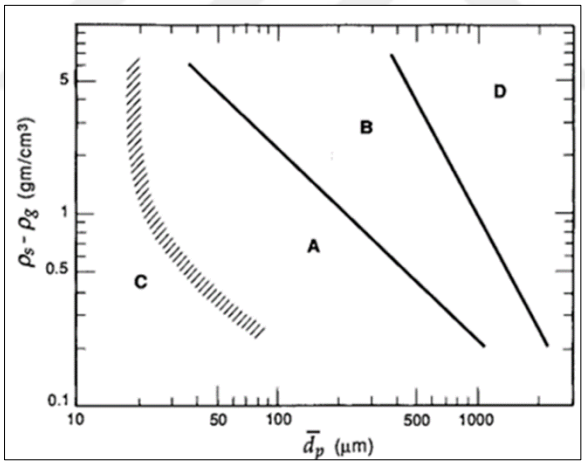
Geldart grup B'deki parçacıkların çoğu 40-500μm boyutlarında ve 1.4-4 g/cm3 yoğunluklarındadır. İyi akışkanlaşırlar ve kabarcık oluşum rejiminde büyük kabarcıklar

meydana gelir. Genellikle minimum akışkanlaşma hızı ve minimum kabarcık oluşma hızı birbirine yakındır. Bu tür parçacıkların akışkanlaşma davranışları ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile kapsamlı bir şekilde incelenmektedir. Kum benzeri parçacıklar, cam boncuklar ve bazı biokütle parçacıkları bu gruba örnek gösterilebilir.

Geldart C grubu parçacıklar çok küçük boyutlara sahiptir (>30μm, ρ_p=2500 kg/m3). Çok ince toz şeklindedir. Yapışkan davranışı akışkanlaştırma da zorluğa neden olur. Un ve nişasta C grubuna örnektir.

Geldart D grubu parçacıkları büyük boyuta (>500μm) ve yüksek yoğunluğa sahiptir. Yatak derinse akışkanlaşma zordur. Kahve çekirdekleri kavurma ve gazlaştırma kömürleri D Grubunda sınıflandırılır.

Geldart, parçacıkların sınıflandırıldığı, ortalama partikül çapı ($\overline{d_p}$) değişimine göre katı ile havanın bağıl yoğunluk ilişkisini gösteren bir şeması hazırlamıştır (Şekil 2.11) (Sauriol, Cui ve Chaouki, 2013).



Şekil 2.11. Ortalama tanecik çapı değişimine bağlı katı ile havanın bağıl yoğunluk ilişkisi

2.4.3.Akışkanlaşma Rejimleri

Bu bölümde, yoğun akışkanlaşmadan seyreltik akışkanlaşmaya devam eden farklı akışkanlaştırma rejimleri sınıflandırılmış ve kısaca açıklanmıştır.

Sabit yatak rejimi, parçacıkların sabit durduğu rejimdir. Boş kolon hızı minin akışkanlaşma hızından düşüktür. Parçacıklar hareketsizdir ve görünür bir akışkanlaşma meydana gelmez.

Parçacık rejiminde (smooth rejim), boş kolon gaz hızı, minimum akışkanlaşma ile minimum kabarcık oluşum hızı arasındadır. Yatak düzgün bir şekilde genişler ve küçük çapta homojen parçacıkların hareketleri gözlemlenir.

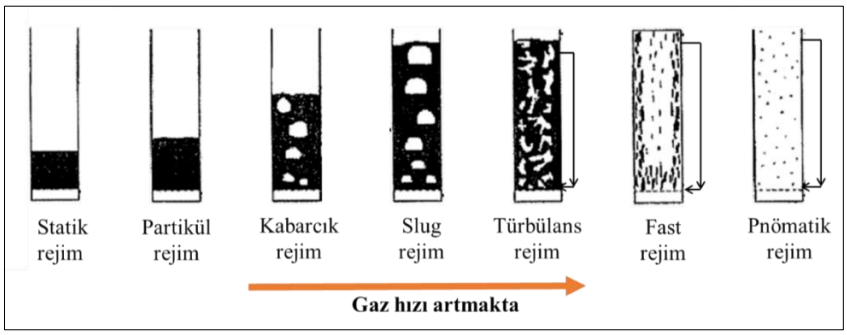
Kabarcık rejimi, gaz kabarcıkları meydana gelir. Boş kolon hızı minimum kabarcık oluşum hızından büyüktür. Gaz kabarcıkları yüzeyden yükselirken katı parçacıkları karışmasına neden olur.

Türbülans rejimi, boş kolon hızı kabarcık rejiminde olan hızdan daha yüksektir. Kabarcıklar dar bir kolon oluşturur uzun süre belirmez. Yatak boşluğu büyüktür ve parçacık kümeleri oluşur.

Hızlı (fast) rejim, katı parçacık oranı kabarcıklı veya türbülanslı yataklara göre çok daha düşük (0,01-0,1), ancak pnömatik taşımadan çok daha yüksektir. Boş kolon hızı, türbülanslı rejime göre daha yüksektir. Parçacık kümeleri ve şeritleri parçalanır ve hızla yeniden oluşur. Büyük katı parçacıklar tekrar dolaşıma katılarak karışma meydana gelir Yatak yüzeyi yoktur.

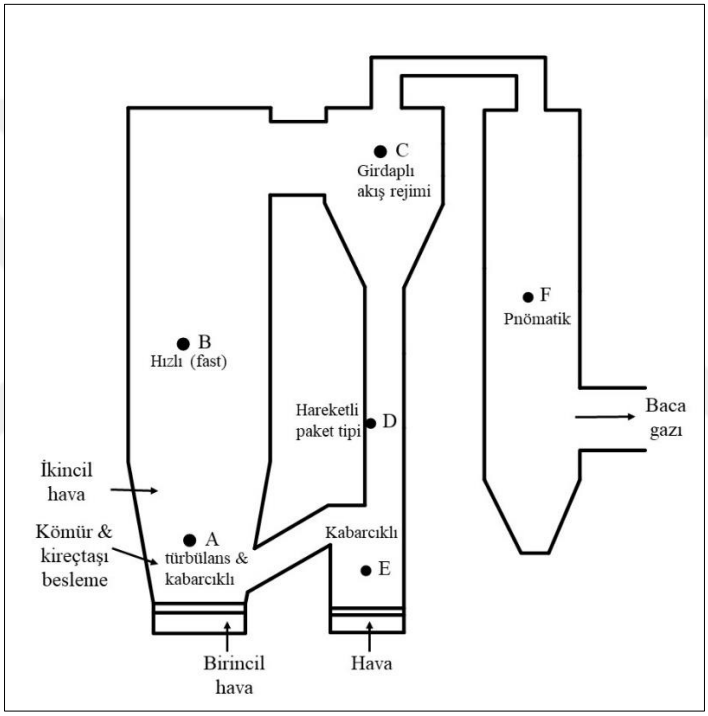
Pnömatik taşıma rejimi, seyreltik akışkanlaştırmanın bir üst sınırı olarak düşünülebilir. Yüzeysel gaz hızı çok yüksektir ve katı hacim oranı çok düşüktür (<~0,01). Tüm parçacıklar ayrı ayrı hareket eder ve her yerde süspansiyon yoğunluğu seyreltiktir. Yükseltici boyunca konsantrasyon değişir ve yatak yüzeyi yoktur.

Akışkan yataklarda meydana gelen hidrodinamik rejimlerin temsili görünümleri Şekil 2.12'de verilmektedir. Siyah alanlar katı parçacıkları temsil etmektedir. Gaz hızı arttıkça, seyreltinin statik rejimden pnömatik taşıma rejime arttığı görülmektedir.



Şekil 2.12. Akışkan yataklarda meydana gelen hidrodinamik rejimlerin temsili görünümleri

DAY kazanlarda, sıcak katı parçacıklar döngü boyunca yakıt yanma sonucu açığa çıkan ısıyı, ısı emilimi sağlayan yüzeylere taşır. Bu sırada, katı parçacıklar kazanın farklı bölümlerinde farklı hidrodinamik rejim davranışı gösterirler (Şekil 2.13). Yatak tabanında ikincil hava besleme seviyesine kadar olan bölgede türbülans ve kabarcıklı akış rejimi, ikincil hava besleme seviyesi üzeri ocak bölgesinde hızlı (fast) akış rejimi, siklonda girdaplı akış, geri dönüş ayağına geçişte hareketli paket tipi akış, geri dönüş ayağında kabarcıklı akış rejimi ve ikinci geçiş bölgesinde pnömatik akış rejimi gerçekleşir.

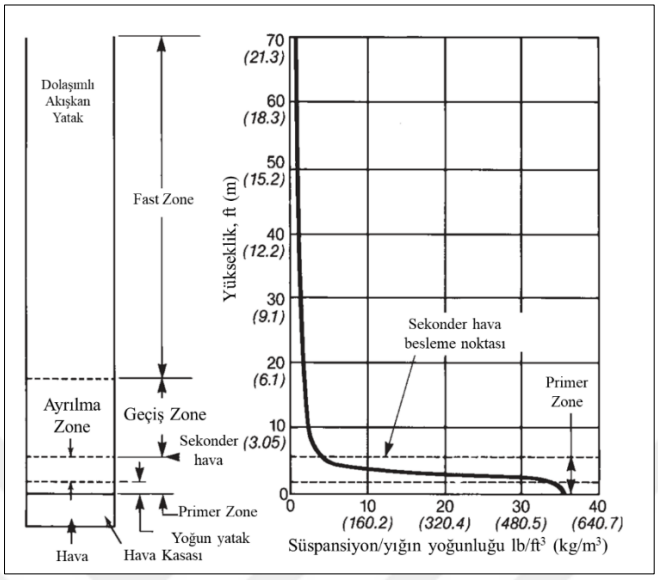


Şekil 2.13. DAY Kazanında katı parçacıkların hidrodinamik rejim davranışları

2.4.4.Süspansiyon Yoğunluğu

DAY kazan boyunca iki fazlı bir akış bulunmaktadır. Bu fazlar, hava ve yatak malzemesini oluşturan katı parçacıklardır. Ayrıca, hidrodinamik açıdan yine ocak bölgesi kendi içinde iki bölüme ayrılabilir. Bu bölümler yoğun türbülanslı karışımın olduğu yoğun bölge ve katı gaz karışımının kazan çıkışına doğru kümeler halinde ilerlediği seyrek bölgedir. Yoğun bölge ile seyrek bölgenin ayrım noktası genellikle ocak konik bölgesinin bitişi olmaktadır. Seyrek bölgede katı yoğunluğu (süspansiyon yoğunluğu) kazan boyunca exponansiyel hızda düşüş göstermektedir. Konik bölge üstünde bulunan seyrek bölgede temel olarak iki farklı yapılanma bulunmaktadır. Bu yapılar katı kümeleri

ve seyrek gaz katı karışımı olarak isimlendirilebilir (Şekil 2.14) (Kitto, Stultz ve Babcock & Wilcox Company., 2005)



Şekil 2.14. DAY Kazanında tipik süspansiyon yoğunluğu değişimi

2.4.5.Sıcaklık ve Isı Transferi

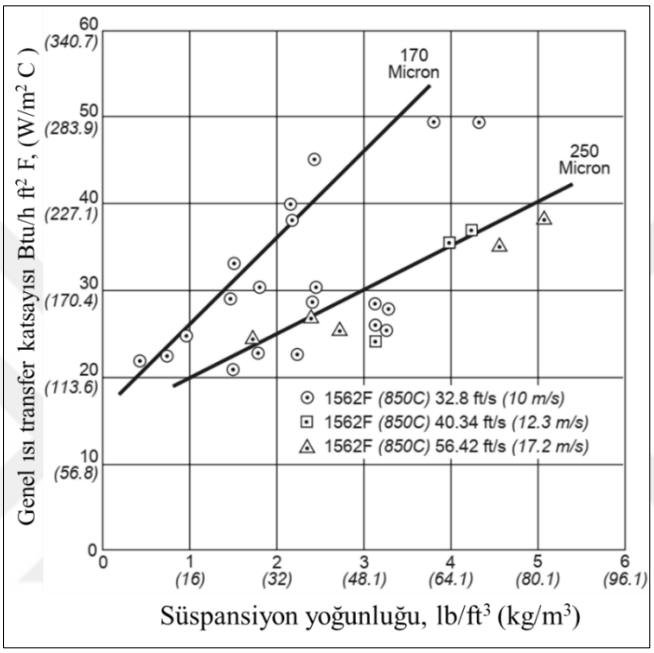
DAY kazanında ısı transferine etki eden parametreler;

- Akışkanlaşma hızı,
- Süspansiyon yoğunluğu,
- Yatak sıcaklığı,
- Parçacık boyutu,
- Dikey ısı transfer yüzeyi uzunluğudur.

Büyük miktarda katı yatak partikülleri tüm DAY kazan boyunca farklı süspansiyon yoğunluklarında dağılmıştır. Kazan yüksek bölgelerde süspansiyon yoğunluğu yatak tabanına göre oldukça düşük olmasına rağmen, katılar yine de herhangi bir belirli konumunda gaz/katı karışımının önemli bir kütlesini oluşturur. Örneğin, pulverizi kömür yakma sistemlerinde her bir 454 kg yanma gazı, 4,54 kg yakıt külünden daha az miktarda katı partikülü taşımaktadır. Ayrıca pulverize yakma sistemlerinde gazdan ocak duvarlarına olan ısı transferi ağırlıklı olarak ışınım yoluyla gerçekleşmektedir. DAY kazanında ise, her bir 454 kg gaz içerisinde 2268 kg'dan fazla katı partikülü fırından ayrılmaktadır. Sonuç olarak, akışkan yatak duvarlarına ısı geçişi, çok yüksek oranda

taşınımla az oranda ışınımla gerçekleşmektedir (Kitto, Stultz ve Babcock & Wilcox Company., 2005).

Ocak sıcaklığı öncelikli olarak basınçlı kısımlara olan ısı geçişi ile kontrol edilir. Çoğu ocakta ısı absorpsiyonu ateşlemen bölgesi üzerindeki seviye gerçekleşir. DAY kaznında ısı transfer oranını kontrol eden ana unsur lokal süspansiyon yoğunluğudur. Süspansiyon yoğunluğu attıkça ısı transfer oranı artar ve ocak çıkışı gaz sıcaklığı azalır (Şekil 2.15).



Şekil 2.15. Akışkan yatakta süspansiyon yoğunluğuna bağlı ısı transfer katsayısı

2.5. Plaka-Nozul Sistemi

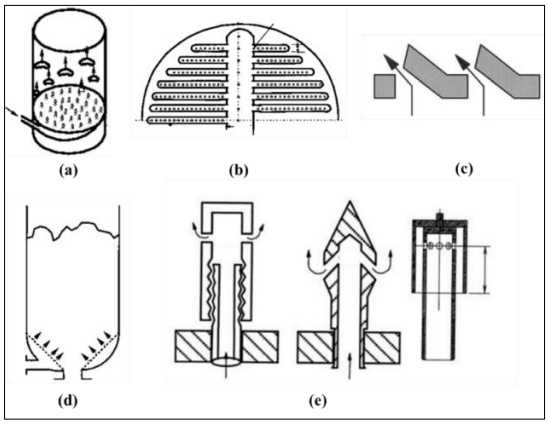
Dağıtıcı plaka olarak da adlandırılan hava dağıtıcı ızgara, yatak malzemesini tutar ve havayı yatak bölgesinde homojen bir şekilde dağıtarak akışkanlaşmayı sağlar. Havanın düzgün olmayan dağılımı, yanma veriminin düşmesi ve yığılma nedeniyle yatağın tamamen çökmesi gibi bir dizi soruna neden olabilir.

Akışkan yataklı kazanlarda en yaygın karşılaşılan problemlerden biri akışkanlaşmayı sağlayan nozullardır. Nozullar da meydana gelen aşınma, tıkanma ve ters akış nedeniyle yüksek bakım gereksinimleri çıkar. Nozulun tıkanması ayrıca genel ünite performansını da önemli ölçüde etkiler. Yüksek nozul tıkanıkları, sık temizlik, yüksek yatak sıcaklığı, aşırı kireçtaşı ve amonyak tüketimi ve/veya aşırı hava gereksinimimi ile sonuçlanabilir.

Akışkanlaşmayı sağlayan hava, dağıtım plaka direncini yenmeli ve büyük katı kütlesini yerçekimine karşı kaldırmalıdır. Böylece önemli miktarda enerji tüketerek akışkan yataklı kazanda fazladan güç tüketimine neden olur. Bu nedenle, akışkan yatakta güç tüketimi genellikle sabit ve taşıyıcılı yataktan daha yüksektir. Ekstra güç tüketimi, tesisin verimliliğini doğrudan azalttığı için bir elektrik santralinde önemli bir sorundur. Örneğin, DAY kazanlı tesiste iç enerji tüketimi toplam elektrik üretiminin yaklaşık %7.5 ila %11'ini oluştururken, bu oran konvansiyonel pulverize yakıtlı bir tesiste yaklaşık %9 civarındadır (Basu, 2015). Dağıtıcı plakanın doğru şekilde tasarlanması, güç tüketimindeki azalmaya büyük ölçüde katkı sağlar. Çoğu akışkan yatak, katıların düzgün olmayan dağılımı ve ters akış problemlerini uğraşmak zorundadır. Bu nedenle, ızgara plakasının doğru tasarımı, işletme açısından dolayısıyla ekonomik açıdan önemlidir.

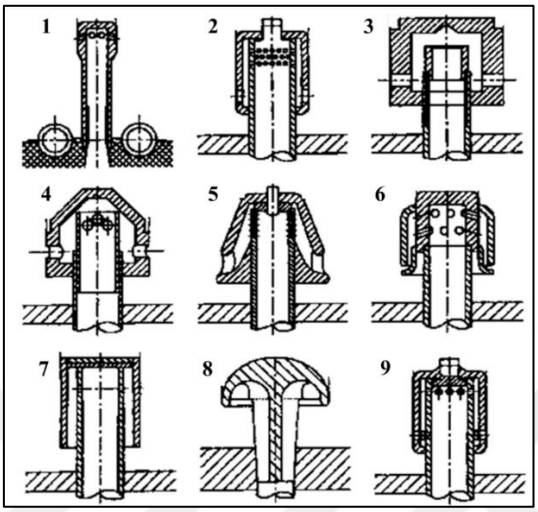
Günümüz mühendislik uygulamalarında, DAY kazan yatak bölgesinde uniform dağılım sağlamak için yüksek basınç düşümlü bir ızgara kullanılmasını gerektirebilir. Bu nedenle, tipik bir DAY kazanında fan güç tüketimi, %2,3'iken konvansiyonel pulverize kömür ateşlemeli kazanda bu değer sadece %0,75'tir. Bu, bir DAY kazanda güç gereksiniminin önemli bir bölümünü (%60) oluşturmaktadır.

Akışkan yataklı sistemde kullanılan 5 farklı tip hava dağıtıcı plaka sistemi vardır. Bunlar, Şekil 2.16 'da görüldüğü üzere perfore plaka (a), serpme borulu (b), parçalı plaka (c), konik plaka (d) ve nozul-plaka (e) dağıtıcı sistemlerdir. Her bir dağıtıcı sistemin, üretim, işletme, bakım ve ekonomik yönlerden birbirlerine göre zorlukları ve avantajları vardır. Ancak, nozul-plaka sistemi endüstriyel ölçekte DAY kazalarda yaygın tercih edilen kendini kanıtlamış bir hava dağıtıcı sistemdir.



Şekil 2.16. Akışkan yataklı sistemlerde farklı tip hava dağıtıcı plakalar

Plaka-nozul sisteminde nozullar yatak tabanında bulunan plakaya monte edilir. Nozula giren hava, yatay eksende ya da dikey aşağı yönde orifisler aracılığıyla yatak bölgesine dağıtılır. Büyük ölçekli DAY kazanlarda kullanılan çok çeşit dağıtıcı nozul tipi var olup bazılarının 2D kesit görünümleri Şekil 2.17'de verilmektedir (Yang, 2003).



Şekil 2.17. Büyük ölçekli DAY kazanlarda kullanılan dağıtıcı nozul tipleri

DAY kazanlarında nozulların bağlı olduğu plakalardan tamamen kopması durumu sıklıkla yaşanır. Bu durum, esas olarak, nozulların yatak taban plakasına zayıf mekanik kaynaklanması nedeniyle olur. DAY kazanı yatak bölgesinde, yakıt besleme, geri dönüş ve boşaltma ağızları gibi kritik yerde konumlanan nozul-plaka sistemi, kopma ve aşınma gibi problemlerin gerçekleşmesi muhtemeldir ve işletmede ciddi sıkıntılar çıkarır. Bu nedenle, nozullarda daha yüksek dirençli malzeme kullanmak ve plakaya doğru dizmek ve monte etmek gibi özel olarak korunması gerekir.

2.6. Plaka-Nozul Sistem Tasarımı

Dağıtıcı nozul-plaka sisteminin birincil görevi, işletme koşullarında, akışkanlaştırıcı havayı yatak kesit boyunca uniform dağıtarak aşınma ve ters akışı en aza indirmektir. Özellikle geri dönüş ayak yatak bölgesinde kabarcık oluşumu veya rastgele karışım, genellikle dağıtıcı plakanın üzerinde yerel basıncı değiştirir. Bu durum ofislerden geçen hava akışının değişmesine neden olur. Bazen, daha düşük akış yönlü basınçlara maruz kalan orifislerden daha fazla hava akar. Böylece, fazla hava akışı gerçekleşen orifis çıkışında düşük boşluklu gaz akış yolları oluşur bu durum hava akışını artırırken diğer

orifislerde hava akışını azaltır. Bu durum nonuniform hava akış dağılımına yol açar. Ayrıca duvar boyunca akan katılar duvar yakınında yoğun bölge oluşturur. Sonuç olarak, duvarın yakınındaki deliklerden geçen akış, yüksek bir ters akış basıncına maruz kalır ve bu nedenle, içinden daha az miktarda hava akışı geçer.

Hava dağıtıcısı plaka-nozul sisteminden beklenen başlıca özellikler;

- Tüm işletme şartlarında uniform ve kararlı akışkanlaştırma,
- Uzun çalışma süreleri boyunca minimum tıkanma,
- Dağıtıcı nozulda minimum ölü bölge,
- Katı parçacıkların plakadan hava kasasına doğru minimum akışı,
- Yatak nozullar ve ısı değiştirici borularda minimum erozyon sağlanması.

Plaka boyunca nonuniform hava dağılımı, daha önce açıklandığı gibi önemli ölçüde homojen olmayan yerel basınç düşüşleri ve dağıtıcı plakada gerçekleşen basıncı kaybı ile birlikte açıklanabilir. Kabarcıklı akışkan yataklarda, dağıtıcı plakada gerekli basınç düşüşü, yatak boyunca gerçekleşen basınç kaybının 0,2-0,4 katı büyüklüğünde olması ihtiyacı karşılayacağı belirtilmiştir. Eşitlik (2.8) kabarcıklı akışkan yatakların çoğu tasarımı için doğru sonuç verdiğini belirtmiştir (Kunii ve Levenspiel, 1991).

$$\Delta p_d \approx (0{,}15 - 0{,}4)\Delta p_b \tag{2.8}$$

Yatak boyunca basınç düşüşü Δp_b, gaz akışı sabit kaldıkça değişmez ancak, dağıtıcı plaka boyunca basınç düşüşü gaz hızına U, perfore plaka için $\Delta p_d \sim U$, nozul-plaka için $\Delta p_d \sim U^2$ bağlı değişmektedir. Bu yüzden, dağıtıcı plakadaki hız, tasarım hızından çok daha düşükte çalıştırıldığında, plaka boyunca basınç düşüşü azalacak ve akışkanlaşma ve diğer hususlarda problem yaşanabilecektir.

Dağıtıcı plakada basınç düşüşü (ΔP_d) nozulları tasarlamak için kullanılır. Orifisden geçen hava hızı, U_0 plakadaki basınç düşümü ile ilişkisi aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$U_0 = C_D \left[\frac{2\Delta P_d}{\rho_o}\right]^{0,5} \tag{2.9}$$

Burada, ΔP_d, dağıtıcı plaka boyunca basınç düşüşü (N/m^2) ve ρ_a orifisteki havanın yoğunluğu, kg/m^3'dir, (Mirek ve Klajny, 2011) C_D orifis katsayısı, 0,8 önermiştir. Kalın

plakalar için $t/d_{or} > 0{,}09$, veya (Mirek ve Klajny, 2011)tarafından $C_D = 0{,}82(t/d_{or})^{0{,}13}$ ilişkisi kullanılmıştır.

H yüksekliğindeki kabarcıklı bir yatak boyunca basınç düşüşü, Eşitlik (2.10)'dan hesaplanabilir (Mirek, 2019):

$$\Delta p_b = \rho_p(1-\varepsilon_{mf})H_{mf}g \tag{2.10}$$

Eşitlik (2.10)'da, Δp_d- dağıtıcı plaka boyunca basınç kaybı, kPa. Δp_b- akışkan yatak boyunca basınç kaybı, kPa. ε_{mf}- minimum akışkanlaşma boşluk oranı. H_{mf}-minimum akışkanlaşma yüksekliği, m. g-yerçekimi ivmesi, m/sn^2.

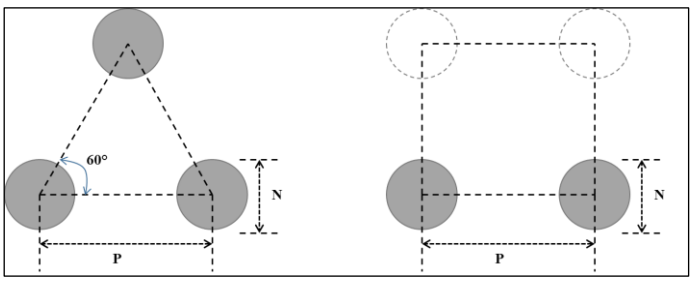
Yatak boşluk oranı (ε), birçok faktöre bağlı olup bunlara parçacık tipine, yatak hazne çapına, akışkanlaşma rejimine ve en çokta akışkanlaşma hızına göre değişkenlik göstermektedir. DAY kazanı yatak bölgesi, kabarcıklı yatak geri dönüş ayağı ve yardımcı/harici ısı değiştiricilerde yaklaşık yatak boşluk oranını bulmak için Eşitlik (2.11) ile hesaplanır.

$$\varepsilon_0 = \frac{U+1}{U+2} \tag{2.11}$$

Burada, U-boş kolon hızı, olup Grup-A parçacıkları için maksimum 5 m/sn dir. Orifis kısmi açıklık Eşitlik (2.12) ile hesaplanır.

$$O_o = N\frac{\pi}{4}d_0 = \frac{U\rho_g}{U_o\rho_{g\,or}} \tag{2.12}$$

Eşitlikte (2.12)'de, N-belirli çaptaki orifis deliklerin sayısı, d_0-dağıtıcı plaka birim alanı başına, U_o- orifisteki gaz hızı ve U-boş kolon hızıdır.



Şekil 2.18. Perfore plakada deliklerin eşkenar üçgen ve kare şeklinde dizilimleri.

Burada, N delik sayısı, dağıtıcı plakadaki dizilim şekline bağlı olup N sayısı Eşitlik (2.13) ve (2.14)'te verilen bağıntılar ile hesaplanır.

$N = \frac{2}{\sqrt{3}P^2}$, eşkenar üçgen dizilim (2.13)

$N = \frac{2}{P^2}$, kare dizilim (2.14)

Yüksek orifis hızları yatak parçacıkların ufalanmasına yol açabilir. Orifis gaz hızları 30 m/sn den küçük olması güvenli olduğu, 90 m/sn 'den yüksek olması bölgede erozyon açısından riskli değerlendirilmiştir (GELDART, 1985; Basu, 2015; Mirek ve Klajny, 2018).

Orifis çaplarının küçük olmasının birçok avantajı vardır. Örneğin, küçük kabarcıkların oluşmasına neden olur ve ünite devreden çıkarken, özellikle düz delikli plakalarda partiküllerin hava kasasına kaçmasına engel olur. Ayrıca delik çapların küçük olması ile birim alan başına orifis sayısı artar ve böylece adım sayısı, P azalır. Adım sayısının azalması ile küçük çaplardaki kabarcık oluşma avantajını negatif yönde etkileyebilir. Çünkü orifis çıkışında oluşan küçük kabarcıklar birleşerek büyük kabarcık oluşturur. Eğer delik adımı küçük kabarcıkların başlangıç çapının 1,5 katından küçükse, küçük kabarcıklar birleşebilir.

Yatak tabanında ölü bölgeleri minimize etmek için plaka kesit alanı, m^2 başına 10 adet eşit ve daha fazla orifis/delik açılmalıdır. Uygulamada ise bu sayının kesit alanı, m^2 başına 20'den büyük olması tavsiye edilmektedir (Yang, 2003).

Kabarcıklı akışkan yataklarda, dağıtıcı plakadan geçen boş kolon hızı U, 1-2 m/s, türbülanslı yataklarda ise 4-6 m/s'dir. Bununla birlikte, ticari ünitelerde, toplam yanma havasının yalnızca bir kısmı, birincil hava olarak dağıtıcı plakadan geçirilir. Bu nedenle, türbülanslı akışkan yatakta dağıtıcı plakadan geçen boş kolon hızı yüksek olamayabilir.

DAY kazanlarda çok orifisli nozullar, örneğin ok, kapak veya çan tipi nozuller yaygın kullanılan nozul modelleridir. Bu sistemde, n, orifis sayısı, d_o, orifis çapı, d_n, çevresine orifis delikleri açılan nozulun çapı. Nozul boyunca akış direncinden ziyade orifis boyunca akış direncini sağlamak için nozul kesit alanı, toplam orifislerin kesit alanından büyük olacak şekilde tasarlanır.

$$n\frac{\pi}{4}{d_o}^2 < n\frac{\pi}{4}{d_n}^2 \tag{2.15}$$

Akışkan yataktaki toplam orifis sayısı n_t, ise, N_n-yataktaki toplan nozul sayısı;

$$N_n = \frac{n_t}{n} \tag{2.16}$$

Nozullar yatak tabanında, nozul sayısı, N_n, sabit adım, P_n, ile birlikte geometrik bir (eşkenar üçgen veya kare) dizilime uyarak konumlandırılmalıdır. Buna göre;

$N = \frac{2}{\sqrt{3}P_n^2}$, eşkenar üçgen dizilim (2.17)

$N = \frac{2}{{P_n}^2}$, kare dizilim (2.18)

Bunun olması için, orifislerin sayısını, çaplarını ve hatta orifislerin nozula oranını ayarlamak gerekebilir. Yukarıdaki denklemlerden nozullerin adımı, P_n bulunduğunda, aralarında yeterli boşluk bırakarak nozullerin fiziksel boyutlarını barındıracak kadar büyük olmalıdır. Nozullar birbirine çok yakınsa, birinden gelen hava jeti komşu nozulları aşındırabilir.

Akışkan yataklı kazanlarda nozuldan gaz çıkışı, sistem parametrelerine ve işletme koşullarına bağlı, kesik kesik ya da sürekli akış formunda gerçekleşir. Ancak, çoğu endüstriyel koşullarda hava jeti nüfuzu sürekli gerçekleşir. Hava nüfuz uzunluğu nozuller arası mesafe ile ilişkili bir parametre olup yatak malzemesi ve nozul aşınmasını minimize etmek için önem arz eder.

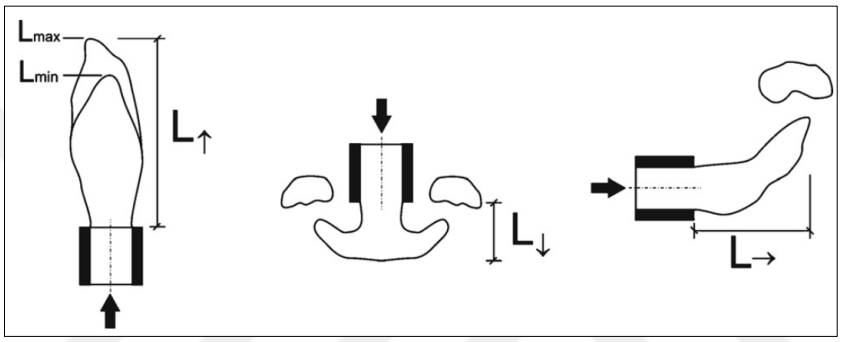
Hava jeti nüfuz uzunluğunun hesaplanması ile ilgili literatürde birçok korelasyon mevcuttur olup bunların çoğu yüz kat veya daha fazla farklı sonuçlar verebilir. Eşitlik (2.19)'da hava jeti nüfuz uzunluğunun yatay yönde hesaplanmasında gerçeğe en yakın sonuç veren korelasyondur (Sauriol, Cui ve Chaouki, 2013).

Hava jeti nüfuz uzunluğu, sıcaklık ve basınca bağlı ve çıkış yönüne göre;

$$\frac{L_{\rightarrow}}{d_h} = 5{,}25\left(\frac{\rho_{g,h}U_h^2}{\rho_p(1-\epsilon_{mf})g\,d_p}\right)^{0{,}4}\left(\frac{\rho_{g,b}}{\rho_p}\right)^{0{,}2}\left(\frac{d_p}{d_h}\right)^{0{,}2}, \quad L_{\uparrow} \approx 2L_{\rightarrow} \approx 3L_{\downarrow} \tag{2.19}$$

Burada, $L_{\uparrow}$- yukarı yönde jet nüfuz uzunluğu, m. $L_{\downarrow}$- aşağı yönde jet nüfuz uzunluğu, m. $L_{\rightarrow}$- yatay yönde jet nüfuz uzunluğu, m. d_h-orifis çapı, m. d_p- ortalama parçacık çapı, m. $\rho_{g,h}$ giriş gaz yoğunluğu, kg/m^3. $\rho_{g,b}$- yatak gaz yoğunluğu, kg/m^3. ρ_p- parçacık yoğunluğu kg/m^3. U_h-orifis gaz hızı, m/s. ϵ_{mf}-minimum akışkanlaşma da boşluk oranı.

Yukarı doğru gaz akışında nüfuz uzunluğu %30'a kadar değişkenlik gösterebilirken, aşağı doğru gaz akışında nüfuz uzunluğu kararlıdır ve zaman içinde %10'dan fazla değişmez (Lim *vd.*, 2015). Şekil 2.19'da yukarı, yatay ve aşağı doğru yönlendirilmiş jetler için jet nüfuz formunu gösterir.



Şekil 2.19. Orifis çıkışı yukarı, yatay ve aşağı yönde hava jeti nüfuz formu

Orifis jet kinetik enerjisi (E_k), tıpkı hava jeti nüfuz uzunluğu gibi, nozul tarafından yanma odasına hava besleme şeklini belirler.

Orifis jet kinetik enerjisi yatak genişliğinden büyük ($E_k > W_w$) olduğunda, hava, dar gaz jetleri yoluyla yanma odasına verilir, bu da hava dağıtıcısı alanındaki yatak malzemesinin sınırlı bir şekilde karışmasına (kanallaşma riski), katı parçacıkların aşınmasına, nozulların ve kazan duvar kaplamasının ciddi derecede aşınmasına neden olur.

Orifis jet kinetik enerjisi yatak genişliğinden çok küçük ($E_k << W_w$) olduğunda, gaz jeti yatak malzemesin karıştırmayacak ve dağıtıcı plakada birçok bölgede yatak malzemesi hareketsiz kalarak kümelenme riski artacaktır.

Perfore ızgara için gerekli orifis jet kinetik enerjisi Eşitlik (2.20) olsa da DAY için şimdiye kadar bir bağıntı geliştirilmemiştir (Mirek ve Klajny, 2018).

$$E_k = (0{,}5 - 0{,}75)\Delta p_d \qquad (2.20)$$

Yataktaki basınç kaybı ve nozul çıkış hava jeti kinetik enerjisi etkilerini kapsayarak dağıtıcı plakanın yatak malzemesini karıştırmaya olan etkisi Eşitlik (2.20) ile hesaplanabilmektedir (Kunii ve Levenspiel, 1991).

$$\alpha = \frac{\rho_{gw} u_o^2}{2\Delta p_b} \tag{2.21}$$

α > 1 olduğunda, hava jeti, yatak malzemesinin etkin bir şekilde karışmasını önleyen ve parçacıkların aşınmasına ve yatak iç kısımlarının aşınmasına neden olan çok dar gaz kanallarıyla beslenir. α << 1 olduğu durumda ise kabarcıkların birbiri ile etkileşimi ve dağılması sonucunda katıların karışması meydana gelir.

Birincil hava nozulu açısından aerodinamik sürükleme kuvveti, nozulun yatak malzemesinin geri akışına karşı direncinin bir ölçüsüdür. Aerodinamik sürükleme kuvveti genel olarak aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir (Mirek, 2019)

$$F_A = C_D A_R E_K = 0{,}125 C_D \rho_{gw} u_o^2 \pi d_{32}^2 \tag{2.22}$$

F_A- aerodinamik sürükleme kuvveti, N. C_D- sürükleme katsayısı. A_R- hareket yönüne dik düzlem alanı, m2. E_K- orifis jeti kinetik enerji, Pa. ρ_{gw}-hava kasışındaki gazın yoğunluğu, kg/m^3. U_o- orifis çıkışı gaz hızı, m/s. d_{32}- ortalama parçacık çapı, m.
Sürüklenme katsayısı. (Kunii ve Levenspiel, 1991) tarafından geliştirilmiş olup Eşitlik (2.23)'de verilmektedir.

$$C_D = \frac{24}{Re_p}\left[1 + (8{,}1716 e^{-4{,}0655\varphi_s}) Re_p^{0{,}0964+0{,}5565\varphi_s}\right] + \frac{73{,}69(e^{-5{,}0748\varphi_s}) Re_p}{Re_p + 5{,}378 e^{6{,}2122\varphi_s}} \tag{2.23}$$

Sonuç olarak, nozul gaz çıkış hızının artması ile aerodinamik sürükleme kuvveti ve katıların geri akışına karşı direnci artacaktır. Ancak, bu parametrenin maksimum değerinin, hava dağıtıcısı üzerindeki nozulların yüksekliğinden ve nozulların bağlantı mesafesi kaynaklı izin verilen jet nüfuz uzunluğuna bağlı olduğuna dikkat edilmelidir.

Yanma odası kesitinin tamamında uniform ve kararlı akışkanlaşma sağlamak için, (Yang, 2003) değişken yatak direnci koşullarında, dikey (yukarı) ve yatay gaz akışı için dağıtıcı plakada gerekli direnç, Eşitlik (2.23)'deki koşulu ve Dikey (aşağı) yönde dağıtıcı plakada gerekli direnç ise Eşitlik (2.23)'deki koşulu sağlamalıdır. Ayrıca, büyük ölçekli DAY

kazanlar için Eşitlik (2.26) koşulu, alternatif olarak Eşitlik (2.27) korelasyon kullanılabilir (Mirek, 2011a).

$$\Delta p_d \geq 0{,}3\ \Delta p_b \tag{2.24}$$

$$\Delta p_d \geq 0{,}1\ \Delta p_b \tag{2.25}$$

$$\Delta p_d \geq 2500\ \text{Pa} \tag{2.26}$$

$$\Delta p_d \geq 3600\ \text{Pa} \tag{2.27}$$

(Kunii ve Levenspiel, 1991) büyük ölçekli akışkan yataklar için genel kural olarak Eşitlik (2.28) koşulu önermiştir:

$$\Delta p_d = (0{,}2 - 0{,}4)\Delta p_b \tag{2.28}$$

(GELDART, 1985) büyük ölçekli akışkan yataklar için ($H_{mf}/d_t < 0{,}5$), hava dağıtıcısındaki basınç düşüşü ile yatak malzemesi arasındaki ilişkiyi Eşitlik (2.29) ile göstermiştir.

$$\frac{\Delta p_d}{\Delta p_b} = \exp\left(-3{,}8\frac{H_{mf}}{d_t}\right) \tag{2.29}$$

(Mirek, 2019) Polonya'da büyük ölçekli DAY kazanlarında, minimum ve maksimum kazan yükleri için dağıtıcı plaka-nozulda basınç düşüş aralıkları sırasıyla 5,1 kPa ve 8,9 kPa olduğunu belirtmiştir. Ayrıca, katıların geri akışını önlemek için, orifis kanallarının uzunluğunun 0,05 ila 0,1 m aralığında olması gerektiğini önermiştir.

Doğru dağıtıcı plaka-nozul sistem tasarım için gerekli basınç düşümü için yukarıda literatürde belirtilen çok sayıda eşitlik verilmiştir. Eşitlikler arasındaki farklar dikkate alındığında, dağıtıcı plaka ve hava kasası gibi farklı yapılara sahip tüm DAY kazanları için gereksinimleri hangisinin karşılayabileceğini belirlemek çok zordur. Bu nedenle, her bir DAY kazan tipi için dağıtıcı plaka tipi ve yatak basınç düşüşleri ayrı çalışılması gerekti önerilmiştir Ayrıca, uygun bir nozul geometrisi bulmaya yardımcı olacak genel bir matematiksel bağıntını olmadığı belirtmiştir (Mirek, 2011b).

2.7. Nozul İle İlgili Akademik Çalışmalar

DAY kazanında birincil hava dağıtıcı nozuller ile ilgili literatürde yer alan önemli çalışmalardan elde edilen önemli sonuçlar bu bölümde anlatılmıştır. Özellikle birincil hava dağıtıcıda nozul sistemleri üzerine yapılan araştırmalar 2000 yılı sonrasıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modelleme programının kullanım yaygınlığı arttıkça bu alanda yapılan çalışmalar daha detay kazandığı görülmektedir. Ancak, nozuller genellikle ticari bir ürün olarak geliştirildiği için literatürde doğrudan konu hakkında çok sayıda çalışma olmamakla birlikte var olan nitelikli çalışmalar aktarılmıştır.

(Guo, Werther ve Hartge, 2003) çalışmalarında boş kolon hızı, dağıtıcı plaka ve akışkan yatakta gerçekleşen basınç kayıp oranlarının ($\Delta p_d/\ \Delta p_b$) akışkan yatak tabanında homojen hava dağılımına olan etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarını kesit alanı 0,3m x 1m ve yüksekliği 8,5 m olan DAY soğuk test düzeneğinde gerçekleştirmişlerdir. Test düzeneğinde hava dağıtıcı olarak 33 adet şapka-modeli nozul vardır. Testler sonucunda, boş kolon hızlarının artmasıyla düşük basınç kayıplı dağıtıcıda gaz akış debisi dağılımı üzerinde olumlu yönde etkilediği belirtmiştir. Yüksek basınç kayıplı dağıtıcılarda ise boş kolon hızının gaz debisi dağılımı üzerinde etkin olmadığını ifade etmiştir. Her bir nozul için maksimum debinin tüm nozullerdeki ortalama debiye oranı ile dağıtıcıdaki basınç kaybının yataktaki basınç kaybına oranına göre değişiminin dağıtıcıdaki homojen gaz debisi dağılımı için gösterge olduğunu belirtmiştir. Basınç kayıp oranı ($\Delta P_d/\Delta P_b$) şapka tip nozulu için 0,25 den küçük olması durumunda gaz akış debi dağılımının homojen olmayacağı sonucunu elde etmiştir. Buna göre, $\Delta p_d/\ \Delta p_b > 0{,}3$'iken homojen ve $\Delta p_d/\ \Delta p_b < 0{,}25$'iken homojen olmayan hava dağılımı sonucu elde etmişlerdir.

(Mirek, Sekret ve Nowak, 2007) yaptıkları çalışmada, 670 MWth DAY kazanında nozul geometrisindeki değişimin NOx emisyonları üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Birincil hava dağıtıcıları kuyruk ve ok tipi nozul ile iki DAY kazanı aynı işletme koşulları altında çalıştırılarak dağıtıcıdan 0,25m, 2,5m ve 36m mesafede sıcaklık ve taşınım bölgesinde NO_x emisyon ölçüm verirleri alarak sonuçlar kıyaslamıştır. Elde edilen sonuçlara göre yanma odası alt bölgesinde birincil hava dağıtıcının yanma sürecinin şiddetini ve DAY kazanı yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı önemli derecede etkilediğini gözlemlemişlerdir. Buna göre, ok ucu nozullu birincil hava dağıtıcı kazanda ortalama sıcaklık farkı 20 °C derece NOx emisyonlarında 85 mg/Nm^3 daha az olduğu

gözlemlemişlerdir. DAY kazanı yatak bölgesinin birincil hava dağılımında ve yanma odasında hidrodinamik koşulların oluşumunda kritik rol oynadığını belirtmiştir. Ayrıca yanma odası alt bölgesinde hava dağılımının gaz ve katı faz karışımında önemli olduğu ve bunun sonucunda sıcaklık ve gaz hız alanları oluşumunda etken olduğu ifade etmişlerdir.

(Yang *vd.*, 2007) yaptıkları çalışmada, normal nozullerden farklı gaz hızına bağlı basınç kaybı değişim eğrisini gösteren yeni nozul tasarımını önermiştir. Yeni tasarım da akış debisine duyarlı nozul tasarlamıştır. Bu nozul tipi, basınç kayıpları açısından DAY kazanlarda yaygın kullanılan çan tipi nozuller ile karşılaştırmışlardır. Geliştirilen yeni nozul ile basınç kayıplarını düşürmeyi hedeflemiştir. Yeni nozul ile çan tipi nozulun basınç kaybı hıza bağlı ilişkisi kurulu deney düzeneğinde yapılan testler sonucunda elde etmişlerdir. Buna göre gaz hızları arttıkça çan tipi nozulun basınç kaybı 6 kPa'ın üzerine çıkarken aynı hızlarda yeni nozulun basınç kaybı yaklaşık 2 kPa gerçekleşmektedir. Standart tasarım nozullerde basınç kaybı hızın karesiyle orantılı olduğunu yeni geliştirilen yeni nozul ile doğrusala yakın bir eğri elde edildiği dolayısıyla hava dağıtıcısı kaynaklı enerji kaybının minimize edilebileceğini basınç kaybı hız ilişkisi grafiği ile göstermiştir. Ayrıca gelecek çalışmalarda DAY kazanlardaki birincil hava dağıtıcı sistemlerde, ters akış kaynaklı yatak malzemesi kaçakların, homojen olmayan gaz dağılımı ve nozul aşınımı gibi yaşanabilecek problemlerin, yapılacak HAD analizleri ve yeni nozul geometrisinde yapılacak iyileştirmeler ile üstesinden gelinebileceğini belirtmişlerdir.

(Huang *vd.*, 2010) çalışmalarında, DAY kazanlarda birincil hava dağıtıcı sistemlerde yaygınlıkla kullanılan çan tipi nozullerden farklı olarak hava akış debisine duyarlı yeni tip nozul tasarımı geliştirmişlerdir. Çalışmada nozulde bilye ve t tipi özelliklerinde olup deney düzeneğinde test etmişlerdir. Bunun sonucunda çan tipi ve yeni nozul tasarımları arasında hıza bağlı basınç kaybı değişim grafiği elde etmiştir. Buna göre önerilen yeni nozul ile basınç kaybı ile hız arasındaki değişimin daha doğrusala yakın bir eğri elde edildiği dolayısı hız değişimine bağlı basınç kayıplarının azaldığını göstermişlerdir.

(Mirek, 2011b) çalışmasını 235 MW_e DAY kazanını referans alarak gerçekleştirmiştir. Hava dağıtıcı plaka boyunca basınç kaybı maksimum 6,5 kPa'dır. Yeni nozul geometrisini sayısal ve deneysel yaklaşımla ile tasarlamıştır. Modelde, standart k-ε türbülans modeli, standart duvar fonksiyonu, iki fazlı, fazlar arası etkileşim "gidaspow"

ve ısı transfer aktif ederek sayısal çalışma yapmıştır. Nozul tasarımında hava jeti nüfuz derinliği ve gerekli minimum basınç düşümü gibi iki önemli temel olduğunu belirtmiştir. Yeni geliştirdiği 2 orifisli nozul geometrisinde uniform hız dağılımı elde ettiği ve ani ters akış sonucunda mevcut ok tipi nozul kollarında oluşan negatif basınç bölgelerin ortadan kaldırıldığını belirtmiştir.

(Sauriol, Cui ve Chaouki, 2013) çalışmalarında dikey eksende yukarı ve aşağı yönlü nozul çıkışında hava nüfuz uzunluğunun tahmini için 5 adet korelasyon geliştirmişlerdir. Özellikle yüksek basınçlı akışkan yatakta yukarı yönde nozul için daha doğru sonuç vermektedir. Nozul dizilimi, gaz hızı ve yoğunluğu hava jeti nüfuz derinliği etkileyen en önemli parametreler olduğunu belirtmişlerdir.

(Jani, Vyas ve Jani, 2017) yaptıkları çalışmada, dolaşımlı akışkan yataklı yakma kazanı 3 değişik nozul geometrisi için hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde 1:10 ölçeğinde 3D modelleyerek sadece akış hızlarının değişimin ocak boyunca incelemiştir. DAY kazanı modellerin de şapka, ok be kuyruk nozul modelleri kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre sırasıyla yanma bölgesinde 29,1 m/s, 71 m/s ve 74,2 m/s maksimum hızlar ulaşıldığı gözlemlemişlerdir. Buna göre pratikte yanma odasında 59 m/s gaz hızına en yakın ok tipi nozul yanma odası modeli olduğu belirtmişlerdir.

(Omer ve Weng, 2018) çalışmalarında 105MW_t DAY kazanına ait 500 adet her bir nozulun basınç kaybı ölçerek yatak basınç kaybı haritasını çıkarmışlardır. Buna göre, basınç kaybı 25 mbar-30 mbar arasında değişen yatak tabanı ve kazan birebir sayısal modelleyerek eşit olmayan birincil hava dağılımını kazan boyunca katı-gaz karışımına olan etkisi incelemişlerdir. Büyük ölçekli kazan tabanında genellikle belirli bölgelerde nozulların aşırı yıpranmaya ve tıkanmalara maruz kaldığı ve nonuniform birincil hava dağılımına neden olduğu ifade etmişlerdir. Yapılan ölçüm ve geliştirilen sayısal model ile yatak bölgesinde homojen hava dağılımı elde etmek için operatöre gerekli olan nozul değişim bilgisini vermesini hedeflemişlerdir.

(Mirek ve Klajny, 2018) çalışmalarını 466 MW_e süper kritik DAY kazanında gerçekleştirmişlerdir. Yanma odasının toplam uzunluğu 48 m olup yatak tabanı 27,6 m x 5,3 m boyutlarındadır. Tabandan 8,95m yüksekliğe kadar yatak alanı genişlemekte ve bu bölgede genişlik 10,6m olup yanma odası boyunca sabittir. DAY kazan işletmesinde,

yatak tabanında bulunan ok tipi nozullar ile hava kasasından 0,725 kg/m3 yoğunlukta yanma odasına birincil hava beslenmektedir. Mevcut ok tipi nozulda 2 olan orifis sayısı yeni tip nozul da 4'tür. HAD analizler ile nozul geometrisini geliştirerek nozul içinde uniform hava dağılımını elde etmişlerdir. Sayısal çalışmalarını kurulu test düzeneği ile doğrulamıştır. Kurulu deney düzeneğinde 6 adet 1:1 ölçekte prototip nozul, kontrol vanaları, debi ölçer "rotometre", fark basınç sensörü, 5500 m/saat kapasitede 20 kPa statik basınç üreten endüstriyel fan ve kontrol bilgisayarı bulunmaktadır. Maksimum debide yeni tip nozul ile mevcut nozulda giriş hava hızı; 43 m/s, basınç kaybı; 9,4 kPa ve hava jeti nüfuz uzunluğu; 51 mm aynıyken yeni nozul tasarımının orifis çıkışında hava hızı 64 m/s den 90 m/s'ye çıkmıştır. Böylece, yeni nozul tasarımı ile yatak malzemesinin hava kasanına olan kaçakları önleyebildiklerini belirtmişlerdir.

(Huang, Deng ve Che, 2019) çalışmalarında ticari ölçekteki bir 480 t/saat DAY kazanını referans almışlardır. Kazanda yatak bölgesi birincil hava dağıtıcı plakada 270 mm yatay ve dikey eksen kesişim noktalarında 159 mm çaplarında deliklere toplam 715 nozul vardır. 420 nozul 8500 saat/yıl işletmede yıpranma ve aşınmadan kaynaklı değiştirilmeye maruz kalmakta ve yüksek bakım maliyetlerine neden olduğu belirtmişlerdir. Çan tipi nozulun koruyucu parçasını HAD analizleri yardımı ile yeniden modellemişlerdir. Modelde, RNG k-ε türbülans modeli, üç yüzlü mesh, 6-8 x 10^5 mesh sayısı, standart duvar fonksiyonu, numerik çözüm yaklaşımı "SIMPLE", momentum denklemi "Second Order Upwind" ve sınır koşulları " velocity-inlet & pressure-outlet) tanımlanarak sayısal çalışma yapmışlardır. Yeni nozul tasarımı ile 5000 saatte %34,5 olan nozul değişim oranını % 2,6'ya çekerek bakım maliyetleri minimize ettiklerini belirtmişlerdir.

(Liu *vd.*, 2021) çalışmalarını küçük ölçekli, 220 ton/saat DAY kazanında yapmışlardır. Teorik ve deneysel yaklaşımla yeni çan tipi nozul geliştirip kurulu test bencine entegre ederek termal enerjinin artırılmasını hedeflemişlerdir. Nozul boyunca basınç kaybında %20'lik bir düşüş ile birlikte hız alanında dengesiz dağılımın %65,79'dan %21,25 azaldığını gözlemlemiştir. Yeni çan tipi nozul için bir matematik model geliştirerek soğuk testler ile doğrulama çalışması yapmışlardır. Yeni nozulda basınç kaybı ve jet nüfuz uzunluğu hesabıyla ilgili iki deneye dayalı bağıntı geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri ve soğuk testler ile doğrulaması yapılan yeni nozullar tam ölçekli 220 t/saat kapasiteli DAY kazanına entegre etmişlerdir. Yeni çan tipi nozul ile termal verimi %86,4'den %91,8'e

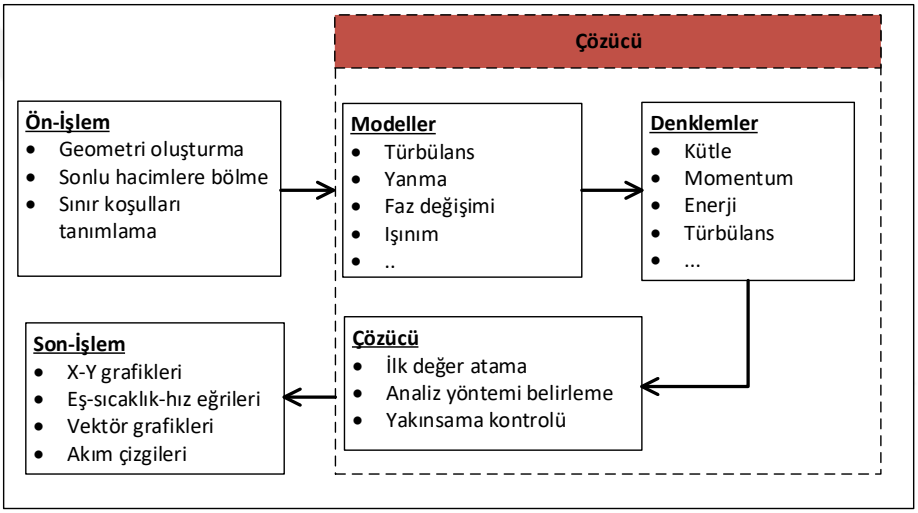
çıkarmışlardır. Bu verim artışı ile birlikte kazanda toplam kömür sarfiyatından yıllık 6000 ton tasarruf sağlanacağını belirtilmişlerdir. Ayrıca, geleneksel çan tipi nozula oranla basınç kaybında %18,9 azalma ve akış homojenliğinde % 66 oranında iyileşme sağladıklarını ve yatak malzemesi katı taneciklerin geri akışa karşı direncini, orifis kanallarını 120° aşağı yönde tasarlayarak artırmışlardır.

Literatürde nozul tasarımıyla ilgili yapılan akademik araştırma metinleri incelendiğinde, çalışmalarda yaygın olarak deneysel çalışmaların yanında HAD analizlerinde kullanıldığı görülmektedir. Bu çalışmadaki çan-tipi nozul geometrisi gibi karmaşık yapıya sahip hassas tasarımın gerektiren, yüksek hıza bağlı türbülanslı akışın, kopmaların, ayrışmaların sonra tekrar birleşmelerin çokça olduğu akış hacmini detaylı incelemek, zamandan ve maliyetten tasarruf ederek tasarımı iyileştirmek amacıyla HAD sayısal çözümleme programı ANSYS Fluent yazılımı gibi programlardan faydalanmayı zorunlu hale getirmektedir.

Yapılan birçok çalışmadan anlaşılacağı üzere büyük ölçekli DAY kazanlarda kullanılan standart bir nozul tasarımı yoktur. Nozul tasarımında DAY kazanı karakteristik özelliğine, işletme koşullarına ve tasarımcının mühendislik yaklaşımına göre farklılıklar olabilmektedir. Dolaysıyla, bu farklılıklar sonucunda üniteye özgü problemlerle karşılaşılabilmektedir. Kazanda hava dağıtıcı nozul sistemine yaşanan yüksek basınç kaybı ve buna bağlı iç enerji tüketiminin yüksek olması, beklenen bir sonuçtur.

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), analitik yaklaşımla çözülemeyen, deneysel yaklaşımla ise pahalı, zaman alan veya mümkün olmayan karmaşık problemlerin sayısal yaklaşımla çözümlenmesini imkân sağlar. Ayrıca, günümüzde bilgisayar donanımların artmasıyla karmaşık mühendislik problemlerin daha kısa sürelerde çözülmesini sağlamaktadır. Bilimsel ve akademik çalışmaların yanı sıra endüstride her geçen gün kullanımı yaygınlaşmaktadır. Herhangi bir HAD çözümleme temelde üç ana unsurdan oluşmaktadır. ön işlem, çözücü ve işlem sonrası. Bu üç ana unsurun birbirleri arasındaki ilişki Şekil 3.1'de verilmektedir.



Şekil 3.1. HAD çözümlerinde izlenilen işlem adımları

3.1. Yönetici Denklemler

HAD analizi sonlu hacimler yöntemine dayanmaktadır. HAD analizlerinde sayısal çözümlerin yapıldığı, yazılımının arka planında, Eşitlik (3.1) – (3.3)' de verilen ve yönetici denklemleri olarak da adlandırılan, kütle, momentum ve enerjinin korunum denklemlerdir (Engel, 2018). Bu denklemler öncelikle sonlu hacimler için sayısal formu elde edilerek gerekli çözümlemeler yapılmaktadır.

Viskoz, sıkıştırılmaz, serbest yüzey etkileri olmayan Newton tipi akışkanın daimi, laminer akış için hareket denklemleri kartezyen koordinat sistemindeki formu;

Kütlenin korunumu/süreklilik denklemi;

$$\vec{V}.\vec{\nabla}=\frac{\partial \mathrm{u}}{\partial \mathrm{x}}+\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial \mathrm{y}}+\frac{\partial \mathrm{w}}{\partial \mathrm{z}}=0 \tag{3.1}$$

Navier-Stokes/momentum denklemi;

$$\left(\vec{V}.\vec{\nabla}\right)\vec{V}=-\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P+\upsilon\nabla^2\vec{V} \tag{3.2}$$

x yönünde;

$$u\frac{\partial \mathrm{u}}{\partial \mathrm{x}}+\mathrm{v}\frac{\partial \mathrm{u}}{\partial \mathrm{y}}+\mathrm{w}\frac{\partial \mathrm{u}}{\partial \mathrm{z}}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{x}}+\upsilon\left[\frac{\partial^2 \mathrm{u}}{\partial^2 x}+\frac{\partial^2 \mathrm{u}}{\partial^2 y}+\frac{\partial^2 \mathrm{u}}{\partial^2 z}\right] \tag{3.2a}$$

y yönünde;

$$u\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial \mathrm{x}}+\mathrm{v}\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial \mathrm{y}}+\mathrm{w}\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial \mathrm{z}}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{y}}+\upsilon\left[\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial^2 x}+\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial^2 y}+\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial^2 z}\right] \tag{3.2b}$$

z yönünde;

$$u\frac{\partial \mathrm{w}}{\partial \mathrm{x}}+\mathrm{v}\frac{\partial \mathrm{w}}{\partial \mathrm{y}}+\mathrm{w}\frac{\partial \mathrm{w}}{\partial \mathrm{z}}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{z}}+\upsilon\left[\frac{\partial^2 \mathrm{w}}{\partial^2 x}+\frac{\partial^2 \mathrm{w}}{\partial^2 y}+\frac{\partial^2 \mathrm{w}}{\partial^2 z}\right] \tag{3.2c}$$

Enerji korunum denklemi;

$$u\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{x}}+\mathrm{v}\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{y}}+\mathrm{w}\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{z}}=\frac{\lambda}{\rho C_p}\left[\frac{\partial^2 \mathrm{T}}{\partial^2 x}+\frac{\partial^2 \mathrm{T}}{\partial^2 y}+\frac{\partial^2 \mathrm{T}}{\partial^2 z}\right] \tag{3.3}$$

bağıntılarıyla verilmektedir.

Yukarıda üç-boyutlu akış için beş bilinmeyenli (u, v, w, P ve T) beş bağlı-diferansiyel denklem verilmiştir ve HAD analizleri, sıkıştırılamaz, daimi veya daimi olmayan laminer akış şatlarında tam çözüm verir.

3.2. Türbülans Modeli Çözüm Yöntemleri

Mühendislik uygulamalarının çoğu türbülanslı akış formunda gerçekleşir. Türbülanslı akış hız bileşenlerinin zamana bağlı değiştiği, çalkantılı ve kararsız olduğu şeklinde tanımlanabilir. Türbülanslı akışların çözümünde kullanılan farklı sayısal çözüm yöntemleri vardır. Doğrudan sayısal simülasyon "Direct Numerical Solution (DNS)" çözüm yöntemi türbülanslı akışın tüm ölçeklerinin daimi olmayan hareketini çözmek için bazı HAD yazılımlarında kullanılan bir tekniktir. Ancak, günümüz bilgisayar özellikleri dikkate alındığında, mühendislik uygulamalardaki yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akışlar için DNS yoluyla sonuç almak mümkün değildir. Bu nedenle, Reynolds sayısı yüksek, türbülanslı akış alanlarını sayısal olarak çözümlemek için bazı basitleştirici kabuller gerekir. DNS'in bir alt seviyesi büyük girdap simülasyonudur, "large eddy simulation(LES)." Bu yöntem ile türbülans girdaplarının büyük ölçekli daimi olmayan özellikleri çözülür ve küçük ölçekli türbülans girdapları ise modellenir. Bu yaklaşım ile bile mühendislik uygulamalarında tasarımı için günümüz teknolojisiyle bilgisayar gereksinimlerin karşılanması oldukça zordur. Daha da basitleştirilerek, türbülans modelleri ile tüm daimi olmayan türbülans girdaplarını modellemektir. Yani türbülans girdabının daimi olamayan özelliklerini çözmek için bir girişimde bulunmayıp girdapların yol açtığı karışım ve difüzyon etkilerini çözmek için matematiksel modeller kullanır (Çengel ve Cimbala, 2013). Bir türbülans modelini kullanırken daimi Navier-stokes denklemi Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes "Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)" denklemi adı verilen denklemle yer değiştirilir. Sıkıştırılamaz ve türbülanslı daimi akış için

RANS denklemi:

$$\left(\vec{V}.\vec{\nabla}\right)\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \upsilon\nabla^2\vec{V} + \vec{\nabla}\cdot\left(\tau_{ij,türbülans}\right) \tag{3.4}$$

$$\tau_{ij,türbülans} = -\begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix} \tag{3.4a}$$

halini alır. Buradaki üst çizgi, iki adet çalkantı hız bileşeninin çarpımının zamana göre ortalamasını, üsler ise çalkantı hız bileşenlerini göstermektedir. Reynolds gerilmesi

simetrik olduğundan, probleme altı tane daha bilinmeyen katılır ve ilave yardımcı türbülans modelleriyle farklı şekillerde modellenir.

Pratik mühendislik uygulamalarda RANS yaklaşımı geniş çapta kabul edilir. Bununla birlikte, tüm problem sınıfları için evrensel kabul gören tek bir türbülans modeli yoktur. Türbülans modelinin seçimi, akış geometrisine, gerek duyulan doğruluk seviyesine, hesaplama kaynakların yeterliğine ve simülasyon çözüm zamanına göre değişkenlik gösterebilir.

Mevcut HAD modelleri arasında RANS yaklaşımı çoğu mühendislik uygulamaları için de kabul gören k-ε ve k-ω türbülans modelleridir. Bu iki modelde de türbülans modeli olarak anılan, kütle, doğrusal momentum ve enerji denklemlerine ilave çözülmesi gereken iki tane daha transport denklemi getirir.

3.2.1.k-ε Modelleri

k–ε türbülans modeli literatürde en yaygın bilinen modeldir. Endüstride ve akademik çalışmalarda çoğunlukla tercih edilmektedir. k–ε modeli, standart, k–ε, renormalizasyon grup teorisi "Renormalization Group Theory (RNG)" k–ε ve realize edilebilir "realizable" k–ε modeli olmak üzere üç farklı versiyonu vardır. k –ε modeli ailesi türbülans kinetik enerjisine (k) ve türbülans yayılma/yitim/sönümleme hızı (ε) olan iki adet transport denklemine dayalı yarı ampirik bağıntılardır. Türbülans viskozitesi Eşitlik (3.5) ile ifade edilir (Ansys Fluent Theory Guide, 2013).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.5}$$

Standart k –ε için C_μ,=0,09, RNG k–ε için C_μ,=0,0845

Realizable k –ε için,

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k}{\varepsilon} U^*} \tag{3.6a}$$

olmaktadır.

Realizable k–ε için verilen ifadede katsayılar şu şekildedir.

$$A_0 = 4{,}04 \tag{3.6b}$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \tag{3.6c}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{3.6d}$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{3.6e}$$

$$A_s = \sqrt{6}\,cos\varphi \tag{3.6f}$$

$$\varphi = \frac{1}{3}\cos\left(\sqrt{6}\,W\right) \tag{3.6g}$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \tag{3.6h}$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \tag{3.6i}$$

3 versiyonda da kinetik enerji denklemi Eşitlik (3.6)'da olduğu şekilde yazılır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b + \rho\varepsilon - Y_M + S_k \tag{3.6}$$

Eşitlik (3.6)'de G_k ana hız gradyanın ürettiği türbülans kinetik enerjisini, G_b kaldırma kuvvetlerinin yarattığı türbülans kinetik enerjisini gösterir. Y_M sıkıştırılabilir akışlarda genişlemeden kaynaklı çalkantıların yaratmış olduğu kinetik enerjidir. S_k terimi ise kullanıcı kaynak terimidir.

Modeller arası farkların kaynaklandığı kısım enerji yayılma hızı denklemindeki değişikliklerdir.

Standart k–ε modeli için yayılma hızı denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.7)$$

Model sabitleri ise;

$C_{1\varepsilon}$ =1.44, $C_{2\varepsilon}$ =1.92 , σ_k =1.0 , σ_ε =1.3

RNG k–ε modeli için sönümleme oranı denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon - R_e \quad (3.8)$$

Burada

$$R_e = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_o)}{1 + \beta\eta^3}\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.9a)$$

RNG k –ε model sabitleri ise,

$C_{1\varepsilon}$ =1.42, $C_{2\varepsilon}$ =1.68, C_μ = 0.0845.

Realizable k –ε modeli için sönümleme oranı denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S_\varepsilon - C_2\frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\upsilon\varepsilon}} + C_{1\varepsilon}C_{3\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_b + S_\varepsilon \quad (3.10)$$

Realizable k–ε model sabitleri ise,

$$C_1 = max\left[0{,}43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right] \quad (3.10a)$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \quad (3.10b)$$

Standart k –ε modeli, basit akış ve ısı transferi hesaplamalarında hızlı ve uygun sonuçlar vermektedir. Ancak akım ayrılmalarında, dönen akışlarda ve simetrik olmayan jet akımlarında doru sonuçlar vermeyebilir.

RNG k–ε türbülans modeli; Standart k–ε denkleminin sönümleme oranı denklemine ek R_e terimi eklenmiştir. Böylece türbülans sönümleme oranı ile ortalama kesme kuvveti (kayma gerilmesi) arasındaki etkileşimde hesaba katılmış, girdap etkisi de dahil edilmiştir. Ayrıca standart k–ε modelinde sabit değer olarak girilen P_r sayısı için analitik, düşük Re sayılarında viskozite içinse diferansiyel bir ifade geliştirilmiştir.

Realizable k–ε modeli; ε için değişken türbülans viskozite katsayısı kullanmaktadır. Jet akış, dönen akış, güçlü basınç gradyanları altındaki sınır koşullarındaki akışlarda ve ayrılma ve birleşmelerin olduğu akışlarda doğru sonuçlar verdiği belirtilmektedir.

3.2.2.k-ω Modelleri

k–ω türbülans modeli düşük Reynolds sayılı akışlarda ve duvara yakın bölgelerde oldukça doğru sonuçlar vermektedir.

Standart k –ω türbülans modeli Eşitlik (3.11) ve (3.12)'de tanımlanmaktadır (Ansys Fluent Theory Guide, 2013).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - Y_k + S_k \tag{3.11}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \omega_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \tag{3.12}$$

Burada, σ_k = ,σ_ω = 2.0. Türbülans viskozitesi Eşitlik (3.12a)'da ki gibi tanımlanır.

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \tag{3.11a}$$

Yüksek Re sayılarında $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$'dir. G_k ana hız gradyanın ürettiği türbülans kinetik enerjiyi gösterir. G_ω üretilen özgül sönümleme oranıdır.

k–ω SST türbülans modelinde k ve ω Eşitlik (3.13) ve Eşitlik (3.14)'de verilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + \widetilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \omega_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.14)$$

Bu modelde türbülans viskozitesi Eşitlik (3.14a)'daki gibi hesaplanır.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}\frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a\omega_1}\right]} \quad (3.13a)$$

Burada D_ω çapraz difüzyon terimidir. Türbülans enerjisi üretimi, G_k, Özgül sönümleme oranı üretimi, G_ω'dir Standart k –ω modeli ile k –ω SST arasındaki farklardan biri de α_∞ hesabıyla ilgilidir. Standart k–ω modelinde α_∞ sabit bir değerken k–ω SST modelinde değişkendir.

3.3. Duvar Fonksiyonu

Türbülanslı akış duvardan dolayı etkilenir. Duvara yakın bölgede, viskoz kaynaklı sönümleme ve buna bağlı türbülans dalgalanmalarında azalma olur. Yüzeye dik mesafade ilerledikçe, yüksek hız gradyanı nedeniyle türbülans kinetik enerjisi oluşumu hızla artar. Dolayısıyla duvara yakın bölgelerin sayısal analiz için çözümleme hassasiyette yeterli olmalıdır. Akış alanında oluşan girdabın ve türbülansın temel kaynağı duvar yüzeyindeki kayma gerilmeleridir.

Duvara yaklaşıldıkça, viskoz kuvvetler atalet kuvvetlerine göre baskın olduğundan akış, viskoz kuvvetlerden etkilenirken, serbest akım parametrelerinden bağımsızdır. Akışta, duvardan uzaklık, kinematik viskozite ve duvar kayma gerilmesi hızını etkilemektedir duvar kayma gerilmesi Eşitlik (3.14) ile tanımlanmaktadır(Ansys Fluent Theory Guide, 2013).

$$U^+ = f(y^+) \quad (3.15)$$

Burada $U+$, duvar cidarındaki boyutsuz hız değerini, $y+$ ise duvardan boyutsuz uzaklığı temsil etmektedir.

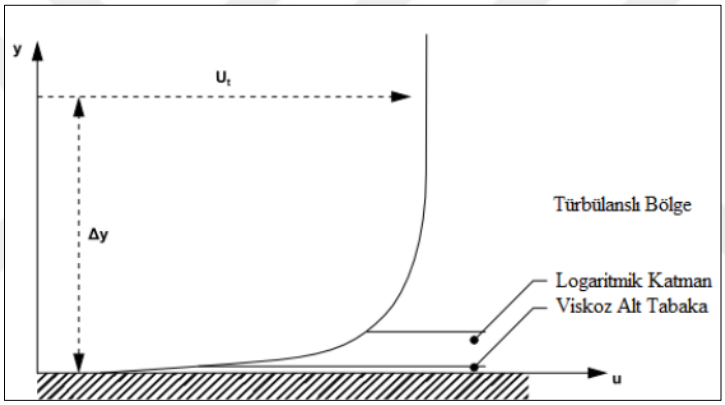
$$U^+ = \frac{U}{u_\tau} \tag{3.14a}$$

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \tag{3.16}$$

Burada, u_τ bu bölgede kullanılan ve boyut analizi ile elde edilmiş olan sürtünme hızıdır.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{3.17a}$$

Türbülanslı bölge iç ve dış olmak üzere iki kısımda incelenir, iç kısım, logaritmik ve viskoz alt tabaka olmak üzere ikiye ayrılır (Şekil 3.2).

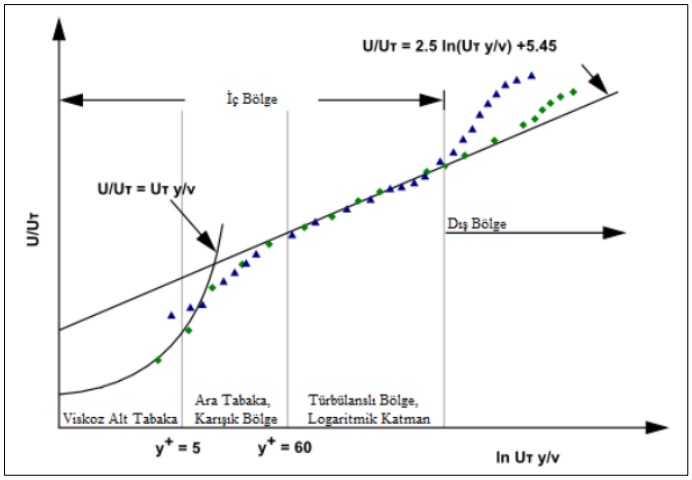


Şekil 3.2. Türbülanslı bölge tanımı

y^+ 5'den küçük eşit olduğundan viskoz alt tabaka çok ince olup Eşitlik (3.15) ile ifade edilebilir. Yani, $U^+ = y^+$ eşitliği geçerli olur. Şekil 3.3'de U^+'a bağlı y^+ grafiği verilmiştir. Logaritmik tabaka, türbülansın tamamen gerilmelere neden olduğu bölgedir. Bu bölgede, duvar cidarındaki boyutsuz hız değeri Eşitlik (3.18) ile ifade edilir. Bu eşitlik logaritmik duvar fonksiyonu olarak bilinir. Eşitlikte pürüzsüz yüzeyler için C sabiti 5 alınır.

$$U^+ = \frac{1}{k} ln y^+ + C \tag{3.18}$$

Logaritmik tabaka $30 \leq y^+ \leq 500$ aralığındadır. Belirsizliğin yüksek olduğu $5 \leq y^+ \leq 30$ arasına tampon bölgesi bir diğer adıyla geçiş bölgesidir.



Şekil 3.3. y^+ grafiği

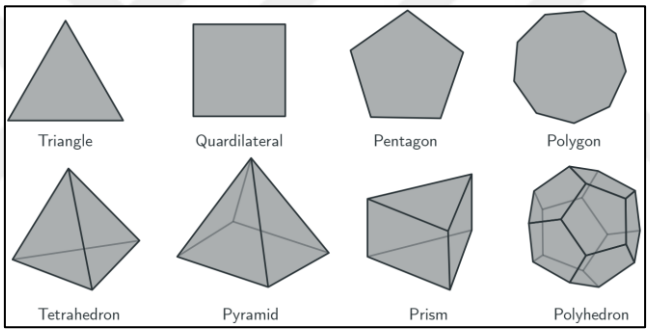
Türbülanslı akışın doğru modellenebilmesi duvar sınır koşulu ile tanımlanan bölgelerin çözüm ağının (mesh) hassaslıkla oluşturulmasına bağlıdır. Duvar yakınını modelleme yöntemleri türbülans modelinin seçimine göre değişkenlik gösterir. Tam gelişmiş türbülanslı akışlar için k–ε türbülans modeli kullanılır. Dolayısıyla duvara yakın kısımlarda türbülans viskozitesinin moleküler viskoziteden yeterince büyük olmaması sebebiyle bir düzeltme fonksiyonu uygulanmalıdır. Duvar fonksiyonu logaritmik alt sınır tabakayı modellemek için kullanılır. Bu sebeple y^+ değeriyle yakın bir ilişkidedir. $y^+ > 10$ değerinden sonra duvar fonksiyonu kullanılmaktadır. Sınır tabaka mesh yapısında ilk hücre yüksekliği viskoz alt sınır tabaka içerisinde yer almasına gerek yoktur. Ancak ters basınç gradyanın, akım ayrılmasının gerçekleştiği akışlarda logaritmik alt sınır tabaka standart formunda olmadığından k–ε türbülans modeli ailesi duvar fonksiyonu yaklaşımı uygulayan türbülans modelleri ile doğru sonuçlar vermez. Böyle durumlarda duvar fonksiyonunun kullanılmadığı veya kısmen kullanıldığı türbülans modeller tercih edilmelidir.

Literatürde yaygın olarak, standart duvar, dengeli olmayan duvar, ve güçlendirilmiş duvar fonksiyonları olmak üzere üç duvar fonksiyonu ile karşılaşılır. Türbülans modellerinde olduğu gibi bu duvar fonksiyonlarında çeşitli akış türlerinde üstünlükleri vardır. Standart duvar fonksiyonu yüksek Reynolds sayılı duvar sınırlı akışlarda başarılıyken dengeli olmayan duvar fonksiyonu basınç gradyanı etkisindeki akışlarda başarılıdır. Yine de duvar fonksiyonunun bir temel denklem çözümü olmayıp varsayımsal bir yapıya sahiptir. Sınır tabakayı etkileyen güçlü basınç gradyanın bulunduğu akış durumlarında duvar

fonksiyonu başarılı değildir. Bu gibi durumlarda mesh yapısını sıklaştırmak güçlendirilmiş duvar fonksiyonu kullanmak veya duvar fonksiyonu kullanmayan k-ω türbülans modeli gibi bir türbülans modeli tercih etmek gerekir.

3.4. Mesh Yapısının Oluşturulması

Akış hacmi oluşturulduktan sonra doğru analiz için uygun bir mesh yapısının oluşturulması gerekmektedir. Doğru olmayan mesh yapısı temel denklemlerin çözümünde yakınsamamasını hatta yakınsasa bile doğru sonuçları vermeyebilir. Çözüm alanının ayrıklaştırılması akış hacminin tanımlanan sınır şartları içerisinde akışı tanımlayan denklemlerinin çözüleceği elemanlara bölünmesidir. İki veya üç boyutlu çözüm alanları için sayısal ağ üretiminde genel olarak kullanılan elemanlar Şekil 3.4'de görüldüğü gibidir.



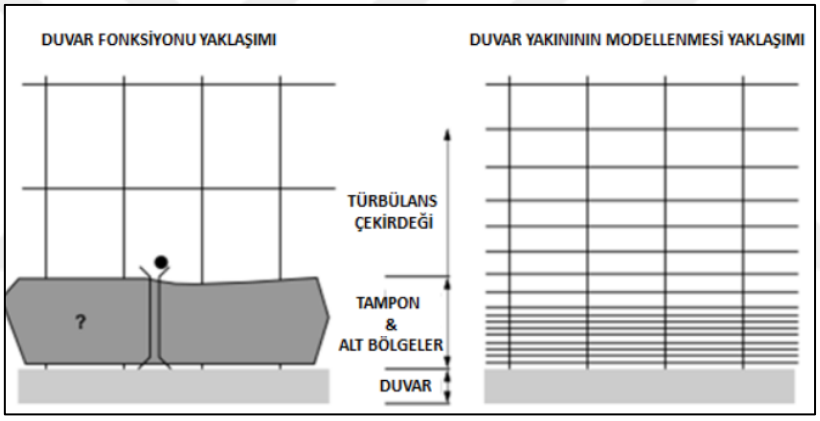
Şekil 3.4. Sayısal ağ yapısı eleman tipleri

Sayısal çözümde mesh yapıları 3'e ayrılabilir. Bunlar yapısal ("structured") yapısal olmayan ("unstructred") ve ikisinin kullanıldığı melez ("hybrid") ağ yapısıdır. Çözümün doğruluğu açısından yapısal ağlar daha iyi sonuç verir. Ancak bu ağ yapısını oluşturmak karmaşık geometrilerde oldukça zordur. Bu sebepten yapısal olmayan ağ tercih edilebilir. Ancak yapısal olmayan ağ, yüzeye yakın ya da genelleyecek olursak yüksek gradyana sahip bölgelerde yüksek kesme hatasına sebep olmaktadır. Bu dezavantajı gidermek için yüksek gradyana sahip bölgelerde yapısal nispeten daha düşük gradyana sahip bölgelerde yapısal olmayan mesh yapısının kullanıldığı bir melez mesh yapısı tercih etmektir.

Sayısal çözüm ağının kalitesi çözümlerin kalitesine de etki eder. Pek çok uygulamada elde edilen sonuçlardaki sapmanın sebebi oluşturulan sayısal çözüm ağının yetersizliğidir. Genel olarak sayısal ağın sıklığının çözümün hassasiyetini arttırdığı

söylenebilir ancak buna paralel olarak çözüm süresi de uzayacaktır. Elemanların kalitesini belirlemede iki parametre oldukça önemlidir. Bunlar; çarpıklık "skewness" ve ortogonal "orthogonal" kalite değerleridir. Sayısal çözücünün yakınsaması için herhangi bir modelin mesh yapısının çarpıklık kalitesi maksimum 0,95'den küçük olması, ortogonal kalitenin de minimum 0,1'den büyük olması genel bir kabuldür (Ansys Fluent Theory Guide, 2013).

Akışkanlar dinamiğinde katı yüzey üzerinde oluşturulacak sayısal ağın doğru sonuç vermesinin bir kriteri de y^+ değeridir. Sınır tabaka kalınlığı içerisinde duvar fonksiyonu kullanılacaksa yaklaşık 10, düşük Reynolds sayılı modeller kullanılacaksa yaklaşık 15 sıra hücre olması tavsiye edilir(Ansys Fluent Theory Guide, 2013). Şekil 3.5'de duvar kenarı yaklaşımları gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Duvar mesh yapısı sıklığı

4. METODOLOJİ

Bu bölümde, 18 MART ÇAN Termik Santralı (ÇTS) 1. Ünite DAY kazanı ve yatak bölgesi birincil hava dağıtıcı nozul-plaka sistemler hakkında teknik bilgi ve model doğrulama çalışması için gerçek ölçüm verileri açıklanmaktadır. Sayısal analiz çalışması kapsamında, nozul geometrisinin 3D katı modeli, akış hacmi ve mesh yapısının oluşturulması, sınır koşullarının belirlenmesi, mesh bağımsızlık ve doğrulama çalışmaları, kullanılan türbülans denklemler, hıza bağlı uniform indeks parametresi gibi ANSYS Fluent ticari yazılımına girdi oluşturacak HAD tabanlı çözüm yöntemi anlatılmaktadır.

4.1. ÇAN Termik Santrali

Ülkemizde ilk olarak elektrik üretimi alanında akışkan yataklı kazan teknolojisi EÜAŞ tarafından 2 x 160 MWe kapasitede 18 Mart Çan Termik Santralında uygulanmıştır. 2008 yılından itibaren elektrik üretimine devam etmektedir. Çan Termik Santralı 2 x 160 MWe gücüne sahip 2 üniteden oluşmaktadır. Her bir ünitede yüksekliği yaklaşık 50 metre, genişliği 7.9 metre ve derinliği 14,5 metre olan buhar üretim kazanı mevcuttur. Buhar üretim kazanları dolaşımlı akışkan yatak yakma teknolojisine sahiptir. ÇTS genel özellikleri Tablo 4.1'de verilmektedir.

Tablo 4.1. ÇTS karakteristik özellikleri

Toplam Güç	320 MW_e
	1. ve 2. Ünite
Ünite Gücü	160 MW_e
DAY Kazan Verimi	92%
Ünite Verimi	42%
Linyit Yakıtı Tüketimi	160 t/h
Linyit Yakıtı AID	2900 kcal/kg
Yanma Odası Sıcaklığı	850^oC
Ana Buhar Basınç, Sıcaklık ve Debisi	172 bar, 540^oC, 482 t/h
Ara Kızdırma Basınç, Sıcaklık ve Debisi	39,2 bar, 540^oC, 437 t/h
Kazan Besleme Suyu Sıcaklığı	250^oC

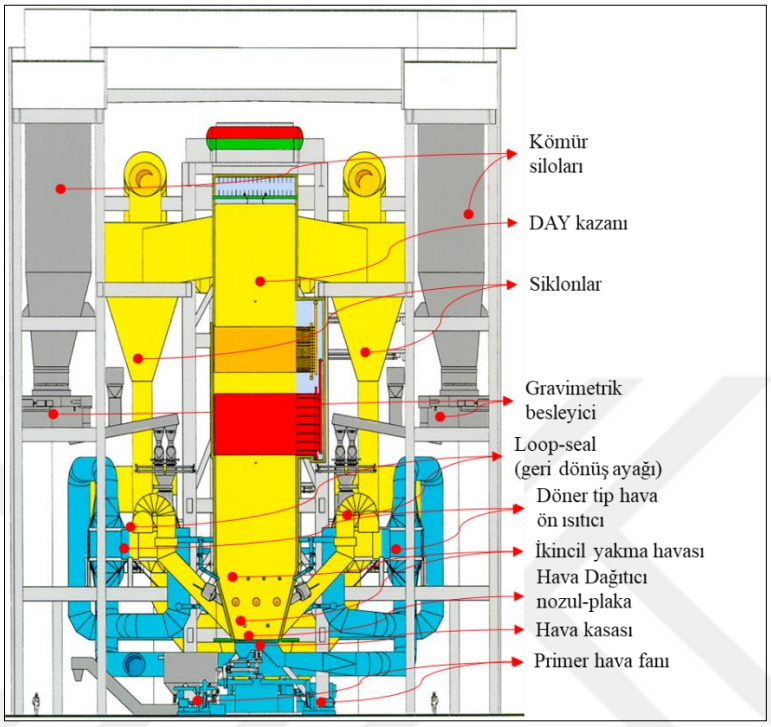
DAY kazanına kömür, gravimetrik besleyicilerle 8 ayrı kanaladan yatak bölgesine verilmektedir. Beslenilen kömür alt ısıl değeri yaklaşık 2900 kcal/kg civarında olup 0-10

mm tane boyut aralığındadır. DAY kazanında yanma sonucu açığa çıkan kükürt içerikli zararlı emisyonların tutulması için kireçtaşı sisteme kömür besleme noktalarından yanma odasına beslenir. Akışkanlaşma havası, birincil hava, yatak tabanından ve yakma havası, ikincil hava, yatak bölgesinde 8 ayrı noktadan ve yanma odası bölgesinde 22 ayrı noktadan beslenmektedir. Kademeli hava besleyerek DAY kazanı ocak bölgesinde yanma sıcaklığını maksimum 850 ^{o}C tutarak NOx emisyon oluşumu minimum seviyeye düşürmek amaçlanmıştır. DAY kazanında kömür, kül ve kumda meydana gelen yatak malzemesi, yanma sonucu açığa çıkan gaz ile bünyesindeki ısıyı ekran borularına ardından ikinci geçişte yer alan kızdırıcı boru demetlerine aktararak yüksek sıcaklıkta buhar üretimini sağlar. Üretilen yüksek sıcaklıktaki buhar, buhar türbinlerinde önce mekanik enerjiye daha sonra generatörlerde elektrik enerjisi ne dönüştürülür. DAY kazanında yanan kömür partikülleri göreceli büyük olanları öncelikle siklonlarda ayrıştırılarak siklon çıkışında geri dönüş ayağına oradan kazana geri beslenir. Böylece, DAY kazanı çalışma prensibi gereği kömür partiküllerin yanma için gerekli kalma süresi artarak yanma verimine olumlu katkı sağlar. Siklondan ayrıştırılan daha küçük partikül ve sıcak gaz karışımı ise önce ikinci geçiş bölgesinde kızdırıcı boru paketlerden akabinde, dönerli hava ısıtıcıdan daha sonra toz tutucu filtrelerden geçerek bacadan dışarı atılır. ÇTS kazan kesti ve yardımcı sistemler Şekil 4.1'de verilmektedir.

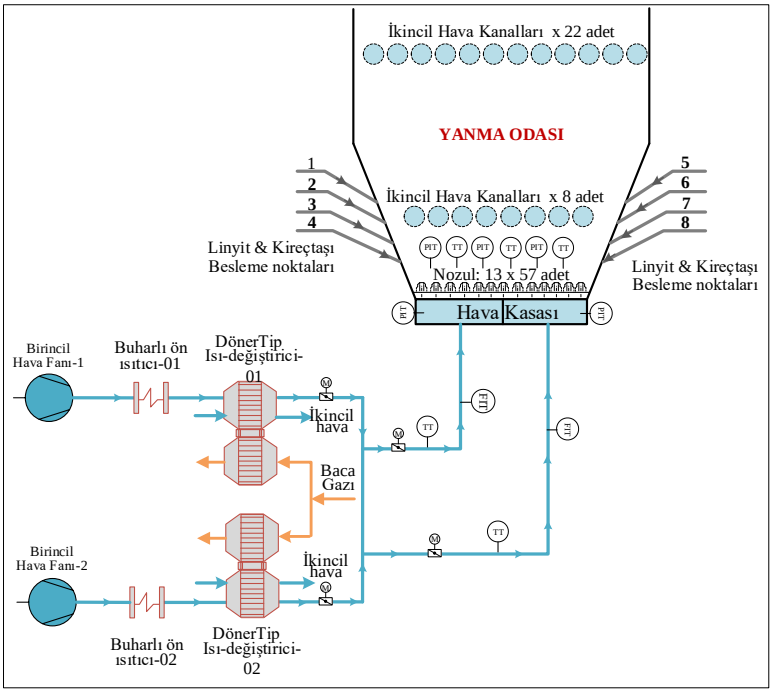
Kazan yatak bölgesi yüksekliği 6,24 metre ve konik şeklinde olup yukarı doğru genişlemektedir. ÇTS DAY kazanı yatak bölgesi Şekil 4.2'de şematik olarak görülmektedir. Sisteme beslenilen % 43,5 oranında birincil hava yatak tabanından dağıtıcı plaka-nozul sistemi beslenir. İkincil hava ise sisteme 2 farklı seviyede yatak tabanından 1 metre ve 5 metre yükseklikte bulunan hava kanalları ile beslenir. Ünite tam yükte çalışırken birincil hava fanları ile alınan atmosfer havası, öncelikle dönerli tip ısı değiştiriciden geçerek havanın sıcaklığı yaklaşık 286 °C'ye çıkarılır ve daha sonra DAY kazanı alt bölgesinde yer alan hava kasasına aktarılır. Buradan tam kapasitede 69,2 kg/s birincil hava kütlesel debisi 741 adet hava dağıtıcı nozul ile kazan yatak bölgesine beslenir (Gürel, 2018).

Atmosfer havası birçok noktadan farklı amaçlarla Kazana dahil olmaktadır. Geleneksel pulverize yakma sistemlerinden farklı olarak DAY kazanına çalışma prensibi gereği yakma havasının yanı sıra akışkanlaşma havası da beslenilmektedir. ÇAN Termik

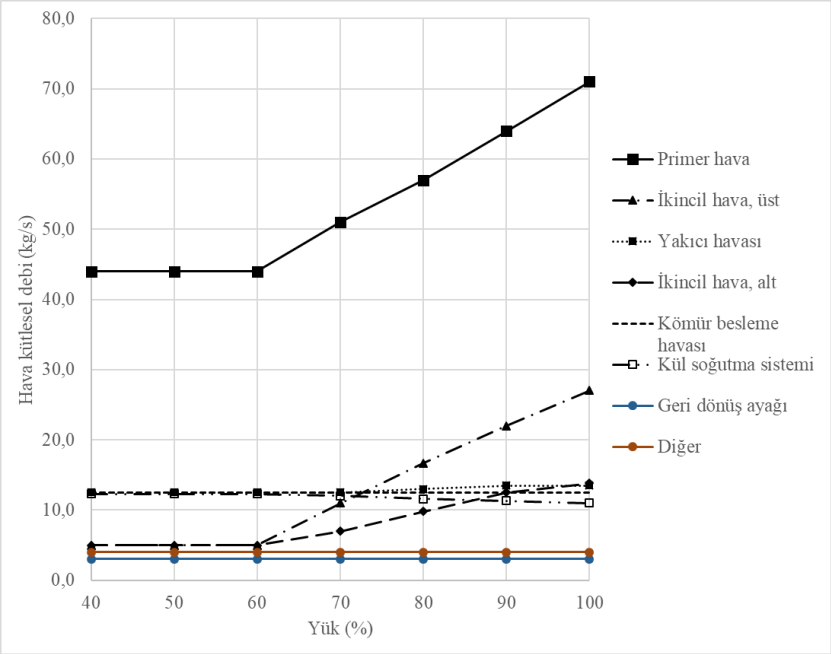
Santralinin bir ünitesinde yüke bağlı hava kütlesel debi değişimleri Şekil 4.3'te verilmektedir. Buna göre, sisteme beslenilen toplam havanın büyük bir bölümünü akışkanlaşma havası oluşturmaktadır.



Şekil 4.1. ÇTS kazan kesiti ve yardımcı sistemler



Şekil 4.2. ÇTS kazanı yatak bölgesi ve birincil hava besleme sistemi şematik görünümü



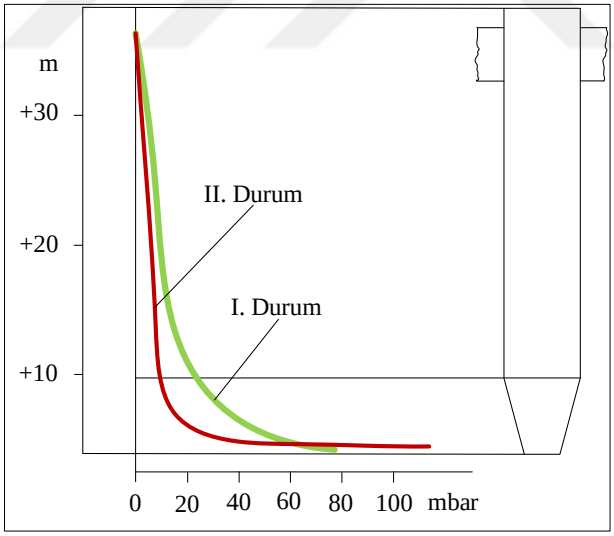
Şekil 4.3. ÇTS kazanına beslenilen hava kütlesel debilerinin yüke bağlı değişimi

ÇAN Termik Santrali yardımcı alt sistemlerin güç tüketimleri ve yüzdelik oranları verilmiştir (Tablo 4.2). Buradan da görüleceği üzere Ünitede iç enerji tüketimi sarfiyatı kazan besleme suyu pompalarından sonra birincil havan fanlarında gerçekleşmektedir. Birincil hava fanlardaki güç tüketimi, akışkanlaşma hava debisi miktarının yanı sıra yatak direncini aşmak için ihtiyaç duyulan basınç büyüklüğü değişmektedir. DAY kazanında tanecik boyutuna göre basınç değişim grafiği Şekil 4.4'de verilmiştir. Burada, 1. Durum ince taneli, 2. Durum ise büyük taneli yatak malzemesi olduğu durumlar için kazan boyunca basınç değişimini göstermektedir. İlgili grafikte de görüleceği üzere yatak tabanında iri partiküller olduğu durumda basıncın daha yüksek seyretmektedir. Yukarı yönde hareket ettikçe basınç direncinin iri taneli partikül durumda hızlı bir şekilde azaldığı görülmektedir. Bu durum olası bir sonuçtur.

Birincil hava hattında basınç kaybı büyük oranda nozul-plaka sisteminden kaynaklanmakta ve fanlardaki güç tüketimi, yanma performansı ve işletmede sürekliliği üzerinde önemli ölçüde etkisi vardır.

Tablo 4.2. ÇTS Üniteye ait yardımcı sistemlerin güç tüketimleri ve yüzdelik oranları

Yardımcı ekipmanlar, (1xÜnite)	**Güç tüketimi, (kW)**	**Oran, (%)**
Birincil hava fanı	**2.124**	**17%**
Cebri çekme fanı	830	7%
Besleyiciler	332	3%
Sekonder hava fanı	1.348	11%
Ön hava ısıtıcısı	13	0%
Bacagazı toz tutma filresi	572	5%
Kazan altı kül çıkarıcılar	536	4%
Kazan besleme suyu pompaları	3.810	30%
Yardımcı soğutma suyu pompası	250	2%
Kondenser pompası	310	2%
Diğer ekipmanlar	166	1%
Toplam	10.290	81%
Ortak yardımcı sistemler,(2xÜnite)		
Su şartlandırma prosesi	110	1%
Hava kompresör ünitesi	131	1%
Kömür hazırlama sistemi	1.652	13%
Kül hazırlama sistemi	1.695	13%
Kireçtaşı hazırlama sistemi	634	5%
Toplam	**4.222**	**19%**
Genel Toplam	**12.695**	**100%**



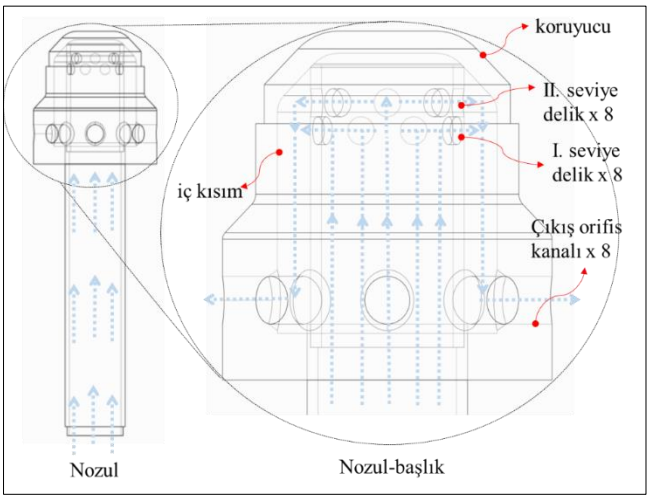
Şekil 4.4. ÇTS Kazan yüksekliği boyunca partikül büyüklüğüne göre basınç değişimi

ÇTS DAY Kazan tabanında birincil hava dağıtıcı plakada toplam 741 adet nozul Şekil 4.5'te görüldüğü üzere eşit aralıklarla bağlanmıştır.



Şekil 4.5. ÇTS kazan yatak tabanında nozul yerleşimlerinin görünümü

Birincil hava dağıtıcı sistemde kullanılan her bir nozul birbirine vidalı 3 ana parçadan oluşmaktadır. Bunlar, 73 mm çapında hava giriş borusu ve iç içe geçmiş 70 mm çapında iç başlık kısım ve 150 mm çapında dış koruyucu parçadan oluşmaktadır. Kazan işletme sırasında ani basınç dalgalanmalarına karşı yatak malzemesinin hava kasanına doğru geri akışını önlemek amaçlı böyle bir tasarım tercih edilmektedir. Aynı zamanda, nozul koruyucu kısım dökme demir (ASTM A48) malzeme özelliğine sahip yıpranmaya, aşınmaya ve yüksek sıcaklığa karşı direnç sağlamaktadır. Nozul iç başlık kısmın da 12 mm çapında iki seviyede 8'er adet delik, dış koruyucu kısımda, 20 mm çapında 8 adet hava çıkış kanalı, orifis, bulunmaktadır. Nozul toplam 376 mm uzunluğundadır. Şematik görünümü Şekil 4.6'da verilmektedir.

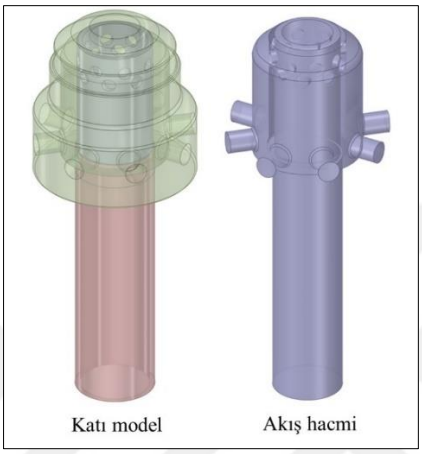


Şekil 4.6. ÇTS çan tipi nozulun şematik görünümü

4.2. Sayısal Modelleme

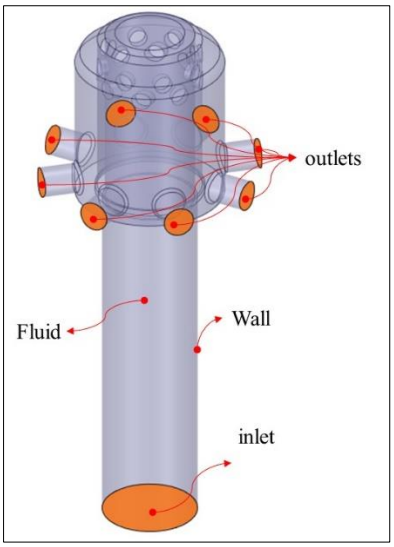
4.2.1.Akış Hacminin Modellenmesi

Sayısal analiz kapsamında, öncelikle nozul geometrisinin CAD yazılımı ile nozulun 3D katı modeli oluşturuldu. HAD analiz öncesi, ANSYS SpaceClaim yazılımında nozul hava akış hacmi hazırlandı. Nozulun 3D katı model ve akış hacmi Şekil 4.7'de verilmektedir.



Şekil 4.7. Nozul modeli ve akış hacmi görünümleri

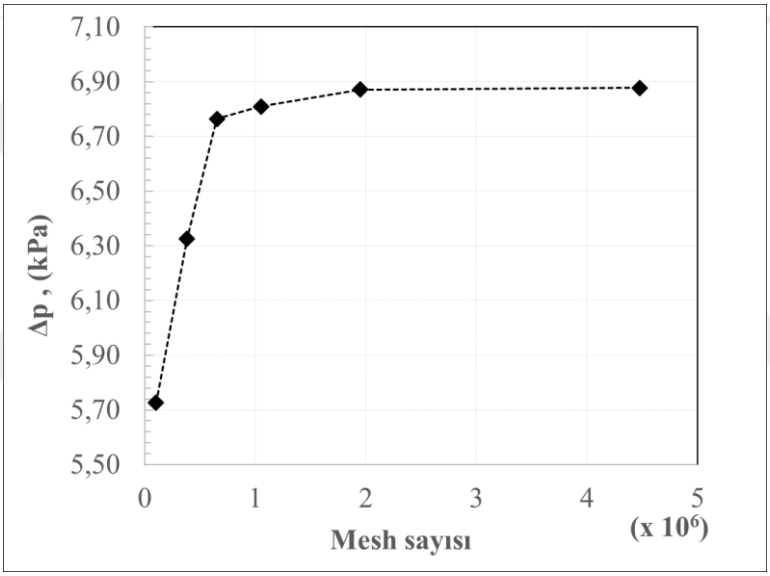
Nozulun akış hacmi hazırlandıktan sonra modelde sınır tanımlamaları yapıldı. Buna göre, hava giriş yüzeyi "inlet", hava çıkış yüzeyleri "outlet", tüm nozul yüzeyi "Wall surfaces" nozul hacmi "fluid" olarak adlandırılmıştır (Şekil 4.8).



Şekil 4.8. Nozul hava akış hacmi sınır tanımları

4.2.2.Mesh Analizi

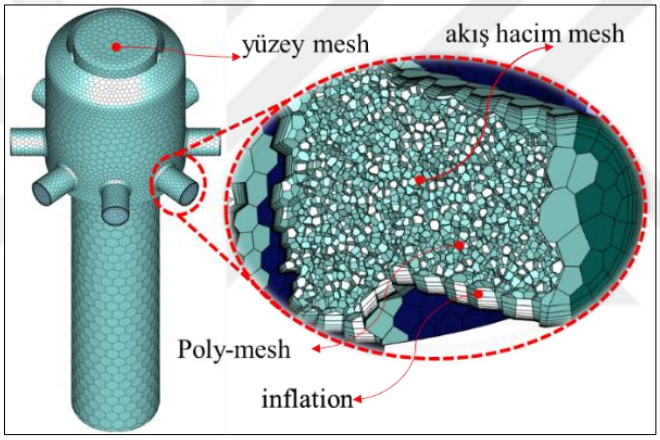
Nozul akış hacminin detaylı gözlemlenebilmesi ve doğru çözümü için yeterli sayıda mesh elemanına ihtiyaç vardır. Bu çalışmada nozul mesh yapısı Fluent Mesh yazılımında oluşturulmuştur. Nozul akış hacmi için "polyhedral" çokyüzlü mesh yapısı kullanılmıştır. Bunun nedeni daha az mesh sayısında arzu edilen "orthogonal" dikeylik ve "skewness" çarpıklık mesh kalite değerlerinin elde edilebilmesidir. Elde edilen mesh kalite değerleri sayısal çözücüde problem çözümünün yakınsamasını önemli ölçüde etkilemektedir. Aynı zamanda mesh yapısındaki toplam eleman sayısı çözüm süresini etkileyeceği gibi belirli eleman sayısına kadar elde edilen sonuçlarda da önemli farklılık gözlemlenebilir.



Şekil 4.9. Nozul modeli mesh bağımsızlık çalışması

Nozul modeli için mesh sayısına bağlı basınç kaybı değişim grafiği Şekil 4.9'da görüldüğü gibidir. Buna göre modelde mesh eleman sayısı 172322 den 638903'e çıkarıldığında basınç kaybı %10, 1089.753'e çıkarıldığında basınç kaybı %7, 1753.803'e çıkarıldığında basınç kaybının %0,7 artış gösterdiği görülmektedir. Daha sonra 3246063 ve 7460591 yüksek mesh sayılarında yapılan analizlerde basınç kaybının % 0,1 gibi düşük oranda değiştiği görülmüştür. Yüksek eleman sayısı ve bilgisayar özelliklerine bağlı sayısal çözüm süreleri uzamıştır. Basınç kaybındaki değişim oranı ve çözüm süresi dikkate alındığında çalışma için en uygun 1753803 mesh eleman sayısı alınmıştır. Yapılan tüm analizler de bu eleman sayısı esas alınmıştır. Mesh dikeylik kalite değeri en az %5'in üzerinde olup kabul edilir sınır değer arasında kalmıştır.

Akışın türbülanslı olduğu durumlarda, akış, duvar etkisinden dolayı önemli ölçüde etkilenmektedir. Duvara yakın bölgede, viskoz kaynaklı sönümleme türbülans dalgalanmalarında azalma beklenmektedir. Yüzeyden dik yönde uzaklaşıldıkça, yüksek hız gradyanı nedeniyle türbülans kinetik enerjisi oluşumu hızla artış göstermektedir. Bundan dolayı, duvara yakın bölgelerin sayısal olarak yeterli hassasiyette çözümlenmesi önemlidir ve elde edilen sonuçlar üzerinde önemli etkisi vardır. Bu çalışma kapsamında nozul akış hacmi incelendiğinde yüksek hızlardan dolayı türbülanslı akışın ve nozul geometrik yapısı gereği de ani akım ayrılmalarının ve ters basınç gradyanın gerçekleşmesi muhtemeldir. Bu nedenle nozul modelinde duvar fonksiyonu etkileri de çözüme dahil etmek için mesh yapısını oluştururken duvar sınır tabaka kalınlığı "inflation" verilmiştir.



Şekil 4.10. Nozul mesh yapısının görünümü

Nozul yüzey ve akış hacmi geometrisi ve mesh yapısının görünümü Şekil 4.10'daki gibidir. Buna göre mesh yapısında iç hacim ve yüzeyde çokyüzlü mesh yapısı, duvar boyunca sınıra yakın bölgede ince tabakalar şeklinde mesh atılmıştır. Sınır tabaka, birinci tabaka kalınlığı 0,0218 mm, 1,2 büyüme katsayısı ve toplam 10 katmandan oluşmaktadır.

4.2.3.Sayısal Modelleme

Bir boru içi akışta Reynolds (Re) sayısı 4000 den büyük olduğu durumda akış tamamen türbülanslı kabul edilir (Çengel ve Cimbala, 2018). Nozul içerisinde akış hızlarının yüksek olması ve buna bağlı Re sayısının 4000'den çok daha büyük olması akışın tamamen türbülanslı olduğunu göstermektedir. HAD alanında türbülanslı akışı modellemek için çok sayıda numerik çözüm yöntemi geliştirmiştir. Endüstriyel

ekipmanların HAD çözümlemelerinde Reynolds-Avereged Navier-Stokes (RANS) yaklaşımı çoğunlukla tercih edilmektedir. RANS yönteminde daimi olmayan türbülans girdapların yol açtığı karışım ve difüzyonu hesabı için farklı matematiksel modeller kullanılır. Bu modellerden kabul görmüş ve yaygın olarak kullanılan k-ε ve k-ω modelleridir. Bu kapsamda, k-ε türbülans modelin Standard, RNG ve Realizable, k-ω türbülans modelin SST versiyonlarında sistem sürekli durumu (steady-state) için nozul akış hacmininin HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Akış probleminin sayısal çözümünde, k-ε türbülans modelinin üç versiyonunda da güçlendirilmiş duvar fonksiyonu (Enhance Wall Treatment) Fluent yazılımında aktif edilmiştir. Mesh oluştururken duvar kayma gerilmelerinin etkilerini değerlendirmek ve türbülans modelinin doğru çözümlenebilmesi için nozulda gerçekleşen maksimum akış hızına bağlı duvara yakın birinci tabaka yüksekliği hesaplanarak ince ağ katmanları oluşturulmuştur.

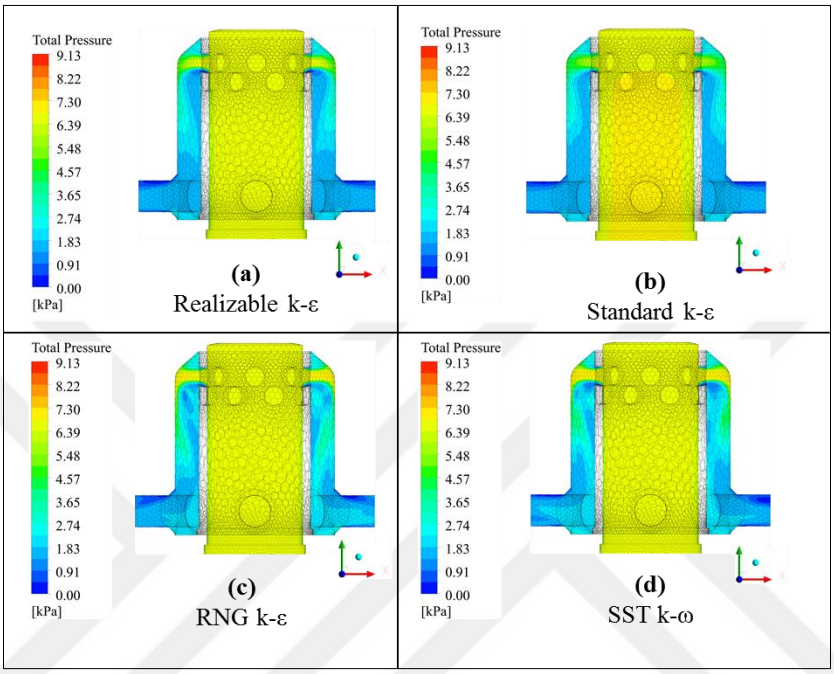
Tablo 4.3. Türbülans modellerinden elde edilen HAD analizi sonuçlarının karşılaştırma tablosu

Turbulance model	Converged number of iteration	continuity	x velocity	y velocity	z velocity	k	ε & ω	inlet total pressure [Pa]	İnlet total pressure differ. [%]
k-ε/Standard/ Enhanc.wall treat.	306/converg.	9,99E-04	6,03E-07	8,82E-07	6,17E-07	7,63E-06	2,87E-05	6,86E+03	3%
k-ε/RNG/ Enhanc.wall treat.	1252/not converg.	1,79E-01	1,34E-04	1,68E+00	1,37E-04	6,67E-03	2,17E-02	6,79E+03	2%
k-ε/Realizable/ Enhanc.wall treat.	364/converg.	9,92E-04	4,91E-07	8,49E-07	4,73E-07	1,27E-05	4,10E-05	6,67E+03	0%
k-ω/SST	3000/not converg.	2,62E-02	7,52E-05	8,73E-05	7,50E-05	3,33E+01	1,38E-03	6,82E+03	2%

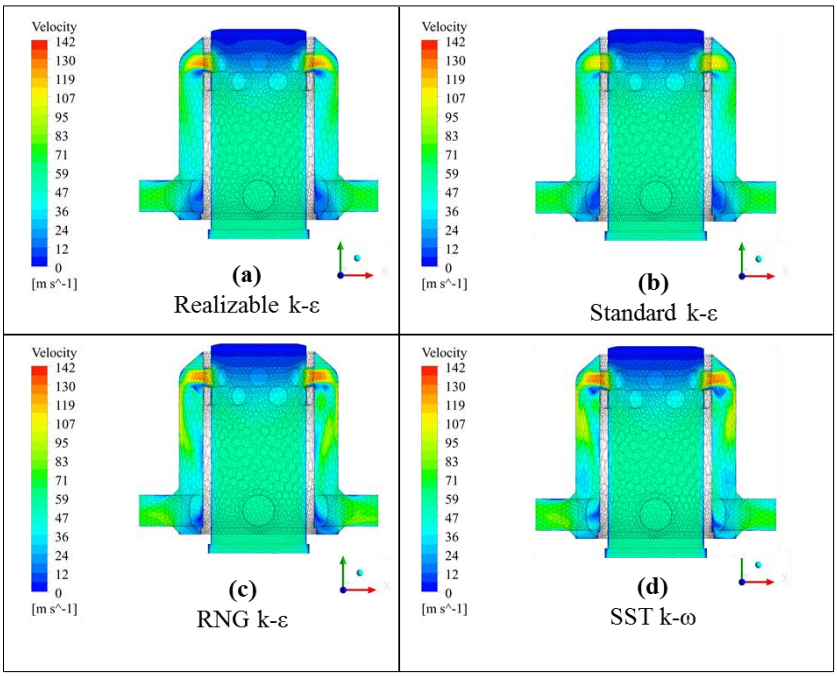
ANSYS Fluent çözücüden 4 farklı türbülans modeli için elde edilen sonuçlar verilmektedir (Tablo 4.3). Dört farklı türbülans modelin $1x\ 10^{-3}$ hassasiyet çözümde nozul girişinde toplam basınç değerinin 6,67-6,86 kPa arasında olduğu ve değişim oranın en fazla %3 olduğu hesaplanmıştır. k-ε/RNG ve k-ω/SST türbülans modellerinde çözümün yakınsamadığı görülmüştür.

Nozul akış hacminin 4 ayrı türbülans modelinde elde edilen basınç ve hız değişim kontur grafikleri Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de verilmektedir. Sonuç grafikleri incelendiğinde büyük oranda benzer basınç ve hız dağılımlar elde edildiği görülse de nozulun iç kısımda yer alan deliklerde ve orifis kanallarında türbülans modeline bağlı olarak farlılıklar olduğu görülmektedir. Türbülans modellerinden k-ε/RNG ve k-ω/SST sonuç grafiklerinde çözümün yakınsamamasına bağlı orifis kanallarında basınç ve hız kontur dağılımlarının kendi içinde farklı olduğu görülmektedir. k-ε/Realizable ve k-ε/Standard

türbülans modellerinde çözüm sırasıyla 364 ve 306 iterasyonda yakınsamış olup orifis kanalları diğer modellerde oluğu gibi farklılıklar yoktur. Diğer yandan k-ε/Realizable türbülans modelinde k-ε/Standard modeline oranla nozul iç kısım deliklerde hızların daha yüksek olduğu basınç ve hız kontur grafiklerinden görülmektedir.

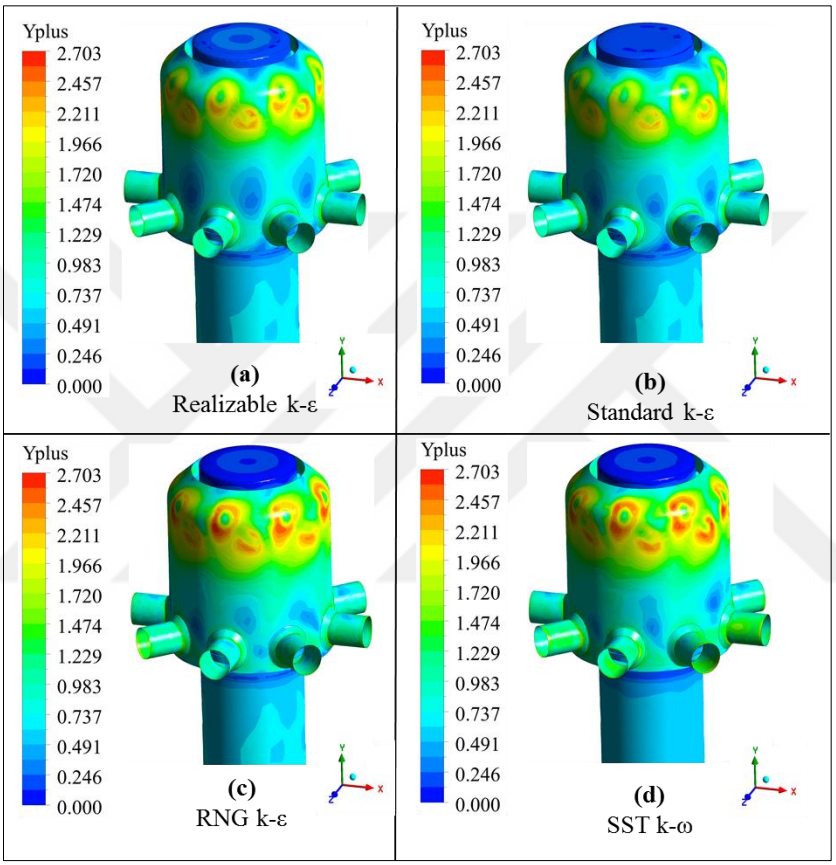


Şekil 4.11. Türbülans modellerine bağlı nozulda basınç kontur figürleri



Şekil 4.12. Türbülans modellerine bağlı nozulda hız kontur figürleri

Nozul duvar sınır bölgesinde türbülans modellerin çözümlerinden edilen y^+ değişim kontur grafiklerinin karşılaştırmalı görünümleri Şekil 4.13'te verilmektedir. Buna göre tüm çözümlerde maksimum y^+ değerinin 5'ten küçük olduğu görülmektedir. Hızların yüksek olduğu nozul iç kısmında yer alan delik duvarlarında y^+ değerinin maksimum olduğu görülmektedir. Buna karşın, k-ε/Realizable ve k-ε/Standard türbülans modellerinde diğer modellere kıyasla y^+ değerinin daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.13. Türbülans modellerine bağlı nozulda y+ kontur figürleri

Bugüne kadar nozul tasarımı ile ilgili yapılan sayısal yaklaşımlı akademik çalışmalarda RANS tabanlı k-ε türbülans modelinin kullanıldığı görülmektedir. k–ε türbülans çözüm denklemleri Eşitlik (4.1) ve Eşitlik (4.2)'de verilmekte olup k, türbülans kinetik enerjisi ε, türbülans sönümleme hızı, bu eşitliklerden hesaplanmaktadır (Ansys Fluent Theory Guide, 2013). Burada, G_k ana hız gradyanın ürettiği türbülans kinetik enerjiyi temsil eder ve σ_k, σ_ϵ, türbülans Prandtls sayılarıdır. Bu denklikte kullanılan model sabitleri $C_{1\epsilon} = 1{,}44$, $C_{2\epsilon} = 1{,}92$, $\sigma_k = 1{,}0$, $\sigma_k = 1{,}3$'tür.

$$\nabla \rho k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right) \cdot \nabla k\right] + G_k - \rho\varepsilon \tag{4.1}$$

$$\nabla \rho \varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right) \cdot \nabla \varepsilon\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{4.2}$$

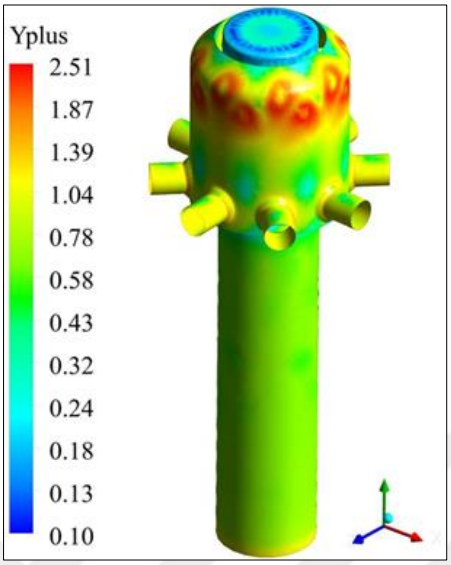
Türbülans viskozite aşağıda verilen denklikle ifade edilir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{4.2a}$$

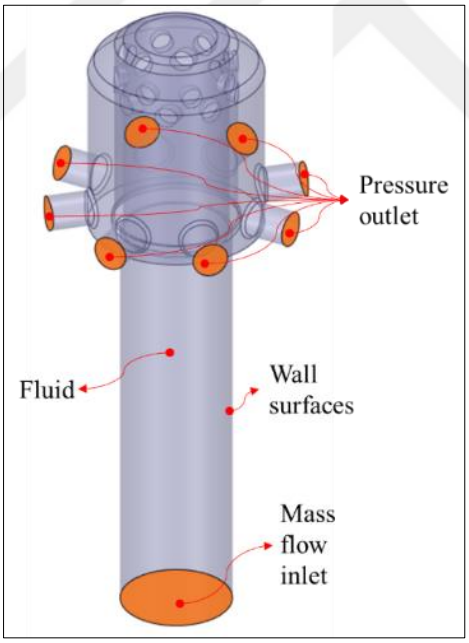
Realizable k–ε modelinin Standard ve RNG k–ε modellerinden farkı, türbülans viskozite denkliğinde, C_μ kat sayısı sabit olmayıp değişkendir. Fluent, kayma gerilmeleri için normal gerilmelerin ve Schwarz eşitsizliğinin pozitifliği olan gerçekleştirile bilirliğini sağlamak için k–ε'nın ortalama akışına ve türbülansına duyarlı hale getirerek C_μ 'yi otomatik olarak hesaplar. Realizable k–ε modeli güçlü basınç gradyanları altındaki sınır koşullarındaki akışlarda ve ayrılma yeniden birleşmelerin olduğu akışlar için uygundur (Fluent Theory Guide, 2020). Bu nedenle, mevcut nozul modelinin HAD çözümünde üç boyutlu, zamandan bağımsız, viskoz, sıkıştırılamaz akış alanı için geliştirilmiş k–ε türbülans modelin "Realizable" versiyonu tercih edilmiştir. Ayrıca duvara yakın bölgelerin modellenmesi için güçlendirilmiş duvar fonksiyonun "Enhanced Wall Function" HAD analizine dahil edilmesi gerektiği belirtilmektedir (Ahsan, 2014). Bu çerçevede Fluent yazılımda güçlendirilmiş duvar fonksiyonunu çözüme dahil etmek için mesh çalışmasında birinci tabaka kalınlığı 0,0218 mm ve büyüme hızı 1,2 olan 10 adet ağ katmanı eklenmiştir. Böylece, duvarlardaki y^+ dağılımının 5'in altında değer alması hedeflenmiştir. Buna göre, en yüksek y^+ değerinin 2,51 ve ortalama değerin 0,7 olduğu görülmektedir (Şekil 4.14).

ANSYS Fluent yazılımında, analizler için toplam hava debisinin yatak tabanında eşit dağıldığını varsayarak tam yükte bir nozuldan geçen akış debisinin 0,0934 kg/s olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca, akışkan olarak hava seçilmiş ve hava özellikleri ünite işletme koşulundaki 287° C sıcaklıktaki yoğunluk ρ_h = 0,632 kg/m^3 ve dinamik viskozite μ_h = 2,89E-05 Pa.s alınmıştır. Akış hacminde sınır koşulları, nozul girişi kesiti, serbest kütle girişi "mass flow inlet" çıkış kesitleri ise, çıkış basıncı "pressure outlet" sınır şartı, diğer

tüm yüzeyler duvar “wall” olarak tanımlanmıştır (Şekil 4.15). Ek olarak, Fluent çözücüde türbülans yoğunluğu % 4,6 ve hidrolik çap 0,02 m olarak alınmıştır.



Şekil 4.14. Nozul duvarlarında y^+ dağılımı



Şekil 4.15. Nozul hava akış hacmi sınır koşulları

Fluent yazılımında orifis çıkış kesitinde akış hızına bağlı uniform indeksi Eşitlik (4.3) kullanılmaktadır.

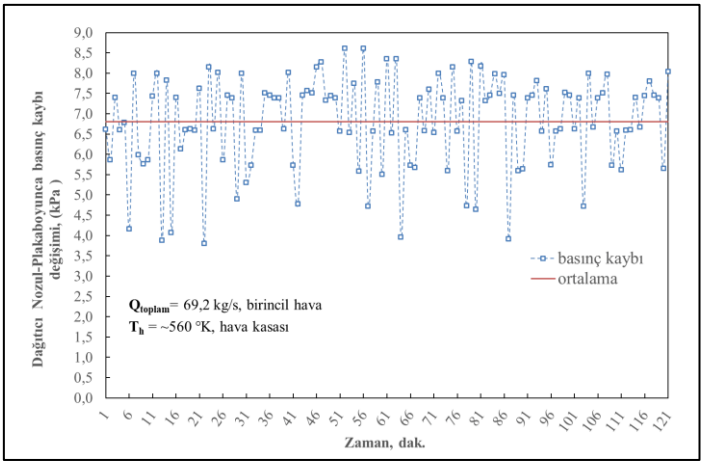
$$\gamma_a = \frac{\sum_{i=1}^{n}[(|u_i - \overline{u_a}|A_i)]}{2|\overline{u_a}|\sum_{i=1}^{n} A_i} \quad (4.3)$$

$$\overline{u_a} = \frac{\sum_{i=1}^{n} u_i A_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i} \quad (4.3a)$$

Burada, (γ_a) hız alan–ağırlıklı uniform indeksidir. n, çıkış konumlarının toplam sayısıdır. u_i i'inci konumundaki hızıdır ve $\overline{u_a}$ hızların ortalamasıdır. Uniform indeks, γ_a , 0-1 aralığında değer alır. $\gamma_a = 1$ olduğu zaman uniform mükemmel kabul edilir. (Ngo *vd.*, 2018).

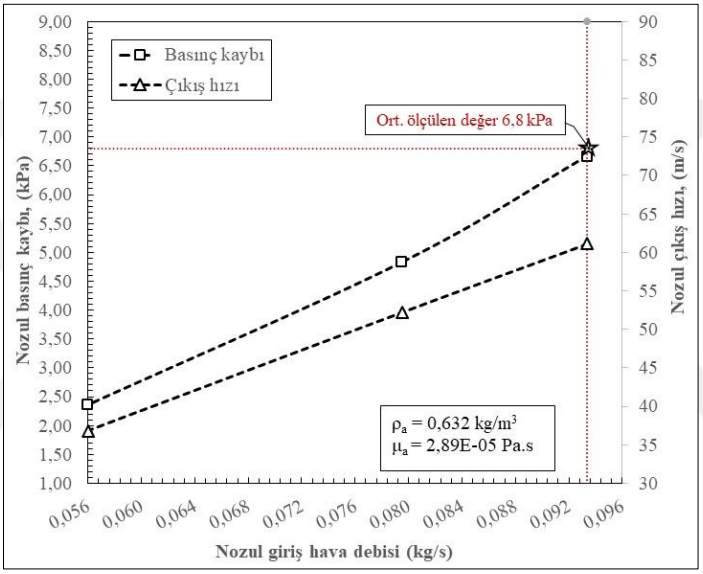
4.2.4. Sayısal Modelin Doğrulanması

Bu çalışma kapsamında nozul kaynaklı basınç düşüşünü belirlemek için ÇTS DAY kazanı birincil hava dağıtıcı plaka-nozul sistemi giriş ve çıkışında basınç ölçümleri gerçekleştirildi. Ölçüm sırasında, kazan tam yükte çalışır durumda hava kasasında sıcaklık yaklaşık 287 °C ve yatak sıcaklığı 850 °C civarındadır. DAY kazan işletme koşullarında birçok çalışma parametresi yatak basıncı etkileyebileceğinden basınç değerlerinde yüksek dalgalanmaların görülmesi olağan bir durumdur. Bu nedenle, kazan tam yük koşullarında 2 saat boyunca ölçümler yapılarak yatak alanının plaka-nozul giriş ve çıkışında ortalama birer dakikalık fark basınç ölçümler alınmış olup elde edilen değerler Şekil 4.16'da verilmektedir. Buna göre birincil hava dağıtıcı plaka-nozul boyunca ortalama basınç kaybının 6.8 kPa olduğu saptanmıştır.



Şekil 4.16. ÇTS kazanı dağıtıcı nozul-plaka sistemi boyunca gerçek ölçülen basınç kaybı

ÇAN DAY kazanı işletme yönetmeliğine göre ünite çalışma yüküne bağlı birincil hava debisinin %100 yükte 69,2 kg/s, %85 yükte 58,91 kg/s, %60 ve daha düşük yüklerde 41,5 kg/s olmaktadır. Bu çalışmada, birincil havanın 741 nozul arasında eşit oranda dağıldığı varsayılmıştır. ÇTS DAY kazanın tam kapasitede ve işletme yönetmeliğinde belirtilen kısmi kapasitelerde sisteme beslenilen toplam birincil hava debisi referans alınarak mevcut nozul sayısal modelin HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Sayısal analizler neticesinde giriş hava debisine bağlı basınç kaybı ve orifis çıkış hızını içeren mevcut nozulun karakteristik çalışma eğrisi Şekil 4.17'de verilmektedir.



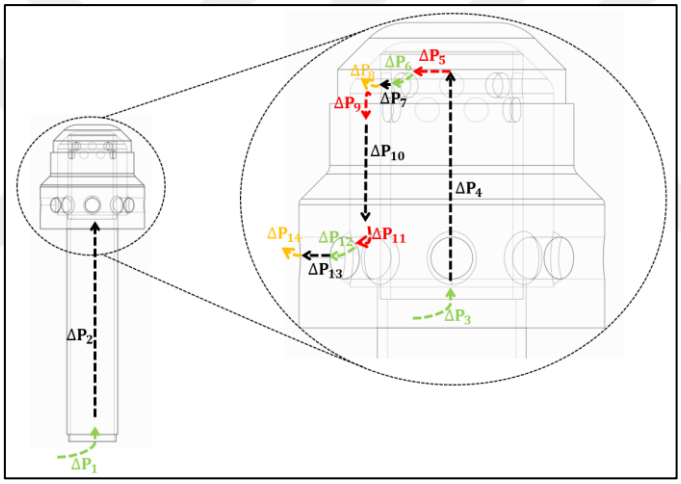
Şekil 4.17. Mevcut nozul modelinin sayısal analiz sonucunda elde edilen karakteristik çalışma eğrisi

ÇTS DAY kazanı tam kapasitede çalışırken dağıtıcı plaka-nozul boyunca ortalama basınç kaybının 6,8 kPa olarak ölçülmüştür. Fluent analizi kapsamında benzer koşullarda, havanın aynı debi ve termo fiziksel özelliklerde nozul modelinin simülasyonunda toplam basınç kaybı 6.67 kPa olarak elde edilmiştir. Elde edilen verinin gerçek koşullarda sahada ölçülen ortalama 6,8 kPa basınç kaybı değerinden %2 daha az olduğu ve böylece ANSYS Fluent yazılımında oluşturulan sayısal modelin doğruluğu için yeterlidir. Sonuç olarak, bu sayısal model doğrulama çalışması, modelde kullanılan mesh sayısı, türbülans modeli ve sınır koşulları, yeni tasarlanan ve optimize edilen çan tipi nozul tasarımı için referans alınmıştır.

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

5.1. Nozulda Basınç Kaybı Hesabı

ÇAN Termik Santralı DAY kazanında kullanılan primer hava dağıtıcı plaka-nozul nozulda meydana gelen basınç kaybı analitik yaklaşım ile hesabı bu bölümde anlatılmaktadır. Basınç kaybına neden olan 2 farklı mekanizma vardır. Bunlar sürtünme kaynaklı ve nozulun geometrik yapısına bağlı yerel basınç kayıplarıdır. Mevcut nozul basınç kayıp mekanizmaları Şekil 5.1'de gösterilmiştir. Buna göre, kazan tabanında hava kasasına bağlı plaka ve plakalara bağlı her bir nozulda havanın nozul girişinde havanın daralmasından ve çıkışında ani genişlemesine kadar izlediği yol ve bu sırada akış hızına, sürtünme ve geçiş şekli, daralma/genişleme vb., her bir durum için tanımlanmıştır.



Şekil 5.1. Nozul basınç kaybı mekanizmalarının şematik gösterimi

Her bir adımdaki basınç kaybı mekanizması aşağıdaki gibi tanımlanmıştır. Buna göre;

- ΔP_1: gazın dar bir kesite giriş yapması ile ani daralma,
- ΔP_2: gazın boru içerisinde ilerlemesi ile sürtünme,
- ΔP_3: gazın boru bağlantı noktasından geçmesi,
- ΔP_4: gazın nozul iç kısmı boyunca ilerlemesi ile sürtünme,
- ΔP_5: gazın nozül iç kısmında 90° yön değiştirmesi,
- ΔP_6: gazın dar bir kesite girmesi ile ani daralma,
- ΔP_7: gazın dar bir kesitte ilerlemesi ile sürtünme,
- ΔP_8: gazın dar bir kesitten genişleyerek çıkması ile ani genişleme,

- ΔP_9 : gazın 90° yön değiştirmesi,
- ΔP_{10}: gazın nozül kafa kısmı ile iç kısmı arasında ilerlemesi ile sürtünme,
- ΔP_{11}: gazın 90° yön değiştirmesi,
- ΔP_{12}: gazın dar bir kesite girmesi ile ani daralma,
- ΔP_{13}: gazın dar bir kesitte ilerlemesi ile sürtünme,
- ΔP_{14}: gazın dar bir kesitten genişleyerek çıkması ile ani genişleme basınç kaybını temsil etmektedir.

Basınç kayıp hesaplama yönteminde kullanılan eşitlikler aşağıda verilmektedir.

$$\Delta P_{L,sürtünme} = f_i \times \frac{L}{D_h} \times \frac{\rho \times V^2}{2} \tag{5.1}$$

$$\Delta P_{L,yerel} = K_{L,i} \times \frac{\rho \times V^2}{2} \tag{5.2}$$

f_i, sürtünme faktörü hesabı için Colebrook denklemi, Re> 4000

$$f = \left(-2 \times log_{10}\left[\frac{\varepsilon/D_h}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re \times \sqrt{f}}\right]\right)^{-2} \tag{5.1a}$$

Kapalı olup ilk iterasyon için Haaland denklemi;

$$f = \left(-1{,}8 \times log_{10}\left[\left(\frac{\varepsilon/D_h}{3{,}7}\right)^{1{,}11} + \frac{6{,}9}{Re}\right]\right)^{-2} \tag{5.1b}$$

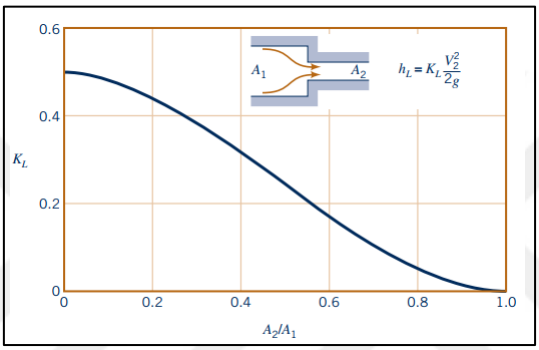
$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \tag{5.1c}$$

Burada;

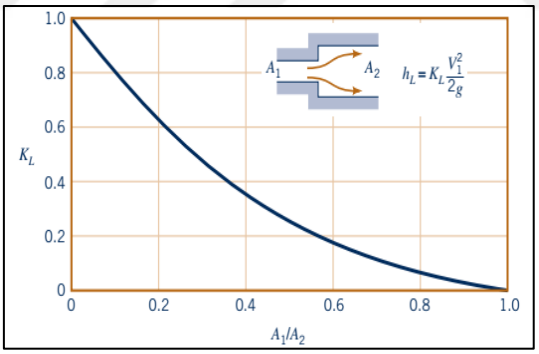
ρ_g	kg/m^3	: gaz yoğunluğu,
K	-	: yerel basınç kaybı katsayısı,
V	m/s	: gaz hızını,
f	-	: sürtünme katsayısı,
L	m	: boru uzunluğunu,
D_h	m	: hidrolik çap,
ε	m	: yüzey pürüzlülük

μ kg/m.s : dinamik viskozite

Basınç kaybı hesabında kullanılan yerel basınç kayıp katsayısı, K_L, boru pürüzlük değeri, f gibi tüm değerler Tablo 5.2'de verilmektedir. Buna göre $K_{L\ 1,6,12}$ gazın ani daralması ve $K_{L8,14}$ gazın ani genişlemesinden kaynaklı basınç kaybı katsayıları olarak hesaplanmış olup Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te giriş ve çıkış kesit alanı oranına göre kayıp katsayısı değişimi verilmektedir. $K_{L\ 5,9,11}$ gazın yön değiştirmesinden kaynaklı 0,90 alınmıştır. Paslanmaz çelik için boru pürüzlülüğü $\varepsilon_{2,4,7}$ 0,026 mm alınmıştır. Nozul koruyucu başlık kısmı malzemesi döküm olup malzeme pürüzlülüğü $\varepsilon_{2,4}$=1,5 mm alınmıştır.



Şekil 5.2. Kanalda gazın ani daralma hareketinde kayıp katsayısı



Şekil 5.3. Kanalda gazın ani genişleme hareketinde kayıp katsayısı

Mevcut nozulda meydana gelen basınç kaybı ÇTS DAY kazanı kısmi yükte değişen primer hava debisi ve sıcaklığa bağlı ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bu çalışmada, her bir durumda da havanın 741 nozul arasında eşit dağıldığı kabul edilmiştir. Buna göre, ÇTS DAY kazan işletme talimatına göre %100, %85 ve %50 ünite yüklerinde her bir nozuldan geçen havanın kütlesel debisi sırasıyla 0,093 kg/s, 0,08 kg/s ve 0,056 kg/s olup bu koşullarda nozulda meydana gelen basınç kayıpları basınç kayıpları yine sırasıyla 6,1 kPa, 4,8 kPa ve 2,3 kPa hesaplanmış olup Tablo 5.1'de verilmektedir

Tablo 5.1. Nozulda basınç kaybı hesabı

Açıklama	**Birim**	**ÇTS Kazan Yükü**		
		100%	**85%**	**50%**
Birincil hava debisi	t/h	249,1	212,1	149,4
x ekseni nozul sayısı	Adet	13	13	13
y ekseni nozul sayısı	Adet	57	57	57
Toplam nozul sayısı	Adet	741	741	741
Her bir nozüldeki hava debisi	kg/s	0,093	0,080	0,056
Birincil hava sıcaklığı	°C	286,7	273,5	264,3
Birincil hava yoğunluğu	kg/m^3	0,697	0,647	0,658
Birincil hava dinamik viskositesi	kg/m.s	2,9E-05	2,8E-05	2,8E-05
Nozul giriş boru				
Dış çap (do)	m	0,073	0,073	0,073
İç çap (di)	m	0,0630	0,0630	0,063
Giriş kesit alanı	m^2	0,0031	0,0031	0,0031
Uzunluk	m	0,32	0,32	0,32
Giriş primer hava hızı	m/s	42,30	39,43	27,31
Reynold sayısı	-	64.708	56.431	40.207
ε_2	mm	0,03	0,03	0,03
KL_1	-	0,80	0,80	0,80
KL_3	-	0,02	0,02	0,02
ΔP_1	Pa	499,0	402,3	196,3
ΔP_2	Pa	66,8	54,3	26,5
ΔP_3	Pa	15,6	12,2	6,0
ΔP_{Toplam}	Pa	581,4	468,9	228,7
Nozul iç başlık				
Akış hacmi çapı (di)	m	0,060	0,060	0,060
Akış hacmi yüksekliği	m	0,121	0,121	0,121
Akış hacmi kesit alanı	m^2	0,003	0,003	0,003
Hava akış hızı	m/s	47,384	43,477	30,108
Orifis çapı	m	0,012	0,012	0,012
Orifis kesit alanı	m^2	0,00011	0,00011	0,00011
Orifis uzunluk	m	0,005	0,005	0,005
Orifis sayısı	adet	16	16	16
Bir orifisteki hava debisi	kg/s	0,006	0,005	0,004
Orifisteki hava hızı	m/s	74,037	67,932	47,044
Reynold sayısı	-	21.401	18.516	3.193
ε_4	mm	0,03	0,03	0,03
ε_7	mm	0,03	0,03	0,03
$K_{L,5}$	-	0,90	0,90	0,90
$K_{L,6}$	-	0,50	0,50	0,50
$K_{L,8}$	-	1,00	1,00	1,00
ΔP_4	Pa	33,4	26,1	12,7
ΔP_5	Pa	704,2	550,2	268,4
ΔP_6	Pa	955,1	746,2	364,0
ΔP_7	Pa	23,7	18,5	9,0
ΔP_8	Pa	1.910,3	1.492,4	728,0
ΔP_{Toplam}	Pa	3.626,7	2.833,4	1.382,1
Nozul koruyucu başlık				
iç akış çapı (di)	m	0,10	0,10	0,10
Kesit alanı	m^2	0,01	0,01	0,01
Islak alan	m^2	0,01	0,01	0,01
Islak çevre	m	0,50	0,50	0,50

Tablo 5.1. (Devam) Nozulda basınç kaybı hesabı

Açıklama	**Birim**	**ÇTS Kazan Yükü**		
		100%	**85%**	**50%**
Hidrolik çap D_h	m	0,04	0,04	0,04
İç akış hızı	m/s	26,65	24,46	16,94
Reynold sayısı	-	25.681	22.220	15.831
İç akış yüksekliği	m	0,093	0,093	0,093
Orifis sayısı	Adet	8	8	8
Orifis çapı	m	0,021	0,021	0,021
Orifis kesit alanı	m^2	0,0003	0,0003	0,0003
Orifis uzunluk	m	0,0250	0,0250	0,0250
Bir orifisteki hava debisi	kg/s	0,0117	0,0099	0,0070
Orifis çıkışı primer hava hızı	m/s	50,7379	46,5545	32,2395
Reynold sayısı, Re	-	25.055	21.678	15.445
ε_{10}	mm	1,50	1,50	1,50
ε_{13}	mm	1,50	1,50	1,50
$K_{L,9}$	-	0,90	0,90	0,90
$K_{L,11}$	-	0,90	0,90	0,90
$K_{L,12}$	-	0,50	0,50	0,50
$K_{L,14}$	-	1,00	1,00	1,00
ΔP_9	Pa	222,8	174,1	84,9
ΔP_{10}	Pa	36,8	28,7	14,0
ΔP_{11}	Pa	222,8	174,1	84,9
ΔP_{12}	Pa	448,6	350,5	171,0
ΔP_{13}	Pa	95,0	74,2	36,2
ΔP_{14}	Pa	897,2	700,9	341,9
ΔP_{Toplam}	Pa	1.923,2	1.502,5	732,9
$\Delta P_{Toplam,\ genel}$	**Pa**	**6.131,3**	**4.804,8**	**2.343,7**

5.2. Basınç Kaybının Enerji Tüketimine Etkisi

ÇTS DAY kazanına birincil hava, 2 adet fanla beslenmektedir. Fanlar ile alınan atmosfer havası basınçlandırılarak iki ayrı hat üzerinde bulunan ön ısıtıcılardan geçirilir ve yaklaşık 286°C ısıtılır. Tam yükte ısınan hava debisi 249 t/s olup kazanın alt bölgesinde hava kasasına oradan dağıtıcı nozuller ile yatak bölgesine beslenir. Daha sonra yanma odası, birinci geçiş, ikinci geçiş ve filtrelerden geçerek bacadan atılır. Tam yükte havanın izlediği bu yolda karşılaşılan basınç kayıpları Tablo 5.2'de verilmektedir. İşletmede bu sürecin tamamlanabilmesi için fan çıkışında havanın gösterge basıncı yaklaşık 20,2 kPa olmalıdır. Adiabatik-tersinir (izentropik) proses, kinetik ve potansiyel enerji etkilerini ihmal ettiğimizde her bir kilogram havayı sıkıştırmak için şaft işi bağıntıları Eşitlik (5.4)-(5.7)'te verilmektedir (Kunii ve Levenspiel, 1991).

$$p_2 - p_1 = \Delta p_b + \Delta p_d + \Delta p_{1.geç.,2.geç.,filtre} \quad (5.3)$$

$$-w_{s,ideal} = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho g}, [j/kg] \quad (5.4)$$

$$-\dot{w}_{s,ideal} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right], [W] \quad (5.5)$$

$$-\dot{w}_{s,ideal} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_2 v_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right], [W] \quad (5.6)$$

$$-\dot{w}_{s,gerçek} = \frac{-\dot{w}_{s,ideal}}{\eta_f x\, \eta_m x\, \eta_b} \quad (5.7)$$

$w_{s,ideal}$-ideal izentropik şaft işi, W. p_1-fan giriş basıncı, kPa. p_2-fan çıkış basıncı, kPa. γ=1,4- özgül ısı oranı. v_1- hacimsel debi, m3/s. $\eta_f \approx 0{,}58$-fan verimi. $\eta_m \approx 0{,}92$-fan motor verimi. $\eta_b \approx 0{,}93$-fan kayış verimi.

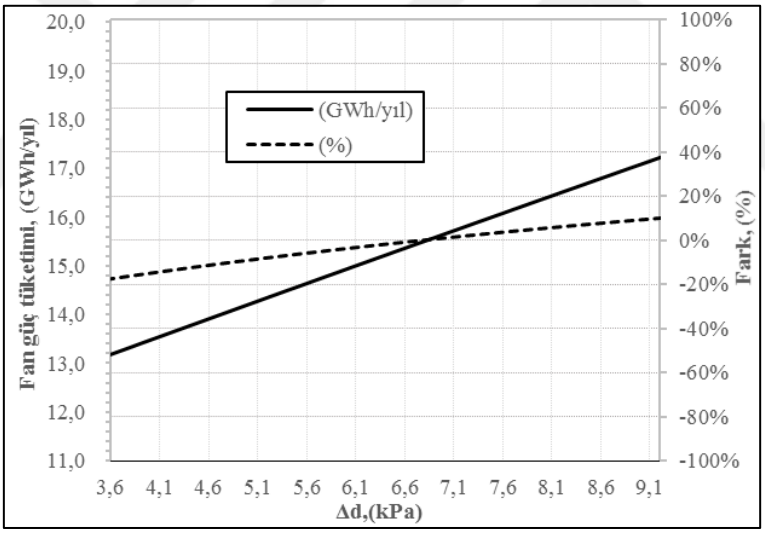
Tablo 5.2. Baca gazı ve taze hava yolu basınç kayıpları

Baca gazı hattı basınç kayıpları		
Kazan ve Siklon	1233	Pa
Nozul	6809	Pa
Kızdırıcılar	217	Pa
Ekonomizer	224	Pa
Tekrar kızdırıcı	326	Pa
Damperler	663	Pa
Dönerli hava ısıtıcı	863	Pa
Toz Tutucu, ESP	250	Pa
Diğer	400	Pa
Toplam	10984	Pa
Primer taze hava hattı basınç kayıpları		
Dönerli hava ısıtıcı	799	Pa
Buharlı ön ısıtıcı	400	Pa
Damperler	6948	Pa
Akış debi ölçerler	250	Pa
Fan emiş ağzı ve susturucu	850	Pa
Toplam	9248	Pa
Genel Toplam	20.231	Pa

Tablo 5.3. Ünitede birincil hava fanları kaynaklı enerji tüketim hesabı

Primer fan çıkış basıncı	20.231	Pa
Nozul-plaka sistemi basınç kaybı	6.809	Pa
Primer hava debisi, 1xfan	27	m^3/s
Primer Fan verimi	58%	-
Primer Fan motor verimi	92%	-
Primer Fan kayış verimi	93%	-
Primer fan ideal güç türketimi, 1xfan	549,2	kW
Primer fan gerçek güç türketimi, 1xfan	1.107	kW
Primer fan gerçek güç türketimi, 2xfan	2.213	kW
Santral yıllık çalışma saati	8.760	saat
Santral kapasite kullanım faktörü	85,6	%
Yıllık primer hava fanı elektrik tüketimi	15,51	GWh

Buna göre 249 t/s hava debisinin basıncını 20,2 kPa artırmak için gerekli fan gücü yaklaşık 2068 kW olarak hesaplanmıştır (Tablo 5.3).



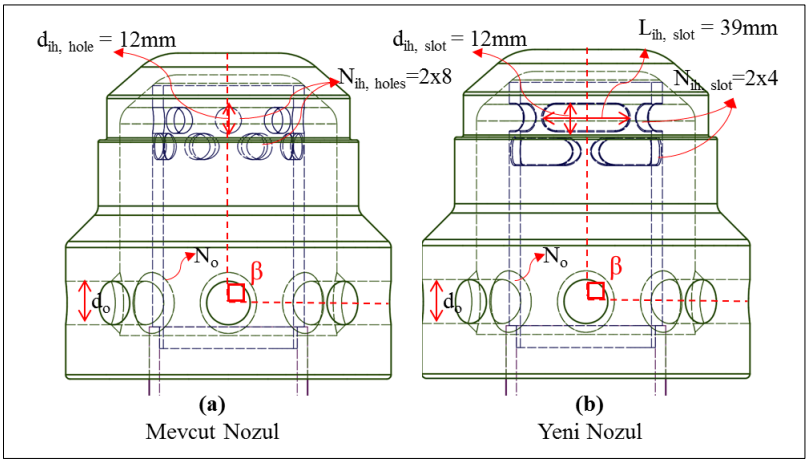
Şekil 5.4. Nozul kaynaklı basınç kaybının fan güç tüketimine etkisi

İşletmede birincil hava fanları tam kapasitede çalışırken hava dağıtıcı nozul sisteminde gerçekleşen toplam basınç kaybı 4 kPa - 9 kPa arasında salınım göstermektedir. Ortalama değeri basınç kaybı 6,8 kPa olarak alınmıştır. Birincil hava hattında gerçekleşen toplam basınç kaybının %35'i plaka-nozul sisteminde gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Ünite planlı bakımlar haricinde yılda 7500 saat çalıştığı yani ünitenin kapasite kullanım faktörünün %86 olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda birincil fanlarda gerçekleşen enerji tüketimi 15,5 GWh/yıldır. Bu değer bir ünitede gerçekleşen toplam iç enerji tüketiminin yaklaşık %16,3'ne karşılık gelmektedir. Birincil hava dağıtıcı nozul sisteminde gerçekleşen basınç

kaybı sonucu enerji tüketimi 5,45 GWh/yıl olarak gerçekleşmektedir. Bu enerji tüketimi ile toplam iç enerji sarfiyatında % 5,73'lük paya sahiptir. Nozul deki basınç kaybının fan güç tüketimine etkisi Şekil 5.4'te verilmektedir. Buna göre nozul kaynaklı basınç kaybında her bir 1 kPa azalmasında 720,67 MWh/yıl iç enerji tüketiminde düşüşe neden olacaktır. Aynı zamanda bu iyileşme, birincil fanlardaki enerji tüketimini % 4,65 oranında azaltacaktır.

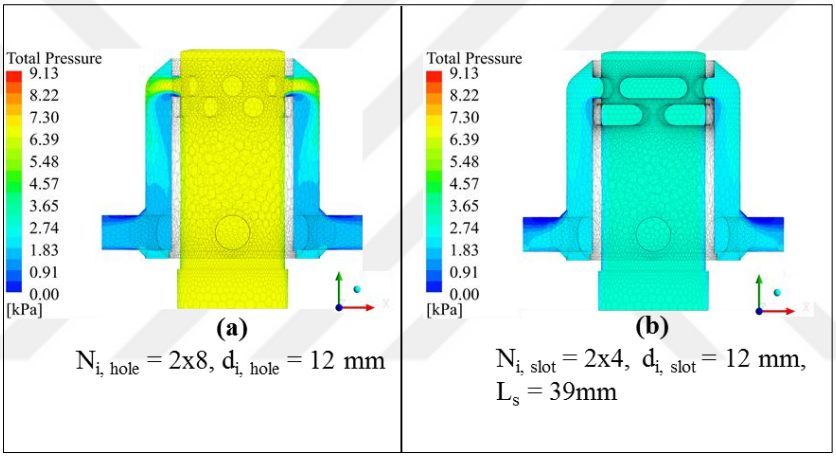
5.3. Yeni Nozul Tasarımı

Mevcut nozul tasarımında iç başlık kısmı boru şeklinde olup üst kısmında iki seviyede 12 mm çapında 8'er adet delik bulunmaktadır. Nozul dış koruyucu kısımda ise 8 adet 20 mm çapında orifis hava çıkış kanalı bulunmaktadır. Nozul orifis kanalı çıkışında ortalama hava hızı 62 m/s olurken iç kısım delik çıkışında ortalama hava hız 90 m/s olup yüksek hızlarda akış gerçekleşmektedir. Yüksek hızlar nozul içerisinde basınç kaybının artmasına neden olmaktadır. Bu çalışmada, nozulda basınç düşüşünü azaltmak ve hava hız dağılımını iyileştirmek için iç başlıkta yer alan hava çıkış delik geometrisi değiştirildi. Böylece nozulun iç başlığı Şekil 5.5'de görüldüğü gibi 16 delik yerine 2 kademeli 39 mm uzunluğunda ve 12 mm çapında 2x4 yuva açılarak yeniden tasarlandı. SolidWorks yazılımında yeniden tasarlanan 3 boyutlu katı nozul modeli öncelikle ANSYS SpaceClaim yazılımında hava akış hacmi oluşturuldu daha sonra "inlet", "outlet", "wall" ve "fluid" gibi sınır tanımlaması yapıldı. FLUENT Meshing yazılımında mesh atılarak Çözücüde HAD analizleri gerçekleştirildi.

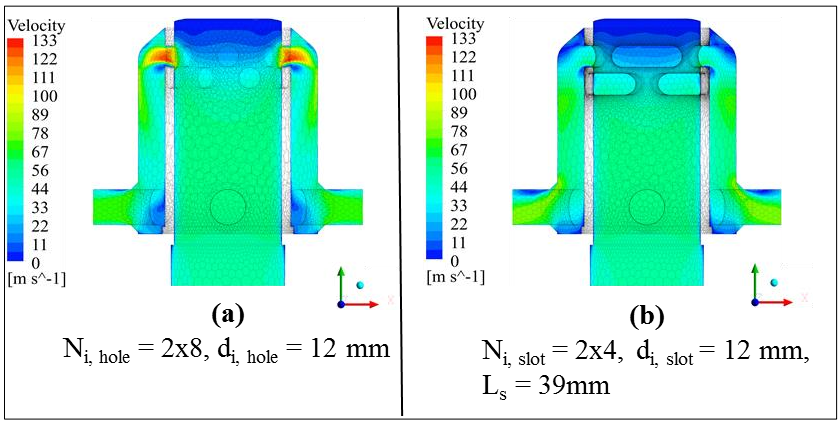


Şekil 5.5. Mevcut ve yeni çan-tipi nozulun geometrik görünümü

HAD analizi sonucunda elde edilen mevcut ve yeni tasarlanan nozulun toplam basınç değişim konturu Şekil 5.6'te karşılaştırmalı görünümü verilmektedir. Buna göre, toplam basınç dağılım konturu incelendiğinde ÇTS kazanda kullanılan çan tipi hava nozulun iç bölgede, sarı renkte, basıncının yaklaşık 6,8 kPa olduğu görülmektedir. Aynı zamanda, nozul kollarından orifis çıkışına doğru akış ilerledikçe, rengin mavileştiği yani basıncın azaldığı ve orifis üst çeper bölgesinde ise koyu lacivert renge dönüştüğü yani basıncın sıfır olduğu ölü bölgeler görülmektedir. Yeni tasarlanan nozulda ise iç bölgede, turkuaz renginde toplam basıncın yaklaşık 2,9 kPa olduğu görülmektedir. Benzer şekilde orifis çıkışına doğu basıncın azaldığı ve orifis üst çeper bölgesinde ölü bölgelerin olduğu görülmektedir.



Şekil 5.6. Basınç dağılım konturları (a) mevcut nozul (b) yeni nozul modeli



Şekil 5.7. Hız dağılım konturları (a) mevcut nozul (b) yeni nozul modeli

HAD analiz sonucunda elde edilen hız alanı konturu Şekil 5.7 incelendiğinde, mevcut nozulda akış hızının iç başlık delik çıkışında hava hızların, kırmızı renkte yüksek hızlarda, yaklaşık 129 m/s civarında gerçekleştiği görülürken, yeni modelde bu değer 55 m/s

civarında olup daha dengeli bir hız dağılımının olduğu görülmektedir. Yeni tasarlanan nozulda mevcut nozula göre ölü bölge, özellikle orifis girişine yakın bölgelerde azaldığı görülmektedir. Ancak orifis boyunca hız dağılımının homojenliği azalmaktadır. Ayrıca yeni nozul modelinde orifis üst çeper ve yakın bölgede hızın sıfıra yaklaştığı ve ölü bölgelerin mevcut nozul tasarımına göre arttığı gözlemlenmektedir. Bu durum işletmede yatak malzemesinin geri akışına karşı direnci azaltacaktır.

Akışkan yataklı sistemlerde yatak malzemesinin geri akışını önlemek ve yatak bölgesinde daha iyi bir karışım için birincil hava dağıtım ızgarada minimum gerekli basınç düşüşü hakkında literatürde birçok deneysel bağıntı mevcut olup "2.7. Nozul Plaka Sistemi" bölümünde aktarılmıştır. Ayrıca, büyük ölçekli DAY kazanlar için yaygın olarak kabul edilen birincil hava dağıtıcısında gerekli olan minimum basınç düşüşünün 3,6 kPa'dan büyük olması gerektiği de belirtilmiştir (Mirek, 2011b).Yeni nozul tasarımında basınç düşüşü 2,9 kPa olup gerekli minimum değer olan 3,6 kPa'nın altındadır. Bu, yatak bölgesindeki akış homojenliğini azaltacaktır. DAY kazanının yanma verimi azaltacak ve geri akış riskinde artıracaktır. Bu nedenle, yeni tasarlanan nozulu optimize etmek için orifis sayısı ve çap değişiminin basınç ve hız üzerindeki etkisi bir sonraki bölümde ele alınmıştır.

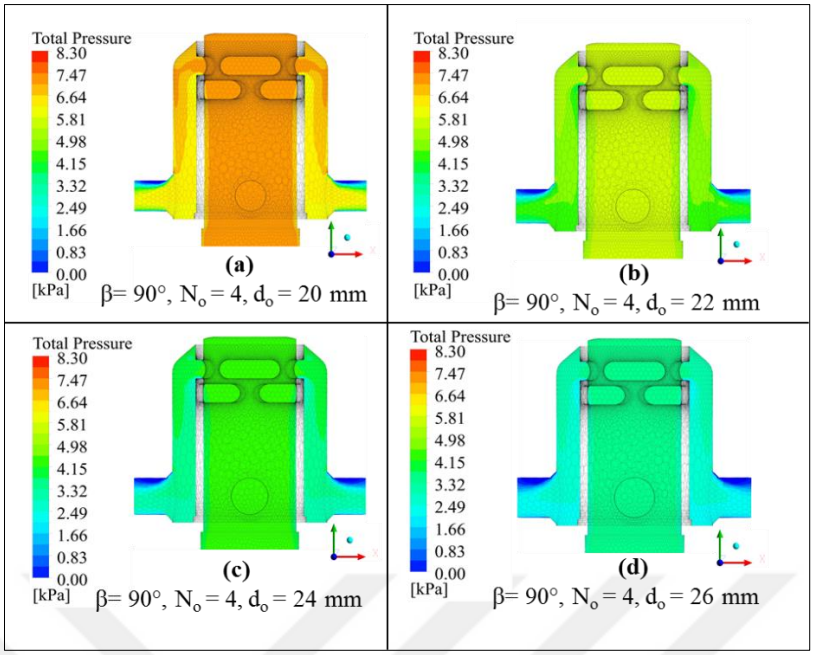
5.4. Nozul Orifis Sayısı ve Çap değişiminin Etkisi

Nozulde orifis sayısı ve boyutu bir ofisten geçen hava debisini ve buna bağlı akış hızını etkilemekle birlikte basınç kaybının artmasına veya azalmasına neden olmaktadır. Orifis çapı küçüldükçe akış hızı artacaktır. Orifis çıkış hızı tarafından yatak malzemesine uygulanan sürükleme kuvveti, hızın karesi ile doğru orantılı olup hızın artmasıyla geri akış riski azalır (Mirek ve Klajny, 2018). Aynı zamanda, yatak bölgesinde hıza bağlı artan türbülans ile uniform dağılımı sağlanır ve bu durum DAY kazanında akışkanlaşma ve yanma verimine pozitif etkisi olur.

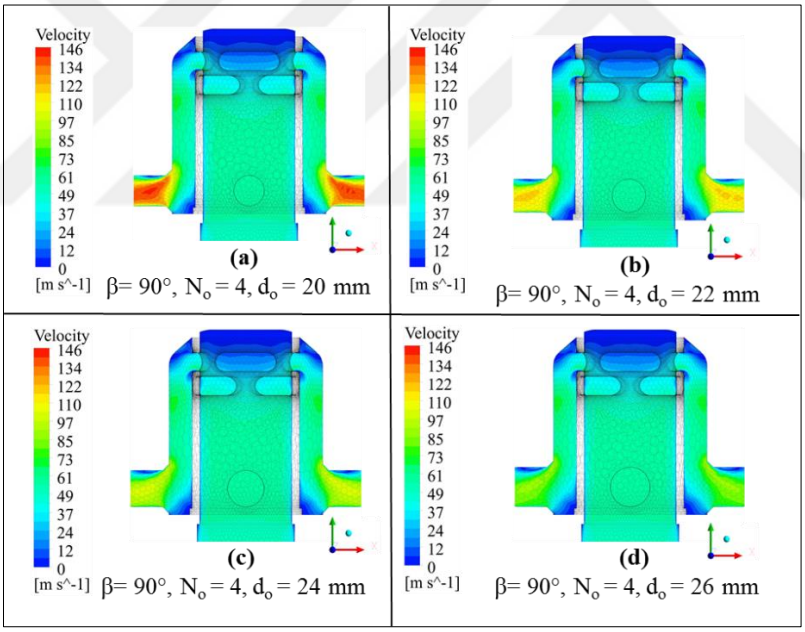
Nozul tasarımı ile ilgili literatür incelendiğinden özellikle çan tipi nozulda orifis sayısının ve çapının tasarımcıya göre belirli aralıklarda değiştiği gözlemlenmektedir. Bu çalışma kapsamında, yeni nozul tasarımında 4, 6, 8, 10 ve 12 orifis sayısı ve buna bağlı olarak 12, 13, 14, 15 ve 26 mm orifis çapları baz alınarak basınç kaybı ve orifis çıkış hızlarına etkisi incelenmiştir. Öncelikle ANSYS SpaceClaim yazılımında her bir durum için akış

hacimleri oluşturuldu. Tasarıma uygun çok yüzlü mesh atarak sınır tanımlamaları yapıldı. ÇTS kazanında tam yükte bir nozuldan geçen birincil hava debisi ve birincil hava ile aynı termo-fiziksel özelliklerde FLUENT çözücüde sayısal analizleri gerçekleştirildi. Buna göre, yeni nozul tasarımı üzerinde orifis sayısı ve buna bağlı belirlenen orifis çap aralığında oluşturulan sayısal modelleri analiz ederek toplam basınç ve hız dağılım konturları elde edildi. Elde edilen dörderli sonuç kontur görünümleri Şekil 5.8, Şekil 5.9, Şekil 5.10, Şekil 5.11, Şekil 5.12, Şekil 5.13, Şekil 5.14, Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'te verilmektedir.

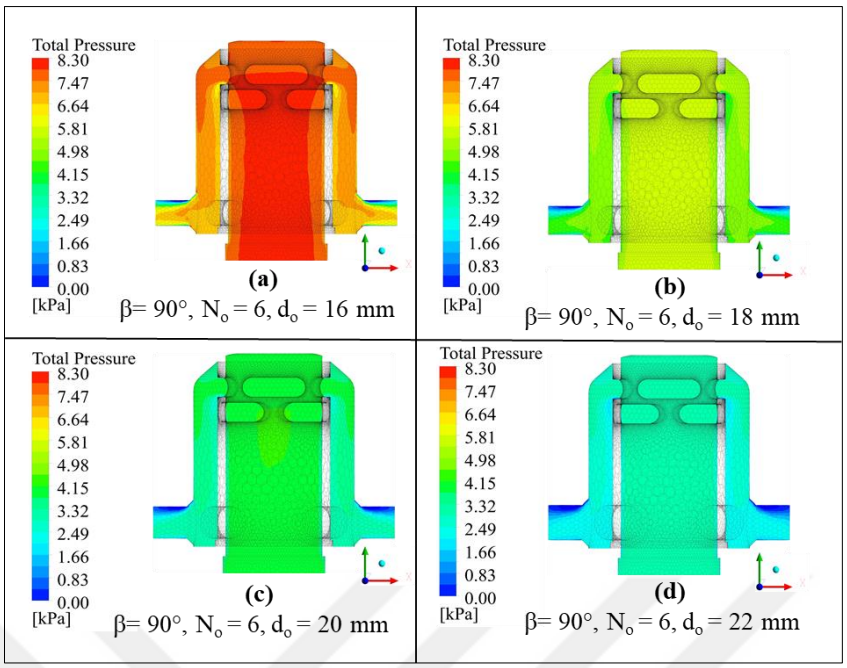
Bu kapsamda her bir orifis sayısı için belirlenen 4 farklı orifis çapında toplam 20 durum ayrı ayrı analiz edilerek basınç ve hız değişimlerinin yoğun olduğu nozul başlık kısımlarını içeren kontur grafikleri çıkarılmıştır. Toplamda 40 adet sonuç kontur figürü çıkarıldı ve irdelendi. HAD simülasyonları sonrasında elde edilen kontur figürleri, detaylı irdeleme için toplam basınç kaybı skalası 0-8,3 kPa, hız değişimi skalası 0-146 m/s aralığında oluşturuldu. Nozula giriş havanın kütlesel debisi 0,0934kg/s, 1 atm. ve 286,7 C'de havanın termo-fiziksel özelikleri; yoğunluğu, 0,632 kg/m3 ve dinamik viskozitesi, 2,894E-05 olarak yazılıma tanımlandı. Modellerde giriş hava debisi ve giriş kesit alanı değişmediğinden girişte hava hızı 48,3 m/s dir. Analizlerde bir diğer sınır koşulu olarak nozul çıkışında basınç sıfır "0", alınmış olup nozul girişinde sayısal analiz sonucu hesaplanan toplam basınç kaybı değeri nozul kaynaklı basınç kaybı olarak alındı. Buna göre, tüm analizler sonucu elde edilen toplam basınç kaybı 2,18 -7,91 kPa aralığında, orifis çıkış hızları 47,6-128,3 m/s aralığında gerçekleşmiştir. Basınç kontur figürleri incelendiğinde, orifis sayısından bağımsız orifis çapı büyüdükçe basınç kaybının azaldığı kontur renginin kırmızdan açık yeşile doğru dönüştüğünden anlaşılmaktadır. Her bir figür kendi içinde toplam basıncının merkezde maksimum, orifis çıkışına doğru azaldığı ve çıkışta statik basıncın sıfır olup sadece hız basıncın olduğu anlaşılmaktadır. Hız kontur figürleri incelendiğinde, yine orifis sayısından bağımsız orifis çapı büyüdükçe orifis kanallarında hızların azaldığı ve böylece kontur renklerin kırmızdan yeşile doğru dönüşmektedir. Nozul içinde yer yer koyu lacivert renkteki bölgelerin görülmesi, o bölgelerde hava akışın olmadığı ölü bölgeler olması ve genel olarak homojen bir hava dağılımın olmadığını göstermektedir. Ayrıca, orifis çapı büyüdükçe orifislerin üst çeperlerinde ölü bölgelerin arttığı hız kontur figürlerindeki lacivert rengin artışından gözlemlenebilir.



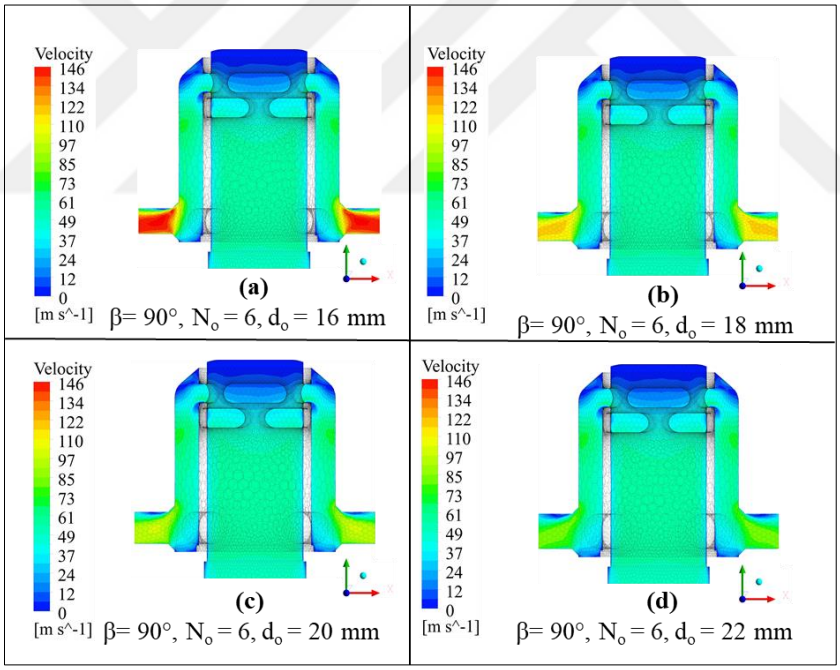
Şekil 5.8. 4 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı basınç değişim konturu



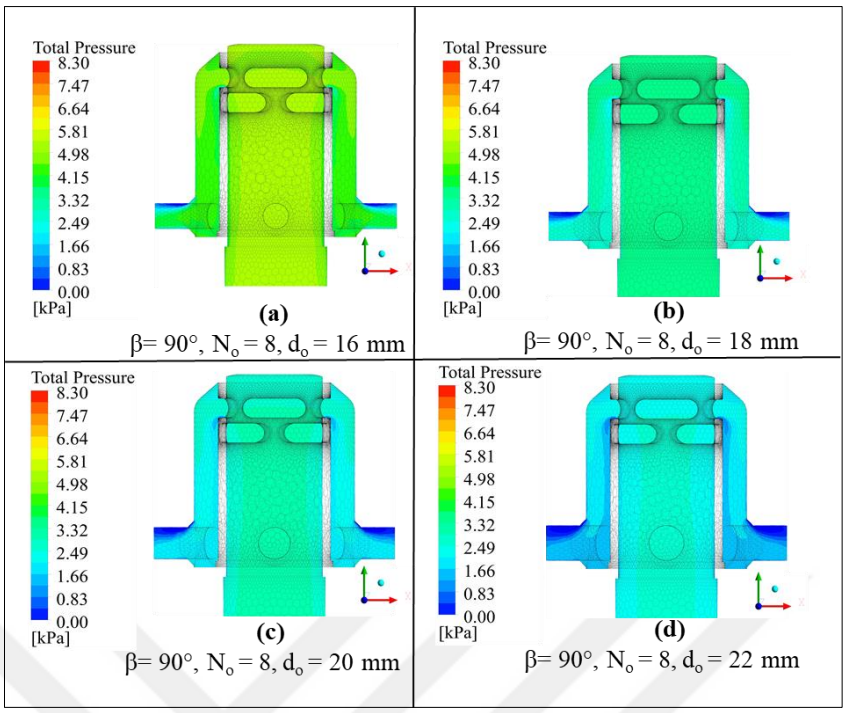
Şekil 5.9. 4 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu



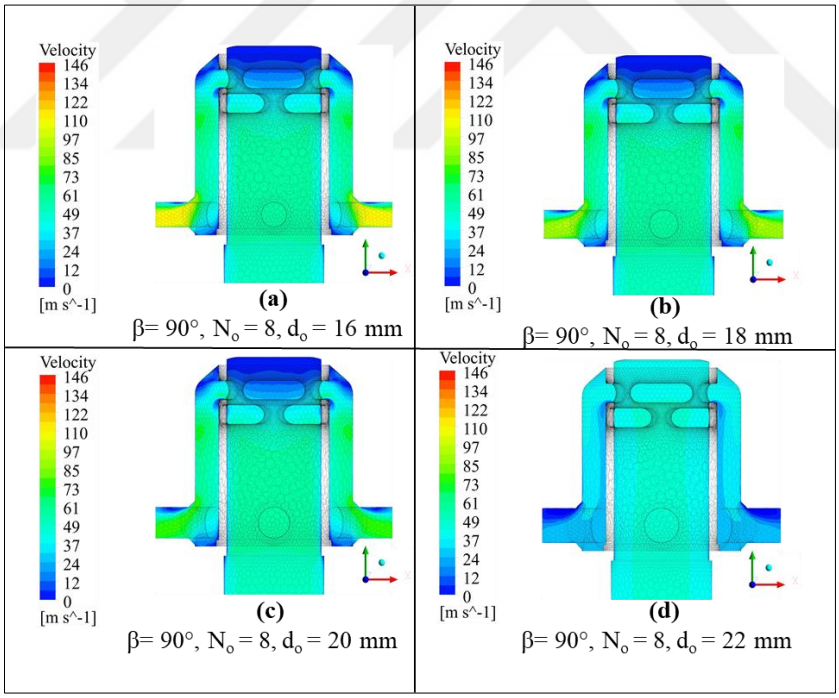
Şekil 5.10. 6 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı basınç değişim konturu



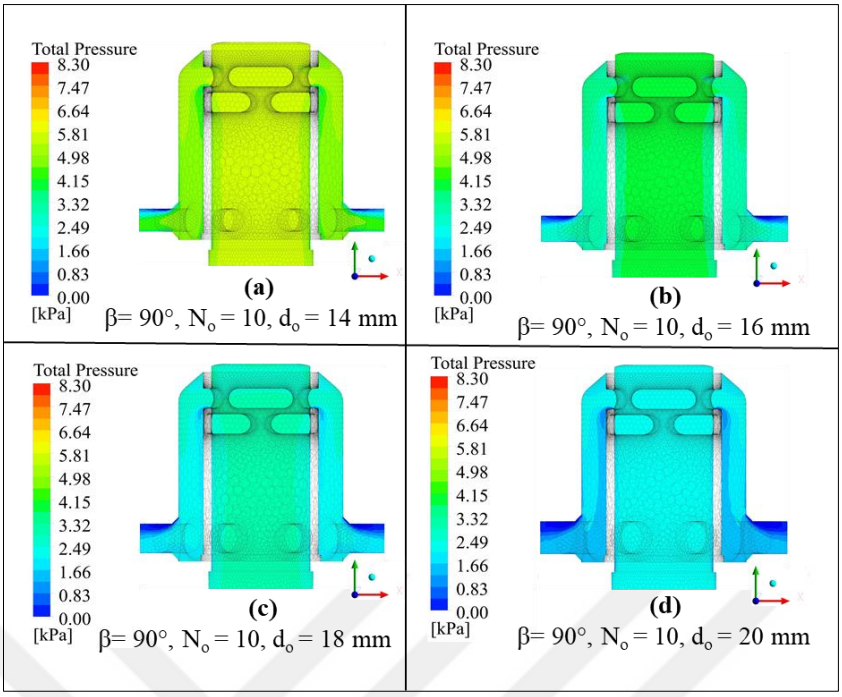
Şekil 5.11. 6 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu



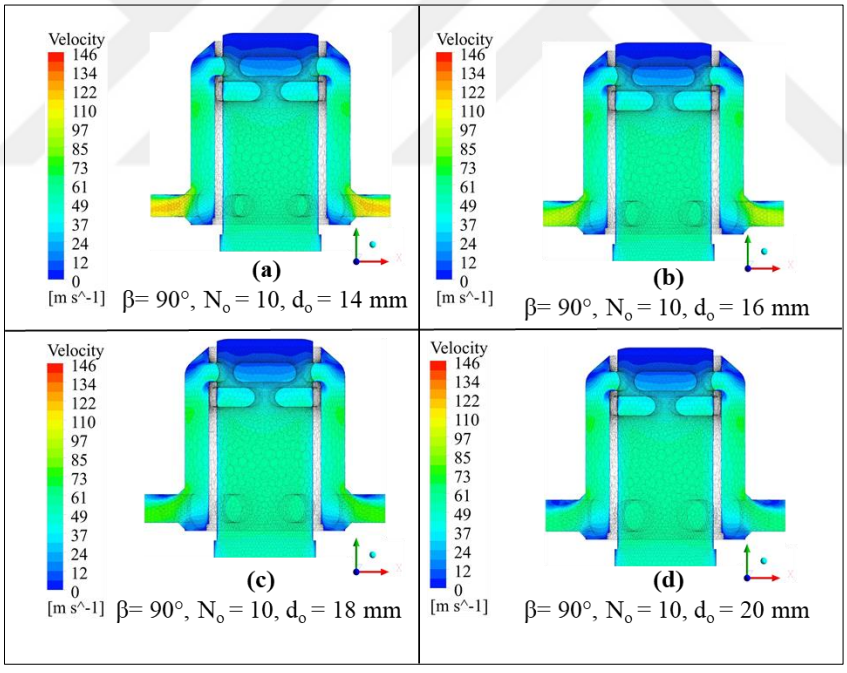
Şekil 5.12. 8 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı basınç değişim konturu



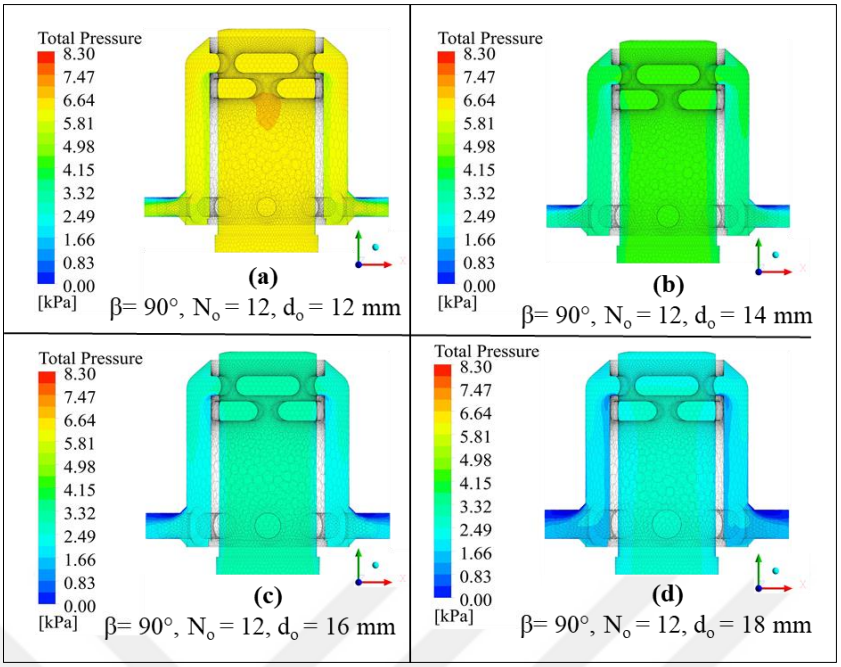
Şekil 5.13. 8 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu



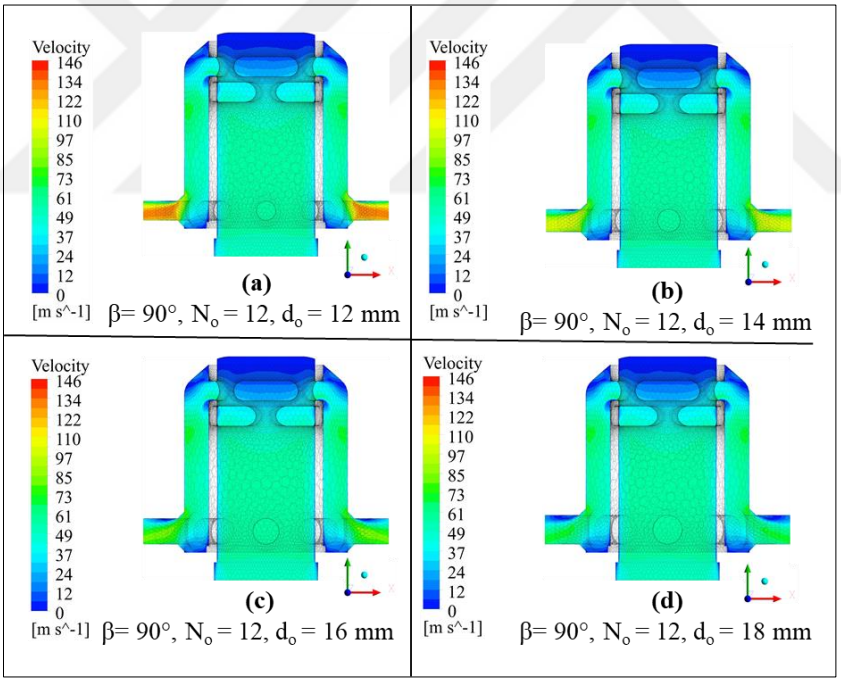
Şekil 5.14. 10 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı basınç değişim konturu



Şekil 5.15. 10 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu



Şekil 5.16. 12 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı toplam değişim konturu



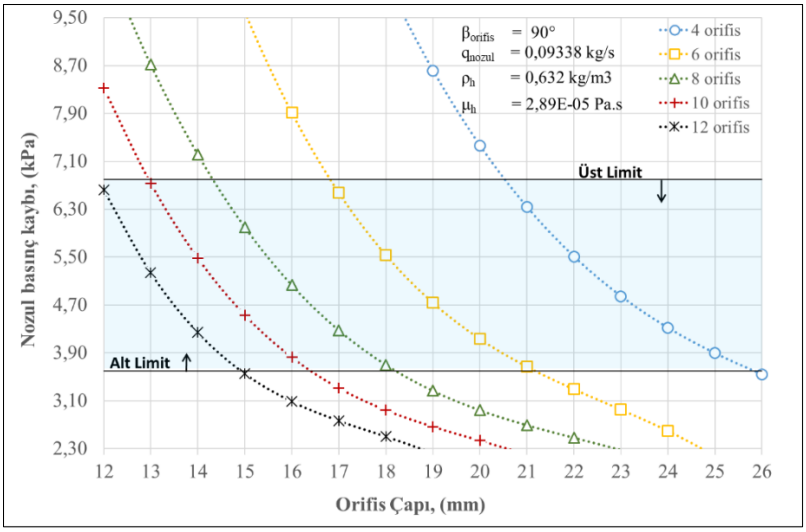
Şekil 5.17. 12 orifisli nozulda orifis çapı değişimine bağlı hız değişim konturu

HAD analizler sonucunda elde edilen orifis sayısı ve çap değişimine bağlı nozulda basınç kaybı ve orifis çıkış hızı değişimleri Şekil 5.18 ve Şekil 5.19 da verilmektedir. Orifis sayısı değiştikçe basınç ve hız değişimine bağlı nozul geometrisine bağlı orifis çap aralığı değişkenlik göstermektedir. Nozul tasarım geometrisi, orifis sayısı arttıkça küçük

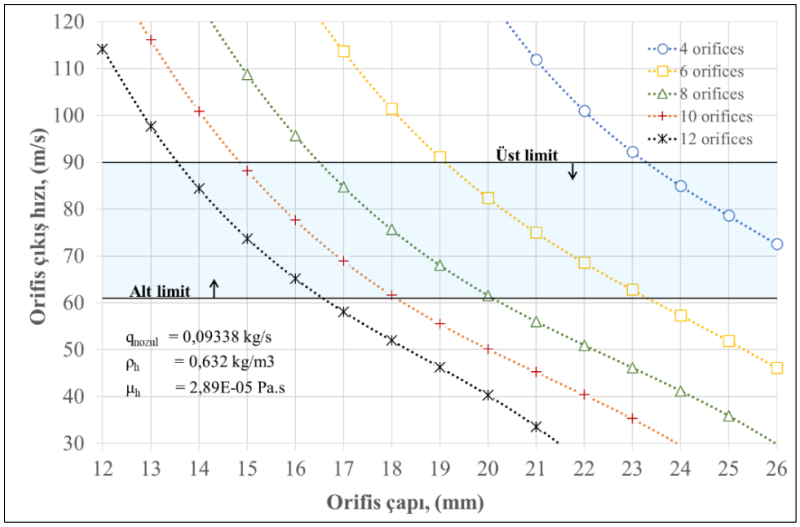
çaplarda orifis tasarımını, orifis sayısı azaldıkça daha büyük çaplarda orifis tasarımına imkan sağlamaktadır.

Nozulda basınç kaybı ve çıkış hızı parametreleri iki önemli nozul tasarım parametresi olup birbirleri arasında ters orantılıdır. Nozul orifis çıkışında gaz hızının 90 m/s'den büyük olması, yatak partiküllerin ufalanmasına neden olacağı bu nedenle akışkanlaşmayı olumsuz yönde etkilediği belirtilmiştir (Basu, 2015). Bu çalışmada, orifis çıkış hızı üst sınır değer 90 m/s ve ÇTS kazanın mevcut çan tipi hava nozulu orifis çıkış hızı 61 m/s olup alt sınır değer olarak alınmıştır. Mevcut nozulda gerçekleşen 6,8 kPa basınç kaybı üst sınır değer, literatürde büyük ölçekli DAY kazanlar için önerilen gerekli minimum basınç kaybı 3,6 kPa, alt sınır değer alınmıştır. Bu sınır değerler yeni nozul modelin optimizasyonu için kısıt değerler olarak kullanılmıştır.

Nozul orifis sayısı ve çapa bağlı basınç kaybı ve hız değişim grafikleri belirtilen sınır değerler içinde kalan alan incelendiğinde orifis sayısına bağlı optimum tasarım için izin verilen çap aralığının azaldığı görülmektedir. Basınç kaybı ve hız için belirlenen sınır değerlerin kesişimleri incelendiğinde, her nozul sayısı için optimum bir tam sayı olarak çap değerinin olduğu anlaşılmaktadır. Buna göre 4, 6, 8, 10 ve 12 orifis sayılı çan tipi yeni nozul modeli için sırasıyla 24, 20, 17, 15 ve 14mm orifis çapı, belirlenen sınırlar arasında kalan optimum değerlerdir.



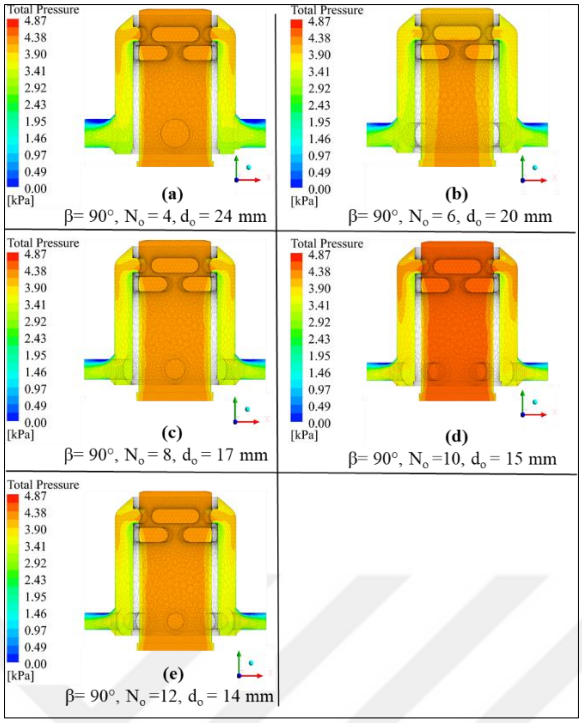
Şekil 5.18. Yeni nozul modelinde orifis sayısı ve çap değişiminin basınç kaybına etkisi



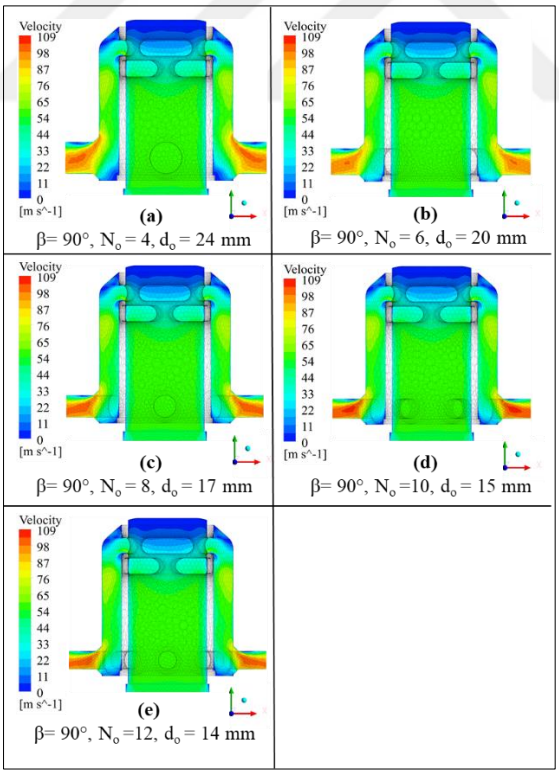
Şekil 5.19. Yeni nozul modelinde orifis sayısı ve çap değişiminin çıkış hızına etkisi

Yeni çan tipi nozulun delik sayısına bağlı optimum orifis çapında tasarlanan modellerin HAD analizleri sonucundan elde edilen basınç ve hız dağılım konturları Şekil 5.20 ve Şekil 5.21 verilmektedir. HAD simülasyonları sonrasında elde edilen kontur figürleri, detaylı irdeleme için toplam basınç kaybı skalası 0-4,87 kPa, hız değişimi skalası 0-109 m/s aralığında oluşturuldu. Nozula giriş havanın kütlesel debisi 0,0934kg/s, 1 atm. ve 286,7 C'de havanın termo-fiziksel özelikleri; yoğunluğu, 0,632 kg/m3 ve dinamik viskozitesi, 2,894E-05 olarak yazılıma tanımlandı. Modellerde giriş hava debisi ve giriş kesit alanı değişmediğinden girişte hava hızı 48,3 m/s dir. Analizlerde bir diğer sınır koşulu olarak nozul çıkışında basınç sıfır "0", alınmış olup nozul girişinde sayısal analiz sonucu hesaplanan toplam basınç kaybı değeri nozul kaynaklı basınç kaybı olarak alındı. Buna göre, tüm analizler sonucu elde edilen toplam basınç kaybı 4,13 - 4,54 kPa aralığında, orifis çıkış hızları ortalama yaklaşık 84 m/s civarındadır.

Konturlar figürleri incelendiğinde elde edilen basınç kaybı ve hız değerleri belirlenen sınır değer aralığında olsa da özellikle orifis kanallarında hız dağılımın homojen olmadığı görülmektedir. Buna ilave olarak orifis kanalının üst çeperlerinde ölü bölgelerde görülmektedir. Orifis kanalındaki basınç ve hız dağılımının homojenliğini artırmak ve ölü bölgeleri ortadan kaldırmak için orifis sayısına bağlı belirlenen optimum orifis çaptaki yeni nozul tasarımında orifis eğim açısının etkisi sonraki bölümde incelenmiştir.



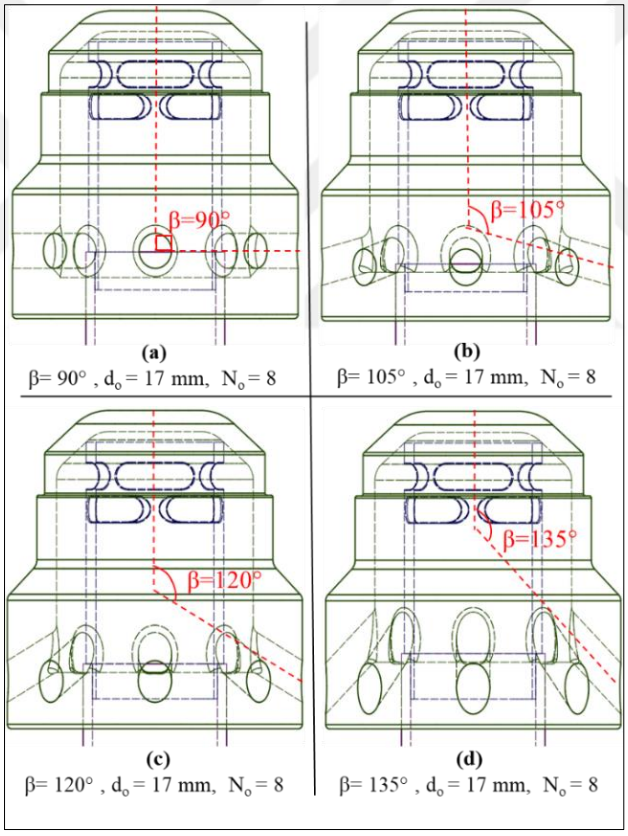
Şekil 5.20. Yeni nozul modelinin orifis sayısına bağlı optimum orifis çapındaki basınç değişim konturları



Şekil 5.21. Yeni nozul modelinin orifis sayısına bağlı optimum orifis çapındaki hız değişim konturları

5.5. Nozul Orifis Eğim Açısı

Birincil hava dağıtıcı nozullarda orifis açısı merkez ile 135°'ye kadar aşağı yönde eğim vererek tasarlanabileceği önerilmiştir (Mirek ve Klajny, 2018). Bu çalışmada, nozulun 90°, 105°, 120° ve 135° orifis eğim açılarında 3D katı modelleri tasarlanarak basınç ve hız dağılımı üzerindeki etkileri incelendi. Bu kapsamda, yeni tasarlanan ve orifis sayısına bağlı optimize edilen nozul modelin 4 farklı orifis eğim açısı durumu için 20 ayrı katı model ve akış hacimleri oluşturuldu. 8 orifisli çan tipi nozulun 4 farklı eğim açısında oluşturulan katı modelin 2D görünümü Şekil 5.22'de temsili olarak verilmektedir. Bu bölümde, orifis eğim açısının orifis kanallarında basınç kaybı ve hız dağılımına etkisi ve orifis çıkış kesitinde hıza bağlı uniform indeks parametresine etkisi incelenmiştir.

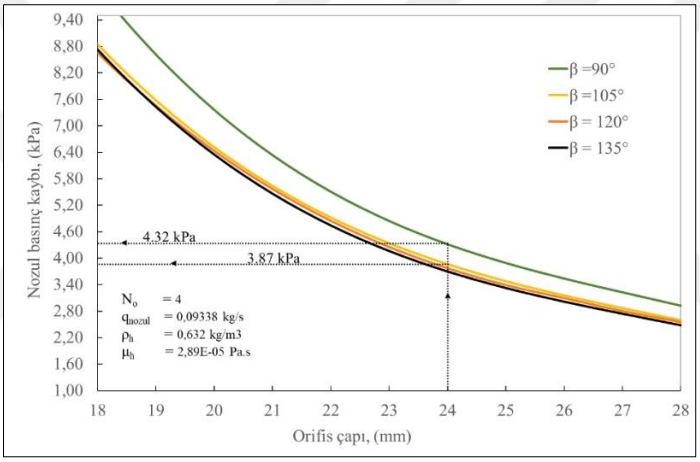


Şekil 5.22. Yeni nozül modelinin farklı orifis eğim açılırında geometrik görünümleri

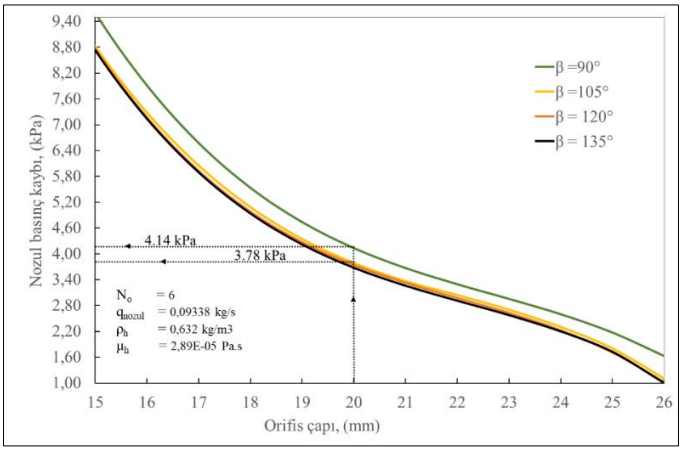
5.5.1.Basınç Kaybına Etkisi

Yeni tasarlanan nozul modelde orifis eğim açısı ve orifis çapı değişimlerinin basınç kaybına etkisi HAD analizleri ile incelenmiştir. Orifis sayısı 4, 6, 8, 10 ve 12 olan yeni nozul modellerinin 90°, 105°, 120° ve 135° eğim açılarında orifis çapı değişimine bağlı

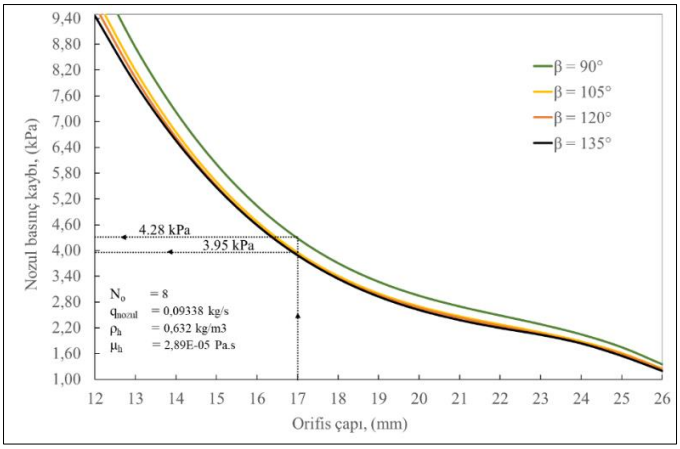
basınç kaybı eğrileri Şekil 5.23, Şekil 5.24, Şekil 5.25, Şekil 5.26 ve Şekil 5.27'de verilmektedir. Buna göre eğim ile birlikte basınç kaybının %5-13 civarında azaldığı tespit edilmiştir. Ancak eğim açısı arttıkça basınç kaybında fark edilir bir değişim görülmemektedir. Orifis sayısı arttıkça eğimle birlikte basınç kaybında iyileşme kısmen azalmaktadır. Buna karşılık, orifis çapı küçüldükçe eğim açısının basınç kaybına etkisinin arttığı görülmektedir. Yeni nozulun orifis sayısına bağlı optimum orifis çapındaki tasarımının eğim açısı ile birlikte toplam basınç kaybındaki iyileşme figürler üzerinde belirtilmiştir. Orifis 105° eğim açısı ile birlikte basınç kaybında bir miktar azalma görüldüğü ve daha sonra eğim açısının artmasıyla basınç kaybında fark edilir bir iyileşmenin olmadığı anlaşılmaktadır.



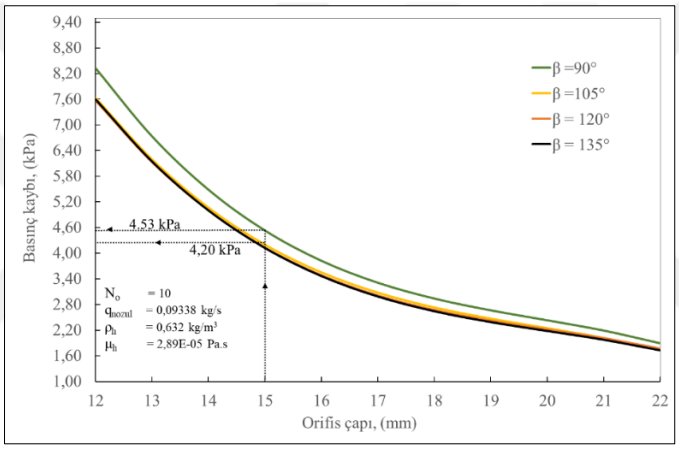
Şekil 5.23. 4 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi



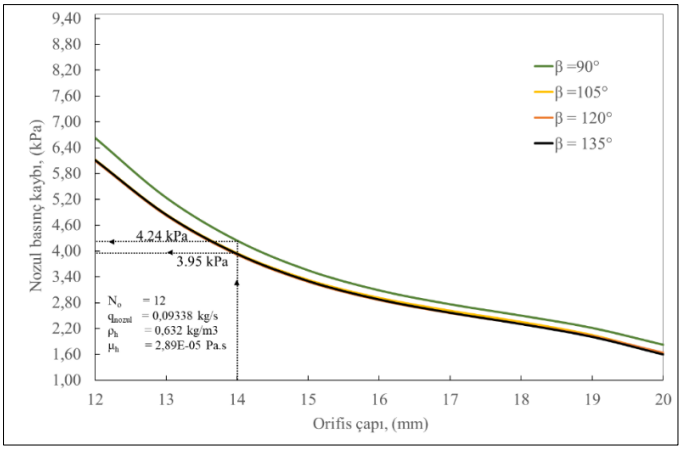
Şekil 5.24. 6 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi



Şekil 5.25. 8 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi



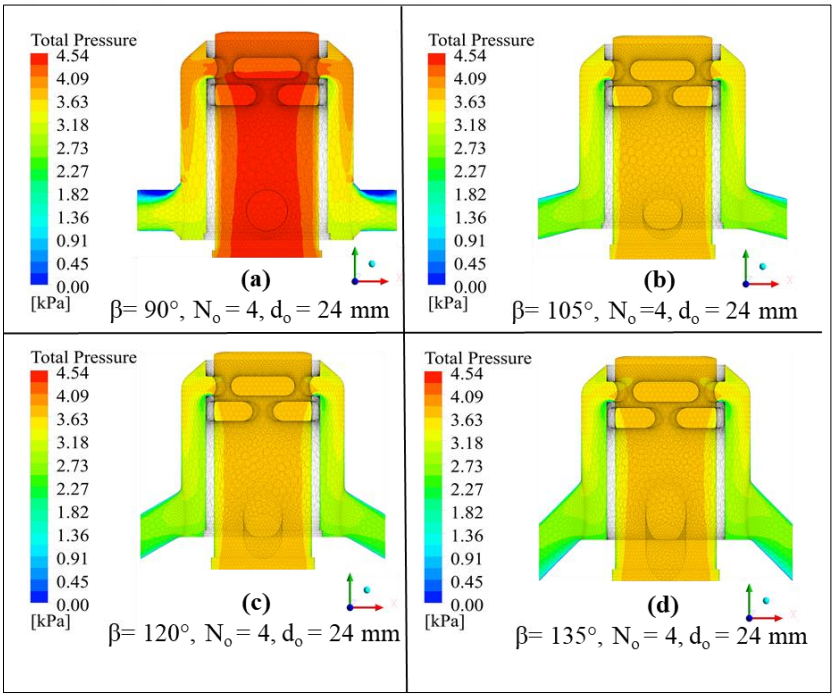
Şekil 5.26. 10 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi



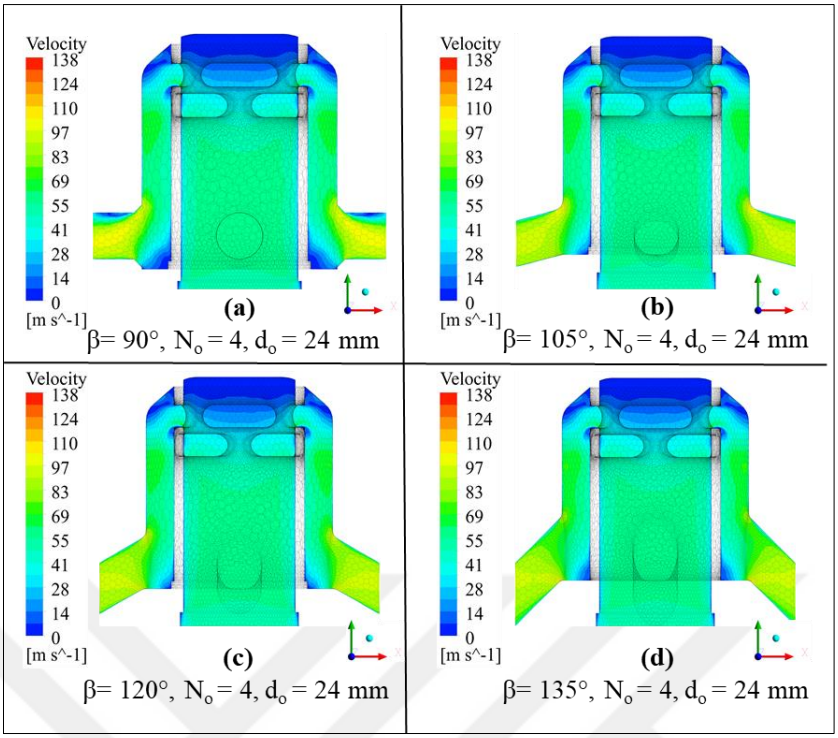
Şekil 5.27 12 orifisli nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişimlerinin basınç kaybına etkisi

Yeni nozul tasarımının 4, 6, 8, 10 ve 12 orifis sayılı, sırasıyla 24, 20, 17, 15 ve 14mm optimum orifis çaplarında ve 90°, 105°, 120°, and 135° orifis eğim açılarında basınç ve hız dağılımlarına etkisi incelenmiştir. Bölüm "4.3 Sayısal Modelleme" kapsamında belirtilen hususlar dikkate alınarak sayısal analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Orifis açısının yeni nozul tasarımına toplam basınç ve hız dağılımı açısından etkisi Şekil 5.28, Şekil 5.29, Şekil 5.30, Şekil 5.31, Şekil 5.32, Şekil 5.33, Şekil 5.34, Şekil 5.35, Şekil 5.36 ve Şekil 5.37'de kontur grafikleri verilmektedir. Detaylı inceleme için basınç dağılımı konturları 0-4,54 kPa, hız dağılım konturları 0-138 m/s aralığında olacak şekilde her bir orifis sayısı için 4 farklı açıda sayısal analiz sonuçlarını içermektedir.

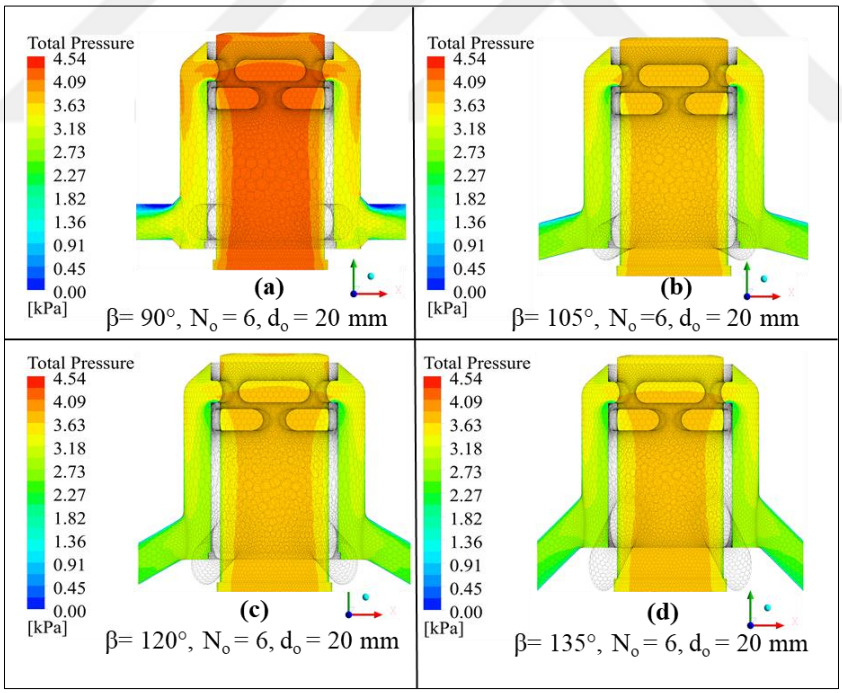
Basınç değişim konturları incelendiğinde orifis eğim açısı ile birlikte nozulda basıncın maksimum olduğu merkez bölgesinde azaldığı kırmızı kontur renginin turuncuya doğru dönüştüğünden anlaşılmaktadır. Basıncının merkezden orifis çıkışına doğru azaldığı ve 90° nozulun orifis üst çeperinde basıncın sıfıra yakın bir değer olduğu koyu lacivert kontur renginden anlaşılmaktadır.105° eğim açısıyla birlikte basınç sıfır bölgesinin kaybolduğu görülmektedir. Aynı zamanda, eğim açısının artmasıyla orifis kanal bölgesinde basınç dağılım kontur görünümünde belirgin farklılıklar oluşmamaktadır.



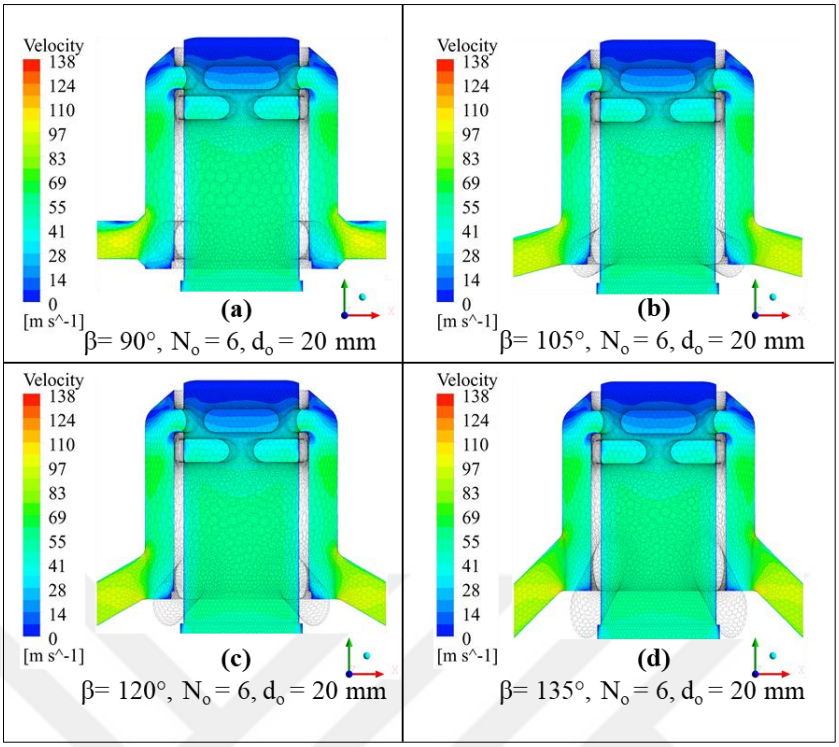
Şekil 5.28. 4 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim konturları



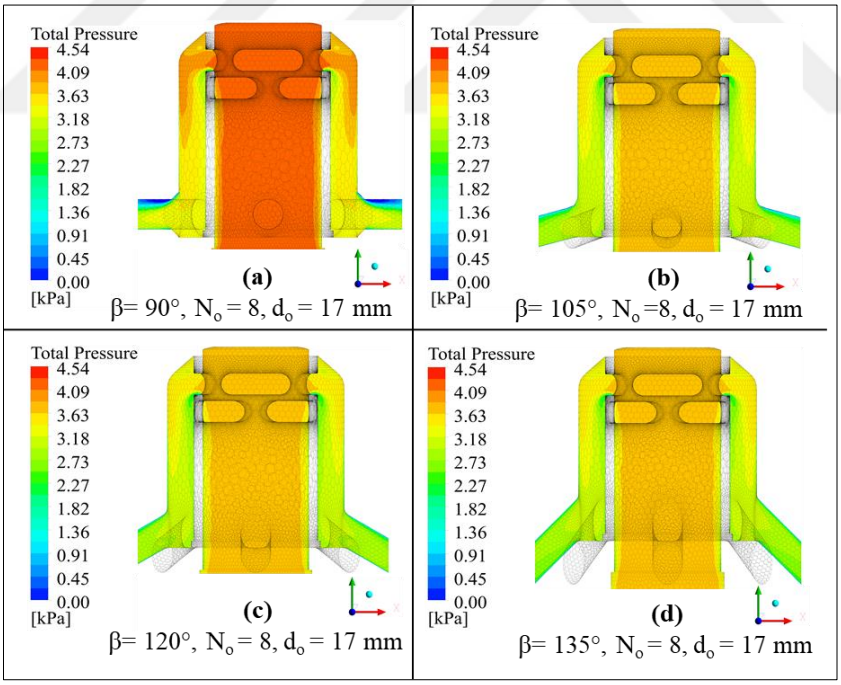
Şekil 5.29. 4 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları



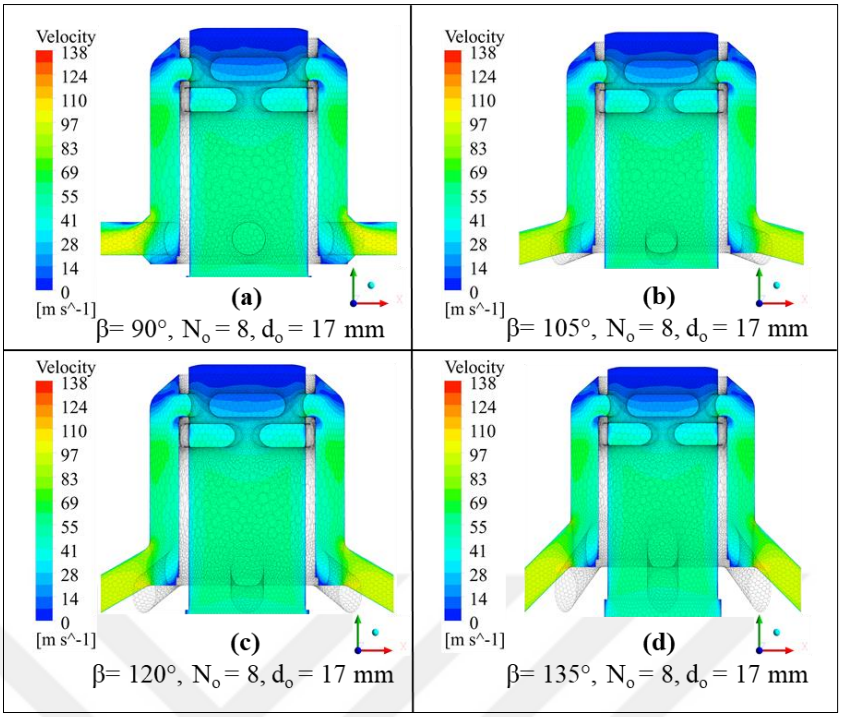
Şekil 5.30. 6 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim konturları



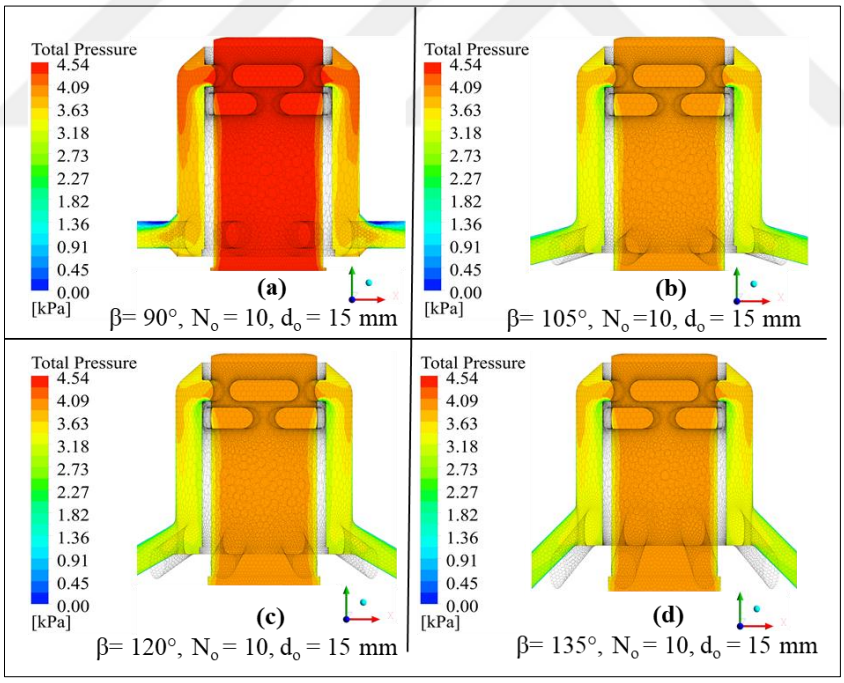
Şekil 5.31. 6 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları



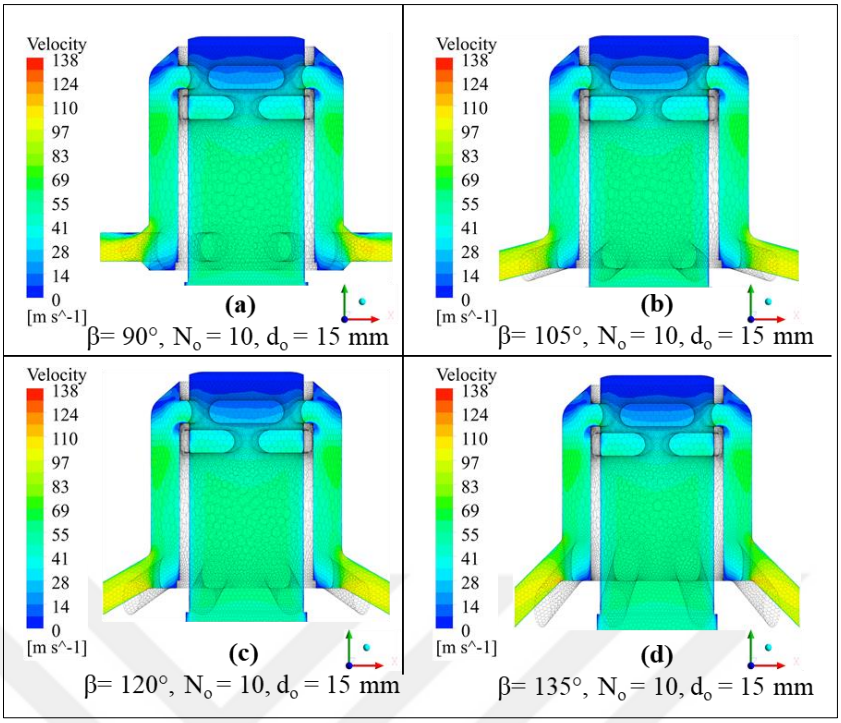
Şekil 5.32. 8 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim konturları



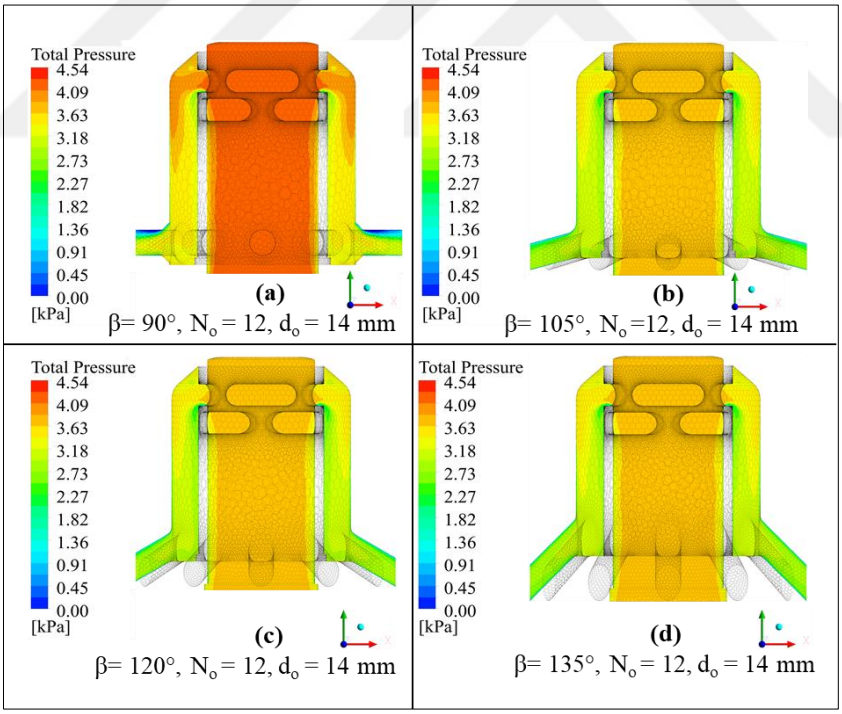
Şekil 5.33. 8 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları



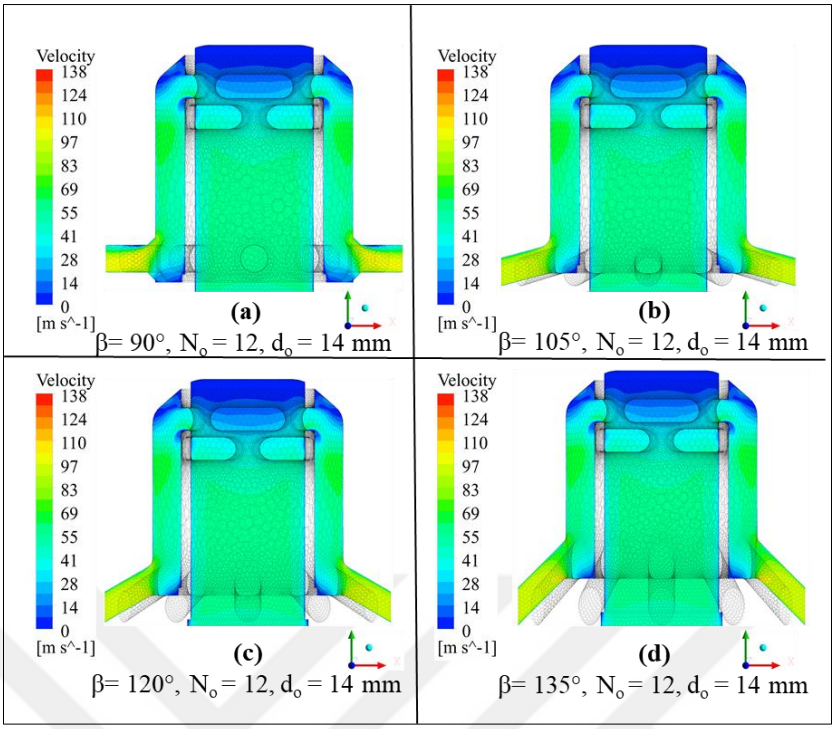
Şekil 5.34. 10 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim konturları



Şekil 5.35. 10 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları



Şekil 5.36. 12 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı basınç değişim konturları

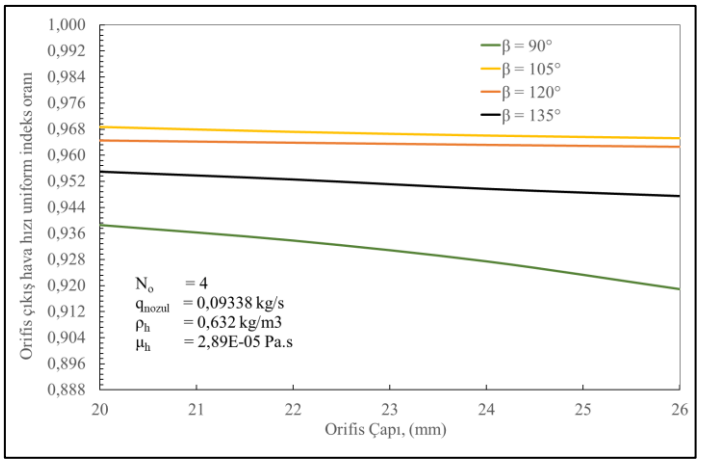


Şekil 5.37. 12 orifisli nozul modelinin orifis eğim açısına bağlı hız değişim konturları

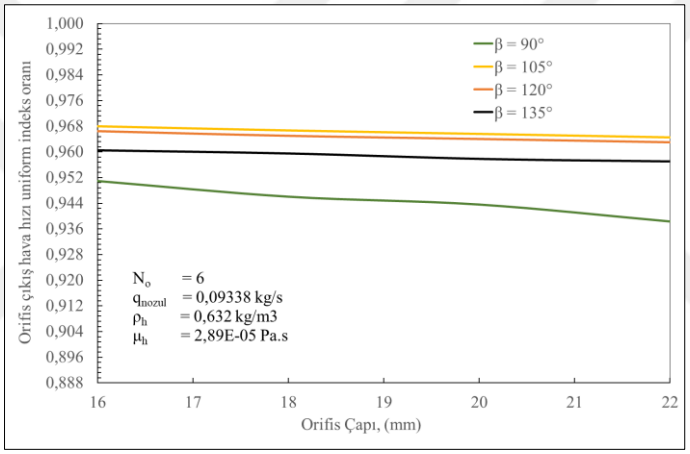
Hız değişim konturu incelendiğinde, orifis 105° eğim açısıyla birlikte akışın olmadığı ölü bölgelerin kalmadığı görülmektedir. Bu durum akışın orifis kanal içerisinde uniform dağıldığını göstermektedir. Bu şekilde nozulun geri akışa karşı direnci artacaktır. Orifis çıkışında akış homojenliğini gösteren hıza bağlı uniform indeks parametresi bir sonraki bölümde incelenmiştir.

5.5.2.Hız Uniform İndeksine Etkisi

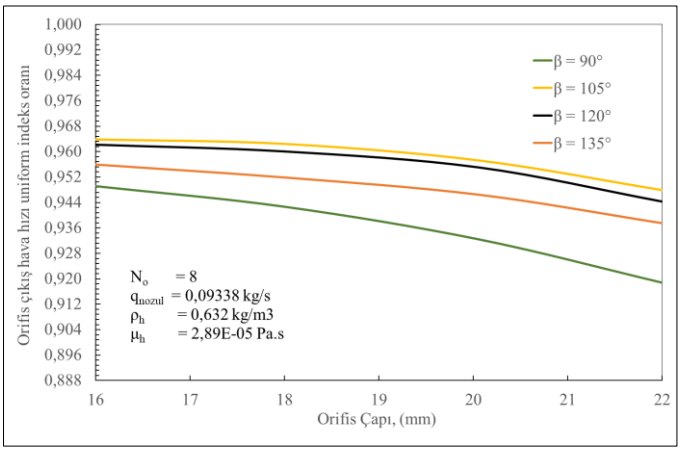
Nozul orifis çıkışında hıza bağlı Uniform Index bağıntısı Bölüm 4.3.3 Sayısal Modelleme başlığı altında anlatılmaktadır. Uniform Index oranı Fluent çözücüde sayısal analizler sonucunda elde edilmektedir. Özetle, Uniform Index oranı 0 ile 1 arasında değer alıp 1 olması durumunda ilgili kesit alnında akış hız vektörlerin uniform yani eşit olduğu anlaşılır. Bu çalışmada, nozulda orifis eğim açısının orifis çıkışında hız dağılıma etkisini incelemek için Uniform Index oranı kullanılmıştır. Bu kapsamda, orifis eğim açısı ve orifis çap değişimlerinin Uniform Index oranına etkisi Şekil 5.38, Şekil 5.39, Şekil 5.40, Şekil 5.41 ve Şekil 5.42'da verilmektedir.



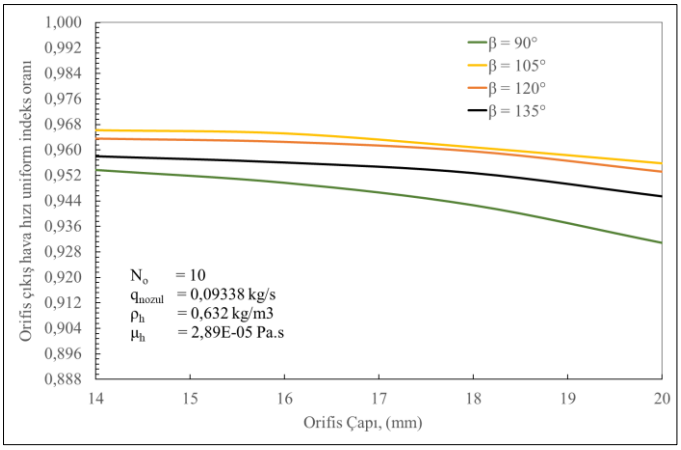
Şekil 5.38. 4 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi



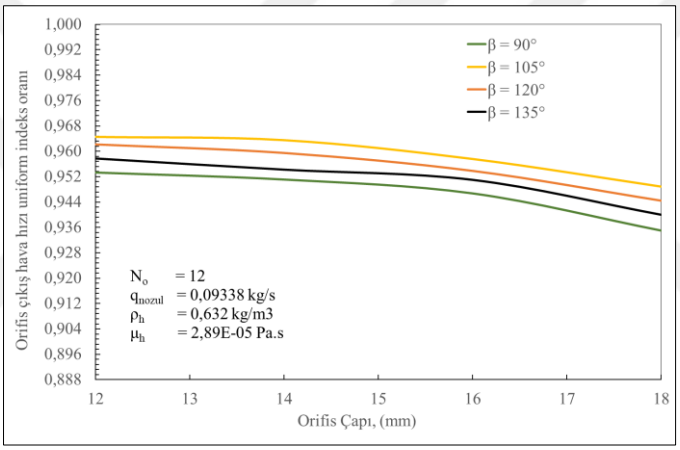
Şekil 5.39. 6 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi



Şekil 5.40. 8 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi



Şekil 5.41. 10 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi



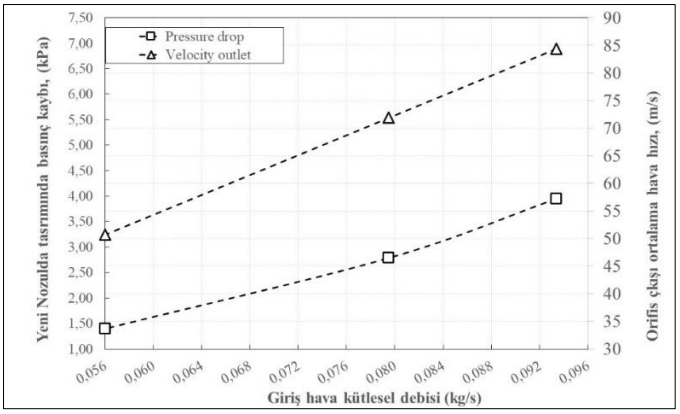
Şekil 5.42. 12 Orifisli yeni nozul modelinde orifis eğim açısı ve çap değişiminin uniform indeks oranına etkisi

Buna göre Uniform Index oranı yaklaşık 0,9 ve üzeri bir değer aldığı HAD analizler sonucunda elde edilmiştir. Genel olarak bu durum orifis çıkış kesit alanında akış hızlarının yaklaşık eşit büyüklükte olduğu anlaşılmaktadır. Ancak, orifisteki eğimle ile birlikte bu oranın 0,97'ye çıktığı 1'e yaklaştığı tespit edilmiştir. Bunun yanı sıra 105°'den sonra hıza bağlı Uniform Index oranı, 90'ye göre artsa da azaldığı görülmektedir. Aşağıdaki grafikler incelendiğinde, orifis sayısı azaldıkça eğim açısının Uniform Index oranı üzerinde etkisinin arttığı diğer taraftan orifis çapı küçüldükçe etkisinin azaldığı anlaşılmaktadır.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ÇTS DAY kazanında mevcut kullanılmakta olan çan tipi birincil hava nozul-plaka sistemi, basınç kaybı, çıkış hızı ve orifis çıkış hızı uniformitesi esas alınarak yeniden tasarlanmış ve optimize edilmiştir. ÇTS DAY elektrik üretim santralinde birincil hava dağıtıcı nozul-plaka sistemi kaynaklı basınç kaybının iç enerji tüketimine etkisi incelenmiştir. Mevcut çan tipi nozulun 3D katı modeli oluşturularak akış hacmi hazırlanmıştır. Model doğrulama ve mesh bağımsızlık çalışması kapsamında sayısal analiziler gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, çan tipi nozulun iç başlık kısmında geometri değişikliğine giderek basınç kaybında azalma sağlanmıştır. Yeni çan tipi nozulu farklı orifis sayılarında ve orifis çaplarında modellenerek incelenmiştir. Literatürde büyük ölçekli DAY kazanlarında kullanılan birincil hava dağıtıcı nozullar için belirtilen minimum basınç kaybı ve maksimum çıkış hız değerleri kısıt değerler kabul edilip yeni çan tipi nozulu optimize edilmiştir. Buna göre, 4, 6, 8 10 ve 12 orifis sayılarına sahip yeni nozul tasarımı için optimum orifis çapı elde edilmiştir. Orifis eğim açısının basınç kaybına ve orifis kanalı ve çıkış kesitinde hız dağılıma etkisi irdelenmiştir. Yeni optimize edilen nozul tasarımı ile birlikte bu bölgelerde uniform dağılım sağlayarak DAY kazan işletmesinde yatak malzemesi taneciklerinin geri akışa karşı direnci artırmak ve işletme sürekliliğini sağlamak hedeflenmiştir. Bir diğer önemli hedef, bu çalışmada basınç kaybını izin verilen sınır değerlere indirerek birincil fanlarda enerji tüketimini azaltmak ve nozul çıkışında gaz hızını artırarak yatak tabanında gaz –katı karışımını iyileştirmek ve böylece kazanda yanma verimini iyileştirmektir.

8 orifisli, 17 mm orifis çapına ve 105° eğim açısına sahip yeni tasarlanan nozulun karakteristik çalışma eğrisi Şekil 6.1'de verilmiştir. Buna göre, ÇTS kazanı tam yükte çalıştığında, 0,093 kg/s hava debisinde nozulda basınç kaybı, 3,95 kPa ve orifis çıkış hızı 84,4 m/s'de gerçekleşmektedir. ÇTS DAY kazanı işletme talimatına göre kısmi yüklerde bir nozuldan geçen birincil hava akış debisi; %85 yükte 0,080 kg/s ve %50 ve altında 0,056 kg/s olmaktadır. Kısmi yüklerde nozuldan geçen hava debisi azaldıkça basınç kaybı ve çıkış hızları Şekil 6.1'de görüldüğü gibi düşmektedir. Elektrik üretim amaçlı büyük ölçekli DAY kazanların işletme boyunca özel durumlar hariç tam yükte çalışması talep edilir. Bu nedenle, çalışmada nozul tasarımında ana kriter olarak kazan tam yükte çalışma durumunda gerçekleşen birincil hava debisi esas alınmıştır.



Şekil 6.1. Yeni tasarlanan ve optimize edilen 8 orifisli nozulun karakteristik çalışma eğrisi

Yeni tasarlanan 8 orifisli, orifis eğim açısı 105° olan optimum nozulun karakteristik çalışma eğrisi, 4, 6, 10 ve 12 orifis sayılı ve orifis eğim açıları 105° olan yeni nozul modelleri içinde benzerdir. Yeni çan tipi nozul tasarımında orifis sayısı ve buna bağlı orifis çapı tasarımcının yaklaşımına ve imalat kolaylığına göre değişiklik gösterebilir.

Bu çalışmada, mevcut çan tipi birincil hava memesi geometrisi, basınç düşüşü ve çıkış hızı temel alınarak yeniden tasarlanmıştır. Orifis eğim açısı 105°'de 4, 6, 8, 10 ve 12 orifis sayılı ve buna bağlı sırasıyla 24, 20, 17, 15 ve 14mm orifis çaplarında yeni optimum çan tipi nozul modelleri ile basınç kaybında ortalama 2,9 kPa iyileşme sağlanmıştır. Yeni nozullar birincil hava fanlardaki enerji tüketimi %14,56 oranında azalmasına ve böylelikle tam yükte ÇTS bir ünitesinde iç enerji tüketimine 2,26 GWh/yıl tasarruf sağlayacağı hesaplanmıştır. Yeni tasarlanan nozul modeli ile orifis kanalı ve çıkışında üniform hız dağılımı sağlanmış olup bu alanda akış olmayan ölü bölgelerin ortadan kalkmasıyla ÇTS DAY kazan işletmesinde yatak malzemelerinin geri akış riskini azaltacaktır. Ayrıca, yeni tasarlanan çan tipi nozul orifis eğim açısı 105°'den büyük olduğu durumlarda basınç kaybı ve hız dağılımının homojenliği açısından kayda değer bir fayda sağlamadığı HAD analizleri görülmüştür.

KAYNAKLAR

Ahsan, M. (2014). Numerical Analysis of Friction Factor For A Fully Developed Turbulent Flow Using k–ε Turbulence Model with Enhanced Wall Treatment. *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences*, *3*(4), 269–277. DOI:10.1016/j.bjbas.2014.12.001.

Ansys Fluent. *Theory Guide*, 2015.

Arjunwadkar, A., Basu, P. ve Acharya, B. (2016). A Review of Some Operation and Maintenance Issues of CFBC Boilers. *Applied Thermal Engineering*, *102*, 672–694. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.04.008.

Basu, P. (2015). *Circulating Fluidized Bed Boilers* (1st ed.). Switzerland: Springer Cham. DOI:10.1007/978-3-319-06173-3.

Basu, P., Nag, P.K. (1996). Heat Transfer to Walls of a Circulating Fluidized-Bed Furnace. *Chemical Engineering Science*, *51*(1), 1–26. DOI:10.1016/0009-2509(95)00124-7.

BP (2022a). BP Energy Outlook (2022 ed.).

BP (2022b). BP Statistical Review of World Energy 2022 (71st ed.).

Çengel, Y.A., Cimbala, J.M. (2018). *Fluid Mechanics. Fundamentals and Applications* (4th Ed.). New York: McGraw-Hill Education. ISBN 1259696537.

Engin, B. (2019). Linyitlerin Dolaşımlı Akışkan Yatakta Hava, Oksijence Zengin Hava ve Oksi-yanma Ortamlarında Yanma Davranımlarının İncelenmesi. Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 571426.

EÜAŞ (2021), Yıllık Faaliyet Raporu, Elektrik Üretim A.Ş.

Geldart, D., Baeyens J. (1985). The Design of Distributors For Gas-Fluidized Beds. *Powder Technology*, *42*(1), 67-68. DOI.org/10.1016/0032-5910(85)80039-5.

Guo, Q., Werther, J., Hartge, E.-U. (2003). Investigation into Maldistribution In A Circulating Fluidized Bed. *China Particuology*, *1*(4), 145–150. DOI:10.1016/s1672-2515(07)60131-6.

Gürel, B. (2018). Düşük Kaliteli Linyitlerin Yakılabilmesi için Dolaşımlı Akışkan Yataklı Kazan (DAYK/CFBB) Sisteminde Toz ve Su Dolaşım Sisteminin Tasarımı ve Yanma Karakteristiklerinin İncelenmesi. Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 501195.

Huang, Z., Deng, L., Che, D. (2019). Experimental and CFD Simulation Studies on Bell-Type Air Nozzles of CFB boilers. *Applied Sciences*, *9*(18), 3805. DOI:10.3390/app9183805.

Huang, Z., Deng, L., Che, D. (2020). Development and Technical Progress in Large-Scale Circulating Fluidized Bed Boiler in China. *Frontiers in Energy*, *14*(4), 699–714. DOI:10.1007/s11708-020-0666-3.

Huang, Z.M., Yang, H.R., Liu, Q., Wang, Y., Lu, J.F., Yue, G.X. (2010). Characteristics of a Modified Bell Jar Nozzle Designed for CFB Boilers. *Proceedings of the 20th International Conference on Fluidized Bed Combustion*. Springer, 492–495. DOI:10.1007/978-3-642-02682-9_75.

IEA, (2022). World Energy Outlook. International Energy Agency.

Kafle, I., Bhochhibhoya, S., Paudel, L., Parajuli, P., Prajapati, S., Shrestha, P.L. (2016). Design and Analysis of Air Distributors and Bed Materials of Fluidized Bed Boiler. *International Journal of Fluid Mechanics & Thermal Sciences*, *2*(4), 22-36. DOI: 10.11648/j.ijfmts.20160204.11.

Kitto, J.B. and Stultz, S.C. (2005). Steam: *Its Generation and Use*: (41st Ed.). Babcock & Wilcox Company. ISBN 10: 0963457012

Koornneef, J., Junginger, M., Faaij, A. (2007). Development of Fluidized Bed Combustion-an Overview of Trends, Performance and Cost. *Progress in Energy and Combustion Science*, *33*(1), 19–55. DOI:10.1016/j.pecs.2006.07.001.

Kunii, D., Levenspiel, O. (1991). *Fluidization Engineering* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann. DOI: 10.1016/c2009-0-24190-0.

Passos, L.M., Barrozo, M.A., Mujumdar, A.S. (2014). *Fluidization Engineering Practic*e (2nd ed.). Laval- Canada. ISBN 978-0-9919117-1-4

Leuschke, F. Becker, T., Heiermann, G. (2017). 40 Years of Circulating Fluidized Bed (CFB) Power Plant Technology A Review of the History, Present Status and Future Potential of the Application of an Innovative and Successful Combustion Technology. Power Gen India.

Lim, J.H., Shin, J.H., Bae, K., Kim J.H., Lee, D.H., Han, J.H., Lee, D.H. (2015). Hydrodynamic Characteristics of Bubbles in Bubbling Fluidized Bed with Internals. *Korean Journal of Chemical Engineering*, *32*(9), 1938–1944. DOI:10.1007/s11814-015-0131-x.

Liu, X., Zhu, G., Asim, T., Zhang, Y., Mishra, R. (2021. The Innovative Design of Air Caps for Improving the Thermal Efficiency of CFB Boilers. *Energy*, 221, 119844. DOI: 10.1016/j.energy.2021.119844.

Lyu, J., Yang, H., Nie, L., Yue, G., Li, R., Chen, Y., Wang, S. (2019). Development of a Supercritical and an Ultra-Supercritical Circulating Fluidized Bed Boiler. *Frontiers in Energy*, *13*(1), 114-119. DOI:10.1007/s11708-017-0512-4.

Mirek, P., Sekret, R., Nowak, W. (2007). The influence of Air Nozzles' Shape on the NOx Emission in the Large-Scale 670 MWT CFB Boiler, *12th International Conference on Fluidization-New Horizons in Fluidization Engineering*.

Mirek, P. (2011a). A Simplified Methodology for Scaling Hydrodynamic Data from Lagisza 460 MWe Supercritical CFB Boiler. *Chemical and Process Engineering*, *32*(4), 245–253. DOI:10.2478/v10176-011-0019-1.

Mirek, P. (2011b). Designing of Primary Air Nozzles for Large-Scale CFB Boilers in a Combined Numerical-Experimental Approach. *Chemical Engineering and Processing*: Process Intensification, *50*(7), 694-701. DOI: 10.1016/j.cep.2011.04.006.

Mirek, P. Nowak, W., Klajny, M. Jabłoński, J. (2011). A Novel Construction of a Low-Pressure-Drop Air Nozzle Working with a 535MWe CFB Boiler. *13th International Conference on Fluidization-New Paradigm in Fluidization Engineering*.

Mirek, P., Klajny, M. (2018). Air Nozzle Design Criteria for Protection Against the Backflow of Solids in CFB Boilers. *Applied Thermal Engineering*, *141*, 503–515. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2018.06.006.

Mirek, P. (2019). Experimental Investigation of the Flow Characteristics of Low-Pressure Drop Air Nozzles Working with CFB Boilers. *13th International Conference on Boiler Technology*, 82. DOI:10.1051/e3sconf/20198201013.

NETL (2010). Cost and Performance for Low-Rank Pulverized Coal Oxy-Combustion Energy Plants. Technical Report.

Ngo, T.T., Go, J., Zhou, T., Nguyen, V.H., Lee, G.S. (2018). Ngo TT, Go J, Zhou T, Nguyen VH, Lee GS. Enhancement of Exit Flow Uniformity by Modifying the Shape of a Gas Torch to Obtain a Uniform Temperature Distribution on a Steel Plate during Preheating. *Applied Sciences*, *10*(11). DOI:10.3390/app8112197

.

Oka, N.S., Anthony, J.E., (2003). *Fluidized Bed Combustion* (1st ed.), Switzerland: Marcel Dekker. ISBN-10: 0-8247-4699-6

Omer, A., Weng, M. (2018). Effect of Primary Air Maldistribution Due to Nozzle Wear on CFBC Performance. *Fuel Processing Technology*, *173*, 191–196. DOI: 10.1016/j.fuproc.2017.12.008.

Sauriol, P., Cui, H., Chaouki, J. (2013). Gas Jet Penetration Lengths from Upward and Downward Nozzles in Dense Gas-Solid Fluidized Beds. *Powder Technology*, *235*, 42–54. DOI: 10.1016/j.powtec.2012.09.037.

Sobrino, C., Ellis, N., de Vega, M. (2009). Distributor Effects Near the Bottom Region of Turbulent Fluidized Beds. *Powder Technology*, *189*(1), 25–33. DOI: 10.1016/j.powtec.2008.05.012.

TKİ, (2021). Kömür (Linyit) Sektör Raporu. *Türkiye Kömür İşletmeleri*.

Tu, J., Yeoh, G.H., Liu, C. (2019) *Computational Fluid Dynamics* (3rd ed). Butterworth-Heinemann.DOI:10.1016/C2015-0-06135-4.

Vakhshouri, K., Grace, J.R. (2010). Effects of the Plenum Chamber Volume and Distributor Geometry on Fluidized Bed Hydrodynamics. *Particuology*, *8*(1), 2–12. DOI: 10.1016/J.PARTIC.2009.05.005.

Vyas, V.D., Jani, D.B. (2017). CFD Simulation of Air Flow in CFBC Boiler under Different Geometry of Nozzle Grid. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology* (IJRASET).

Yang, H.R., Huang, Z.M., Yue, G.X., Lu, J.F. (2007). Characteristics of a Float Nozzle Designed for Circulating Fluidized Bed Boilers. *Chemical Engineering and Technology*, *30*(10), 1398–1400. DOI:10.1002/ceat.200700044.

Yang, C.W. (2003). *Handbook of Fluidization and Fluid-Particle Systems* (1st ed.). Boca Raton: CRC Press. DOI:10.1201/9780203912744.

Zhu, Q. (2012). Update on Lignite Firing. *IEA Clean Coal Centre*. ISBN 978-92-9029-521-1

Zhu, Q. (2013). Developments In Fluidized Bed Combustion Technology. *IEA Clean Coal Centre*. ISBN 978-92-9029-539-6

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Çam, M. M., Çelik, C., Türkmen C. A. (2021).Dolaşımlı Akışkan Yataklı Bir Kazanda Nozul Tasarımının Basınç Kaybına ve Enerji Tüketimine Etkisinin Sayısal İncelenmesi. *Uluslararası Katılımlı 23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Gaziantep, 08 -10 Eylül 2021.

Çam, M. M., Soyhan, S. H., Qubeissi, A. M., Çelik, C. (2023). Designing a New Bell-Type Primary Air Nozzle for Large-Scale Circulating Fluidized Bed Boilers. *Fuel*, 335, 127065. doi.org/10.1016/j.fuel.2022.127065.

ÖZGEÇMİŞ

İlköğretim, ortaöğretim ve liseyi İstanbul'da tamamladı. 2006 yılında Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği bölümüne başladı. 2011 yılında Makine Mühendisi olarak mezun oldu. 2012-2015 yılları arasında, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim dalında Yüksek Lisans Öğrenimini Tamamladı. 2018 yılında, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim dalında başladığı doktora eğitimine "Dolaşımlı Akışkan Yataklı Kazanlar İçin Dağıtıcı Plaka-Nozul Sisteminin Modellenmesi" konusunda doktora tezini hazırlayarak 2023 yılında mezun oldu. 2011 yılından beri TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkez'inde Kıdemli Uzman Araştırmacı olarak görev yapmakta olan M. Metin ÇAM evli ve 2 çocuk babasıdır.