

**ÇİFT KADEMELİ DOĞALGAZ BASINÇ
REGÜLATÖRÜNÜN HESAPLAMALI
AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE SAYISAL ANALİZİ**

**2015
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

Mutlu TEKİR

**ÇİFT KADEMELİ DOĞALGAZ BASINÇ REGÜLATÖRÜNÜN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE SAYISAL ANALİZİ**

Mutlu TEKİR

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2015**

Mutlu TEKİR tarafından hazırlanan "ÇİFT KADEMELİ DOĞALGAZ BASINÇ REGÜLATÖRÜNÜN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE SAYISAL ANALİZİ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yrd. Doç. Dr. Engin GEDİK

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir. 15/06/2015

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu) İmzası

Başkan: Prof. Dr. Adnan SÖZEN (GÜ)

Üye : Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Hüseyin KURT (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Kamil ARSLAN (KBÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Engin GEDİK (KBÜ)

...../...../ 2015

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Mutlu TEKİR

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÇİFT KADEMELİ DOĞALGAZ BASINÇ REGÜLATÖRÜNÜN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE SAYISAL ANALİZİ

Mutlu TEKİR

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanları:

Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU

Yrd. Doç. Dr. Engin GEDİK

Haziran 2015, 121 sayfa

Basınç düşürücü belirli bir standardı karşılamak amacıyla makinelerin hareketini ya da sıvı veya gazların akışını kontrol eden mekanik cihazlardır. Doğalgaz dağıtım hatlarından verilen gazın son kullanıcının kullanabileceği basınç aralığına getiren ve beklenmeyen bir durumda gaz kullanım sistemlerine ve çevreye zarar vermeden gazı kesebilen servis basınç düşürücüler 4-6 bar arasında gelen doğal gaz basıncını genellikle 21 mbar çıkış basıncına düşürürler. Yapılan bu çalışmada çift kademeli olarak basınç düşürme işlemini gerçekleştiren bir doğalgaz basınç düşürücü tasarlanarak, basınç düşürücü içerisindeki akış karakteristikleri sonlu hacimler tekniğine dayalı çözüm yapan Ansys Fluent programında sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlara göre basınç düşürücü içerisindeki kademelerin optimum açıklık oranları belirlenmiş ve temel akış

karakteristikleri olan basınç düşümü, hız dağılımı gibi parametreler dikkate alınarak sonuçlar grafikler halinde sunulmuş ve detaylı bir şekilde tartışılmıştır.

Anahtar Sözcükler : Doğalgaz basınç düşürücü, basınç regülatörü, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD).

Bilim Kodu : 914.1.002

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

CFD ANALYSIS OF A TWO-STAGE NATURAL GAS PRESSURE REGULATOR

Mutlu TEKİR

**Karabük University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisors:

Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU

Assist. Prof. Dr. Engin GEDİK

June 2015, 121 pages

Pressure regulators are mechanical devices that control the motion of the machines or flow of fluids to meet specific standards. Service pressure regulators, that provide the pressure range in which end-user can use natural gas, have the capability of shut-off gas in unexpected conditions without endangering operating medium. Service pressure regulators reduce 4-6 bar upstream pressure to generally 21 mbar downstream pressure. In this study a two-stage pressure regulator has been designed, and flow characteristics of the regulator have been analyzed numerically by Ansys Fluent that runs based on finite volume technique. According to the results obtained from numerical study, optimum rate of orifice openness of each stages in the regulator has been determined, and taking account of basic flow characteristics like parameters of pressure drop, velocity scatter, etc., results are presented in graphics and discussed in detail.

Key Words : Natural gas pressure reducer, pressure regulator, computational fluid dynamics (CFD).

Science Code : 914.1.002

TEŞEKKÜR

7131013 nolu “PN5 Anma Basınçlı, Performans Değerleri ve Güvenlik Opsiyonları İyileştirilmiş Çift Kademeli, Gaz Basınç Regülatörü Tasarımı, Analizi ve Uygun Test Düzenine Geliştirilmesi” isimli Tübitak TEYDEB Projesi kapsamında hazırlanan bu tez çalışması süresince ESKA Valve’nin kapılarını açarak mesleki bilgilerini ve tecrübelerini benimle paylaşan başta Sayın Murat ÇALAPKULU ve Sayın Mehmet Cem KASAP olmak üzere tüm ESKA Valve çalışanlarına derin şükranlarımı sunarım.

Bu tez çalışmasının planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU’na ve sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Engin GEDİK’e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca hesaplamalı akışkanlar dinamiği konularında teori ve uygulamaları hakkındaki değerli bilgi ve görüşlerini benden esirgemeyen çok değerli sayın hocam Doç. Dr. Kamil ARSLAN ve TOBB ETÜ’den çok kıymetli sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL’a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Sevgili eşime ve anneme, aileme, manevi hiçbir yardımı esirgemediğim yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	5
DOĞALGAZ BASINÇ DÜŞÜRÜCÜLERİ	5
2.1. TEMEL PARÇALAR	6
2.2. ÇALIŞMA PRENSİBİ	7
2.2.1. Kontrol Döngüsü.....	8
2.2.2. Yay Önyüklemesi	9
2.2.3. Basınç Dengesi	11
2.3. BASINÇ DÜŞÜRÜCÜLERİN SINIFLANDIRMASI	12
2.3.1. Direk Tesirli Basınç Düşürücüler	12
2.3.1.1. Kaldıraç Tarzı Direk Tesirli Basınç Düşürücüler	14
2.3.2. Pilot Tesirli Basınç Düşürücüler.....	14
2.3.2.1. Yüklemeli Tip Pilot Tesirli Basınç Düşürücüler.....	16
2.3.2.2. Yüklemesiz Tip Pilot Tesirli Basınç Düşürücüler	17
2.4. PERFORMANS	18
2.4.1. Ayarlanmış Değer (Setpoint)	18
2.4.2. Düşüş (Droop/Offset)	19
2.4.3. Kapasite	19
2.4.4. Doğruluk	20
2.4.4.1. Yay Katsayısının Etkisi.....	20
2.4.4.2. Diyafram Alanının Etkisi	21
2.4.5. Kesme (Lockup)	22

	<u>Sayfa</u>
2.4.6. Kritik Akış	22
2.4.7. Performansı Etkileyen Etkenler	23
2.4.7.1. Performans Limitleri	23
2.4.7.2. Dalgalanma (Cycling)	24
2.4.7.3. Yıpranma	24
2.4.7.4. Pitot Tüpü Kullanımı	25
2.4.7.5. Çift Kademe Kullanımı	25
2.5. BASINÇ DÜZENLEYİCİ VANALARDA KARŞILAŞILAN SORUNLAR	26
2.6. BASINÇ DÜZENLEYİCİ VANALARIN SEÇİM KRİTERLERİ	32
 BÖLÜM 3	 37
LİTERATÜR TARAMASI.....	37
 BÖLÜM 4	 45
FİZİKSEL MODELLEME	45
4.1. GEREKÇE	46
4.2. AMAÇ.....	46
4.3. YENİLİKÇİ YÖNLER	47
4.4. TEKNİK ÖZELLİKLER	47
4.5. STANDARTLAR VE YAPILAN TESTLER	49
4.5.1. Çıkış Basıncını Ayarlama Testi	50
4.5.2. Histeresiz Testi	50
4.5.3. Çıkış Basıncı Testi.....	51
4.5.4. Kapatma Basıncı Testi.....	51
4.5.5. İç Sızdırma Testi.....	51
4.5.6. Aşırı Akış Testi (UPSO - Under Pressure Shut-Off).....	51
4.5.7. Tahliye Basıncı Testi	52
4.5.8. Tahliye Basıncı Kapama Testi.....	52
4.5.9. Yüksek Basınç Kapatma Testi (OPSO - Over Pressure Shut-Off).....	52
4.5.10.OPSO İç Sızdırma Testi.....	52
4.5.11.Dış Sızdırmazlık Testi 1	53
4.5.12.Dış Sızdırmazlık Testi 2	53
4.5.13.Diğer Testler	53

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 5	54
MATEMATİKSEL MODELLEME	54
5.1. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNİN TARİHÇESİ	54
5.2. EULER DENKLEMLERİ	55
5.2.1. Kütleinin Korunumu (Süreklilik) Denklemi.....	56
5.2.2. Momentum Korunumu Denklemi.....	57
5.2.3. Enerjinin Korunumu Denklemi	57
5.2.4. Navier-Stokes Denklemi.....	58
5.2.4.1. Sıkıştırılabilir Newtonian Akışkan.....	59
5.2.4.2. Sıkıştırılmaz Newtonian Akış	61
5.3. SIKIŞTIRILABİLİR AKIŞ	62
5.4. TÜRBÜLANS MODELLERİ.....	63
5.4.1. k-ε Modeli.....	63
5.4.2. k-ω Modeli.....	65
5.4.3. Geçiş (Transition) SST Modeli.....	66
BÖLÜM 6	68
SAYISAL MODELLEME.....	68
6.1. ANSYS FLUENT YÖNTEMBİLİMİ	68
6.2. GEOMETRİ OLUŞTURMA	69
6.3. ÇÖZÜMAĞI OLUŞTURMA	71
6.4. FLUENT FİZİK VE AKIŞKAN ÖZELLİKLERİ SEÇİMİ	74
6.5. SINIR KOŞULLARI.....	78
6.6. HAD ÇÖZÜCÜ.....	79
BÖLÜM 7	82
ANALİZ SONUÇLARI.....	82
7.1. GEOMETRİ BASİTLEŞTİRME ÇALIŞMALARI.....	82
7.2. ÇÖZÜMAĞI ÇALIŞMASI.....	84
7.3. ANALİZ SONUÇLARI.....	86
7.4. TARTIŞMA	98
BÖLÜM 8	101
SONUÇ VE ÖNERİLER	101

	<u>Sayfa</u>
KAYNAKLAR	103
EK AÇIKLAMALAR A. PİYASANIN MEVCUT DURUMU-1	108
EK AÇIKLAMALAR B. PİYASANIN MEVCUT DURUMU-2.....	110
EK AÇIKLAMALAR C. PERFORMANS KARŞILAŞTIRMA TABLOSU.....	112
EK AÇIKLAMALAR D. TEST LİSTELERİ..... Hata! Yer işareti tanımlanmamış.	
EK AÇIKLAMALAR E. ANALİZ VERİLERİ	114
ÖZGEÇMİŞ	121

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Newcomen buhar motoru (solda), Watt buhar motoru (sağda).	3
Şekil 1.2. Corliss buhar motoru. Düzenek (solda), kesit (sağda).....	4
Şekil 2.1. Basit bir ocak yapısı.....	5
Şekil 2.2. Çeşitli kapama elemanları.....	6
Şekil 2.3. Çeşitli algılayıcı elemanlar.	7
Şekil 2.4. Çeşitli yükleme elemanları.	7
Şekil 2.5. Bir basınç düşürücüsünde güçler dengesi.....	8
Şekil 2.6. Sabit işletme basıncında güçler dengesi ve çıkıştaki debi arttığında ve düzensizlikler hakim iken.	9
Şekil 2.7. Valf açıldığındaki güçler dengesi ve değişen valf pozisyonuyla denge durumu.	9
Şekil 2.8. Valf açıklık mesafesinin yay kuvvetiyle ilişkisi.....	10
Şekil 2.9. Bir basınç düşürücünün ideal karakteristiği.....	10
Şekil 2.10. Körük ile dengelenmiş bir basınç düşürücünün kuvvetler dengesi.	11
Şekil 2.11. Kendinden tesirli basınç düşürücü.....	13
Şekil 2.12. Orifis açıklığı ve çıkış basıncına göre basınç düşürücü seçimi.	13
Şekil 2.13. Pilot sistemi.....	15
Şekil 2.14. Basınç düşürücüdeki düşüş.....	15
Şekil 2.15. Yüklemeli tip basınç düşürücüler.	16
Şekil 2.16. Yüklemesiz tip pilot tesirli basınç düşürücüler.....	17
Şekil 2.17. Kapama testi.....	18
Şekil 2.18. Yumuşak ve sert yaylarla kapama testi.....	21
Şekil 2.19. Basınç – diyafram efektif alan etkisi.	22
Şekil 2.20. Kritik akış.	23
Şekil 2.21. Arttırılmış hassasiyet.	23
Şekil 2.22. Dalgalanma.	24
Şekil 2.23. Pitot tüp ile performans artırımı.....	25
Şekil 2.24. Bir pervane üstündeki oyuklaşmalar ve gelişimleri.....	27

Sayfa

Şekil 2.25. Pervane üstünde oyuklaşma anı ve oluşan baloncuklar.....	27
Şekil 2.26. Oyuklaşmayı gösteren akış-basınç eğrisi.....	28
Şekil 2.27. Oyuklaşma önleyici (Cavitation retainer) (solda) ve kesit görünüşü (sağda).	31
Şekil 3.1. Örnek bir modelde orifis sonrası buharlaşma basıncı altına düşen bölgeyi gösteren basınç konturu.....	38
Şekil 3.2. Bir emniyet tahliye vanasındaki akış çizgileri.....	39
Şekil 3.3. Küresel vana ve kelebek vananın örnek birer hıza bağlı akım çizgileri. .	40
Şekil 4.1. Standart bir çift kademeli basınç düşürücü.....	45
Şekil 4.2. Örnek bir histeresiz testi eğrisi.	50
Şekil 6.1. Fluent işlem akış diyagramı.	69
Şekil 6.2. Çift kademeli doğalgaz basınç düşürücünün yandan görünüşleri.....	69
Şekil 6.3. Çift kademeli doğalgaz basınç düşürücünün sırasıyla üstten, alttan ve çarpazlama görünümü.	70
Şekil 6.4. Giriş ve çıkışına 1 m. boru eklenerek çıkarılmış akış hacmi.	70
Şekil 6.5. Basınç düşürücünün YZ eksenindeki kesitinden 1. kademe açıklığı.....	70
Şekil 6.6. Basınç düşürücünün XY eksenindeki kesitinden 2. kademe açıklığı.	71
Şekil 6.7. Çözümü programının genel hattı.....	72
Şekil 6.8. Çözümü detayları.	72
Şekil 6.9. Yüzey boyutlandırma ve şişirme panelleri.	73
Şekil 6.10. Modele uygulanmış çözümü görünüşleri ve kademelerin kesitleri.....	73
Şekil 6.11. Fluent menü sekmeleri (solda), genel sekmesi (ortada), modeller sekmesi (sağda).	74
Şekil 6.12. Türbülans modelleme paneli.....	75
Şekil 6.13. Malzeme paneli.	77
Şekil 6.14. Akustik model paneli.	77
Şekil 6.15. Sınır koşulları paneli (solda), basınç giriş paneli (sağda).....	78
Şekil 6.16. Basınç çıkış paneli.	79
Şekil 6.17. Kararlı zaman çözüm metodları paneli (solda) ve hesaplama paneli (sağda).	80
Şekil 6.18. Geçici zaman çözüm metodları paneli (solda) ve hesaplama paneli (sağda).	81
Şekil 7.1. Geometri basitleştirme 1.....	83
Şekil 7.2. Geometri basitleştirme 2.....	83
Şekil 7.3. Çözümü sayısının çıkış basıncına göre grafiği.	85

Sayfa

Şekil 7.4. Çözüm ağı sayısının çıkış hızına göre grafiği	85
Şekil 7.5. Minimum hücre büyüklüğünün çıkış basıncına göre grafiği	86
Şekil 7.6. Minimum hücre büyüklüğünün çıkış hızına göre grafiği	86
Şekil 7.7. 2. kademe açıklığına bağlı basınç ve debi grafikleri.....	87
Şekil 7.8. İki farklı açıdan doğalgaz basınç düşürücünün y+ yüzey grafikleri	89
Şekil 7.9. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücünün XY eksenini kesitinden basınç konturu.....	89
Şekil 7.10. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün XY eksenini kesitinden basınç konturu	90
Şekil 7.11. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün XY eksenini kesitinden basınç konturu	90
Şekil 7.12. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücünün YZ eksenini kesitinden basınç konturu.....	91
Şekil 7.13. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün YZ eksenini kesitinden basınç konturu	91
Şekil 7.14. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün YZ eksenini kesitinden basınç konturu	92
Şekil 7.15. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücünün yüzey basınç grafiği	92
Şekil 7.16. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün yüzey basınç grafiği ...	93
Şekil 7.17. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün yüzey basınç grafiği	93
Şekil 7.18. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen basınca bağlı akım çizgileri	94
Şekil 7.19. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen basınca bağlı akım çizgileri.....	94
Şekil 7.20. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen basınca bağlı akım çizgileri.....	95
Şekil 7.21. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen hıza bağlı akım çizgileri.....	95
Şekil 7.22. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen hıza bağlı akım çizgileri.....	96
Şekil 7.23. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen hıza bağlı akım çizgileri.....	96
Şekil 7.24. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücü çıkış yüzeyi hız konturu	97
Şekil 7.25. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü çıkış yüzeyi hız konturu ...	97
Şekil 7.26. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü çıkış yüzeyi hız konturu	98

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 7.1. Çözümüğü çalışmasından alınan analiz verileri.....	84
Çizelge 7.2. Ulaşılan en doğru sonuçların listesi.	88

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

ε_1	: Gerinim tensörü
ε_2	: Türbülanslı kinetik enerji kayıp oranı
λ	: İkincil viskozite katsayısı
μ	: Dinamik viskozite katsayısı
μ_t	: Türbülanslı (Eddy) viskozite
ρ	: Yoğunluk
σ	: Cauchy gerilim tensörü
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$: Türbülanslı Prandtl sayıları
ω	: Özgül kayıp oranı (Specific dissipation rate)
Γ_k ve Γ_ω	: Etkili yayılmalılığı (diffusivity)
ΔP	: Giriş ve çıkış basıncı farkı
Ω	: Girdap (vorticity) büyüklüğü
A_B	: Körük üstündeki alan (Bellow)
A_M	: Diyafram alanı
A_S	: Kapama organı yatak alanı
c	: Ses hızı
c_F	: Yay katsayısı
c_p, c_v	: Özgül ısı
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$: Constant (Sabit)
C_μ, σ_k ve σ_ε	: Model katsayıları
d	: Çap (m)
e	: Birim kütledeki iç enerji
E	: Birimsel hacimdeki toplam enerji
F, G, H	: Akı matrisleri
F_{closed}	: Kapama organı kapalı pozisyondaki yay kuvveti
F_{length}	: Geçiş bölgesinin uzunluğunu kontrol eden deneysel bağıntı

F_{open}	: Kapama organı açık pozisyonundaki yay kuvveti
F_x	: Kapama organı x pozisyonundaki yay kuvveti
F_M	: Toplam diyafram kuvveti
F_F	: Yay kuvveti
F_K	: Vana yatağındaki basınç farkının yarattığı kuvvet
F_S	: Dengeleyici kuvvet
g	: Birim başına düşen tüm gövde kuvvetleri (genellikle yerçekimsel ivme)
G_ω	: ω oluşumu
G_b	: Kaldırma kuvveti sonucu türbülanslı kinetik enerji oluşumu
G_k	: Ortalama hız değişimi sonucu türbülanslı kinetik enerji oluşumu
k	: Türbülanslı kinetik enerji
K_c, σ	: Oyuklaşma katsayıları
M	: Mach sayısı
M_w	: Moleküler ağırlık
P_0	: Toplam basınç
P_2	: Ortam basıncı
P_{op}	: İşletme basıncı
P_V	: Buharlaşma basıncı
P_{VC}	: Akışın en dar noktasındaki basınç (Vena Contracta)
$P_{\gamma 2}, E_{\gamma 2}$: Yıkım kaynakları
Q	: Debi (m ³ /saat)
R	: Evrensel gaz sabiti
$Re_{\theta c}$: Aralıklılık sınır tabakasında artmaya başladığı ilk yerdeki kritik Reynolds sayısı
S	: Gerilim oranı büyüklüğü
$S_k, S_\varepsilon, S_\omega$: Kullanıcı tanımlı kaynak terimleri
T	: Sıcaklık
T_0	: Toplam sıcaklık
T_{closed}	: Kapama organı kapalı pozisyonundaki yay uzunluğu
T_{open}	: Kapama organı açık pozisyonundaki yay uzunluğu
T_x	: Kapama organı x pozisyonundaki yay uzunluğu (Travel)
$\mathbf{u}=(u, v, w)$: Vektörel hızlar

v	:	Hız (m/s)
\dot{V}_{closed}	:	Kapama organı kapalı pozisyondaki basınç düşürücü debisi
\dot{V}_{open}	:	Kapama organı açık pozisyondaki basınç düşürücü debisi
\dot{V}_x	:	Kapama organı x pozisyondaki basınç düşürücü debisi
W	:	Bir vektör
x	:	Kapama organı hareket mesafesi
x_{open}	:	Kapama organı açılkenki yay uzunluğu
Y_k ve Y_ω	:	Türbülans sonucu k ve ω kaybı

KISALTMALAR

AC	:	Accuracy Class (Doğruluk sınıfı %)
AD	:	Artificial Dissipation (Yapay kayıp)
ANSI	:	American National Standards Institute
API	:	American Petroleum Standard
ASME	:	American Society of Mechanical Engineers
BS	:	British Standard
BSPT	:	British Standard Pipe Thread
CFD	:	Computational Fluid Dynamics
DN	:	Anma çapı (Diameter Nominal)
EN	:	European adopted standard
FO	:	Sabit orifis (Fixed orifice)
FSI	:	Fluid-Structure Interaction (Akışkan-Yapı Etkileşimi)
HAD	:	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IAI	:	Israel Aerospace Industries
ISO	:	International Organization for Standards
LNG	:	Liquid Natural Gas
LPG	:	Liquid Petroleum Gas
NASA	:	National Aeronautics and Space Administration
NBR	:	Nitril Kauçuk (Acrylonitrile Butadiene Rubber)
NPT	:	National Pipe Thread
NYU	:	New York University
OPSO	:	Yüksek basınç kesme (Over Pressure Shut-Off)

PLC	: Programlanabilir Mantıksal Denetleyici (Programmable Logic Controller)
PN	: Anma basıncı (Pressure Nominal)
PTFE	: Teflon (Politetrafloroetilen)
RNG	: Re-Normalization Group
SI	: Uluslararası Birim Sistemi (Système International d'Unités)
SG	: Lock-up Pressure Class (Kapatma sınıfı %)
SST	: Shear Stress Transport (Kesme Gerinimi Taşınımı)
TSE	: Türk Standartları Enstitüsü
UPSO	: Düşük basınç kesme (Under Pressure Shut-Off)
VO	: Değişken orifis (Variable orifice)
VVT	: Variable Valve Timing

BÖLÜM 1

GİRİŞ

İnsanların hayatının her alanında çok önemli rol oynayan ama pek çok kişi tarafından nadiren bilinen vanalar; basit musluklardan bulaşık makinelerine, doğalgaz kombilerinden araçların gaz pedallarına, mikroişlemcilerin kullanıldığı kontrol vanalarına kadar çok fazla çeşidi kapsamaktadır. Sözlük anlamıyla vanalar; akışkanların akışını yönlendirmek, başlatmak, durdurmak, karıştırmak ya da basıncını veya sıcaklığını düzenlemek için özellikle tasarlanmış mekanik aletlerdir. Vanalar gaz veya sıvı uygulamalar için tasarlanabilir. Yoğunluklu olarak vanalar, sisteme giren akış miktarının çok önemli olduğu işlemlerin gerçekleştiği fabrikalarda, üretim işlemlerinde, enerji üretiminde, sistem tedarikinde kullanılmaktadır [1].

Günümüzde kullanılan vanalar; çelik, demir, alüminyum, plastik, pirinç, tunç gibi malzemelerden bir kaç çeşidiyle üretilebilmekle beraber; aşırı karmaşık soğutma sistemlerini kontrol etmek veya nükleer santrallerde kullanılmak üzere çeşitli ve nadir alaşımlardan da üretilebilmektedir. Gazlar, sıvılar, kimyasal aşındırıcı etkiye sahip kimyasallar, toksik gazlar, aşındırıcı çamur, radyoaktif maddeler, vb. akışkanların kontrol edilmesini sağlayan vanalar; kriyojenik işlemlerden ergimiş metal sıcaklıklarına, vakum basınçlarından yüzlerce barlık çok yüksek basınçlar altında çalışabilmektedir [1].

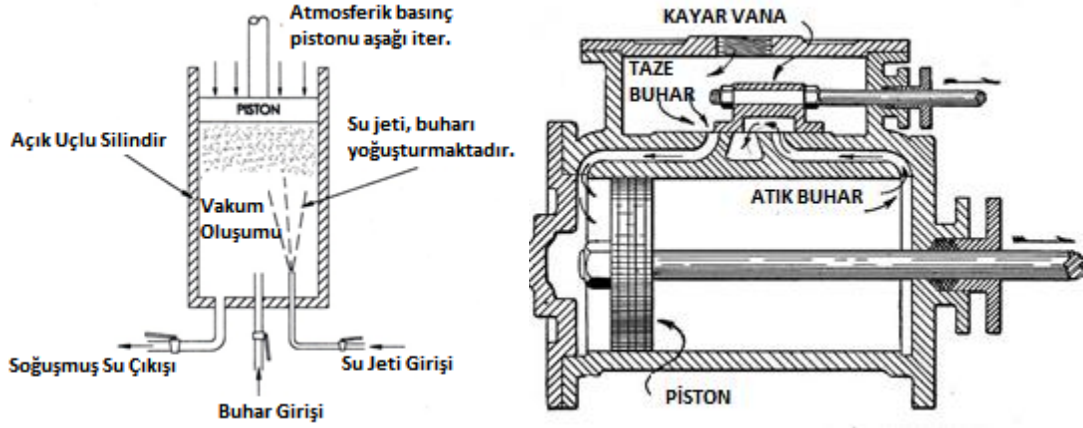
Modern teknolojik yaşamın zorunlu ve temel parçalarından biri olan vanalar, binlerce yıllık insanlık tarihinde bilinen en eski ürünlerden biridir ve tekerleğin icadı kadar önemli bir buluştur. Antik zamanlarda basit sulama yöntemleri geliştirilmeden önce tarım, her zaman havanın durumuna bağlıydı. Vananın ortaya çıkmasına dair ilk fikir, çiftçilerin devrilmiş ağaç ve kalıntıların ekinlere giden suyun akış yönünü

engellenebileceğini keşfetmesiyle ortaya çıkmıştır. Suyun akış yönünü değiştirmeye yönelik çabalar ise, suyun yönünün yakındaki bir alana yapay bir set kullanarak çevrilmesiyle ortaya çıkmıştır. Bu sulama tekniğinin en önemli elemanı da her bir sulama kanalının girişine yerleştirilmiş, taşınabilir bir tahta veya taş settir. Kanalın duvarları arasında yerleştirilerek suyun akışını durdurmak, ya da başka kanallara çevirmek için kullanılmıştır veya tam açık ve kapalı pozisyonlara getirilerek kanala giren suyun miktarını düzenlemek amacıyla kullanılmıştır. Bu şekilde sürgülü vana gelişmiştir [2].

Milattan önce 5000 yılına kadar geçmişe sahip, Nil nehrinin kıyısı boyunca Mısırlılar tarafından geliştirilmiş antik sulama sisteminin parçası olan seriler halinde hendekler ve setler biçiminde yapılmış kaba sürgülü vanalar (gate valve) bulunmuştur. Daha sonradan kazı bilimciler benzer antik sulama sisteminin Babil, Çin, Fenike, Meksika ve Peru gibi diğer antik kültürlerde de kullanıldığını keşfetmişlerdir. Modern hidrolik mühendislik ilkeleri evrim geçirmeye başladığında, Rönesans dönemine kadar vana tasarımı çok az değişmiştir. Kanal kilitlerinin performansının artırılması amacıyla Leonardo Da Vinci, sürgülerin her iki tarafındaki suyun değişen yüksekliğinin değişik kilit sürgülerinde oluşturduğu gerilmeleri analiz etmiştir. Basınç düşümü kavramı üzerine yapılan bu çalışmalar, modern akışkanlar mekaniğinin temelini oluşturmada yardımcı olmuştur [2].

1712 yılında İngiliz Thomas Newcomen, Şekil 1.1'de görülen, pistonu hareket ettirmek için düşük basınçlı buhar kullanan atmosferik motoru icat etmiştir. Newcomen makinesini geliştirdikçe, pistonu giren buhar akışını düzenleyen basit bir tapa vanayı (plug valve) tanıtmıştır, bu uygulama bilinen ilk kısma vanasıdır (throttling valve) [3]. Endüstri Devrimi'nin getirdiği değişikliklerin temelini atan İskoç James Watt, Newcomen'in buhar motorunu geliştirip pistonun her iki tarafına da buhar girmesini sağlayıp pistonun aşağı ve yukarı kurslarını eşzamanlayarak Newcomen motorunun gücünü 1763'de iki katına çıkarmıştır [4]. Watt'ın buhar motorunun en kritik özellikleri Newcomen'in motorundan iki katı verimli olması ve dönel hareket sağlamasıydı. Bunun yanında Watt'ın buhar motoru otomatik ayarlı vanalara (self-acting valve) sahipti, bu sayede pistonun her iki tarafından da buhar

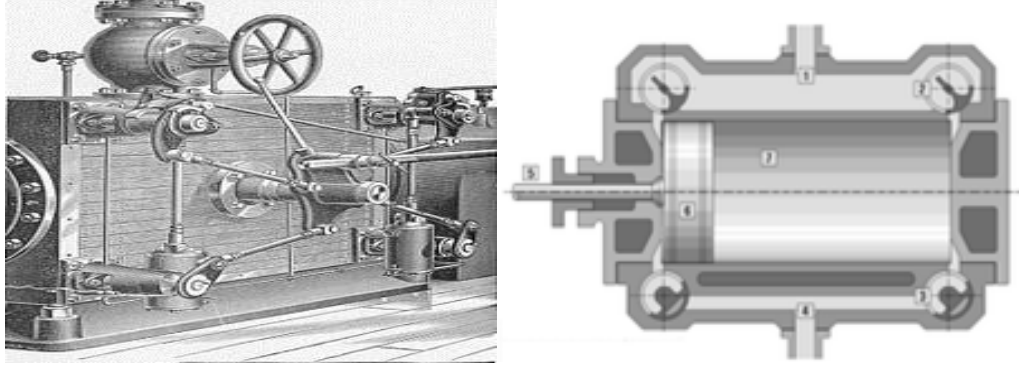
girip çıkabiliyordu (Şekil 1.1) [6]. Endüstri çağını başlatan buhar makinelerinin başarısında bu otomatik ayarlı vanaların önemi çok büyüktür.



Şekil 1.1. Newcomen buhar motoru (solda) [5], Watt buhar motoru (sağda) [6].

Daha sonradan Amerikalı George Henry Corliss, Watt'ın buhar motorunu geliştirip döner kontrol vanaları ve günümüz modern çağın tasarım ve standartlarına çok yakın değişken subap zamanlaması (Variable Valve Timing) ekleyerek Watt'ın motorundan %30 daha verimli hale getirmiştir (Şekil 1.2) [7-10].

19. yüzyılın başlarında o zamanlar ucuz ve bol bir enerji kaynağı olan petrolün keşfi, rafinerilerin oluşmasını tetiklemiştir. Rafinerilerin sayısının artmasını diğer üretim endüstrileri takip etmiş ve bununla birlikte kimyasal, petrokimyasal, kağıt hamuru ve kağıt üretimi, yiyecek, meşrubat üretim tesislerinin gelişimi; bu endüstrilerdeki yüzlerce çeşit karmaşık ve ileri teknoloji vanaların ihtiyacının doğmasına neden olmuştur. Enerji kaynağı olarak elektriğin kullanılması; termik, hidroelektrik ve nükleer enerji santrallerinin oluşmasına neden olmuştur. Böylece vanaların sadece basit su ve buhar uygulamalarında değil; yüksek basınç düşümleri, buna müteakip oyuklaşma (cavitation), aşırı basınç düşümüne bağlı baloncuklaşma (flashing), vana içinde akışın süpersonik rejime çıkarak şok dalgaları oluşması sonucu boğulmuş akış (choking) gibi ciddi uygulamalarda da kullanılmasını sağlamıştır.



Şekil 1.2. Corliss buhar motoru. Düzenek (solda) [9], kesit (sağda) [10].

Endüstri devriminin en önemli parçası olan vanalar, günümüzün en temiz enerji kaynaklarından biri olan doğalgazın dağıtım sistemlerinde de kaçınılmaz bir görevi bulunmaktadır. Kokusuz, havadan hafif, zehirsiz, çevre dostu ve yanma verimi yüksek yanıcı bir gaz olan doğalgaz; tüm dünyada birçok ülkede konutlarda ısıtma, pişirme, sıcak su elde etme amaçlı kullanıldığı gibi; sanayinin her kolunda da kullanılan ve dünya enerji tüketiminin %24'ünü karşılayan çok önemli bir enerji kaynağıdır.

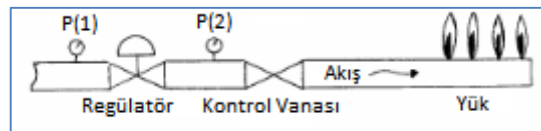
Tüketiciye doğalgazın ulaştırılmasında doğalgaz basınç düşürücülerin hayati bir önemi bulunmaktadır. Boru hatlarıyla 80 bar basınçla ya da gemilerde sıvılaştırılmış (LNG) olarak taşınan doğalgaz, tüketiciye ulaşıncaya kadar birçok basınç düşürücülerinden geçerek basıncı ve debisi düzenlenmektedir. 80 bar basınçla taşınan doğalgaz, bölge basınç düşürücülerinde 4-6 bar'a düşürülerek servis hatlarıyla konutlara dağıtılır; servis hattıyla gelen doğalgaz, bina içindeki dairelere dağıtılması için servis basınç düşürücüleriyle 21-300 mbar basınca düşürülerek tüketiciye sunulmaktadır.

BÖLÜM 2

DOĞALGAZ BASINÇ DÜŞÜRÜCÜLERİ

Basınç düzenleyici (regülatör), belirli bir standardı karşılamak amacıyla makinelerin hareketini ya da sıvı veya gazların akışını kontrol ya da idare eden mekanizmalar olarak tanımlanmaktadır. Gaz ya da sıvı düzenleyicilerin birincil fonksiyonları çıkıştaki akışkan basınç ve debi gereksinimini sağlamaktır. Bunu başarmak için de çıkıştaki basıncı ölçerek buna göre gerekli ayarlamaları sağlar [11].

Evlerde kullanılan doğalgaz sisteminde düşürücülerin (regülatör) kullanımı zaruri bir ihtiyaçtır. Mutfakta kullanılan ocaklar düşünülürse (Şekil 2.1) alev miktarı azaltıldığında, alev için gerekli yanıcı akışkan ihtiyacı azalacaktır. Eğer azalan ihtiyaca göre sistem ayarlanmadığı durumda, azalan hızdan dolayı çıkış basıncı artacaktır. Eğer alev miktarı artırılarak yanıcı akışkan ihtiyacı artırılırsa, basınç düşürücü ihtiyacı karşılamak için akışkan hızını artıracaktır. Bu durumda da eğer artan ihtiyaca göre sistem ayarlanmadığı durumda kullanılan akışkan için gerekli ihtiyaç karşılanamadığından basınç azalacaktır. Ayrıca sayaçlar da belirli bir basınç için ayarlandığından, kullanılan gazın basıncının her daim sabit olması istenmektedir. Öte yandan yüksek binalarda su tesisatında su basınç düzenleyici kullanılmadığı durumlarda, dairelerdeki su şebeke basıncı kullanım basıncına erişemediğinden basınçta dalgalanmalar ve ısıtmada sıkıntılarla karşılaşılabilir. Hayatın her alanında kullanılan düzenleyiciler basınç dalgalanmalarını ve ihtiyaç duyulan akışkanın debisini düzenlemekte hayati rolleri mevcuttur.



Şekil 2.1. Basit bir ocak yapısı.

Düzenleyicinin görevi ihtiyaç kadar akışkanın akışını sağlamaktır. Bu düzenleyici çıkış basıncının belirlenmiş değerde tutularak sağlanır. Teoride düzenleyicinin her yükte aynı basıncı vermesi istenmektedir, fakat gerçekte sapmalar meydana gelmektedir.

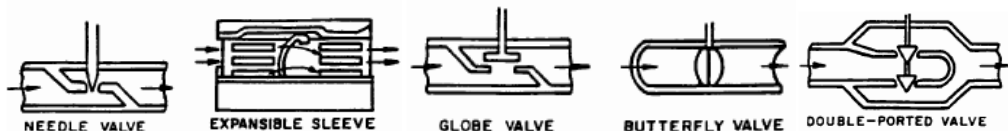
Basınç düzenlemesinin kullanıcılara aşağıdaki faydaları sağlamaktadır [11].

- Tek bir tesisat içinde farklı işletme basınçlarına sahip olabilme sayesinde sistem tasarımında esneklik elde edilir.
- Bağımsız uygulamalar için belirli ölçütlere dayanabilen malzemelerin etkili kullanımı temin edilir. Mesela daha düşük basınç için metal yerine plastik malzeme kullanılabilir ve böylece maliyet düşüşü sağlanır.
- Müşteri ekipmanları için uygun basınç sağlandığında, güvenlik önlemleri de sağlanır.
- Düzenleyiciye nominal giriş basıncından farklı bir basınç sağlandığında çıkış basıncındaki ölçüm doğruluğu çok az değişir.

2.1. TEMEL PARÇALAR

Düzenleyicilerin temel tasarımı oldukça basittir. Esnek bir diyaframın bir tarafına akışkanın çıkış basıncı, öteki tarafına da yükleme elemanının basıncının uygulanması ile buna bağlı kapama elemanı sayesinde çalışmaktadır.

- Düzenleyiciler; akışkanın akışını kontrol etmek için tam açılan, tam kapanan veya arasında bir konumda açık bulunan kapama ya da kontrol edici bir elemandır. Tamamen kapandığında sızdırmadan sıkıca vana deliğine oturur (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Çeşitli kapama elemanları.

- Düzenleyicinin çıkış basıncına cevap veren algılayıcı ya da ölçen elemandır. Çıkış basıncı değiştikçe algılayıcı eleman da oynar ve bağlı olan kapama elemanını hareket ettirir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. Çeşitli algılayıcı elemanlar.

- Kapama elemanının pozisyonuna referans bir kuvvet uygulayan yükleme elemanıdır. Çıkış basıncına karşı kuvvet uygular. Yükleme elemanı ile algılayıcı eleman arasındaki fark kapama organının konumunu belirler (Şekil 2.4.).



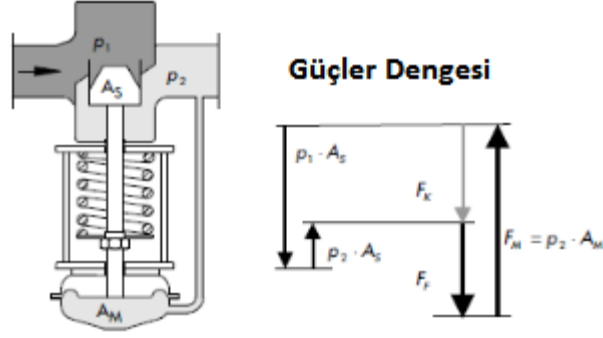
Şekil 2.4. Çeşitli yükleme elemanları.

2.2. ÇALIŞMA PRENSİBİ

Düzenleyiciler basıncı düzenlemek için enerjiye ihtiyaç duyarlar. Gerekli olan bu enerji, düzenleyicinin içindeki akışkandan alınabileceği gibi dışarıdan da sağlanabilir. Dış enerji kaynaklarına hidrolik, pnömatik, analog ya da dijital elektrik, elektro-pnömatik gibi örnekler verilebilirken; düzenleyicinin içindeki akışkandan ortam basıncı, ortam sıcaklığı, hacim değişikliği, buhar basıncı prensibi, ortamdaki akış ve yoğunluk sayesinde enerji elde edilebilmektedir. Ortamdaki akışkanın basınç ya da termal özellikleri kullanılarak algılayıcı eleman üzerinde kuvvet oluşturarak kapama organının konumunun belirlenmesinde yardımcı olur [12].

Basınç düşürücülerinde, ortam basıncı P_2 doğrudan ya da dolaylı yollardan tahrik mekanizmasının diyaframına etki eder. Diyafram alanı A_M ve ortam basıncı P_2

sonucu oluşan F_M kuvvetine, yay kuvveti F_F ve vana yatağındaki basınç farkının yarattığı kuvvet F_K karşı koyar. F_K basınç düşürücü giriş ve çıkış basınçlarının farkının kapama organı yüzeyine etki etmesiyle oluşur. Yay, orijinal konumuna göre sıkıştırılma mesafesine oranla kuvvetle karşı koyar ve bu sayede önceden sıkıştırılmayla işletme basıncının ayarlanmasına olanak sağlar [12].



Şekil 2.5. Bir basınç düşürücüsünde güçler dengesi.

A_S kapama organı yatak alanı ve c_F yay katsayısı olmak üzere;

$$F_K = \Delta P \cdot A_S \quad (2.1)$$

$$F_F = c_F \cdot x \quad (2.2)$$

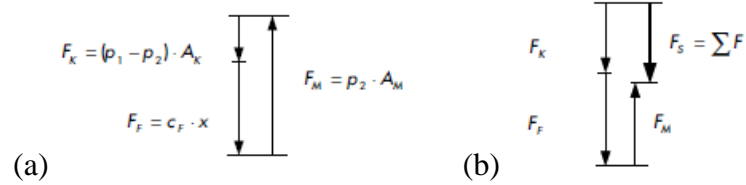
$$F_M = P_2 \cdot A_M = F_K + F_F \quad (2.3)$$

Şekil 2.5'deki denge durumunda görüldüğü gibi, basınçlardaki en ufak değişiklik güç dengelerinin değişmesine yol açar, böylece kapama organının hareket edip konum değiştirmesiyle sonuçlanır.

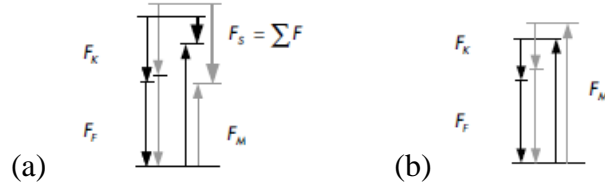
2.2.1. Kontrol Döngüsü

- İşletme basıncında dengede olan bir düşürücüde yay kuvveti F_F ile kapama organına etkileyen kuvvet F_K toplamı diyafram kuvveti F_M 'ye eşittir (Şekil 2.6.a) [12].

- Eğer tüketim artarsa basınç düşüşü artacağından çıkış basıncı P_2 düşer. Böylece diyafram kuvveti F_M düşerken, kapama organının üstündeki basınç farkı arttığından F_K artar. Bunun sonucunda F_S dengeleyici kuvvet valfi açar (Şekil 2.6.b) [12].



Şekil 2.6. a) Sabit işletme basıncında güçler dengesi. b) Çıkıştaki debi arttığında ve düzensizlikler hakim iken.



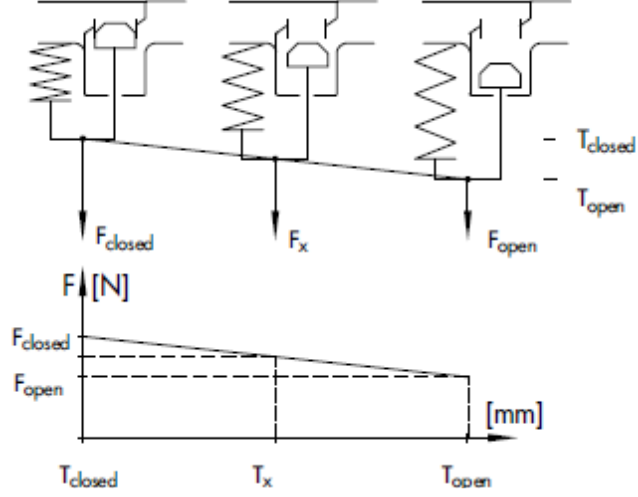
Şekil 2.7. a) Valf açıldığında güçler dengesi. b) Değişen valf pozisyonuyla denge durumu.

- Yay, azalan diyafram basıncına karşılık daha geniş bir valf açıklığında denge sağlanasına kadar açılır. Denge durumuna yaklaşıırken yay açıldığından üstündeki kuvveti azalır. Açılan valfin sonucunda çıkış basıncı P_2 yükselmeye başlar ve dolayısıyla diyafram kuvveti F_M de artar. Basınç farkı azaldığından F_K azalır (Şekil 2.7.a) [12].
- Tüketim artışı sonucu oluşan denge durumunda, daha yüksek debi sonucu valf açıklığı artar. Yeni valf pozisyonunda yay kuvveti ve kontrol edilen çıkış basıncı düşer. Bu hata oranı, değişen debi oranları için sınırlar dahilinde olmalıdır (Şekil 2.7.b) [12].

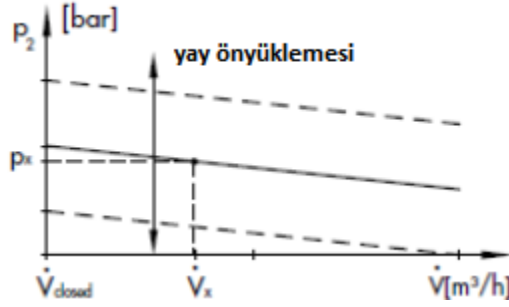
2.2.2. Yay Önyüklemesi

Düşürücünün işletme noktası yay önyüklemesi aracılığıyla sağlanır. Şekil 2.8; T_{closed} , T_x ve T_{open} açıklık mesafelerindeki yay kuvvetlerini ve sonucundaki yay önyükleme

ile oluşan yay karakteristiğini göstermektedir [12]. Yay önyüklemesi, yay karakteristiğinin paralel bir şekilde kaymasına sebep olur (Şekil 2.9.) [12].



Şekil 2.8. Valf açıklık mesafesinin yay kuvvetiyle ilişkisi [12].



Şekil 2.9. Bir basınç düşürücünün ideal karakteristiği [12].

Basınç düşürücünün çalışma basıncı ayarlanırken, yay önyüklemesi istenilen çıkış basıncı değeri elde edilesiye kadar artırılır. Bu yöntemle ayarlanan yay kuvveti Şekil 2.5'te gösterildiği gibi kuvvetler dengesine göre sonuçlanır .

$$F_f = F_M - F_K = c_F \cdot x = P_2 \cdot A_M - \Delta P \cdot A_S \quad (2.4)$$

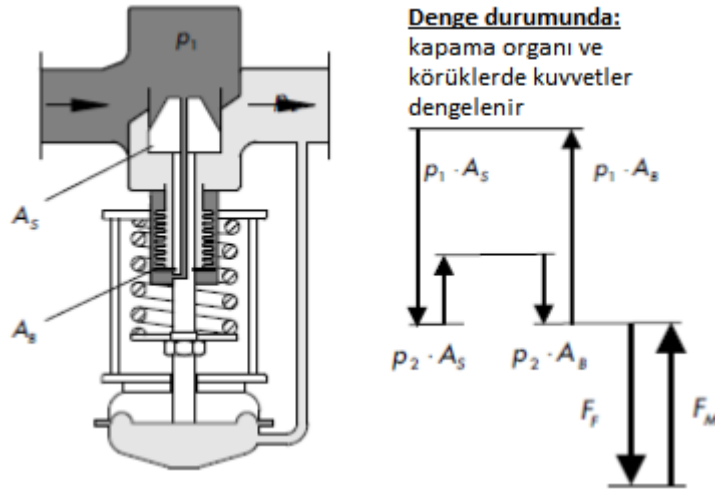
Denklem 2.4'de çok küçük A_S valf yatağı alanı veya çokküçük ΔP basınç farkı ile F_K kuvveti çok küçük oluşacağından, bu kuvvet F_M diyafram kuvvetine göre ihmal edilebilir. Böylece F_f kuvveti F_M kuvvetine eşit olur ve oluşan sonuca göre çıkış basıncı direkt olarak yay karakteristiğine bağlıdır. x_{open} , yayın valf aralığı mesafesine getirilmesi sonucu yayın önyükleme mesafesidir.

$$P_2 = \frac{c_F}{A_M} \cdot x = \frac{c_F}{A_M} (travel + x_{open}) = \frac{c_F}{A_M} \cdot travel + \frac{c_F}{A_M} \cdot x_{open} \quad (2.5)$$

(c_F/A_M) faktörü, düşürücünün oransal eylem katsayısını ya da karakteristik eğimini temsil eder. $(c_F \cdot x_{open}/A_M)$ faktörü de basınç düşürücü karakteristiğinin paralel yer değiştirmesini tanımlar. Daha yüksek çıkış basıncı isteniyorsa, bu terim artmalıdır. Bunun için ya daha sert yay (yüksek c_F) ve düşük diyafram alanı (küçük A_M) seçilmeli, ya da daha uzun yay seçilerek yay önyüklemesi x_{open} arttırılmalıdır [12].

2.2.3. Basınç Dengesi

Valf yatağına etkiyen F_K kuvveti, giriş ve çıkış basıncı farkına bağlıdır; bu nedenle kontrol döngüsünde düzensizlik değişkeni olarak davranmaktadır. Yüksek giriş basıncı ve büyük valf yatağı çapı, hareket organının üstesinden gelmesi gereken valf yatağına etkiyen basınç kuvvetlerine sebep olur. Özel yapısal tedbirler uygulanarak, bu düzensizlik değişkeni neredeyse tamamen sıfırlanabilir [12].



Şekil 2.10. Körük ile dengelenmiş bir basınç düşürücünün kuvvetler dengesi [12].

Şekil 2.10, valf yatağı ve onu dengeleyen körüklü basınç düşürücüsündeki kuvvetler dengesini göstermektedir [12]. Giriş ve çıkış basınçları ayrıca valf üstündeki bir tüp aracılığıyla körük üstündeki A_B alanına da etki etmektedirler, böylece basınç farkından dolayı oluşan valf üstündeki kuvvet, körük üstündeki kuvvete karşı koymaktadır. Eğer valf yatağı alanı A_S ve körük alanı A_B birbirine eşit ve de valf

üstündeki tüp deliğinin kesitsel alanı ihmal edilebilecek kadar küçükse kuvvetler birbirini dengeler. Basıncı dengelenmiş valfler, dengelenmemiş valflere oranla daha küçük tahrik kuvvetlerine ihtiyaç duyarlar (Şekil 2.10). Yayın ilk durum kuvveti F_F hesaplanırken körüklerin esnekliği de hesaba katılmalıdır [12].

$$F_F = F_M = (c_F + c_B) \cdot travel + F_{open} = (c_F + c_B) \cdot travel + c_F \cdot x_{open} \quad (2.6)$$

Kuvvetler dengelenmiş valfler kontrol işleminin mümkün olduğunca en doğru olması istenen uygulamalar için kullanılmaktadır. Yüksek basınç farkı olan düşürücülerde dengeleme sistemleri her zaman gereklidir. Bu sayede daha küçük diyaframların kullanımının önü açılmaktadır [12].

2.3. BASINÇ DÜŞÜRÜCÜLERİN SINIFLANDIRMASI

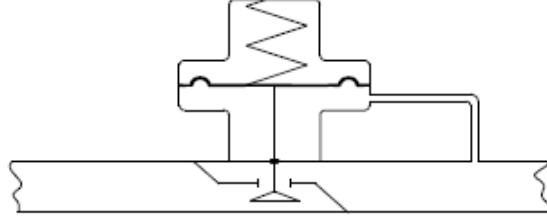
Mühendisler, daha basit bir sistemin uygun olarak kontrol sağladıkça daha iyi olduğu konusunda hemfikirlidir. Genel olarak düzenleyiciler, kontrol valflerinden çok daha basittir. Kontrol valfleri iletici ve kontrolcü aygıtlara, dışarıdan enerjiye ihtiyaç duyarken; düzenleyiciler çalışmak için kontrol ettikleri ortamdan enerji alan, kendi kendilerine yetebilen, bağımsız, doğrudan tesirli kontrol cihazlarıdır [13].

Düzenleyiciler beş kategoriye ayrılırlar: Basınç düşürücüler, geri basınç düzenleyiciler, basınç tahliye valfleri, basınç müşir valfi (pressure switching valve), vakum düzenleyiciler ve vakum kırıcı valfler. Basınç düşürücüler de kendi içinde direk tesirli ve pilot tesirli olmak üzere ikiye ayrılmaktadır [13].

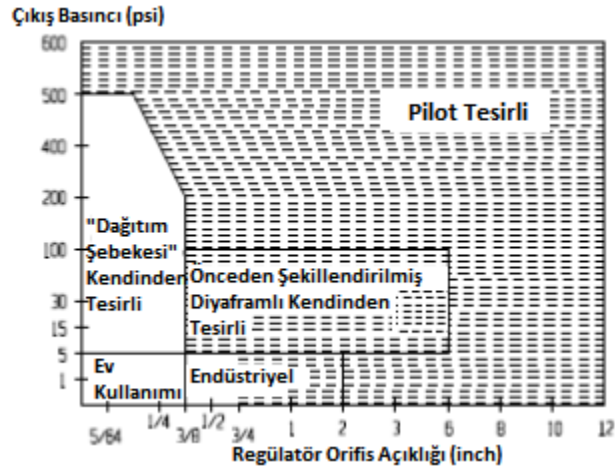
2.3.1. Direk Tesirli Basınç Düşürücüler

Kendinden tesirli (self-operated) basınç düşürücüler, aynı zamanda direk tesirli (direct-acting, direct-operated) basınç düşürücü adıyla da anılmaktadır. Kendinden tesirli basınç düşürücüler, valfi açıp kapatan diyafram ve buna karşı koyan yaydan oluşurlar (Şekil 2.11) [14]. Önceki bölümde de anlatıldığı gibi, çıkıştaki basınca göre diyaframa etkiyen kuvvet değişir. Yayın kuvvetine karşı koyan diyafram üstündeki kuvvet ile birlikte, diyafram aşağı ya da yukarı hareket ederek kapama organını açar

ya da kapatır. Çıkış basıncı artarsa diyafram üzerindeki kuvvet artar ve diyafram yukarı doğru hareket ederek kapama organını kısar ve çıkış basıncını işletme basıncına getirir. Aynı şekilde çıkış basıncı azaldığında diyafram üzerindeki kuvvet azalır ve yay diyaframı aşağı doğru hareket ettirir. Böylece kapama organı açılarak basınç, işletme basıncına ulaşır ve işletme basıncı sabit kalır [14].



Şekil 2.11. Kendinden tesirli basınç düşürücü [14].



Şekil 2.12. Orifis açıklığı ve çıkış basıncına göre basınç düşürücü seçimi [14].

Kendinden tesirli basınç düşürücülerin uygulamalarını kısıtlayan pratik, mühendislik, masraf, boyut ve performans sınırlamaları mevcuttur. Yüksek basınç düşümü (14 bar üstü) ve yüksek çıkış basıncı (1-14 bar) gerektiren uygulamalar için orifis boyutu maksimum 1/2" ile sınırlıdır ve basınç düşümü arttığı için daha küçük orifisler gereklidir. Bu regülatörler, dağıtım şebekesi basınç düşürme istasyonları (Farm tap regulators) kategorisine girerler. Bir başka grup endüstriyel basınç düşürücüler, 2" e kadar olan orifis boyutlarıyla en fazla 300 mbar çıkış basıncına kadar kullanılırlar. Önceden şekillendirilmiş (Roll-out) diyaframlı kendinden tesirli basınç düşürücüler istisnadır ve bunlar 7 bar gibi epeyce yüksek çıkış basınçlarında ve 6" e kadar olan orifis açıklıklarında kullanımı uygundur. Fakat bu basınç aralıklarında ve valf

boyutlarında, pilot tesirli basınç düşürücüler genellikle daha düşük maliyete daha iyi doğruluk ve daha çok kapasite sunmaktadır (Şekil 2.12) [14].

2.3.1.1. Kaldıraç Tarzı Direk Tesirli Basınç Düşürücüler

Kaldıraç tarzı sistem, basit kendinden tesirli sistemin bir değişik biçimidir. Aynı biçimde çalışırlar, yalnız kaldıraç tarzı sistem mekanik avantaj kazanmak için kaldıraç kullanır ve böylece yüksek kesme kuvveti sağlar. Kaldıraç sistemin kullanımıyla, çıkış basıncı değişimlerinde diyafram üzerinde oluşan kuvveti çoğalarak iletilir. Bu sistemin en büyük avantajı; boyutlar artırılmadan dolayısıyla fiyat ve ağırlık artmadan kilitleme (lockup) gücünün artmasıdır [13].

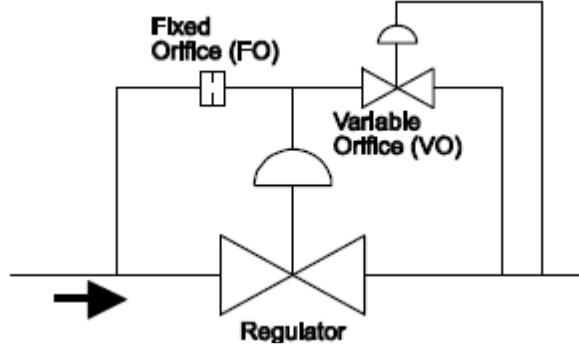
2.3.2. Pilot Tesirli Basınç Düşürücüler

Gerek yükleme tipli (Loading type), gerekse de yüklemesiz tipli (Unloading type) herhangi bir pilot tesirli basınç düşürücülerinin kalbinde pilot sistemin kontrolü vardır. Pilot sistemi, tahrik ya da valf mekanizmasına karşı basınç sinyalini ölçerek iletmekle sorumludur. Pilot tesirli sistemler, iki farklı basınç düşürücü olarak görülürse analizi daha kolaylaşmaktadır. Küçük olan genelde pilottur. Bu tür sistemlerde pilot, sistemin beyni ve ana düzenleyici de, sistemin kası olarak tanımlanabilir [13].

Pilot, kontrol edilen basınçtaki küçük bir değişime karşılık olarak büyütülmüş yükleme basınç sinyali sağlar. Bu büyütme miktarı, sistem kazancı (gain) olarak adlandırılır. Kazanç; çıkıştaki pilot değişiminin, girişteki pilot değişiminin oranına denir [14].

Sistemin kazancı, sabit orifisin (Fixed Orifice) akış alanı kesitinin değişken orifisin (Variable Orifice) akış alanı kesitine oranına bağlı olan pilot sistemin fonksiyonudur (Şekil 2.13) [14]. Sabit orifis her zaman değişken orifisten daha küçüktür ve çoğu sistemde sabit orifis, basınç düşürücünün kazanç ayarı yapılabilmesi için ayarlanabilir. Pilot sistemlerdeki bir diğer önemli konu da oransal kuşaktır. Oransal kuşak (Proportional band) kazancın tersidir ve basınç düşürücünden geçen

debi arttıkça ayarlanmış çıkış basıncının Denklem 2.7 ile verilen yüzdesel değişimini tarif eder [14].

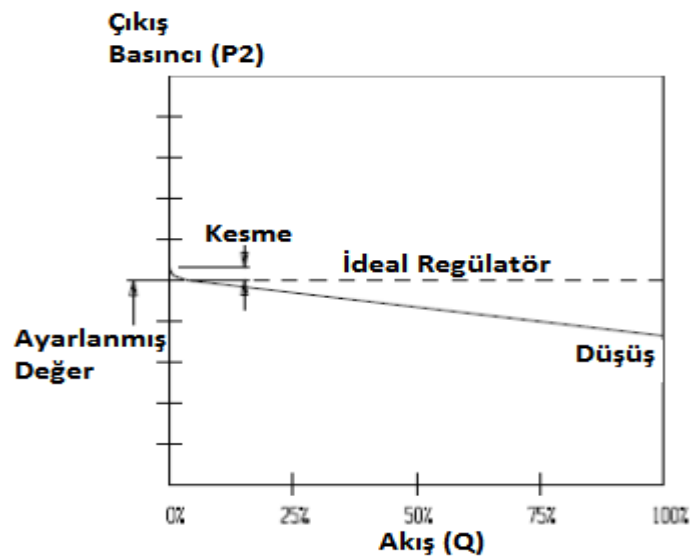


Şekil 2.13. Pilot sistemi [14].

$$\% \text{ Oransal Kuşak} = \frac{1}{\text{Kazanç}} \times 100 \quad (2.7)$$

$$\text{Düşüş} = \text{Oransal Kuşak} \times \text{Ayarlanan Çıkış Basıncı} \quad (2.8)$$

Kazanç değerlerinin 50:1 olması alışılmamış değildir ve çıkış basıncının ayarlanan değer %2 tolerans dahilinde kontrol edilebildiğini gösterir. Buna karşılık çıkış basıncındaki maksimum düşüş (droop), ayarlanan çıkış basıncının %2'sine tekabül etmektedir (Şekil 2.14) [14].

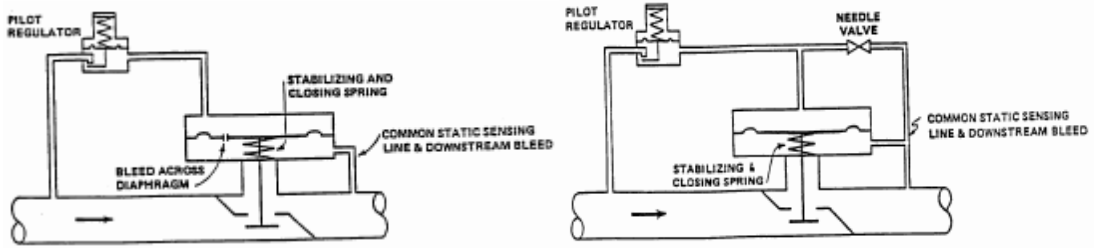


Şekil 2.14. Basınç düşürücüdeki düşüş [14].

Pilot tesirli basınç düşürücüler de kendi içinde yüklemeli ve yüklemesiz tip olarak ikiye ayrılmaktadır.

2.3.2.1. Yüklemeli Tip Pilot Tesirli Basınç Düşürücüler

Yüklemeli tip sistemde değişken orifisin çıkışında sabit orifis bulunmaktadır. Basınç düşürücüdeki yükleme basıncı arttıkça çıkış basıncı azalır ve bu yüzden bu sistem ters tesirli olarak da adlandırılmaktadır. Yüklemeli tip basınç düşürücülerle ilişkilendirilmiş diğer bir terim ise çift yol kontrolüdür. Çift yol kontrol sisteminde çıkış basıncındaki değişiklik, basınç düşürücüdeki ana diyafram tarafından hemen hissedilir ve valf istenilen yönde hareket etmeye başlar. Pilot, daha kesin bir çıkış basıncına erişmek amacıyla ana diyaframın hareketine daha hassas bir seviyede ilave yapar. Kısaca çift yol kontrolü, çıkış basıncındaki değişikliklere ana diyaframdan daha hızlı tepki vermeyi ve kontrol edici pilottan daha yavaş fakat daha hassas ayarlamalar yapılmasına imkan verir [11,14].



Şekil 2.15. Yüklemeli tip basınç düşürücüler [11].

Yüklemeli tip pilot tesirli basınç düşürücülerin avantajları aşağıdaki gibidir.

- Çift yol kontrol sayesinde doğruluk ve stabilite,
- Düşük minimum farklar. (Ana diyaframın boyutuna ve ana yaya bağlı olarak 135-2050 mbar)

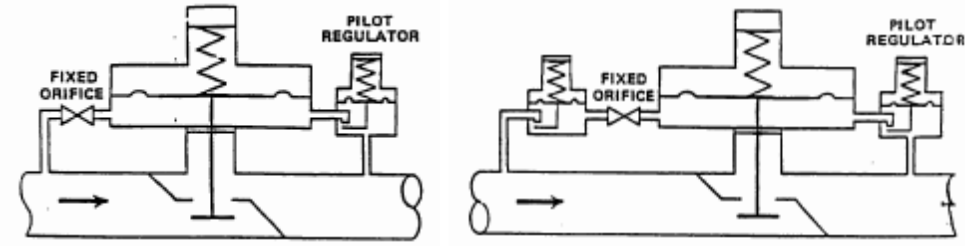
Yüklemeli tip pilot tesirli basınç düşürücülerin dezavantajları da aşağıdaki gibidir.

- Artan parça sayısı nedeniyle daha karışık tasarım,
- Genellikle daha pahalı,
- Daha büyük ve daha ağır,

- Glob stilli vanaların (Globe style valves) yatak ayarlanmasına ihtiyaç duyabilmesi,
- Zaman alıcı ve masraflı bakımlar,
- Kesmenin tamamen yay kuvvetine bağlı olması.

2.3.2.2. Yüklemesiz Tip Pilot Tesirli Basınç Düşürücüler

Yüklemesiz tip pilot tesirli basınç düşürücü sistemde değişken orifisin girişinde sabit orifis bulunmaktadır. Çıkış basıncı azaldığında basınç düşürücüdeki yükleme basıncı da azalmaktadır. Bu nedenle bu pilot sistemi, doğrudan tesirli (direct-acting) olarak da anılmaktadır (Şekil 2.16) [11, 14].



Şekil 2.16. Yüklemesiz tip pilot tesirli basınç düşürücüler [11].

Yüklemesiz tip sistemlerinde, elastomerik diyafram, pilotu geçen yükleme basıncı tarafından ızgara plaka karşısında tutulur. Bu eşsiz birleşim, diyaframın hem valf hem de tahrik mekanizması olarak davranmasını sağlar. Ana valfin kısılması, yükleme basıncı odasındaki gazın sabit orifisin doldurmasından daha hızlı boşaltılmasıyla başarılabilir [13].

Yüklemesiz tip pilot tesirli basınç düşürücülerin avantajları aşağıdaki gibidir.

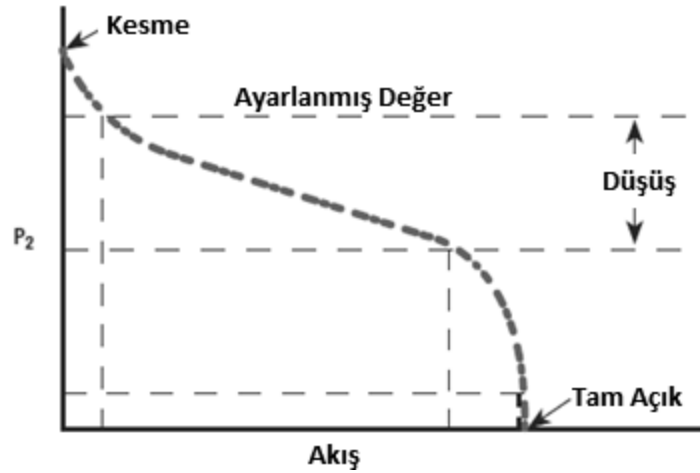
- Daha küçük ve derli toplu tasarım,
- Daha az parça ve daha basit yapım,
- Daha ucuz,
- Daha düşük bakım ücretleri,
- Daha sessiz işleme,
- Basınç düşüşüyle kesme kuvvetinin yükselmesi.

Yüklemesiz tip pilot tesirli basınç düşürücülerin dezavantajları da aşağıdaki gibidir.

- Bazı türlerin bakım için tesisattan sökülmesi gerekmesi,
- Belirli damıtılmış sıvıların diyaframı ve neticesinde çalışmasını etkilemesi.

2.4. PERFORMANS

Herhangi bir basınç düşürücü sisteminin performansı, onun karakteristiğinin incelenmesiyle kolaylıkla denetlenebilir. Bir basınç düşürücünün karakteristiği de, basınç-debi eğrisi de denen kapama (cutoff) testiyle en iyi şekilde görülür (Şekil 2.17) [13].



Şekil 2.17. Kapama testi [13].

2.4.1. Ayarlanmış Değer (Setpoint)

Basınç düşürücülerin, debi kapasite limitleri dahilinde ayarlanan çıkış basıncı değişmeden çıkıştaki talebi karşılayabilmesi istenmektedir. Bu istenen ama elde edilemeyen düz çıkış basıncı çizgisi, basınç düşürücülerin performanslarını ölçmede referans alınmaktadır. İstenilen sabit çıkış basıncı, ayarlanmış değer (setpoint) olarak temsil edilir. Fakat hiçbir basınç düşürücü ideal olmadığından ötürü, debi arttıkça çıkış basıncında aşağı yönde bir eğim oluşmaktadır, ideal çizgiden uzaklaşmaktadır. Ayarlanmış değer, basınç düşürücü yayın önyüklemesi ile ayarlanır. Önyükleme ile

yayın basma kuvveti değişir ve çıkış basıncı yay kuvvetini dengeleyebilmek için farklı bir değerde olur.

2.4.2. Düşüş (Droop/Offset)

Düşüş, oransal kuşak, kayma oranı (offset); debi arttıkça çıkış basıncının ayarlanmış değerin altına düşmesi hadisesini tanımlamak için kullanılan terimlerdenidir. Belirli bir debide ayarlanmış çıkış basıncından sapma miktarına denir ve ayarlanmış değerin yüzdesi cinsinden ifade edilir (Şekil 2.17) [13]. Bu düşüş eğrisi, basınç düşürücünün faydalı/verimli kapasitesini gösterdiğinden kullanıcılar için önemli bir değerdir. Doğrudan tesirli basınç düşürücülerde düşüş oranı %10-%20 aralığındayken, pilot tesirli basınç düşürücülerde %1-%3 aralığındadır, hatta %1'den az düşüş oranları da mümkündür.

2.4.3. Kapasite

Kapasite, basınç düşürücü üreticileri tarafından farklı düşüş miktarları için verilmektedir. Üreticiler tarafından belirtilen basınç düşürücü kapasitelerinde genellikle %10-%20 ayarlanmış çıkış basıncından düşüş değerleri verilmektedir. Düşüş değerleri daha az istenen durumlar için istenenden daha yüksek kapasite basınç düşürücüler seçilerek bu sorun aşılabilir, fakat bu sefer de çok düşük kapasitedeki debilerdeki kullanımlarda basınç düşürücünün kesme yapmasıyla karşılaşılabilir. Bu kesmeye yüksek basınç kesmesi (Over Pressure Shut-Off/OPSO) denir (Bknz. Şekil 2.17) [13].

Basınç düşürücülerin kapasitesinin arttırmanın bir yolu giriş basıncını arttırmak olduğu gibi giriş basıncını sabit tutup orifis boyutunu arttırmak da kapasiteyi arttırmaktadır. Orifis çapı yani akışın geçtiği kesit alan arttırılarak hem kapasite arttırılabilir, hem de artan debi ihtiyaçlarında kapama organı çok fazla hareket etmeyeceğinden çıkış basıncındaki düşüş de az olur. Fakat artan kapasite, akışın sonik hıza ulaşması boğuk akışa sebep olabilir ve sorun yaratabilir. Ayrıca artan orifis çapıyla basınç düşürücü, giriş basıncındaki dalgalanmalara daha hassas hale gelir ve bu durum düşürücüde kararsızlığa yol açabilir [13].

2.4.4. Doğruluk

Basınç düşürücülerin çıkış basıncı doğruluğu, düşüş oranlarıyla bağlantılıdır. Düşüş miktarı ne kadar azsa, basınç düşürücünün doğruluğu o kadar fazladır.

2.4.4.1. Yay Katsayısının Etkisi

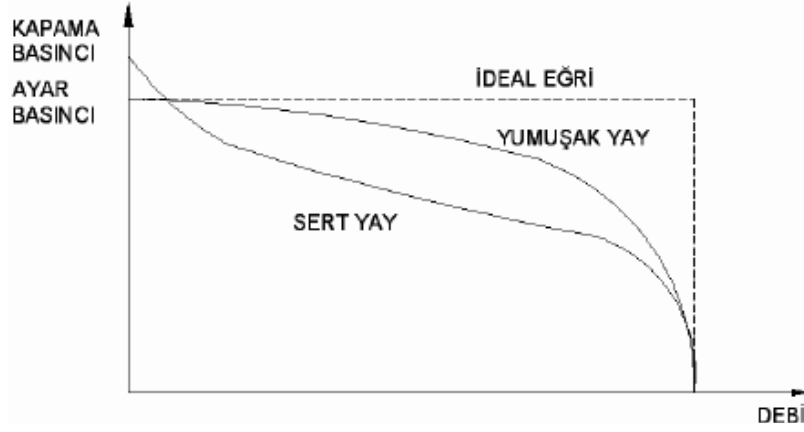
Bir basınç düşürücü sisteminin doğruluğunu artırma yollarından biri daha yumuşak yay kullanmaktır. Daha önceki konularda işlendiği gibi 2.2 ve 2.3 denklemleri kullanılarak eğri katsayısının etkisi kolayca bulunabilir.

$$F_F = F_M \quad (2.9)$$

$$c_F \cdot x = P_2 \cdot A_M \quad (2.10)$$

$$x = \frac{P_2 \cdot A_M}{c_F} \quad (2.11)$$

Basınç düşürücü kapasitesi arttıkça, basınç çıkışında bir miktar düşüş olmaktadır. Belirli bir miktar düşen sabit çıkış basıncı için düşünülürse, yay katsayısı küçüldükçe kapama organının mesafesi artar. Kapama organının mesafesinin artması, debinin artması anlamına gelmektedir. Bu sayede yay katsayısı büyük basınç düşürücüye oranla, yay katsayısı küçüldükçe daha fazla debi miktarı için aynı basınç düşüşü gerçekleşir. Şekil 2.18'de görülebildiği gibi bu durum da düşüş eğrisinin eğiminin daha az, doğruluğunun daha fazla artması demektir. Yumuşak yay, düşüş oranını azaltıp doğruluğu artırabilirken, çok yumuşak yay kullanımı basınç düşürücüde kararsızlık problemlerine yol açabilmektedir [15].



Şekil 2.18. Yumuşak ve sert yaylarla kapama testi [15].

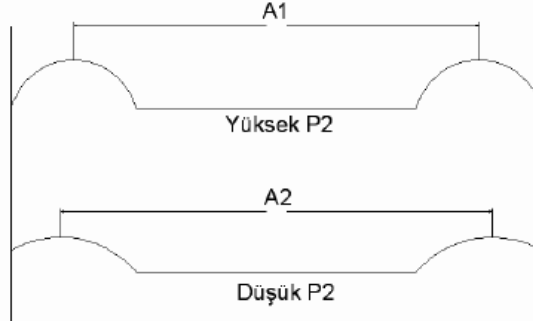
2.4.4.2. Diyafram Alanının Etkisi

Bir basınç düşürücünün doğruluğuna etki eden faktörlerden biri de diyafram alanıdır. Hesaplamalarda hep sabit olarak alınan ve kapama organının hareketinin diyafram alanına etkisi ihmal edilmektedir, fakat gerçekte diyafram hareket ettikçe alanı değişir. Denklem 2.11 değiştirilerek;

$$P_2 = \frac{x \cdot c_F}{A_M} \quad (2.12)$$

$$\Delta P = \frac{\Delta x \cdot c_F}{A_M} \quad (2.13)$$

Kapama organının hareket mesafesi azaldıkça diyafram alanı artmaktadır (Şekil 2.19) [15]. Kapama organı kapandıkça artan diyafram alanı hesaba katıldığında, diyafram alanının değişmediği duruma oranla basınç düşümü artmaktadır (Denklem 2.13). Bu diyafram etkisi düşüş oranını arttırmaktadır ve basınç düşürücünün doğruluğunu azaltmaktadır [13]. Bunu engellemenin birinci yolu önceden şekillendirilmiş diyafram kullanmaktır. Diyafram üzerine önceden yay biçimi verilmesiyle bu etki azalacaktır. Bir diğer yöntem ise büyük diyafram alanı kullanılarak diyafram alanı değişim oranının azaltılmasıdır [15].



Şekil 2.19. Basınç – diyafram efektif alan etkisi [15].

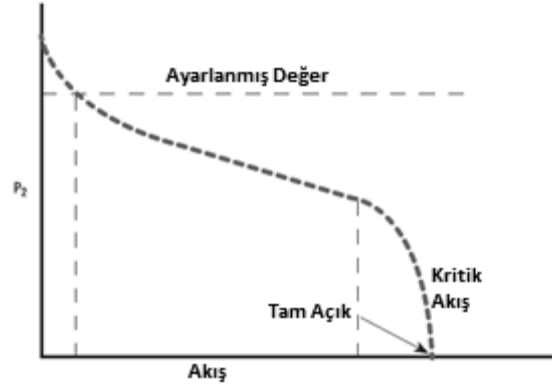
Öte yandan artan diyafram boyutu, artan hassasiyet ile sonuçlanabilir. Daha büyük diyafram alanı, çıkış basıncındaki değişiklik için daha fazla kuvvet üretecektir. Bu nedenle büyük diyaframlar genellikle düşük basınç uygulamalarında küçük değişikliklerin ölçümünde kullanılmaktadır. Eysel uygulamalarda kullanılan basınç düşürücüler bunlara örnektir.

2.4.5. Kesme (Lockup)

Basınç düşürücünün kapanması için gereken ayarlanmış çıkış basıncından yüksek değere kesme denir. Çoğu basınç düşürücüde orifis bıçak gibi keskin kenarlı iken kapama organı ise yumuşak malzemedendir. Yumuşak kapama organının keskin kenarlı orifise sıkıca kapanması için fazladan bir basınç ihtiyacı olmaktadır. Bu ihtiyaç duyulan fazladan basınç miktarına kesme basıncı denir. Pilot tesirli basınç regülatörlerinde kesme karakteristiği pilot sistemine bağlıdır, bu nedenle küçük pilot orifisleri sayesinde kesme basınçları da küçük olmaktadır [13].

2.4.6. Kritik Akış

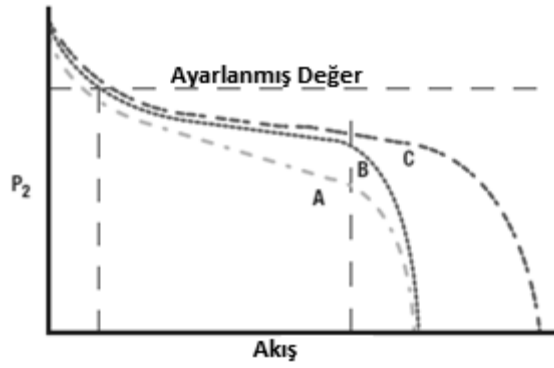
Orifis boyutu değişimi kapasiteyi artırabilmesine karşın, basınç düşürücü belirli giriş basıncı ve orifis boyutu için belirli miktarda kapasite sunabilir (Şekil 2.20). Valf tam açık konumdaki kapamaya düşük basınç kapaması (Under Pressure Shut-Off/UPS0) denir [13].



Şekil 2.20. Kritik akış [13].

2.4.7. Performansı Etkileyen Etkenler

Önceki konularda da işlendiği gibi yay, diyafram, orifis boyutu gibi basınç düşürücü elemanları, performansı etkileyebiliyor. Fakat bunlardan bazıları tasarımdaki değişikliklerle aşılabilmektedir.



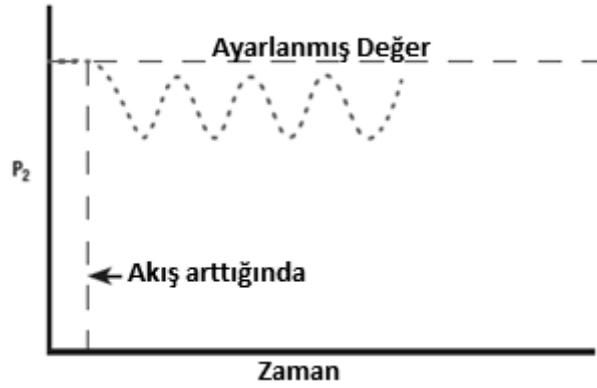
Şekil 2.21. Arttırılmış hassasiyet [13].

2.4.7.1. Performans Limitleri

Şekil 2.21'deki kapama testindeki üç debi-basınç eğrisi; yay katsayısı, diyafram alanı ve orifis boyutlarının etkilerini göstermektedir [13]. A eğrisi, tipik bir basınç düşürücüyü temsil eden referans bir eğridir. B eğrisi ise, ya artırılmış diyafram alanı ya da azaltılmış yay katsayısı sonucunda geliştirilmiş performansı temsil etmektedir. C eğrisi de artan orifis boyutunun etkisini göstermektedir. Artan orifis boyutu yüksek debi kapasitesine imkan verse de, fazla büyük orifis boyutu sonik hızda akışa yol açarak boğuk akış sonuçlanabileceği gibi sağladığı avantajları da etkisizleştirebilir.

2.4.7.2. Dalgalanma (Cycling)

Basınç düşürücünün hassasiyeti fazla olduğunda giriş basıncındaki dalgalanmaları sönümleyemez ve bunu çıkış basıncına yansıtır, sabit bir basınç sunamaz (Şekil 2.22) [13]. Orifis boyutunun büyük olması hassasiyete yol açmasının yanında sebep olduğu bir diğer durum da küvet tıkaçı etkisi (bathtub stopper effect) olarak bilinen hadisedir. Kapama organı orifisi kapatmaya çok yakın olduğu durumlarda, kapama organının hemen öncesi ve etrafındaki akışın kuvvetleri kapama organını orifise çarparak kapatır, çıkış basıncı düştüğünden kapama organı açılır ve bu durum periyodik olarak dalgalanmaya devam eder (Şekil 2.22) [13]. Daha küçük orifis boyutu seçilerek basınç düşürücünün kararlılığı artırılabilir. Dalgalanma, kararsızlığı ve hassasiyetin limit üstü olduğunu gösterir.



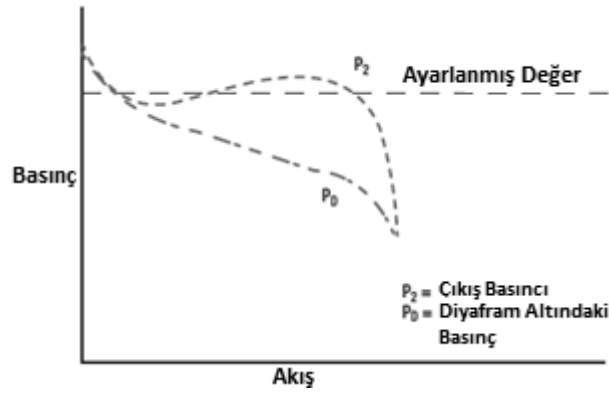
Şekil 2.22. Dalgalanma [13].

2.4.7.3. Yıpranma

Fazla hassasiyet ve kararsızlık sonucunda oluşan dalgalanma mekanik parçaların ömrünü etkileyebilmektedir. Sürekli basma, çekmeye maruz kalan yay, diyafram uzun vadede sorun çıkarabilmektedir. Öte yandan küvet tıkaçı etkisine maruz kalan kapama organı ve orifis periyodik kapamalardan ötürü aşınabilir hatta eğilmesine bile yol açabilir. Katı parçacıkların veya korozyif maddeler ile kovuklaşma, basınç düşürücü üstünde mekanik ya da kimyasal aşınmalara, kırılmalara, çatlamalara bile yol açabilmektedir.

2.4.7.4. Pitot Tüpü Kullanımı

Çıkış basıncının düzgün olduğu bir yerden algılayıcı basınç hattı, başka bir anlamla pitot tüpü, eklenerek doğruluk artırılabilir. Basınç düşürücünün çıkış hattı içinde basıncı düşük ve hızı yüksek kesimden pitot tüp ile alınan algılama hattı diyaframa bağlanır. Bu kesimdeki basınç, ayarlanmış çıkış basıncından düşük olduğundan basınç düşürücü çıkış basıncındaki düşüğe olması gerekenden fazla bir şekilde yanıt verir, yani pitot tüpü basınç düşürücüyü kandırır. Pitot tüpünün düşüşü azalttığı gibi belirli kısımlarda çıkış basıncında artışa yol açtığı da görülmektedir. Pitot tüpü uygulamasının en büyük avantajı, basınç düşüşünü azaltarak doğruluğu artırmasıdır (Şekil 2.23) [13].



Şekil 2.23. Pitot tüp ile performans artırımı [13].

2.4.7.5. Çift Kademe Kullanımı

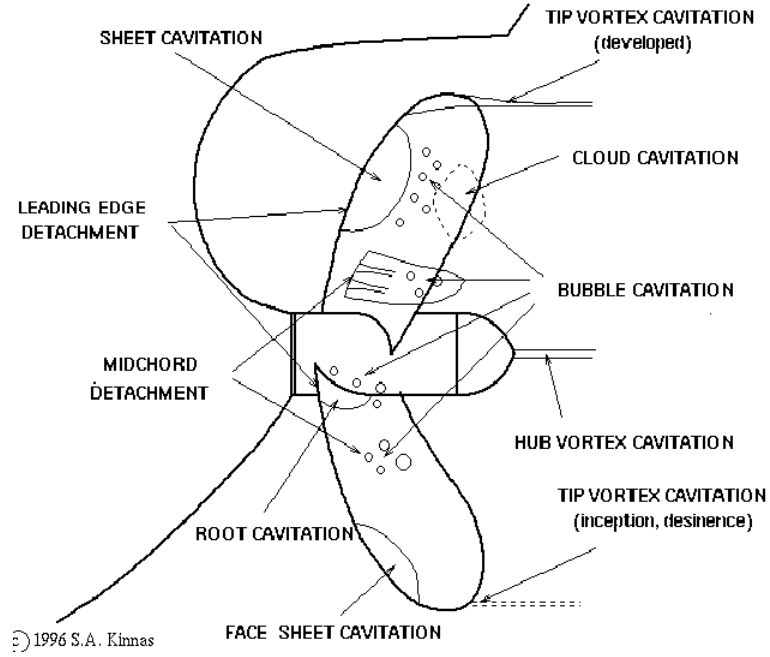
Çift kademeli basınç düşürücü sistemler, tek kademeli sistemlere göre daha yüksek performans verir. Çift kademe sayesinde, birinci kademe basınç düşürücü ikinci kademenin girişine neredeyse sabit bir basınç sağlar. Bu sayede ikinci kademe, yazın yüksek, kışın çok düşük olabilen yüksek miktarda değişken giriş basınçlarına maruz kalmaz ve değişken giriş basınçlarını telafi etmek zorunda değildir. Tek kademe sistemde giriş basıncından dolayı dalgalanan çıkış basıncı, çift kademeli sistemde ikinci kademeye sabit basınç girmesi sayesinde dalgasız ve daha doğru sonuçlar verir [16].

İkinci kademede daha büyük orifis kullanılabileceğinden ve her bir kademede basınç düşümü gerçekleştiğinden her bir kademede ısı transferi oluşmaktadır. Bu nedenle soğuk iklimlerde basınç düşürücü içindeki en soğuk yerler olan kademelerde yoğunlaşmış nemler buzlanma yaratabilir ve bu basınç düşürücünün sağlıklı çalışmasını engelleyebilir. Çift kademe basınç düşürücü montajının (giriş borusu yerden gelerek duvarın kenarına montajlanması suretiyle) yoğunlaşmış nemin orifislerden akıp gitmesine olanak sağlamasından ötürü suyun ikinci kademede donması çok daha zorlaşmaktadır ve soğuk iklimlerde dahi kararlı çalışmasına olanak sağlamaktadır [16].

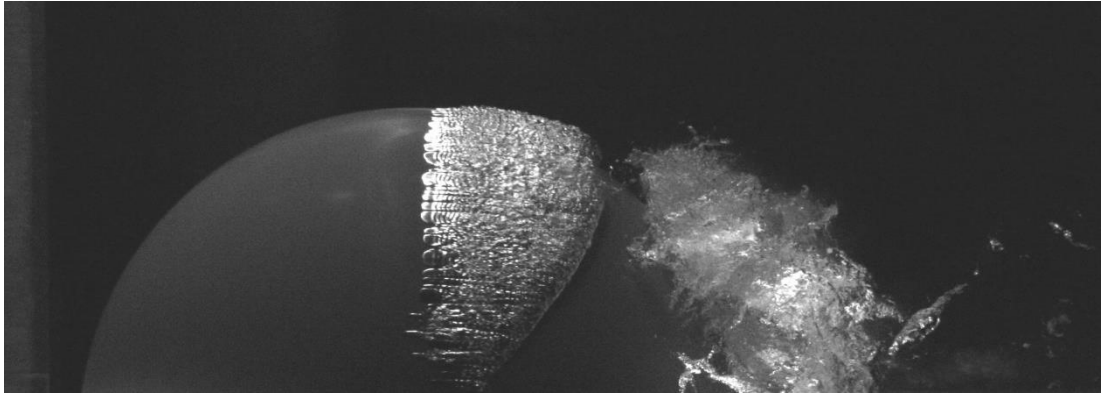
2.5. BASINÇ DÜZENLEYİCİ VANALARDA KARŞILAŞILAN SORUNLAR

Vana boyunca akış, giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı nedeniyle oluşmaktadır. Vana boyunca yüksek basınç düşüşü; oyuklaşma, balonlaşma, boğulmuş akış, yüksek ses seviyeleri ve titreşim gibi problemlere yol açmaktadır. Bu problemler; aşınma, gövdede oyuklaşma hasarı, arızalı çalışma ya da kullanım dışı kalma, yetersiz performans, ölçümleme (kalibrasyon) sorunları, boru tesisatı hasarı veya yakındaki kişilerde duyma hasarı gibi sorunlara yol açabilmektedir. Yüksek basınç düşüşü olan uygulamalarda kullanılan vanalar; kapsamlı parçalara, sık bakım aralıklarına, bol yedek parçalara ve tesisat desteklerine ihtiyaç duymaktadır. Bu gibi ölçütler de mühendislik ve bakım ücretlerini artırmaktadır [18].

Oyuklaşma, sadece sıvı uygulamalarda karşılaşılabilen bir hadisedir. Bu olay ilk olarak 1900'li yılların başında gemi mühendislerinin yüksek hızlı deniz taşıtı pervanelerinin su buharı baloncukları oluşturduğunun farketmeleriyle keşfedilmiştir (Şekil 2.24-2.25) [19, 20]. Bu baloncuklar deniz taşıtlarının hızlarını azaltmanın yanında pervanelere fiziksel zarar da veriyordu [18].



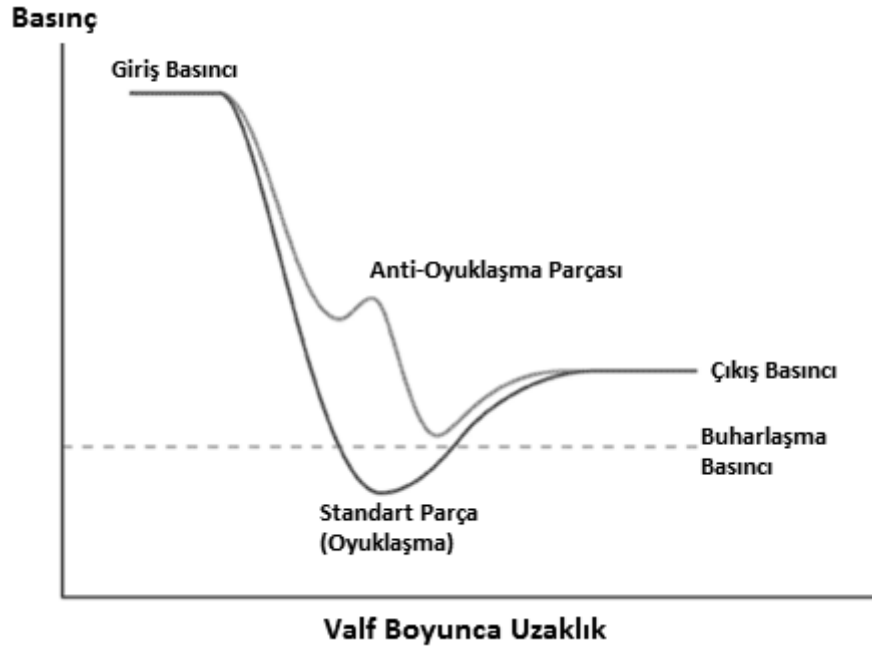
Şekil 2.24. Bir pervane üstündeki oyuklaşmalar ve gelişimleri [19].



Şekil 2.25. Pervane üstünde oyuklaşma anı ve oluşan baloncuklar [20].

Oyuklaşma ile birçok alanda karşılaşılmaktadır. Pompalarda, pervanelerde, su türbinlerinde, [21] vanalarda oyuklaşmayla karşılaşıldığı gibi; büyük dizel motorların soğutma sularında, biyomedikalde böbrek taşı kırmada şok dalgası yönteminde, parmak veya eklem çıtlatmalarda, [22] kimyasal uygulamalarda su temizleme/saflaştırma cihazlarında, yer biliminde elmas oluşumunda ve falez oluşumunda, [23] deniz yaşamında ise tuna ve yunus gibi güçlü yüzücü hayvanların kuyruk ve yüzgeç hareketlerinde, [24] ve tabancalı karides (pistol shrimp), mantis karidesi gibi bazı canlıların avlanmasında [25] oyuklaşma önemli rol oynamaktadır.

Vana içinde herhangi bir noktadaki basınç, sıvının buharlaşma basıncının altına düştüğünde gaz baloncukları oluşur. Sıvı uygulamalarında sıvı, jet akımının en dar noktasından geçerken (Vena Contracta) hız arttığından ötürü basınç sıvının buharlaşma basıncının altına düşebilir. Bunun sonucunda gaz baloncuğu oluşumu görülür (Şekil 2.25) [20]. Akış jet akımının en dar noktasından (Vena Contracta) ilerledikçe akış alanı genişlediğinden dolayı akış hızı azalır ve basınç tekrardan yükselmeye başlar. Sonuçta oluşan basınç geri kazanımı, basıncı buharlaşma basıncının üstüne yükseltir. Akışın en dar noktasında oluşan baloncuklar, basınç geri kazanımı onları patlatmaya kadar akıntı yönünde ilerler. Bu akışın en dar noktasında oluşan baloncuklar ve buna müteakip patlaması olayının iki aşamalı sürecine oyuklaşma (kavitasyon) denir. Oyuklaşma, vananın küçük bir alanında mikrosaniyeler içinde gerçekleşen sıvı-gaz-sıvı süreci tarafından karakterize edilen bir evredir (Şekil 2.26). Sıvıların buharlaşma basınçları, sıcaklıkla eksponensiyel bir biçimde arttığından dolayı; sıcaklık yükseldikçe oyuklaşma tehlikesi artmaktadır. Bazı uygulamalar için olağan bakımlarla halledilebilen küçük oyuklaşma zararları normal karşılanabilmesine rağmen, büyük oyuklaşma zararları teçhizat yenilemelerine yol açabilir [18].



Şekil 2.26. Oyuklaşmayı gösteren akış-basınç eğrisi [27].

Oyuklaşmanın meydana gelmesini sağlayan durumlar aşağıdaki gibidir [2].

- Vanaya giren akışkan hem giriş hem çıkış akışı boyunca sıvı olarak kalmalıdır.
- Sıvı vanaya girdiğinde faz değişim durumuna yakın olmamalıdır, yoksa basınç düşümü vananın çıkış akışında kalıntı gaz oluşturacaktır.
- Akışın en dar noktasındaki basınç düşümü, sıvının buharlaşma basıncının altına düşmelidir.
- Vanadan çıkış basıncı, sıvının buharlaşma basıncından yüksek bir noktaya geri kazanılmalıdır.
- Sıvı, içinde gaz baloncuğu oluşumuna zemin hazırlayan katılmış gazlar ya da safsızlığını bozan yabancı maddeler, kirlilikler içermelidir. Bunlar bazen çekirdekler olarak adlandırılırlar. Çekirdekler, ya mikroskopik partiküller ya da çözünmüş gazlar olarak sıvı içinde ihtiva edilmektedir, bunların sonucunda gaz baloncuğu oluşma ihtimali çok yüksektir.

Oyuklaşma baloncuğunun oluşumu ve patlaması 5 kademeyi kapsamaktadır [2].

- Vananın dar kesitlerinden geçerken artan hız ile birlikte basıncın, sıvının buharlaşma basıncının altına düşmesi.
- Sıvının herhangi bir katılmış gaz olabilen çekirdek etrafında gaz haline doğru genişlemesi.
- Vananın en dar kesitinden geçinceye kadar baloncuğun büyümesi ve akış en dar kesitten ilerledikten sonra artan basınç kazanımının baloncuk büyümesini engellemesi.
- Akış; kesitin en dar noktasından uzaklaştıkça alan genişlemesi, hız azalması ve basınç artması sonucu gaz baloncuğunun çökmesi veya patlayarak sıvı hale dönmesi.
- Baloncuk vananın yüzeyine yakınsa, patlamanın kuvveti yüzeye doğru yönleneceğinden malzeme hasarına yol açması.

Oyuklaşma ile oluşan baloncuklar, normal kaynama sonucu oluşan baloncuklara oranla daha küçük ve daha kuvvetlidir. Bu baloncuklar, vanada ya da çıkış borusunda ses olarak duyulabilen bir enerji açığa çıkarırlar. Oyuklaşmanın erken

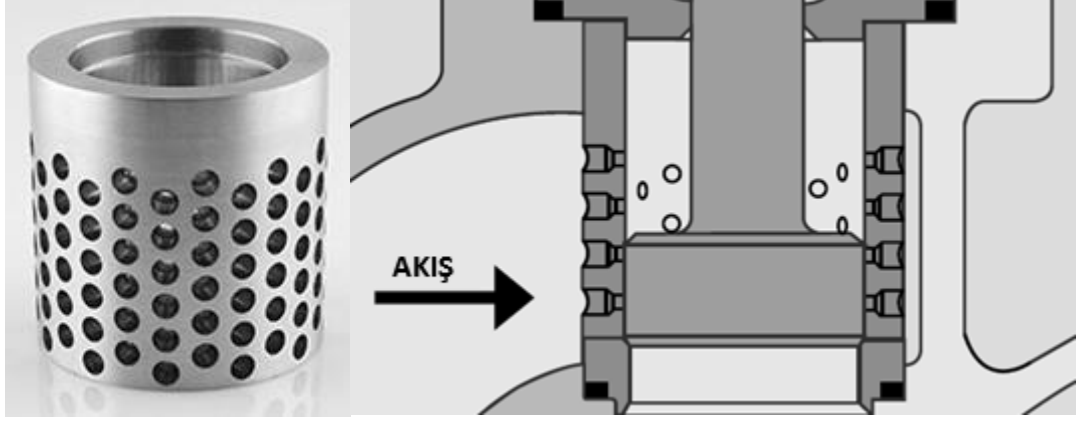
aşamasında oluşan ses, çatırtı olarak tanımlanabilirken; yoğun oyuklaşmada ise sabit bir tıslama, ıslık sesleri duyulur. Oyuklaşma sonucu oluşan en kalıcı hasar, vananın içinde baloncukların patlamasıyla oluşan fiziksel hasardır. Oyuklaşmada asıl hasar, baloncukların patladığı aşamada gerçekleşmektedir. Bu enerji metal yüzeyine doğru salınır ve özellikle basınç yoğunluğu vana malzemesinin kopma mukavemetine ulaşıyor ya da kopma mukavemetini geçiyorsa metal yüzeyi yırtabilir. Bu şok dalgalarının 100.000 psi (6900 bar) kadar yüksek olduğu deneyimlenmiştir [18].

Oyuklaşma sonucu zarar gören vana parçaları; oyuklu, çukurcuklanmış bir görünüme sahiptir ya da kumlanmış yüzey gibi bir his verirler. Görünüşte oyuklaşma hasarları; düzgün, pürüzsüz gözüken aşınma veya baloncuklaşma hasarlarına nazaran çok farklıdır. Uzun süreli oyuklaşmanın zararı; kaplama, film ya da oksit tabakasına saldırarak esas malzemeyi kimyasal ya da aşındırıcı malzemelere karşı savunmasız bırakmasıdır. Alüminyum gibi yumuşak malzemeler, oyuklaşmaya çok hassastırlar ve çabukça yırtılırlar. Sertleştirilmiş malzemelerse oyuklaşmaya daha dayanıklıdırlar, belli bir süre sonra malzemede yorulma ve yıpranma başlamaktadır. Oyuklaşmaya süresiz olarak karşı koyabilen bir malzeme bulunmamaktadır, en sert malzemeler bile eninde sonunda oyuklaşmanın etkisiyle yıpranacaktır [18].

Oyuklaşmanın diğer bir yan etkisi de vanalarda performans ve verim düşüklüğüne yol açmasıdır. Oyuklaşma oluştuğunda, vananın tüm basınç düşümünü debiye çevirme kabiliyeti kısıtlanır. Diğer bir deyişle oyuklaşma vana boyunca daha az akışa sebep olur.

Oyuklaşma, üç metottan biriyle kontrol edilebilir ya da engellenebilir. Bunlardan ilki, vana sisteminde değişiklik yaparak; ikincisi, vananın belirli gövde parçalarını sert ya da sertleştirilmiş malzemelerden üretmek; üçüncüsü de, oyuklaşmayı vananın yüzeyinden uzakta tutmak üzere tasarlanmış özel donanımları vana içinde kullanmaktır [18]. Bu donanımlardan bir tanesi de sıvının çok küçük karşılıklı deliklerden geçerek jet akımı oluşturup, bunları oyuklaşma önleyici içinde kontrollü bir şekilde sıvının içinde metal duvarlardan uzakta oyuklaşma oluşumuna izin verir. Vananın hareketli parçasının içine yerleştirildiği oyuklaşma önleyicinin merkezine yöneltilmiş küçük deliklerinden geçerken sıvı jet akımına dönüşür. Parçanın

merkezine gelesiye kadar sıvı içinde düşen basıncın etkisiyle baloncuklar oluşur ve parça merkezinde basınç tekrardan geri kazanılır. Bu parçanın içindeki türbülans, oluşan baloncukların parçanın ortasında patlamasına yol açar, böylece vananın hareketli parçalarına ve duvarlarına gelen zarar minimuma indirilir (Şekil 2.27) [26].



Şekil 2.27. Oyuklaşma önleyici (Cavitation retainer) (solda) ve kesit görünüşü (sağda) [26].

Oyuklaşma için parametreler ise aşağıdaki gibidir [2].

$$K_c = \frac{\Delta P}{P_1 - P_v} \quad (2.14)$$

$$\sigma = \frac{P_2 - P_v}{P_1 - P_2} \quad (2.15)$$

P_1 giriş basıncı, P_2 çıkış basıncı, P_v buharlaşma basıncı, K_c ve σ ise oyuklaşma katsayılarıdır.

Oyuklaşma katsayıları, vanalar gibi cihazlarda oyuklaşma oluşma ihtimalinin öngörülmesinde kullanılmaktadır. Oyuklaşma ihtimalini öngörebilme kabiliyeti, tasarım ve uygulama için önemlidir. K_c oyuklaşma katsayısı, debi ve basınç düşümünün karekökü arasındaki doğrusal ilişkisi üstündeki oyuklaşma etkisini göstermektedir. Bir vana, K_c katsayısıyla hesaplanmış basınç düşümünden daha düşük bir basınç düşümünde oyuklaşma olmaksızın çalışabilmektedir. σ oyuklaşma katsayısı ise oyuklaşmaya direnen kuvvetler ile oyuklaşmayı destekleyen kuvvetlerin

birbirine oranıdır. σ arttıkça vana içinde daha az oyuklaşma oluşurken, azaldıkça vana içindeki oyuklaşma hasarı artacaktır [18].

Oyuklaşma sonucunda titreşim ve ses gibi sorunlar da ortaya çıkmaktadır. Titreşim, vana içinde ve bağlantı noktalarında sızdırmazlık problemlerine de yol açabilmektedir. Bunun dışında uzun bir hat üzerindeki vanaların açılıp kapatılması ya da pompaların devreye girip çıkması sonucunda akışkan hızında oluşacak ani değişiklikler koç (basınç) darbelerine sebep olabilir. Bu koç darbeleri büyük basınç dalgalanmalarına sebebiyet verdiği için pompa, vana ve borularda ciddi zararlar oluşturabilir. Uzun hatlar üstündeki basınç ve hız değişiklikleri, borunun her iki yönünde ses hızında yayılır ve dirsek, vana, dar geçiş gibi düzgün olmayan kesitlerden geriye yansır. Basınç dalgalarının üst üste çakışması sonucunda çok yüksek boyutta pozitif veya negatif basınçlar oluşabilir. Bu nedenle bu tür sorun oluşturabilecek vanaların elle değil de, bir elektronik tahrik düzeneği kullanılarak açma-kapama süresi uzatılarak kumanda edilmesi koç darbesi ihtimalini azaltacaktır [18].

2.6. BASINÇ DÜZENLEYİCİ VANALARIN SEÇİM KRİTERLERİ

Bir tesisatta uygun vanaların seçilmesi; tasarımcı, müteahhit, kontrol firmaları ve işletmeciler için ciddi bir problemle karşılaşılması açısından çok önemlidir. Fonksiyon, yatırım, işletme masrafları ve işletme emniyeti açısından doğru belirlenmemiş bir vananın sıkıntı çıkarma ihtimali çok yüksektir. İşletme arızaları, imalat hataları, akışkan ve enerji kayıpları, akışkan kirlenmesi, yangın tehlikesi gibi problemlerle karşılaşılması için tesisatta kullanılan vanaların sızdırmazlık standartlarını sağlayabilmeli, öte yandan da basınç ve sıcaklık şartlarına da dayanabilmelidir [1].

Yetersiz veya yanlış belirlenmiş vanaların doğurabileceği işletme problemlerine örnek olarak aşağıdaki gibi problemleri sayabiliriz [1].

- Sızdırma yüzünden mamul karışması veya patlama tehlikesi,
- Hava girişi yüzünden vakum sağlama problemleri,

- Yüksek basınç kaybı dolayısıyla enerji kayıpları,
- Pompalar için emme zorlukları,
- Kavitasyon, gürültü ve titreşimli çalışma,
- Mil salmastrasında kaçaklar (Yangın tehlikesi),
- Korozyon ve erozyondan kaynaklanan hasarlar,
- Uygun olmayan basınç ve sıcaklıklarda çalışmaktan kaynaklanan zararlar,
- Güçlü seçilmiş aktüatörler yüzünden açma, kapama mili burulması, gövdenin zarar görmesi,
- İzin verilemeyecek basınç darbeleri (Kırılma tehlikesi),
- Kapatma organının üzerinde yabancı madde tabakaları oluşması,
- Zor açılıp kapanan veya kırılmış açma kapama milleri yüzünden kazalar veya yanlış kumanda etme,
- Katılaştıran veya kristalleşmiş mamuller veya pislik birikmesi yüzünden tıkanmalar,
- Fazla ağırlık ve aşırı yer kaplama, artan nakliye ve montaj masrafları,
- Yüksek döndürme momentleri için yetersiz kalan aktüatörler, açma kapama düzeninde takılmalar, durmalar.

Hayatta karşılaşılan konularda dört dörtlük hiç bir şeye rastlanılamayacağı gibi, vanalarda da tek bir vana tüm özellikleri bünyesinde toplayamaz, tüm teknik ihtiyaçların hepsini birden, en iyi şekilde karşılayamaz.

Vana seçiminde birçok etmen vardır. Bu ölçütlerden en önemlileri; malzeme seçimi, sızdırmazlık standartları, vananın ölçüleri ve ağırlığı ve de basınç düşümüdür. Dış sızdırma; yangın, patlama, zehirlenme gibi sorunlara yol açabileceği gibi; iç sızdırma da malzeme kaybı, malzeme karışması, vananın işleyişini engelleme gibi sorunlara neden olabilir. Metal-metal birleşim noktalarında malzemedeki pürüzlülüklerden ötürü tam bir sızdırmazlık elde edilmesi çok zordur. Bu nedenle bu gibi noktalarda elastomer kullanımı kesin çözüm sağlayacaktır, fakat basınç ve sıcaklık gibi etmenlerden dolayı elastomerin kullanım alanları da sınırlıdır. Akışkan olarak tehlikeli kimyasallar, yanıcı ve patlayıcı maddeler söz konusu olduğunda 200 °C sıcaklığa kadar teflon (PTFE), daha yüksek sıcaklıklarda da saf grafit sızdırmazlığı sağlamada kullanılmaktadır, fakat çevreye kaçağın kesinlikle olmamasının istendiği

sistemlerde kaçağı önlemek pratikte pek mümkün olmadığından, ek olarak körük ya da membranlı salmastralı vana kullanımı şarttır. İşletme sıcaklığı ve basıncı yanında montaj sırasında vanaya uygulanan kuvvetler de vananın sızdırmazlığını etkilememelidir [1].

Vanaların en büyük düşmanlarından olan korozyona dayanıklı vana malzemesi seçiminde akışkanın da etkisi göz önünde bulundurulmalıdır. Sıvılar ve gazların korozyon, gaz veya katı partiküller içeren sıvıların erozyon, katı partiküller içeren gazların erozyon etkileri söz konusudur. Öte yandan gövde için kullanılan malzemeler çeşitlilik göstermektedir. Özellik göstermeyen, anma basıncı 16 bara kadar olan hidronik ısıtma, soğutma, iklimlendirme sistemlerinde vana gövde malzemesi olarak GG Pik Döküm malzemesi kullanılmaktadır. Süneklik özelliği düşük de olsa, ağırlıkça birim fiyatının düşük olması GG Lamel Grafitli Pik Dökümün sınırlı alanda da olsa gövde malzeme olarak kullanımını yaygınlaştırmıştır. Suyun donması, kapalı devre hatlarda basınç yükselmesi, koç darbeleri ile karşılaşılacak tesisatlarda da muhakkak GGG Sfero Döküm, çelik döküm gibi sünek malzeme kullanımı gereklidir. Galvanik akım sonucu korozyon ve galvanik erime etkileriyle karşılaşılmaması için elektrik iletme katsayıları farklı metallerin birlikte kullanımından kaçınılmalıdır [1].

Bir diğer seçim ölçütü de vanaların ölçüleri ve ağırlıklarıdır. Vana montaj boyları standartlarla (DIN 3202, ANSI B16-10, API 6D, BS 2080, ISO 5752) belirlenmiştir. Malzeme maliyetinden ötürü kısa vanalar daha ucuzdur. Sıkıştırılmalı bağlantı tipinde imal edilmiş olan çek valf, küresel vana ve kelebek vanalar daha küçük hacim kapladıklarından avantajlıdır. Bu tip vanaların montaj masrafları da azdır [1].

Diğer seçim ölçütleri basınç düşümü sonucu gerekli enerji ihtiyacı, oyuklaşma, koç darbeleri ve gürültüdür. Gerekli enerji ihtiyacının az tutulması için düşük dirençli bir vana tercih edilmeliyken, oyuklaşma oluşmaması için basınç düşümünün malzemenin basınç malzemesinin altına düşmeyen bir vana seçilmelidir. Koç darbelerinin oluşma ihtimali olan sistemlerde de basınç dalgalanmalarına yol açmaması için açma ve kapama uzun sürede gerçekleştirilmeli, gerekirse de elle kontrol edilmesi yerine sürenin uzatıldığı tahrik sistemleri kullanılmalıdır. Gürültü

oluşumunda vana direnç katsayısının, akışkan hızının, vana içinde oluşan türbülansların, vs. etkisi çoktur.

Basınç düşürücü vana seçiminde aşağıdaki temel bilgiler göz önünde bulundurulmalıdır [13,15].

- Minimum ve maksimum giriş basıncı,
- Çıkış basıncı,
- Debi ($m^3/saat$)
- Akışkanın cinsi (Doğalgaz, LPG, sıvı, gaz...),
- Akışkanın özgül ağırlığı,
- Sıcaklık aralığı,
- Yükleme karakteristiği (Kademeli değişiklik, hızlı açma/kapama döngüleri, vb.)

Bu temel bilgilerle basınç düşürücünün tipi, boyutu, boru çapı gibi değerler seçilebilir. Seçimde aşağıdaki noktalar da dikkate alınmalıdır [13,15].

- Kontrolün doğruluğu: İstenilen çıkış basıncını sağlayan en yumuşak yay seçilmelidir. Dalgalanma sorunu varsa daha sert bir yay geçilmelidir. Basınç düşürücüden sonraki küçük hacimli sistemler hassasiyeti etkilemektedir, bu nedenle ya gaz yakıcılar mümkün olduğunca uzağa yerleştirilmeli ya da sisteme hacim eklenmelidir.
- Aralık yeteneği: Kısa bir zaman aralığında oluşan ihtiyaçları karşılayan değil, işletme zamanının çoğu için en iyi sonucu veren basınç düşürücü seçilmelidir.
- Kesme: İhtiyaç olmadığı sürece asla pozitif kesme basıncına sahip basınç düşürücü seçilmemelidir. Pozitif kesme basıncına ihtiyaç duyan basınç düşürücülerde valf, daha sık kontrole ihtiyaç duyan lastik gibi yumuşak bir malzeme ile kaplanmalıdır. Pozitif kesme basıncına ihtiyaç duymayan basınç düşürücülerde ise valflerde, daha uzun süre sorunsuz kullanım sunan metal ya da sert plastik malzeme kullanılabilir.

- İşletme şartlarında değişkenlik: Giriş basıncındaki dalgalanmalar çıkış basıncındaki doğruluğu etkilemektedir. Bunun için doğruluğu daha yüksek basınç düşürücü ya da çift kademeli basınç düşürücü tercih edilmelidir.
- Orifis boyutu: İstenilen kapasiteyi sağlayan mümkün olan en küçük orifise sahip basınç düşürücü seçilmelidir.
- Diyafram alanı: Mümkün olan en geniş ve önceden şekillendirilmiş diyaframlı basınç düşürücüler seçilmelidir.
- Çıkış hızı: Regülatör çıkışında ses hızının (sonik hız) geçmesine izin vermeyecek çap boyutu seçilmelidir. Parçalarda oluşabilecek titreşim performansı düşürebilir.
- Sıcaklık: Her 1 bar'lık basınç düşümü için 0.5 °C sıcaklık düşümüne neden olur. Donma sorunu yaşanmayacak şekilde basınç düşümü ayarlanmalıdır ya da gerekli tedbirler alınmalıdır.
- Türbülans: Basınç düşürücü giriş ve çıkışında en az türbülansa yol açacak boru çapları seçilmelidir, bu hassasiyeti yükseltir.
- Sinyal hatları: En yakın türbülans kaynağından en az 4 çap ilerisine bağlanmalıdır. Sinyal hatları üzerinde iğneli vana yerine tam geçişli vana kullanılmalıdır. Basınç düşürücü üzerindeki bağlantı noktası çapında sinyal hattı çapı kullanılmalıdır.

Tüm bu noktalar dikkate alındığında basınç düşürücü tipi aşağıdaki noktalar hesaba katılarak belirlenir [13,15].

- Tek veya çok kademeli basınç düşürücü,
- Seri basınç düşürücüler, paralel basınç düşürücüler, seri paralel basınç düşürücüler,
- Yükleme tipi,
- Valfin akışkanla temasta olan yüzeyin malzemesi,
- Kullanılıyorsa pilot türü,
- Pilot kullanıldıysa atmosferik ya da çıkış algılama hattı,
- Kullanılıyorsa filtre tipi,
- UPSO/OPSO.

BÖLÜM 3

LİTERATÜR TARAMASI

Vanalar ve basınç düzenleyiciler ile ilgili bilgi sahibi olunduktan sonra bu alanda yapılan çalışmalar daha iyi anlaşılabilir. Doğalgaz basınç düşürücüler ile ilgili çalışmalar olmasına rağmen; hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak yapılan araştırmalar, doğalgaz basınç düşürücüler alanında çok sınırlıdır. Öte yandan HAD yönteminin kullanıldığı, çeşitli vanalar ile ilgili araştırmalar bulunmaktadır. ESKA Valve ile iş birliği içinde yapılan bu çalışma, basınç düzenleyiciler ve doğalgaz basınç düşürücüler alanında yapılan Türkiye’de belki ilk çalışma, bu kadar karmaşık çift kademeli geometrinin kullanılarak yapılan dünyadaki belki de ender çalışmalar arasında bulunmaktadır.

Dress Regulation and Control firmasından Paul J. Murtaugh da, basınç düşürücüler hakkında bilgi verdiği makalesinde kendinden ve pilot tesirli basınç düşürücülerini örneklerle açıklayarak yüklemeli ve yüklemesiz tip pilot tesirli basınç düşürücüler ve bunların avantaj ve dezavantajları konusunda bilgilendirmiştir [14].

Aynı şekilde Emerson Process Management’ın Teknik Dökümanında basınç düzenleyicilerin çalışma prensibi, parçaları, türleri, basınç düzenleyicilerin performansını etkileyen etkenler ve seçim kriterleri, boyutlandırma ile ilgili çok detaylı bir şekilde anlatılmaktadır [13].

Samson AG firmasının Technical Information Part 2 dökümanında kendinden tesirli basınç düşürücülere giriş detaylıca anlatılmaktadır. Basınç düşürücünün içindeki parçalara etkiyen kuvvetler, kararlılık, performans değerleri detaylıca incelenmiştir [12].

American Meter Company'nin bölge satış yöneticisi Dean Lightfood; makalesinde basınç düşürücülerin çalışma prensibini, iç parçalarını tanımlamıştır. Ardından kendinden ve pilot tesirli basınç düşürücüleri tanımlayıp anlatarak basınç düşürücü seçiminde izlenmesi gereken adımları göstermiştir [11].

Geo Mühendislik firması da Temel Regülasyon Prensipleri dökümanında basınç düşürücülerinin tanımı, çalışma prensipi ve diyafram alanı ile yay katsayısının basınç düşürücü performansını teorik olarak işlemiştir [15].

Gürel tarafından yapılan çalışmada; vanalar ile ilgili bilgiler verilirken vanaların sınıflandırılması da yapılarak detaylı bir şekilde incelenmiştir. Her bir vana tipinin üstünlükleri ve zayıf yönleri, hangi şartlarda hangi akışkanlarla kullanılabileceği gibi çeşitli teknik bilgileri paylaşılmıştır. Vana seçim kriterleri ile birlikte boyutlandırma konuları da çalışmada detaylıca anlatılmıştır [1].

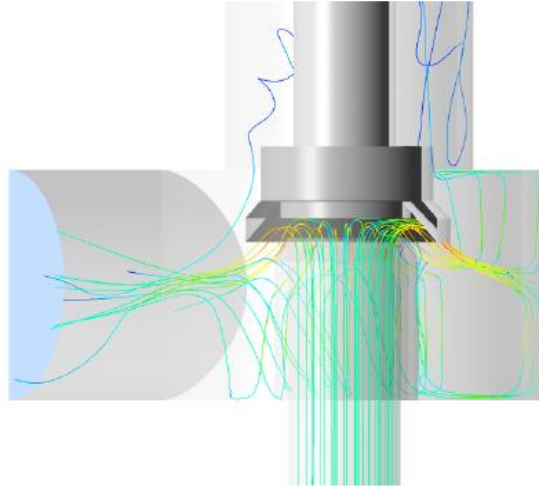
Mane yaptığı çalışmada yüksek basınç su tesisatında kullanılan bir dikme (poppet) valfinin orifis açıklığına göre çıkış basıncının değişimini incelemiştir. Şekil 3.1'de verilen basınç kontur grafiğinden de görülebileceği üzere çalışmada Ansys Fluent yazılımı kullanılarak Standart Türbülans Modeli çözümü için çıkış basıncını ve valf kapama organı sonrasında oluşan kovuklaşmaları da tespit etmiştir [18].



Şekil 3.1. Örnek bir modelde orifis sonrası buharlaşma basıncı altına düşen bölgeyi gösteren basınç konturu [18].

Çift kademeli basınç düşürücülerin tek kademeli basınç düşürücülere göre üstün özelliklerinin anlatıldığı çalışmada, tek kademeli basınç düşürücülere oranla daha iyi basınç düzenleme, daha iyi tahliye güvenliği, daha az arıza bildirimleri gibi konular ele alınmıştır [16].

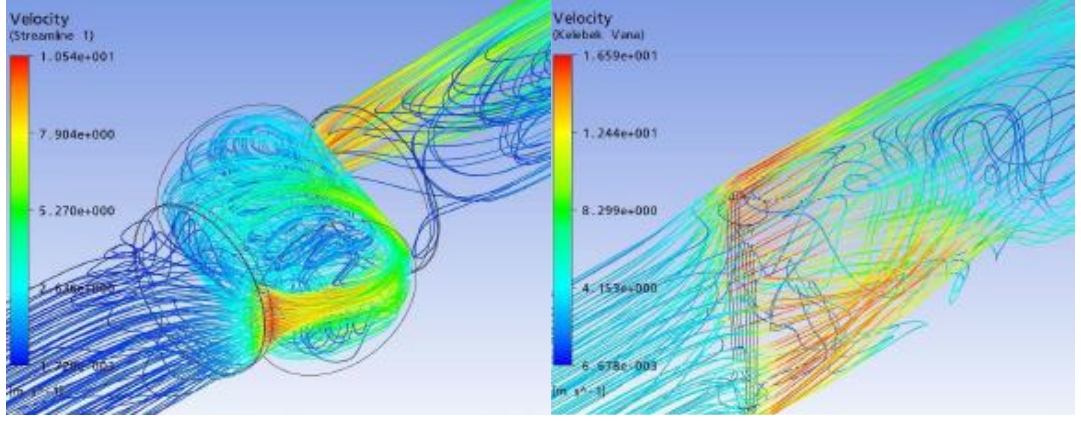
Nükleer santral soğutma sisteminde kullanılan bir emniyet tahliye vanasının HAD analizinin gerçekleştirildiği çalışmada; oluşturulan dinamik çözümağı Fluent ile SST k-w modeli kullanılarak çözdürülmüştür. Şekil 3.2’de verilen 31 bar gibi çok yüksek bir basınçta çalışan tahliye vanasının çeşitli türbülans modelleri, orifis açıklıklarına göre hız, basınç ve parçalara etkiyen kuvvet değerleri çalışmada incelenen parametreler arasındadır [28].



Şekil 3.2. Bir emniyet tahliye vanasındaki akış çizgileri [28].

Bir sürgülü vananın kayıp katsayısının HAD yöntemiyle ve deneysel olarak belirlendiği çalışmada [29] vananın değişen kapama organı açıklıklarında hız ve basınç değerleri yardımıyla hesapladığı vana kayıp katsayılarını deneysel sonuçlarla karşılatırarak deneysel ve sayısal çalışma arasında iyi bir uyumun olduğu belirtilmiştir.

Koyunbaba yaptığı çalışmada; değişik valflerin Ansys CFX programıyla akış karakteristiklerini HAD yöntemiyle belirlenmesini incelemiştir. Çalışmasında küresel ve kelebek vanaların çeşitli açıklıklarında basınç ve hız değerlerini bularak basınç düşümünü ve klape açıklığına oranla debi miktarını bulmuştur. İncelenen valf ,ile ilgili sayısal hız değişimleri akım çizgileri olarak Şekil 3.3’te verilmiştir [30].



Şekil 3.3. Küresel vana ve kelebek vananın örnek birer hıza bağlı akım çizgileri [30].

Benzer bir çalışma Tunç tarafından yapılmış olup çalışmada; HAD yazılımı kullanılarak bir kelebek vananın farklı giriş basınçlarında çeşitli açılardaki klape açıklıkları için debi, hız ve basınç sonuçlarının elde edilerek vanadaki oyuklaşma bölgeleri bulunmuştur [31].

Beune yaptığı çalışmada Ansys CFX ile çalışma basıncı 3600 bar'a kadar olan bir yüksek basınç tahliye vanasının debi kapasiteleri ve açma karakteristiklerini incelemiştir. Bu analizlerde Soave Redlich-Kwong gerçek gaz denklemi kullanılmıştır. Aynı zamanda vanaların kararlılığını geliştirmek için zamana bağımlı analizler yapmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda 200 bara kadar %18, 3600 bara kadar %5 hata payı görülmüştür. Bunda oluşan oyuklaşmaların, vortekslerin ve süpersonik akışın kullanılan SST k-w modelinden kaynaklı hatalar olduğu düşünülüp kesin bir sonuca ulaşamamıştır. Vanaların süpersonik rejimdeki kararlılığını artırarak katkılarda bulunmuştur [32].

Song vd. tahliye vanasının akış karakteristiğinin daha iyi anlaşılması için HAD ile iki boyutlu analizler yapmışlardır. Sistemin değişik basınçlar altındaki kararlılığını zamana bağımlı analiz kullanarak incelemiştirlerdir. Yapılan analiz, akışkanın kapama organının değişik parçalarına olan farklı etkilerini ve böylece sistemin zaman bağımlı yanıtı üstünde önemli etkisi bulunan kritik bölgesinin tanımlanmasını göstermiştir [33].

Song vd. yaptıkları bir diğer çalışmalarında; yay yüklemeli basınç emniyet vanasının iki boyutlu dinamik çözüm ağının zamana bağlı analizini gerçekleştirmişlerdir. İki boyutlu yapılan bu analizlerde Fluent, farklı çıkış basınçları için gerekli orifis açıklığını belirleyerek debileri ve kapama organına etkileyen kuvvetleri göstermiştir [34].

Ahuja yaptıkları çalışmada; NASA roket itki sistemlerinin testini destekleyen simulasyon teknolojisini incelemiştir. NASA'nın yüksek verimli ve doğruluklu kendi HAD yazılımı Crunch ile yaptıkları analizlerde çoklu eleman yaklaşımının verimli bir şekilde yüksek kaliteli bir çözüm ağı ortaya çıkardığını, yapılan modal analizler sonucunda valf gövdesinden kaynaklı güçlü periyodik bir kararsızlık oluştuğunu, valf gövdesinin akış yolunda yüksek hızlardaki akışlarda yüksek frekanslı vurma sesine yol açtığını keşfetmişler ve NASA Stennis Space Center'da yapılan deneylerde de analiz sonuçları doğrulanmıştır [35].

Yakut dirsekli vana ve boru hatlarında akış kaynaklı titreşimlerin spektral ve gürültü analizini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada literatürde çok rastlanılmayan, klapeli bir vana ile çeşitli çap ve dirsek açılarında dirsek halleri için ortaya çıkan vortekslerin yapısı, akış sebebiyle oluşan titreşimler ve gürültü deneysel olarak incelemiştir. Deneylerin sonucunda vana açıklığının sistemin akustiği üzerinde bir etkisinin olmadığını, artan akışkan hızının gürültüyü artırdığını, vana şeklinde yapılan değişikliklerin vorteks yapısında önemli değişikliklere sebep olduğunu ortaya koymuştur [36].

Zafer ve Luecke çalışmalarında gaz basınç düşürücülerin kararlılık karakteristiklerini inceleyerek titreşim ve sese olan etkilerini araştırmışlardır. Çalışmada titreşim ve sesi oluşturan kaynaklar bulunarak bunları önlemek için yapılabilecek tasarımsal değişiklikler gösterilmektedir. Bir basınç düşürücünün dinamik modeli oluşturularak daha sonra bu doğrusallaştırılmış model, basınç düşürücüyü yöneten çok önemli parametrelerin hassasiyetlerinin incelenmesinde kullanılmıştır. Tasarım parametreleri, kök yer eğrisi kullanılarak optimize edilmiş ve tasarım değişimleri tartışılmıştır [37].

Ryan ve Coote yaptıkları çalışmada NASA Stennis Space Center'da yakıt sevkiyat sistemlerinde kullanılan tanklar, vanalar, besleme hatlarının analizlerini anlatmışlardır. Bu sistemlerde kullanılan parçalar çok yüksek basınçlara dayanabilmektedirler ve bu nedenle içinden geçen süpersonik hızlardaki akışkanların karşısında davranışları ve olası sorunları incelenmesi çok büyük önem teşkil etmektedir. Yapılan çalışmada tasarım, analiz, test metodolojisi anlatılarak gerek çözümağı ve analiz sonuçlarında gerekse de testler esnasında yaşanan sorunlardan bahsedilmektedir [38].

Del Toro kelebek valfinin klape açısına göre üç boyutlu olarak ve sıkıştırılmaz akış ile analiz etmiştir. Bu analizlerle vananın performans faktörlerini sayısal olarak belirlemeye çalışmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmıştır; düşük açılardaki durumlar için çok hatalı sonuçlarla karşılaşırken, sadece yüksek klape açılardaki sonuçlarda deneysel sonuçlara yaklaşık analiz sonuçlarına ulaşabilmiştir [39].

Domagala çalışmasında bir pilot tesirli tahliye valfinin hareket denklemleri HAD koduna uygulanarak Sıvı-Yapı Etkileşimi (Fluid-Structure Interaction) analizi gerçekleştirmiştir. Buna bağlı olarak iki boyutlu yapılan analizlerde iki kademe de artan açıklığa göre debi miktarları bulunmuştur [40].

Morita ve diğerlerinin yaptığı çalışmada süpersonik akışa sahip üç boyutlu bir kontrol valfinin orifis açıklık seviyelerine göre zamana bağlı basınç değerlerini araştırmışlardır. Bu süpersonik akışta titreşime sebep olan etkenin, kapama organının etrafında oluşan vortekslerin dalgalanmalı basınç oluşturmalarından ötürü kapama organı üstüne etki etmesi olduğunu keşfetmişlerdir [41].

Shin, basınç kontrol valfinin geçici (transient) zaman akış analiziyle ilgili yaptığı çalışmasında basınç kontrol valfinin kapama işlemi esnasındaki akışı incelemiş ve donma ihtimalini araştırmıştır. %50 açıklık verilmiş bir model ile ilk olarak kararlı (steady-state) zaman analizleri gerçekleştirmiş, ardından ise bir problem nedeniyle kapanan basınç kontrol valfinin geçici zaman analizlerini gerçekleştirerek basınç, sıcaklık, hız değişimlerini ortaya koymuştur [42].

Suzuki vd. yaptıkları çalışmada 3 portlu basınç regülatör valfinin matematiksel modellenmesini ve mekanik, hidrolik, elektrik komponentlerin “Bondgraph” yöntemiyle modellenmesini göstermişlerdir [43].

Afshari vd. yaptıkları bu çalışmada da direk tesirli basınç regülatör valfinin dinamikleri “Bondgraph” tekniği ile çalışılmıştır. Simülasyon sonuçları Matlab-Simulink aracılığıyla saptanmıştır [44].

Li vd. doğalgaz yüksek basınç tahliye vanasının hidrodinamik, termodinamik ve karakteristik denklemlerini oluşturarak bu denklemler aracılığıyla simüle edilecek sistemi hazırlamışlardır. Basınç, akış ve sıcaklık tahminleri için basınç tahliye sisteminin kararlı zaman simülasyon modeli sunulmuştur. Hazırladıkları bu modeli 3 farklı basınç tahliye vanasından elde edilen deneysel verilerle karşılaştırarak oluşturdukları modelin geçerliliğini onaylamışlardır [45].

Gato ve Henriques yaptıkları bu çalışmada bir boru hattındaki yüksek basınç doğalgaz akışının dinamik davranışını sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal simülasyon, Runge-Kutta kesikli Galerkin metodu kullanılarak zaman ve boyutta 3. dereceden yaklaşım ile tek boyutlu sıkıştırılabilir akış için korunum denklemleri çözdürülerek gerçekleştirilmiştir [46].

Rami vd. bir basınç regülatörünün dinamik davranışının ana karakteristiklerini simüle etmişlerdir ve regülatörün kararlılığını çalışmışlardır. Oluşturulan model ile deneysel sonuçların birbiriyle uyumlu olduğunu görmüşlerdir. Ayrıca çalışma şartlarının ve tesisat gerekliliklerinin basınç regülatörünün kararlılığı üstünde büyük bir etkisinin olduğunu ve çıkış basıncının, özellikle çıkış debisi ile giriş basıncına karşı hassas olduğunu ortaya koymuşlardır [47].

Yukarıda belirlenen kaynaklardan esinlenerek yapılan bu çalışmada; doğalgaz basınç düşürücüleri hakkında detaylı bilgiler verilerek ele alınan bir doğal gaz basınç düşürücüsünün sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Sayısal yöntem olarak sonlu hacimler tekniğine dayalı ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Sayısal olarak incelenmek üzere ele alınan problem geometrisinde uygun sayısal ağ yapısı sonlu

hacimler metoduna dayalı Fluent koduna aktarılarak HAD analizleri yapılmış ve yapılan hesaplamalara göre akış hız, basınç vb. parametrelere ait grafikler oluşturularak detaylı bir şekilde tartışılmıştır.

BÖLÜM 4

FİZİKSEL MODELLEME

Yapılan bu tez çalışması Tübitak TEYDEB Kobi Ar-Ge projesi kapsamında Üniversite-Sanayii işbirliği çerçevesinde değerlendirilebilen, basınç regülatörleri konusunda üretim faaliyetlerini sürdüren orta ölçekli bir sanayii kuruluşu (Eska Valve) ile ortaklaşa yürütülen bir çalışmanın ürünüdür. Kuruluş kapsamında üretimi gerçekleştirilmesi öngörülen regülatör Şekil 4.1’de gösterildiği gibi ERG-S serisi doğalgaz basınç düşürücüleri olup; PN5 anma basınçlı, performans değerleri ve güvenlik seçenekleri iyileştirilmesi hedeflenen çift kademeli bir basınç düşürücüdür. Yapılan bu tez çalışması kapsamında ele alınan regülatör içinde hız, basınç gibi temel akış parametrelerinin belirlenmesine yönelik sayısal analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.1. Standart bir çift kademeli basınç düşürücü.

4.1. GEREKÇE

Konut ve işyeri bina inşaatları artan bir ivmeyle sürdüğünden doğalgaz basınç düşürücü pazarı da genişlemektedir. 2012 yılında doğalgaz abone sayısında %12,7'lik bir artış olmuştur. Yıllık ortalama 1 100 000 adet doğalgaz basınç düşürücü ihtiyacı oluşmaktadır. İtalyan ve Fransız firmaların hakim olduğu yurtdışı pazarında da bu firmalarla yarışabilecek kalitede ve maliyette yerli bir ürünle yer almak gerekmektedir. Doğalgaz basınç düşürücülerin debi sahası 6 m³/saat'den 200 m³/saat'e kadar bir aralığı kapsamaktadır. Fakat kullanım alanı düşünüldüğünde 6-25 m³/saat aralığındaki basınç düşürücüler %80 kullanım payına sahiptir. Bu debi aralığına hitap eden yerli imkanlarla üretilen bu ürünle hem yerli pazarda hızla bir yer kazanmak, hem de uluslararası pazarda yüksek satış rakamlarına ulaşacağı tahmin edilmektedir (Bknz. Ek A, B).

4.2. AMAÇ

Doğalgaz kullanımına paralel olarak kullanım ihtiyacı artmakta olan doğalgaz servis düzenleyiciler, dünyada ve ülkemizde yaygınlaşması sürekli genişlemektedir. Doğalgaz basınç düşürücülerin Türkiye'de ve dünyada gaz tüketimi olan bölgelerde sanayi ya da evsel tip binaların girişlerinde servis kutusu içinde emniyet amaçlı olarak kullanılması yasal olarak zorunludur. Bu proje ile emniyet kapatma, tahliye, düzenleme ve filtreleme görevlerinin tamamını aynı ürün üzerinde yapabilecek gelişmiş bir gaz ayar ve kontrol ürünü ortaya çıkacaktır.

Emniyet basıncı ve düzenleme basıncı ayarlarının elle yapılabildiği, güvenli, uzun ömürlü, geniş ve değiştirilebilir çıkış ve emniyet basıncı aralıklı, çıkış basıncı değişimleri rakiplerine nispeten az, geometrisi ve dış boyutları küçültülmüş, yüksek basınç emniyet kapatma sistemine sahip, tahliye emniyet ventili sistemine sahip filtreli servis hattı gaz düşürücü ile hem yerli ihtiyaç daha ucuza karşılanabilecek, hem de yurtdışındaki rakiplerine oranla küçülen boyutlarıyla aynı işlevleri yerine getirebilen, aynı hatta daha fazla kalitede, maliyeti az, daha ucuz bir ürün olması öngörülmektedir. Standartlarda geçen ömür testi çevrimi 50.000 iken 1.000.000 kez açma kapama ömür testinden geçerek daha uzun ömürlü bir ürünün elde edilmesi, bu

ürünün tüm güvenlik tedbirlerini üzerinde barındırması, çıkış basıncı toleransı %5 ve histeresiz değerinin %8'in altında kalması, diyafram alanının ve hacmin %36 küçültülmesi ile muadillerine göre üstün bir performans sergilemesi, -10 ile +50 °C derece aralığındayken bu aralığı Kuzey Avrupa pazarı ve ülkemizin doğusundaki kış koşulları da düşünülerek -40 ile +60 °C derece sıcaklık aralığına çekilmesi temel hedefler arasındadır (Bknz. Ek C).

4.3. YENİLİKÇİ YÖNLER

Muadillerine göre performans değerlerinin yükselmesi, emniyet tedbirlerinin üzerinde olması, %36 hacim azalması bu ürünü ön plana çıkaran özellikler arasındadır. Üzerinde yüksek basınç kesme (OPSO) olan ve çıkış basıncı toleransı %5'den az olan ve Türkiye'de ilk üretilecek bu ürün, düşük boyutlarına rağmen bu verimlilik ve test sonuçlarıyla dünya çapında eşsiz olacaktır. Çıkış basıncındaki doğruluk arttığı için de sayaçlarda okunan değer doğruluğu da artacaktır. Bu yönüyle dağıtım firmaları için farklılık arz eden bir ürün olacaktır. Düşük hacmi sayesinde daha az malzeme fiyatı, daha az paketleme fiyatı, daha az satış fiyatına sahip olabilecektir.

4.4. TEKNİK ÖZELLİKLER

- ERG-S serisi gaz basınç düşürücüler maximum 4-6 bar giriş basıncını 16 ile 350 mbar arasında istenilen çıkış basıncına düşürmek için gaz hatlarında kullanılır. Çıkış basıncı aralığı değişik yay seçimi ile ayarlanabilmektedir.
- Kullanım Alanları: Gaz şebekelerindeki yer altı ve yer üstü servis kutuları ile şehir şebekeleri ve endüstriyel alanlarda bulunan gaz boru hatları.
- Akışkan: Doğalgaz, LPG, propan, bütan, şehir gazı, hava vb. aşındırıcı olmayan gazlar.
- Basınç Sınıfı: PN4 ve PN6
- Giriş Bağlantısı: 1/2", 3/4", 1" ISO 228/1 BSPP - ISO 228/1 BSPT - ANSI / ASME B 1.20.1 NPT Dişli
- Çıkış Bağlantısı: Çıkış 1", 1 1/4", 1 1/2", 2" ISO 228/1 BSPP - ISO 228/1 BSPT - ANSI / ASME B 1.20.1 NPT Dişli

- Giriş Basınç Aralığı: 0,5 bar ile 6 bar arası
- Çıkış Basınç Aralığı: 16 mbar ile 350 mbar arası
- Debi Aralığı: 6-10-15-25-30-50-60 m³/saat
- Filtre: Bronz - 10 ya da 20 mikron (İstek üzerine 50 mikron)
- Kademe Sayısı: Çift kademeli
- Doğruluk Sınıfı - Çıkış toleransı: AC 10 ($\pm\%10$) (istek üzerine AC5)
- Kapatma Toleransı: SG20 ($+\%20$)
- Çalışma Sıcaklık Aralığı: -20 °C ile 60 °C arası (İstek üzerine -40 °C)
- Giriş İle Çıkış Arasındaki Açrı: 90° yada U tipi
- Tahliye Basıncı: İstek üzerine ayarlanabilir
- Tahliye Emniyet Toleransı: $\pm\%10$
- Aşırı Akış Kapatma Debisi: Maximum debinin $\%101$ ile $\%150$ arası (istek üzerine ayarlanabilir.)
- Aşırı Akış Toleransı: $\pm\%10$
- Aşırı Basınç Emniyet Kapatma (OPSO) Aralığı: 30 mbar ile 450 mbar arası
- Düşük Basınç Emniyet Kapatma (UPSO) Aralığı: 5 mbar ile 30 mbar arası (istek üzerine ayarlanabilir.)
- Yapısal Ek Özellikler: Çıkış basıncındaki azalmada kapatma, çıkış basıncın artışında tahliye.
- Malzeme Standartları: Alüminyum - EN 1706, pirinç - EN 12164, kauçuklar EN 549
- Malzemeler: Gövde ve kapak EN AC-46100 alüminyum, plastik malzemeler nylon ve pom, kauçuk malzemeler NBR.
- Uygun Olduğu Yönetmelikler: 2009/142/EC, 97/23/EC
- Uygun Olduğu Standartlar: EN 88-2, EN 334, EN 13611, TS 10624
- Ağırlık: 1,2 kg
- Ölçüler (En x Boy x Yükseklik): 136 mm x 131 mm x 160 mm

ERG-S serisi tahliye emniyet ventili ile teçhiz edilmiş, çift bağlamalı (konik küresel bağlantı), iki kademeli, PN4 ve PN6 anma basınçlı gaz basınç düşürücüler; yer altı ve üstü servis kutularında kullanılırlar. Müsade edilen anma basıncına kadarki birçok değişik gaz giriş basıncını çıkış tarafında düşürebilen ve düşürdüğü değerde belirli

toleranslar içinde sabit tutabilen güvenli, yüksek performanslı, uzun ömürlü gaz armatürleridir.

Tahliye emniyeti ventili, normal işletme şartlarındaki şebekede kapalı olarak bulunur. Düzenlenen gaz hattında, öngörölmüş bulunan emniyet basıncının (EB) üstüne geçildiğinde gazı tahliye eder ve emniyet basıncı tekrar normale indiğinde gaz tahliyesini sızdırmaz olarak tekrar kapar. Böylece basınç düşürücüden sonra kullanılan cihazların zarar görmesi engellenmiş olur.

ERG-S serisi basınç düşürücüler kapasitesinin %120 ile %150 arasındaki her hangi bir debiye ulaştığında kapama yaparak gaz akışını kesebilen, aşırı akış kapama emniyet tertibatı ile teçhiz edilmiştir. Emniyet kapatmanın devreye girip gazı kapatmasından sonra sistemdeki gaz akışının tekrar başlayabilmesi için kapamayı doğuran nedenler ortadan kaldırıldıktan sonra emniyet kapatma tertibatının yeniden elle kurulması gerekir. Basınç düşürücüde debinin %120 ile %150 arasına ulaşma nedenleri boru çatlaması, kırılması v.b. nedenler olabilir.

4.5. STANDARTLAR VE YAPILAN TESTLER

Dünyada çift kademeli basınç düzenleyiciler için kullanılan 4 adet standart bulunmaktadır: EN88-2, EN13611, EN334, TS10624.

Doğalgaz basınç düşürücü üreten firmalar dünyanın her yerinde aynı standartları kullanmaktadırlar ve aynı standartlarla ürünler yapmaktadırlar. Doğalgaz basınç düşürücü pazarının liderleri Pietro Fiorentini, Francel, Mesura gibi çeşitli firmaların teknik belgelerinde aynı standartlara atıflar, aynı standartlardaki testlerden yapılan test örneklerinin grafikleri görülebilmektedir. Dolayısıyla yöntem bilimi bu dört standart ile sınırlıdır. Bu dört standarttaki bilgilere göre üreticiler ürettikleri ürünlerin testlerini test hatlarında yapar ve kalite testinden geçip geçmediğine bakarak tüketiciye kararlı, testlerden geçen kaliteli ürünleri ulaştırır.

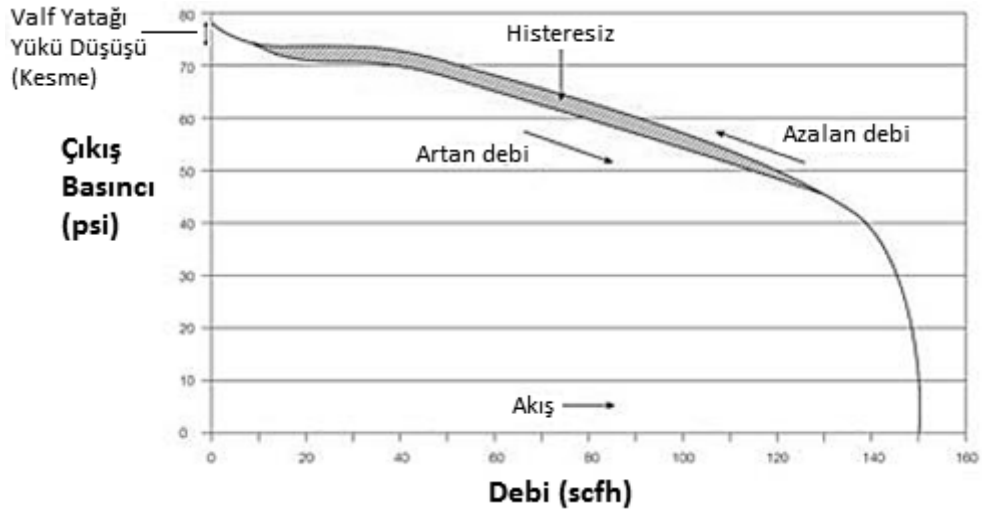
Doğalgaz basınç düşürücü üreten firmaların yapmaları gereken testler aşağıda açıklanmaktadır.

4.5.1. Çıkış Basıncını Ayarlama Testi

Test esnasında müşterinin talebine göre 21 mbar ya da 300 mbar çıkış basıncı elde edilmesi için yayın sertliği/önyüklemesi elle ayarlanır. Çıkış basıncı test hattında eşzamanlı olarak görülür ve istenen değere gelindiğinde o ayarda durulur.

4.5.2. Histeresiz Testi

Ürünün kapasitesinin %10'u ile %100'ü arasında önce yavaş yavaş artan, daha sonra da yavaş yavaş azalan debi sağlanarak basınç eğrisi çizilmesi sağlanır. 25 m³/saat kapasiteli bir basınç düşürücüye 2.5 m³/saat debi uygulanmaya başlanarak 25 m³/saat debiye ulaşılır, ardından tekrardan debi azaltılarak çıkış basıncının debiye göre eğrisi elde edilir. Histeresiz testinin kabul şartı da debi-basınç eğrisindeki maksimum ve minimum basıncın cihazın nominal çıkış basıncının $\pm\%10$ sınırları içerisinde olmasıdır. 21 mbar çıkış basıncı olan regülatörde her debi için çıkış basıncı $\pm\%10$ yani 18,9-23,1 mbar arasında olmalıdır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2. Örnek bir histeresiz testi eğrisi [48].

4.5.3. Çıkış Basıncı Testi

Histeresiz testine benzer bir testtir. 21 mbar'a ayarlanan bir cihazın, çıkış basıncının ne kadar değişebildiği, toleransı gözlenir.

4.5.4. Kapatma Basıncı Testi

21 mbar çıkış basıncına sahip bir cihaz çalışırken çıkış bir anda kapatılarak çıkış basıncının artması sağlanır. Kapatıldığı zaman çıkış basıncı 21 mbar iken artmaya başlar. Çıkış basıncının durması gereken bir sınır vardır ve o değerde sabit kalmalıdır. Örneğin 21 mbar çıkış basınçlı bir cihaz için kapatma basıncı 25-26 mbar'da durmalıdır. Bu çıkıştaki basıncın durağanlaştığı değer kapatma basıncıdır. Standartta çıkış basıncının %50'sine kadar bir sınır vardır, basınç yükselimi durduktan sonra artmaması gerekmektedir.

4.5.5. İç Sızdırma Testi

Cihazın bu testten geçebilmesi için iki koşul bulunmaktadır. İlk koşul çıkış basıncı, nominal değerdeyken kendi kendine artmamalıdır. İkinci koşul ise kapatma basıncı testinde kapatma basıncı verisi alındıktan sonra kendi kendine bu basıncın artmaması gerekmektedir. Artıyorsa içeriden bir sızdırma problemi vardır. Dolayısıyla iç sızdırma testi, kapatma basıncı testi ve çıkış basıncı testi ile yapılmaktadır.

4.5.6. Aşırı Akış Testi (UPSO - Under Pressure Shut-Off)

Çıkıştaki debinin artması sağlanarak bu test gerçekleştirilir. Standarttaki değerler cihazın nominal debisinin %120'si ile %150'si arasında herhangi bir debide cihaz otomatik olarak devreye girmeli ve kendini kapatmalıdır. 25 m³/saat debiye sahip bir cihaz için 27,5-37,5 m³/saat debi aralığındaki herhangi bir debide cihaz kendini kapatmalıdır. Aşırı akış testine, çıkıştaki basıncın azalması debinin artmasına yol açacağından UPSO testi de denir.

4.5.7. Tahliye Basıncı Testi

Cihaz nominal çıkış basıncında çalışırken, istenmeyen bir sebeple çıkış basıncında yükselme yaşandığında belirli bir basınçtan sonra cihaz fazla basıncı tahliye eder. Örneğin 21 mbar'da çıkış basıncı verirken, içeriden gelen bir pislik 2. kademedeki açıklığa yapıştığı düşünülürse, bu açıklığın kapanamayıp açılmasıyla çıkış basıncı düzenlenemeyecek duruma gelir ve çıkış basıncı istenmediği halde yükselmeye başlar. Bu testte bu cihazın çıkışında basınç artışı sağlanarak tahliye debisinin 100 dm³/saat debiye ulaştığı basınç, tahliye basıncı olarak okunmaktadır.

4.5.8. Tahliye Basıncı Kapama Testi

Tahliye ile ortama verilen doğalgazın içindeki kokuyla tahliye veya kaçak olduğunun anlaşılması amaçlanmıştır. Fakat tahliye durumunu gerektiren şartlar ortadan kalktığında ve cihaz çıkış basıncını tekrar düzenleyebilmeye başladığı anda tahliyenin kapanması gerekmektedir. Tahliye basıncı %10 azaldığında tahliye kapanmalıdır.

4.5.9. Yüksek Basınç Kapatma Testi (OPSO - Over Pressure Shut-Off)

Çıkış basıncı tahliye sınırlarını aşmış ve yüksek basınçlara ulaşırsa güvenlik için cihazın kendini kapatması gereklidir. 21 mbar çıkış basınçlı basınç düşürücünün tahliye basıncı 35 mbar, OPSO 60 mbar'dır.

4.5.10. OPSO İç Sızdırma Testi

OPSO kapattıktan sonra iç sızdırmanın olup olmadığına bakılmak için çıkış basıncındaki artma gözlenir.

4.5.11. Dış Sızdırmazlık Testi 1

Cihazın girişine 4 bar verilip çıkışları körlenerek, ardından giriş ve çıkışından basınç farkını okuyarak dışarı bir kaçağın olup olmadığı kontrol edilir. Bu volümetrik metod ile yapılan bir dış sızdırmazlık testidir.

4.5.12. Dış Sızdırmazlık Testi 2

Türk standardı bir önceki yöntemin dışında ayrıca suda da dış sızdırma testi istemektedir. İçi su dolu olan havuzda cihaza 10 dakika boyunca basınç verilerek hava kabarcıklarının olup olmadığı kontrol edilmektedir.

4.5.13. Diğer Testler

Bu testler bir basınç düzenleyiciye yapılabilecek tüm dünyada kullanılan seri ve parti testleridir. Bu testlerin haricinde cihazların tasarımını doğrulamak için seri ve parti testlerde yapılmayan tip testleri bulunmaktadır. Bunlar burulma, eğilme, patlatma testleridir. Patlatma testinde cihaza yüksek bir basınç geldiğinde patlatma yapıp yapmayacağına bakılır. Burulma ve eğilme testlerinde cihazın gerek montaj hatalarından kaynaklı veya bağlantı parçalarından kaynaklı kuvvetlere, gerekse de diğer dış kuvvetlere karşı mukavemet özelliklerine sahip olup olmadığı test edilir. Bu tip testlerinin haricinde, cihazın içindeki parçalarının kalitelerini belirten tip testleri de mevcuttur. Örneğin diyafram testinde kullanılan diyaframların EN549 standardına uygun olup olmadığı belgelenir (Bknz. Ek D).

BÖLÜM 5

MATEMATİKSEL MODELLEME

Bu çalışmada valfler için nümerik modelleme HAD ile geliştirilmiştir. Matematiksel modeller, nümerik yöntemin ayrıklaştırma ve çözüm yöntemleri açıklanacaktır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, valften geçen akışı tanımlamakta kullanılan nümerik bir yöntemdir. Nümerik yöntem, çözüm ağı tarafından tanımlanan küçük kontrol hacimleri için çözülen akış fiziğini temsil eden kısmi diferansiyel denklemleri kapsamaktadır. Kısmi diferansiyel denklemler sistemi; kütle, momentumun ve enerjinin korunumlarını içermektedir. HAD yöntemi uygulanırken hangi fiziksel olayların valf içindeki akışa egemen olduğu, hangi fiziksel olaylarla Navier-Stokes denklemlerinin tamamlanacağını bilmek önem arz etmektedir. Daha sonra uygulama için sayısal alan tanımlanarak sınır koşulları belirlenmelidir. Sayısal alan içindeki çözüm ağının her bir hücresi için korunum kısmi diferansiyel denklemlerin ayrıklaşması sonucu doğan bağlaşıklık doğrusal olmayan cebirsel denklemler, belirli yakınsama ölçütleri karşılanana kadar tekrarlanarak çözülür. En sonunda akış probleminin çözümüne ulaşılır, analiz edilebilir ve istenilen bilgi alınarak deneysel sonuçlarla karşılaştırılabilir [18,49].

5.1. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNİN TARİHÇESİ

Transistörlerin keşfiyle birlikte gelişen bilgisayar teknolojisi ve çözüm gücünün artışı, bu alandaki çalışmaları da artırmıştır. Lewis Fry Richardson'ın 1922 yılında yaptığı “sayısal işlem aracılığıyla hava tahmini” çalışması günümüz HAD çalışmalarının temelini oluşturmuştur [50]. Gelişen bilgisayar gücü üç boyutlu metodların gelişiminin önünü açmıştır. Geniş bir çevre tarafından HAD'ın piri olarak nitelendirilen Francis H. Harlow liderliğindeki Los Alamos National Laboratory T3

grubunda yapılan çalışmalar, Navier-Stokes denklemleri kullanılarak akış modellemesi için bilgisayar kullanılan muhtemelen ilk çalışmadır. 1955'den 1960'lı yılların sonuna kadar süren çalışmalarda iki boyutlu geçici akış simüle etmek için çeşitli sayısal modeller geliştirmişlerdir [51]. Üç boyutlu model ile ilgili ilk makale ise John Hess ve aerodinami ve HAD alanında çığır açan Douglas Aircraft firmasından Apollo Milton Olin Smith (A.M.O. Smith) tarafından yayımlanmıştır [52]. Havacılıkta kullanılan panel metodunun yaratıcıları sayesinde Boeing, Lockheed, Douglas, McDonell Aircraft, NASA bu metodu geliştirme çalışmaları yapmışlardır.

Artan çözüm gücü ile panel metodunun geçiş (transonic) hızı akışlarında oluşan doğrusal olmayan akışın hesaplanmasında kullanılamaması araştırmaları bu noktaya itmiştir. Bu konuda yapılan ilk çalışma, Boeing'den Earll Murman ve Julian Cole'un 1970'de yayımladıkları tam potansiyel denklemlerle ilgili çalışmadır [53]. Üç boyutlu tam potansiyel kod ise 1975 yılında HAD alanının bir başka piri Grumman Aircraft ve NYU Courant Institute'den Antony Jameson ve David Coughy tarafından geliştirilmiştir [54]. Bundan sonraki aşama ise geçiş hızı akışlarında daha doğru sonuçlar vermesi beklenen Euler denklemleriydi. Antony Jameson'ın Euler denklemleriyle geliştirdiği üç boyutlu kod, Lockheed ve İsrail Havacılık Endüstrisi (IAI) gibi pek çok şirket ve bilim adamı tarafından kullanılmış, temel alınmıştır [55].

5.2. EULER DENKLEMLERİ

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde de kullanılan Euler denkleminin en basit hali aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} + (AD) = 0 \quad (5.1)$$

Bu korunumlu (konservatif) denklemde korunum niceliği W bir vektördür. F, G, H ise akı matrisleridir. (AD), Artificial Dissipation yani yapay kaybı simgelemektedir. Nümerik ve sayısal çözümler arasındaki farkı gösterir, hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kararlılığı artırmak için kullanılmaktadır [56].

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ E \end{pmatrix} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ \rho uw \\ (E + p)u \end{pmatrix} + \frac{\partial}{\partial y} \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + p \\ \rho vw \\ (E + p)v \end{pmatrix} + \frac{\partial}{\partial z} \begin{pmatrix} \rho w \\ \rho vw \\ \rho w^2 + p \\ \rho wu \\ (E + p)w \end{pmatrix} = 0 \quad (5.2)$$

ρ yoğunluğu, $\mathbf{u}=(u,v,w)$ vektörel hızları, E birimsel hacimdeki toplam enerjiyi, p basıncı simgelemektedir. Toplam enerji, iç enerji ve kinetik enerjinin toplamıdır.

$$E = \rho \left(e + \frac{1}{2} \|\mathbf{u}\|^2 \right) \quad (5.3)$$

$$E = \rho e + \rho(u^2 + v^2 + w^2)/2 \quad (5.4)$$

e birim kütledeki iç enerjiyi göstermektedir. Sıkıştırılamazlığın varsayımı aşağıdaki denklemi vermektedir.

$$\nabla \mathbf{u} = u_x + v_y + w_z = 0 \quad (5.5)$$

Korunum denklemleri Denklem 5.2'den çıkarılabilir.

5.2.1. Kütle Korunumu (Süreklilik) Denklemi

Kütlenin korunumu yasası, kontrol hacminden çıkan kütle ile kontrol hacmine giren kütlenin eşit olduğunu ifade eder. Diğer bir deyişle kontrol hacmindeki kütle korunur. Kütle korunumu denklemleri aşağıdaki verilmiştir [56,57].

$$\rho_t + (\rho u)_x + (\rho v)_y + (\rho w)_z = 0 \quad (5.6)$$

$$\rho_t + \nabla(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (5.7)$$

$$\rho_t + \rho \nabla \cdot \mathbf{u} + \mathbf{u} \cdot \nabla \rho = 0 \quad (5.8)$$

$$\rho_t + \mathbf{u} \cdot \nabla \rho = 0 \quad (5.9)$$

5.2.2. Momentum Korunumu Denklemi

Kartezyen koordinatlar için x eksenini boyunca momentum denklemi aşağıda verilmiştir [56,57].

$$(\rho u)_t + (\rho u^2 + p)_x + (\rho uv)_y + (\rho uw)_z = 0 \quad (5.10)$$

$$\rho u_t + u \rho_t + \rho u u_x + u(\rho u)_x + \rho v u_y + u(\rho v)_y + \rho w u_z + u(\rho w)_z + p_x = 0 \quad (5.11)$$

$$\rho u_t + \rho u u_x + \rho v u_y + \rho w u_z + p_x + u(\rho_t + (\rho u)_x + (\rho v)_y + (\rho w)_z) = 0 \quad (5.12)$$

$$\rho u_t + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla u + p_x + u(\rho_t + \nabla \rho u) = 0 \quad (5.13)$$

Momentum denklemini diğer boyutlar için de genelleştirilirse;

$$\rho \mathbf{u}_t + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} + \nabla p + \mathbf{u}(\rho_t + \nabla \rho \mathbf{u}) = 0 \quad (5.14)$$

Sıkıştırılmaz akışlar için,

$$\mathbf{u}(\rho_t + \nabla \rho \mathbf{u}) = 0 \quad (5.15)$$

olacağından momentum denklemi aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\mathbf{u}_t + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} + \frac{\nabla p}{\rho} = 0 \quad (5.16)$$

5.2.3. Enerjinin Korunumu Denklemi

Enerjinin korunum denklemleri aşağıda verilmiştir [56,57].

$$E_t + \nabla \cdot [(E + p)\mathbf{u}] = 0 \quad (5.17)$$

$$E_t + \nabla \cdot (E\mathbf{u}) + \nabla \cdot (p\mathbf{u}) = 0 \quad (5.18)$$

$$E_t + E \nabla \cdot \mathbf{u} + \mathbf{u} \cdot \nabla E + p \nabla \cdot \mathbf{u} + \mathbf{u} \cdot \nabla p = 0 \quad (5.19)$$

Denklem 5.3, Denklem 5.18'de yazıldığında aşağıdaki çıkarıma ulaşılır.

$$\rho \left(e + \frac{1}{2} \|\mathbf{u}\|^2 \right)_t + \rho_t \left(e + \frac{1}{2} \|\mathbf{u}\|^2 \right) + \mathbf{u} \cdot \nabla \left(\rho e + \rho \frac{1}{2} \|\mathbf{u}\|^2 \right) + \mathbf{u} \cdot \nabla p = 0 \quad (5.20)$$

$$\rho e_t + \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{u}_t + \rho_t \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{u} \cdot \mathbf{u} \right) + \mathbf{u} \cdot \nabla (\rho e) + \mathbf{u} \cdot \nabla \left(\rho \frac{1}{2} \mathbf{u} \cdot \mathbf{u} \right) + \mathbf{u} \cdot \nabla p = 0 \quad (5.21)$$

$$\begin{aligned} \rho e_t + \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{u}_t + \rho_t \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{u} \cdot \mathbf{u} \right) + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla e + e \mathbf{u} \cdot \nabla \rho + \left(\frac{1}{2} \mathbf{u} \cdot \mathbf{u} \right) \mathbf{u} \cdot \nabla \rho + \\ \rho \mathbf{u} \cdot (\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u}) + \mathbf{u} \cdot \nabla p = 0 \end{aligned} \quad (5.22)$$

$$\rho e_t + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla e + \rho \mathbf{u} \cdot \left(\mathbf{u}_t + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} + \frac{\nabla p}{\rho} \right) + \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{u} \cdot \mathbf{u} \right) (\rho_t + \mathbf{u} \cdot \nabla \rho) = 0 \quad (5.23)$$

Sıkıştırılamaz akışlar için enerji korunumu;

$$e_t + \mathbf{u} \cdot \nabla e = 0 \quad (5.24)$$

5.2.4. Navier-Stokes Denklemi

Momentum korunum denklemi (Bknz. Denklem 5.15) düzeltilerek Navier-Stokes denklemi türetilir.

$$\rho (\mathbf{u}_t + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u}) = b \quad (5.25)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = b \quad (5.26)$$

b ile simgelenen genel gövde kuvveti, momentum kaynağını ya da yutağını belirtmektedir. Genel gövde kuvveti, iki yeni terime ayrılarak daha özgün hale getirilebilir. Cauchy momentum denkleminin de yardımıyla;

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \nabla\sigma + \rho g \quad (5.27)$$

şeklinde ifade edilir. Burada; σ Cauchy gerilim tensörü, g birim başına düşen tüm gövde kuvvetleri (genellikle yerçekimsel ivme) tanımlamaktadır. Cauchy gerilim tensörü 3 boyutlu ortogonal koordinatlarda 3x3 matris biçiminde bulunmaktadır.

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} \pi & 0 & 0 \\ 0 & \pi & 0 \\ 0 & 0 & \pi \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \sigma_{xx} + \pi & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} + \pi & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} + \pi \end{pmatrix} \\ &= -\pi I + \tau \end{aligned} \quad (5.28)$$

$$\pi = \frac{\sigma_{kk}}{3} = \frac{\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}}{3} = I/3 \quad (5.29)$$

$$\tau_{ij} = \sigma_{ij} + \frac{\sigma_{kk}}{3} \delta_{ij} \quad (5.30)$$

Böylece Navier-Stokes denkleminin en genel hali yazılabilir.

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = -\nabla\pi + \nabla\tau + \rho g \quad (5.31)$$

5.2.4.1. Sıkıştırabilir Newtonian Akışkan

Newton, Newtonian akışkanlar için aşağıdaki formülü gözlemleri sonucunda çıkarmıştır [56,58-60].

$$\tau \propto \frac{\partial u}{\partial y} \quad (5.32)$$

Bunun Navier-Stokes uygulanabilmesi için Stokes, üç varsayım yapmıştır:

- Gerilim tensörü, gerilim oranının doğrusal fonksiyonudur.
- Akışkan izotropiktir.
- $\nabla\tau$ yani hidrostatik basınç sıfır olmalıdır.

Doğrusal gerilim temel denkleminde μ dinamik viskozite katsayısını, λ ikincil viskozite katsayısını, ε gerilim tensörünü temsil etmektedir.

$$\sigma = \lambda(\nabla \cdot \mathbf{u})I + 2\mu\varepsilon \quad (5.33)$$

$$\varepsilon(\nabla \cdot \mathbf{u}) = \frac{1}{2}(\nabla \cdot \mathbf{u}) + \frac{1}{2}(\nabla \cdot \mathbf{u})^T \quad (5.34)$$

$$iz(\varepsilon) = \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (5.35)$$

$$iz(\sigma) = (3\lambda + 2\mu)\nabla \cdot \mathbf{u} \quad (5.36)$$

Gerilim ve gerilim tensörlerinin 3 boyuttaki izleri kullanılarak gerilim tensörü izotropik ve deviyatorik parçalara ayrılır ve doğrusal gerilim temel denkleminde Denklem 5.39'de ulaşılır.

$$\sigma = \left(\lambda + \frac{2}{3}\mu\right)(\nabla \cdot \mathbf{u})I + \mu\left[(\nabla \cdot \mathbf{u}) + (\nabla \cdot \mathbf{u})^T + \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})I\right] \quad (5.37)$$

$$p \equiv \left(\lambda + \frac{2}{3}\mu\right)(\nabla \cdot \mathbf{u}) \quad (5.38)$$

$$\sigma = pI + \mu\left[(\nabla \cdot \mathbf{u}) + (\nabla \cdot \mathbf{u})^T\right] - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \mathbf{u})I \quad (5.39)$$

Hem basınç ya da ikincil viskozite hem de dinamik viskozite sabit olmak zorunda değildir. Genellikle bunlar yoğunluğa ya da birbirlerine bağlıdır, aynı zamanda sıkıştırılabilir akışlarda sıcaklığa da bağlıdır. Denklem 5.40, Denklem 5.39'da yerine yazıldığında sıkıştırılabilir akış için Navier-Stokes momentum denklemi elde edilir.

$$(\nabla \cdot \mathbf{u}) + (\nabla \cdot \mathbf{u})^T = \nabla^2 \mathbf{u} + \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) \quad (5.40)$$

$$\rho \mathbf{u}_t + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} - \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \frac{1}{3}\mu \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) = -\nabla p + \rho g \quad (5.41)$$

5.2.4.2. Sıkıştırılmaz Newtonian Akış

Sıkıştırılmaz akışın bu özel ama yaygın durumu için, momentum denklemleri büyük ölçüde basitleşmektedir. Denklem 5.28 tekrardan düzenlendiğinde, sıkıştırılmaz akışlar için gerilim tensörüne ulaşılabilir [56,58-60].

$$\sigma_{ij} = -pI + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + I\lambda \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (5.42)$$

$$\sigma = - \begin{pmatrix} p & 0 & 0 \\ 0 & p & 0 \\ 0 & 0 & p \end{pmatrix} + \mu \begin{pmatrix} 2 \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} & 2 \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} & \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} & 2 \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (5.43)$$

Aşağıdaki varsayımlar hesaba katılarak sıkıştırılmaz akışkanlar için Navier-Stokes denklemlerine ulaşılabilir.

- Dinamik viskozite sabit olmalıdır.
- İkincil viskozite katsayısı λ sıfır olmalıdır.
- Kütle korunum denklemi $\nabla \mathbf{u} = 0$

Örnek olarak x eksenindeki momentum korunum denklemi yazılsın.

$$\begin{aligned} & (2\mu u_x + \lambda \nabla \cdot \mathbf{u})_x + \left(\mu(u_y + v_x) \right)_y + \left(\mu(u_z + w_x) \right)_z \\ &= 2\mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial z} \\ &= \mu \nabla^2 u + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \mu \nabla^2 u \end{aligned} \quad (5.44)$$

5.3. SIKIŞTIRILABİLİR AKIŞ

Sıkıştırılabilirlik etkilerine, yüksek akış hızlarının ya da yüksek basınç farklılıklarının olduğu durumlarda karşılaşılr. Akış hızı ses hızına yaklaştığında ya da ses hızını geçtiğinde veya sistemdeki basınç değişimi yüksek olduğunda basınçla birlikte yoğunluğun değişiminin hızın, basıncın ve sıcaklığın üstünde çok büyük etkileri vardır. Sıkıştırılabilir akışlar, Mach sayısı değeriyle nitelendirilebilirler. M Mach sayısını ve c ses hızını simgelemektedir [56].

$$M = u/c \quad (5.45)$$

$$c = \sqrt{kRT} \quad (5.46)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (5.47)$$

Mach sayısı 1'den küçük olduğu akışlar sesaltı denilir. Eğer Mach sayısı 0.3'den küçükse sıkıştırılabilirlik etkileri ve basınçla birlikte yoğunluk değişimleri ihmal edilebilir. Akış hızı geçiş bölgesi (transonic) diye tabir edilen 1.0 Mach sayısına yaklaştıkça sıkıştırılabilirlik etkilerinin önemi artmaya başlar. Mach sayısı 1.0'ı geçtikten sonra sesüstü rejime geçerek şok dalgaları oluşturabilir, genişleme alanları içererek sistemin verimini azaltabilir ve akış düzenini ciddi miktarda etkileyebilir.

Sıkıştırılabilir akışlar, toplam basınç P_0 ve toplam sıcaklık T_0 tarafından nitelendirilebilir. İdeal gazlar için bu değerler aşağıdaki denklem tarafından statik basınçla ve sıcaklıkla ilişki kurulabilir. P_{op} işletme basıncını, P yerel statik basıncı, R evrensel gaz sabitini, M_w moleküler ağırlığı simgelemektedir.

$$\frac{p_0}{p} = \exp\left(\frac{\int_T^{T_0} \left(\frac{c_p}{T}\right) dT}{R}\right) \quad (5.48)$$

$$\rho = \frac{p_{op} + p}{\frac{R}{M_w} T} \quad (5.49)$$

5.4. TÜRBÜLANS MODELLERİ

Türbülans modellemesi, akışın özelliğinin doğruluğuna ulaşmakta son derece önemlidir. Türbülanslı akış şartlarındaki uygulamalarda; korunum, süreklilik, taşınım denklemlerinin çözümü hız, basınç, sıcaklık gibi verilerin belirlenmesi için yeterli olmamaktadır, türbülans denklemlerinin de korunum denklemleriyle birlikte çözülmesi gerekmektedir [61].

Türbülans modellenmesinde, çeşitli denklemlerden yola çıkılarak modeller geliştirilmiştir. Çözüm zamanını düşürmek için yapılan değişiklikler modellerin uygulama çeşitliliğini daraltmıştır. Gerek teoriksel gerekse de deneysel yöntemlerle ulaşılan verilerle, üretilen denklemlerin her birinin belirli şartlarda yüksek doğruluk verdiği görülmektedir. Bu tez çalışması kapsamında kullanılması öngörülmuş k - ϵ , k - ω ve Transition SST modelleri açıklanmaktadır [56].

5.4.1. k - ϵ Modeli

Bu modelden türeyen 3 türbülans modeli; standart, RNG ve gerçekleştirilebilir (realizable) k - ϵ türbülans modelleri birbirlerine benzer yapıda olsalar da, ana farklılıklar türbülanslı viskozitenin hesaplama yönteminde, k ve ϵ 'nin türbülanslı difüzyonunu yöneten türbülanslı Prandtl sayısında, ϵ denklemindeki yapıcı ve yıkıcı terimlerde yatmaktadır [56].

Lauder ve Spalding önerildiği zamandan beri pratik mühendislik akış hesaplamalarında yükü çeken model olmuştur. Türbülanslı akışlar için dayanıklılığı, ekonomikliği ve makul doğruluğu; endüstriyel akış ve ısı transferi simülasyonlarında popülerliği açıklamaktadır. Yarı deneysel olan bu modelin türetme denklemleri görüngüsel değerlendirmelere ve deneyimciliğe dayanmaktadır [56].

Standart k - ϵ modelinin türetiminde akışın tamamen türbülant olduğu varsayılmıştır ve moleküler viskozite etkileri ihmal edilmektedir. Türbülanslı kinetik enerji k ve onunun kayıp oranı ϵ aşağıdaki taşınım denklemlerinden çıkarılmaktadır [56].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.50)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5.51)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız değişimi sonucu türbülanslı kinetik enerji oluşumunu, G_b kaldırma kuvveti sonucu türbülanslı kinetik enerji oluşumunu, sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalanan genişlemenin genel genişleme oranına katkısını simgelemektedir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ sabittirler; σ_k ve σ_ε türbülanslı Prandtl sayılarıdır ve S_k ile S_ε da kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

Türbülanslı (Eddy) viskozite μ_t aşağıdaki denklemdeki gibi hesaplanmaktadır [56].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.52)$$

C_μ sabit bir katsayıdır. Model katsayıları $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k ve σ_ε genellikle karşılaşılan sınır tabaka, karışma tabakası gibi sıklıkla karşılaşılan kayma akımı dahil temel türbülanslı akışlar için deneylerle belirlenmiş varsayılan sayılardır ve aşağıda verilmiştir.

$$C_{1\varepsilon}=1.44, C_{2\varepsilon}=1.92, C_\mu=0.09, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3 \quad (5.53)$$

İkinci bir k- ε modeli olan RNG k- ε modeli ε denkleminde doğruluğu artıran ek bir terim bulundurmaktadır. Trblanstaki girdap etkisi, RNG modeline dahil edilmiştir; sonucunda girdaplı akışlarda doğruluk artmaktadır. Standart k- ε modelinde türbülanslı Prandtl numaraları kullanıcı tanımlı sabit değerlerken, RNG k- ε modelinde çözümleyici formül eklenmiştir. Standart k- ε modeli yüksek Reynold sayılarına sahip akışlar için uygulanırken, RNG k- ε modeli düşük Reynold sayısı etkisini de hesaba katan viskozite için çözümsel olarak türetilmiş diferansiyel denklemler içermektedir [56].

Gerçeklenebilir k-ε modeli, standart k-ε modelinden iki önemli noktada farklılık göstermektedir. Gerçeklenebilir k-ε modeli, türbülanslı viskozite için alternatif bir formülasyon içermektedir. Kayıp oranı ε için değiştirilmiş taşınım denklemi, ortalama karesel girdap dalgalanmalarının taşınım denkleminde türetilmiştir.

5.4.2. k-ω Modeli

k-ω türbülans modeli yapılan geliştirmelerle modelin zayıf noktası olan kayma tabakası dışında k ve ω çözümünün hassasiyeti iyileştirilmiştir. Fakat buna rağmen özellikle serbest kayma akımı için sonuca büyük etkisi olabilir. k-ω modeli, türbülanslı kinetik enerji k ve özgül kayıp oranı (specific dissipation rate) ω içeren taşınım denklemlerine dayalı deneysel bir türbülans modelidir. Yıllar geçtikçe k ve ω denklemlerine üretim terimi eklenerek, serbest kayma akımı öngörmede modelin doğruluğunu artırmaktadır [56].

Türbülanslı kinetik enerji k ve özgül kayıp oranı ω, aşağıdaki taşınım denklemlerinden çıkarılmaktadır [56].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (5.54)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (5.55)$$

G_k hız değişimi sonucu türbülanslı kinetik enerji oluşumunu, G_ω ω oluşumunu, Γ_k ve Γ_ω etkili yayılabilirliği (diffusivity), Y_k ve Y_ω türbülans sonucu k ve ω kaybını, S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimlerini simgelemektedir. Diğer terimler aşağıdaki denklemlerden bulunabilir.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (5.56)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (5.57)$$

$$\mu_t = \alpha \cdot \frac{\rho k}{\omega} \quad (5.58)$$

Standart ve kesme gerilimi taşınımı (Shear Stress Transport – SST) k- ω modeli benzer yapılara sahiptirler. Sınır tabakasının iç tarafında standart k- ω modelinden sınır tabakasının dış tarafında k- ϵ modelinin yüksek Reynolds sayısı versiyonuna kademeli geçiş ve başlıca türbülanslı kayma gerilmesinin taşınım etkisini hesaba katan geliştirilmiş türbülanslı viskozite formülasyonu SST k- ω modelini standart k- ω modelinden ayıran iki büyük farktır [56].

5.4.3. Geçiş (Transition) SST Modeli

Geçiş SST modeli, SST k- ω taşınım denklemlerinin diğer iki taşınım denklemleriyle, aralıklılık (intermittency) ve geçiş başlangıç (transition onset) ölçütlerinin denklemleriyle, eşleşmesi üzerine kurulmuştur. Aralıklılık γ için taşınım denklemi aşağıdaki gibidir [56].

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right] \quad (5.59)$$

Geçiş kaynakları aşağıdaki gibidir.

$$P_{\gamma 1} = C_{\alpha 1} \cdot F_{length} \cdot \rho \cdot S \cdot [\gamma F_{onset}]^{c_{\gamma 3}} \quad (5.60)$$

$$E_{\gamma 1} = C_{e 1} \cdot P_{\gamma 1} \cdot \gamma \quad (5.61)$$

S gerilim oranı büyüklüğü, F_{length} geçiş bölgesinin uzunluğunu kontrol eden deneysel bağıntıdır, $C_{\alpha 1}=2$, $C_{e 1}=1$ değerlerine sahiptir. Yıkım kaynakları da aşağıdaki gibidir.

$$P_{\gamma 2} = C_{\alpha 2} \cdot \rho \cdot \Omega \cdot \gamma \cdot F_{turb} \quad (5.62)$$

$$E_{\gamma 2} = C_{e 2} \cdot P_{\gamma 2} \cdot \gamma \quad (5.63)$$

Ω girdap (vorticity) büyüklüğünü simgelemektedir. Geçiş başlangıcı (transition onset) aşağıdaki denklemlerle kontrol edilmektedir [56].

$$Re_V = \frac{\rho y^2 S}{\mu} \quad (5.64)$$

$$R_T = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (5.65)$$

$$F_{onset1} = \frac{Re_V}{2.193 Re_{\theta c}} \quad (5.66)$$

$$F_{onset2} = \min(\max(F_{onset1}, F_{onset1}^4), 2.0) \quad (5.67)$$

$$F_{onset3} = \max\left(1 - \left(\frac{R_T}{2.5}\right)^3, 0\right) \quad (5.68)$$

$$F_{onset} = \max(F_{onset2} - F_{onset3}, 0) \quad (5.69)$$

$$F_{turb} = e^{-\left(\frac{R_T}{4}\right)^4} \quad (5.70)$$

$$C_{\alpha 1} = 2, C_{e1} = 1, C_{\alpha 2} = 0.06, C_{e2} = 50, C_{\gamma 3} = 0.5, \sigma_{\gamma} = 1.0 \quad (5.71)$$

$Re_{\theta c}$, aralıklılık sınır tabakasında artmaya başladığı ilk yerdeki kritik Reynolds sayısıdır.

BÖLÜM 6

SAYISAL MODELLEME

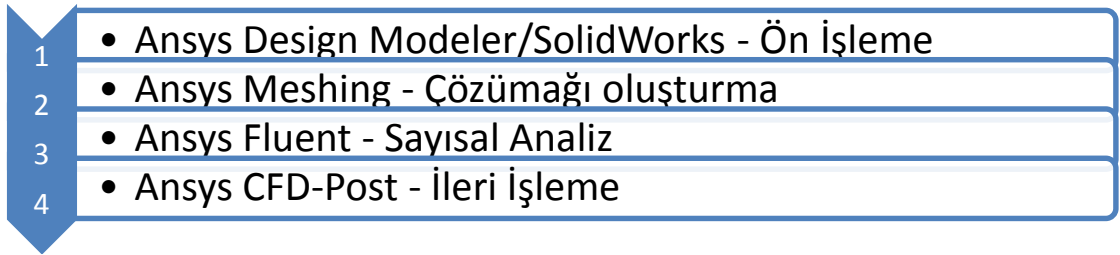
Sayısal yaklaşım, akışkanlar dinamiği alanındaki algoritmaları ve matematiksel modellemeleri çözmek için kullanılan otomotivden havacılık sektörüne, uzay araçlarından meteorolojiye kadar her alanda faydalanılan eşsiz bir yöntemdir. Isı transferinden akış ile ilgili hesaplamalara, dinamik yük ve titreşim analizlerinden elektromanyetik alan hesaplamalarına kadar geniş bir alanda kullanılan sayısal modelleme ve simülasyon, çok karmaşık matematiksel denklemlerin çözümüne imkan veren bir tekniktir. Akış probleminin çözümü için, program problemi analiz etme, problemi algoritma formunda kurma, bu algoritmayı çözmeye ve asgari hata oranıyla sonuçlar verme yeteneklerine sahip olmalıdır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin tarihçesinden de görülebildiği gibi kodların oluşturulması 1970'li yıllara kadar dayanmaktadır. Günümüze kadar çeşitli programlar HAD dünyasına kazandırılmıştır. Bir kısmı şirketlerin kendi içlerinde kullandıkları programlarken, bir kısmı üniversiteler tarafından geliştirilmiş, bir kısmı da geliştirilerek ticari kullanıma sunulmuştur. Ansys Fluent, Ansys CFX, OpenFoam, Star CD, Star CCM+ bu programlardan bazılarıdır.

6.1. ANSYS FLUENT YÖNTEMBİLİMİ

Ticari bir yazılım olan Ansys, HAD analizi için gerekli tüm modülleri bünyesinde barındırmaktadır (Bknz. Şekil 6.1). Karmaşık akış, ısı, elektromanyetik ve mekanik problemlerin çözümünde kullanılan bir program olan Ansys, değişik paketleri sayesinde karşılıklı etkileşimli problemleri çözebilme kabiliyetine sahiptir. Ansys, Design Modeler olarak da bilinen kendine has geometri modelleme yazılımı barındırmaktadır. Bu yazılım aynı zamanda SolidWorks, Catia, AutoCad gibi üçüncü parti tasarım yazılımlarını da desteklemektedir ve modellerin program içine

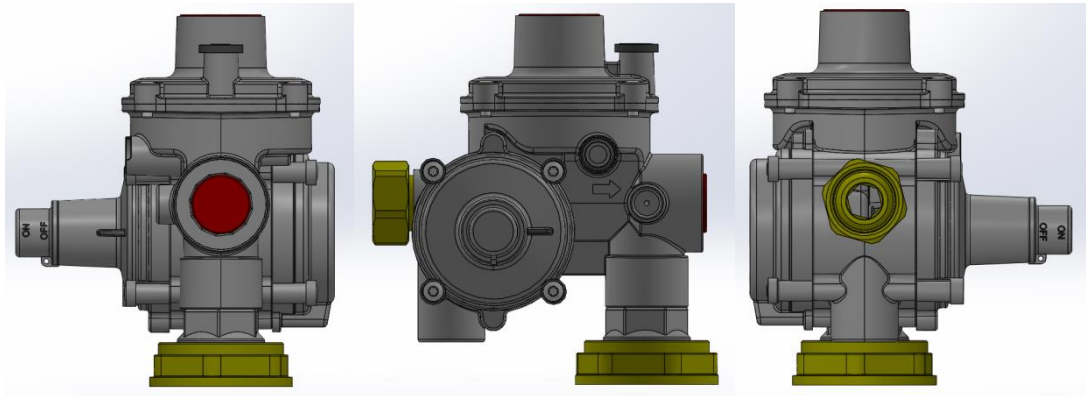
aktarımına imkân vermektedir. HAD analizinin sonucunu etkileyen en önemli faktör olan çözümağı (mesh) oluşturulmasının Ansys’de yapılması da mümkündür. Bu yazılıma da Ansys Workbench’den ulaşılacağı gibi, ICEM CFD ile de geometriye çözümağı oluşturulabilir. Çözümağı oluşturulan geometrinin analizi ise Fluent veya CFX yazılımları aracılığıyla yapılabilir. Analiz yazılımında tekrarlamalı çözümlenmelerden sonra istenen yakınsama ölçütleri karşılanırsa Ansys CFD-Post yazılımıyla basınç, hız, akış çizgisi, vb. aranan değerlere erişilebilir.



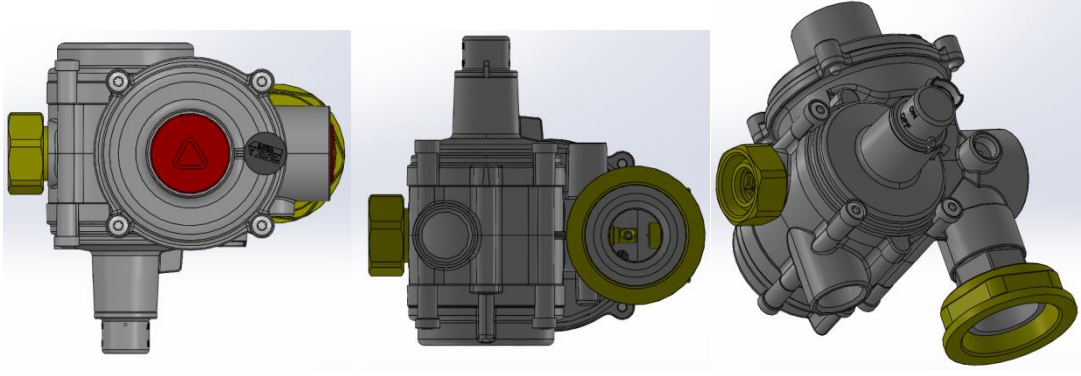
Şekil 6.1. Fluent işlem akış diyagramı.

6.2. GEOMETRİ OLUŞTURMA

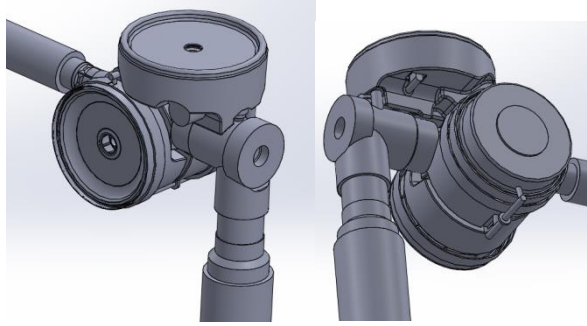
Eska Valve tarafından ön tasarımı geliştirilmiş karmaşık çift kademe basınç düşürücü modelin (Şekil 6.2-6.3) iç kısmı, akışın olduğu çözüm alanın (computational domain) elde edilebilmesi için çıkartılmıştır (Şekil 6.4). SolidWorks programında basınç düşürücü modelinin giriş ve çıkışından içi hacimle doldurularak akış hacmi elde edilmiştir. Akışın karmaşıklığı ve modelin iki boyutlu kesiti simetri olmadığından ötürü üç boyutlu analiz yapılması gerekliliğini doğurmuştur. Ayrıca üçüncü boyuttaki değişimlerin sonucu etkilediği elde edilmiştir.



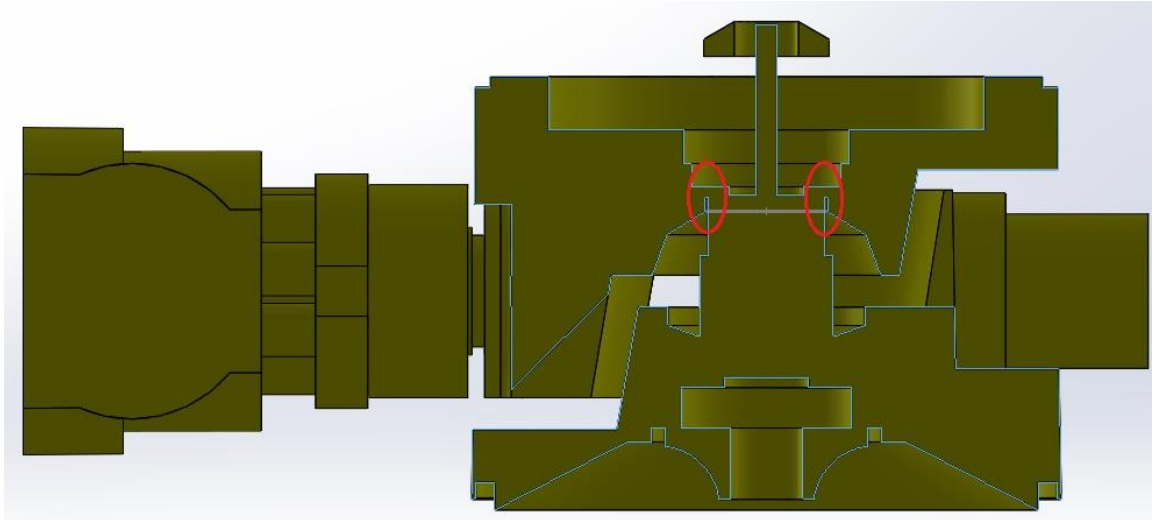
Şekil 6.2. Çift kademeli doğalgaz basınç düşürücünün yandan görünüşleri.



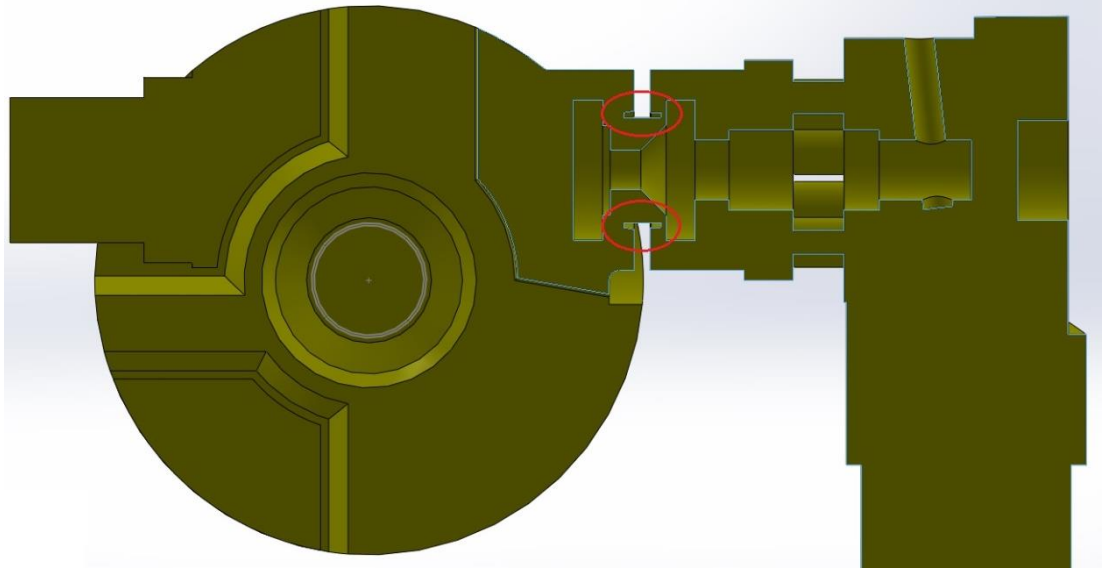
Şekil 6.3. Çift kademeli doğalgaz basınç düşürücünün sırasıyla üstten, alttan ve çarpazlama görünümü.



Şekil 6.4. Giriş ve çıkışına 1 m. boru eklenerek çıkarılmış akış hacmi.



Şekil 6.5. Basınç düşürücünün YZ eksenindeki kesitinden 1. kademe açıklığı.



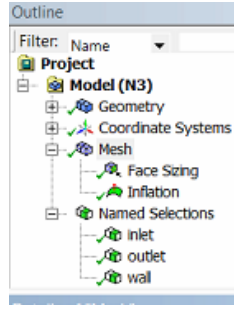
Şekil 6.6. Basınç düşürücünün XY eksenindeki kesitinden 2. kademe açıklığı.

Geometrinin karmaşık yapısından dolayı dinamik çözümağı ya da akışkan-yapı etkileşimi (FSI) yapılamadığından ötürü, 1. ve 2. kademelerdeki açıklıklar geometri üstünde değiştirilerek sonuçlara ulaşılmaya çalışılmıştır. 1. ve 2. kademe açıklıkları, Şekil 6.5 ve Şekil 6.6'daki kesit görüntülerde görülebilmektedir. Bu çalışma süresince geometri kaynaklı sorunlarla karşılaşmıştır ve geometri üstünde bazı basitleştirmeler yapılmıştır. Yapılan basitleştirme işlemlerinde, basınç düşürücünün algılayıcı hatla basınç ölçümü yaparak birinci ve ikinci kademelerin açıklıklarını ayarlamaya yarayan basınç dengeleyici hacimleri ihmal edilmiştir. Karmaşık hacimden dolayı dinamik çözümağı ya da FSI (Fluid-Structure Interaction – Akışkan-Yapı Etkileşimi) kullanılmadığından ötürü bu dengeleyici hacimlere ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu yapılan basitleştirmeler sonuç kısmında ayrıca açıklanacaktır.

6.3. ÇÖZÜMAĞI OLUŞTURMA

Geometri oluşturulduktan sonraki ikinci adım çözümağı oluşturmaktır. Analiz sonucunun doğruluğunu etkileyen çok önemli adımlardan biridir. Çözümağı oluşturulurken otomatik yöntem kullanıldı. Fakat bu yöntem ile birlikte bazı iyileştirmeler de yapıldı. Yüzeylerdeki hücre büyüklükleri (surface sizing) küçük tutularak, sınır tabakalarında çok katmanlı hücreler (boundary layer) kullanılarak,

akışın çok hızlanabileceği ve akış hacmindeki keskin bölgelerde (inflation) yoğun hücreler kullanılarak sonucun doğruluğunun yükseltilmesi hedeflenmiştir (Şekil 6.8-6.9). Bu noktada özellikle 1. ve 2. kademe açıklıkların etrafında yoğun çözümüğü hücreleri oluşturulmuştur. (Şekil 6.10) Giriş, çıkış ve duvar; geometride bu aşamada tanımlanmaktadır (Şekil 6.7).



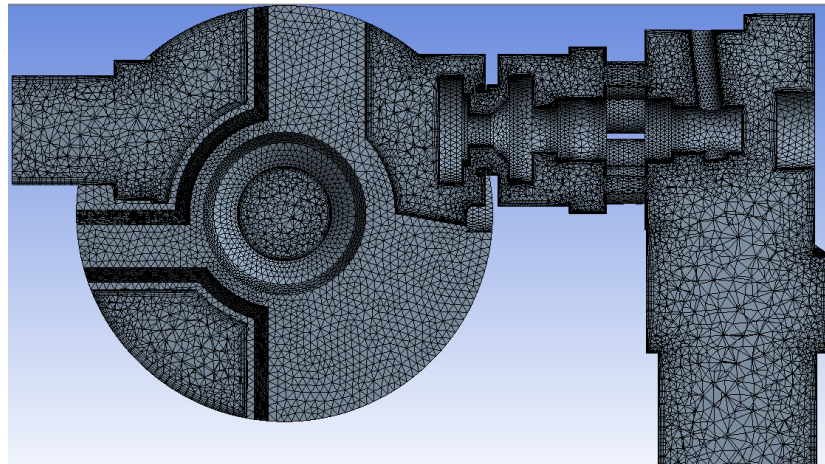
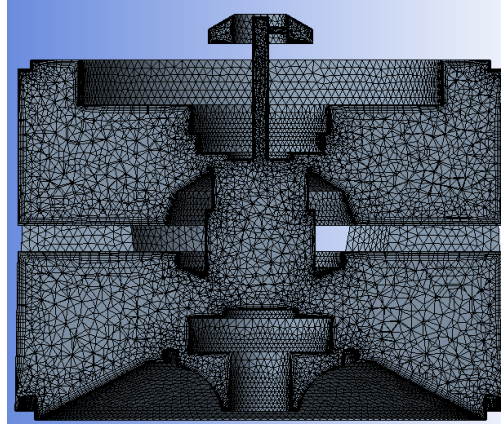
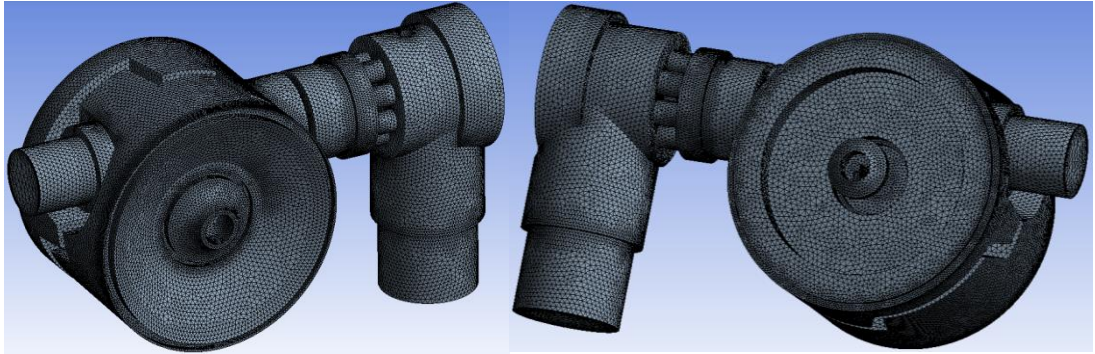
Şekil 6.7. Çözümüğü programının genel hattı.

etails of "Mesh"	
Defaults	
Sizing	
Use Advanced Size Fun...	On: Proximity and Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal A...	Default (18.0 °)
<input type="checkbox"/> Num Cells Across G...	Default (3)
<input type="checkbox"/> Min Size	5,e-003 mm
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	5,e-003 mm
<input type="checkbox"/> Max Face Size	0.50 mm
<input type="checkbox"/> Max Size	1.0 mm
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1.20)
Minimum Edge Length	0,111840 mm
Inflation	
Use Automatic Inflation	Program Controlled
Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0.272
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1.2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Assembly Meshing	
Patch Conforming Options	
Patch Independent Options	
Advanced	
Defeaturing	
Statistics	

Şekil 6.8. Çözümüğü detayları.

Details of "Face Sizing" - Sizing		Details of "Inflation" - Inflation	
Scope		Scope	
Scoping Method	Geometry Selection	Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	133 Faces	Geometry	1 Body
Definition		Definition	
Suppressed	No	Suppressed	No
Type	Element Size	Boundary Scoping Method	Geometry Selection
<input type="checkbox"/> Element Size	0.5 mm	Boundary	133 Faces
Behavior	Soft	Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default	<input type="checkbox"/> Transition Ratio	Default (0,272)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default	<input type="checkbox"/> Maximum Layers	5
<input type="checkbox"/> Local Min Size	Default (5,e-003 mm)	<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
		Inflation Algorithm	Pre

Şekil 6.9. Yüzey boyutlandırma ve şişirme panelleri.

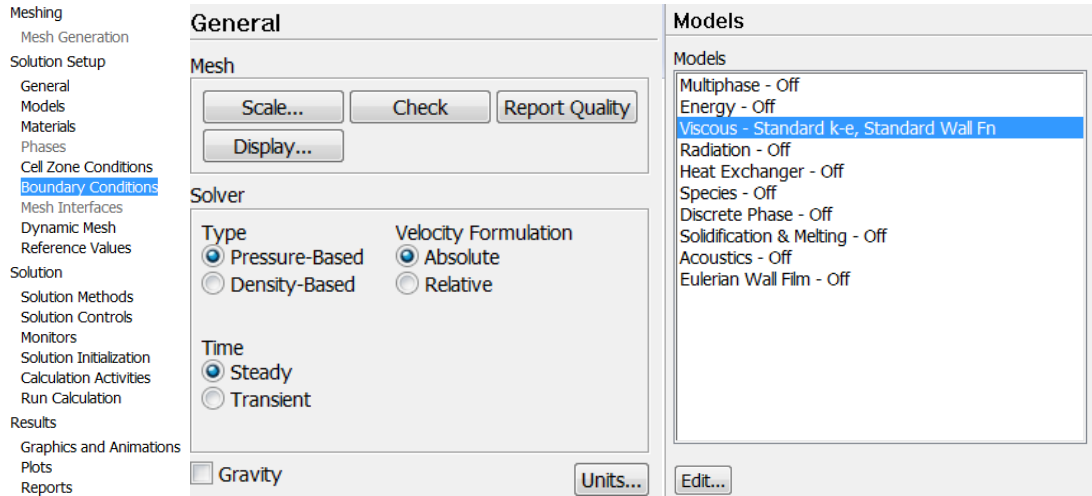


Şekil 6.10. Modele uygulanmış çözümağının görünümleri ve kademelerin kesitleri.

Çözümü sayısının fazlalığı analiz sonuçlarının doğruluğunu artırırken, çözüm zamanını da artırmaktadır. Bu nedenle de çözüme çalışması yaparak belirli hata oranlarına göz yumularak çözüm zamanından kazanılır. Yapılan bu çalışmada çözüme çalışmasının ardından çözüm zamanı çok uzun sürmesinden ötürü asıl akış hacmi üzerinden bir takım değişikliklere, basitleştirme yoluna gidilmiştir.

6.4. FLUENT FİZİK VE AKIŞKAN ÖZELLİKLERİ SEÇİMİ

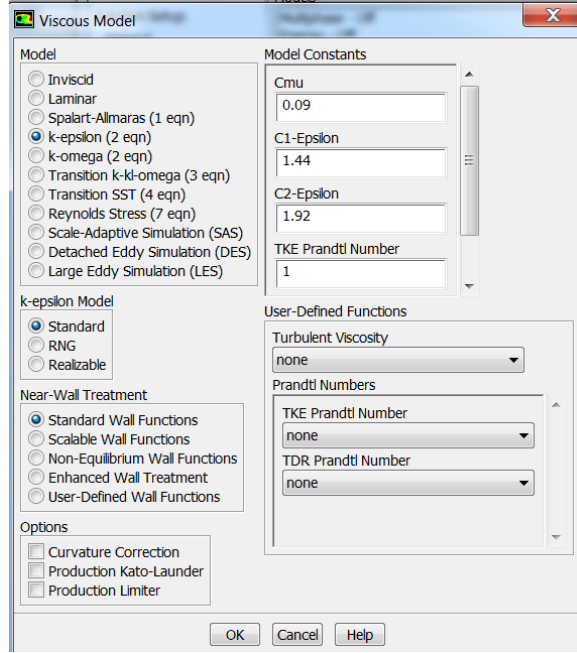
Çözümü oluşturulduktan sonra analizin başlatılabilmesi için Fluent'te gerekli seçimler yapılmalıdır. Genel sekmesi altından çözücünün çeşitleri seçilebilmektedir. Bu aşamada çözücünün basınç tabanlı (pressure-based) ya da yoğunluk tabanlı (density-based), zamanın ise kararlı (steady) ya da geçici (transient) olacağı seçilir (Şekil 6.11). Akışkanın yoğunluğu sabit olacağı durumlarda basınç tabanlı çözücü, ideal gaz ya da gerçek gaz olacağı durumlarda da yoğunluk tabanlı çözücünün kullanılması gerekmektedir.



Şekil 6.11. Fluent menü sekmeleri (solda), genel sekmesi (ortada), modeller sekmesi (sağda).

Modeller sekmesinde ise çeşitli fizik özellikleri seçilebilmektedir. Çift fazlı akışın gerçekleşmesi, akış kaynaklı enerjinin hesaplanması, ışınımın (radyasyon) verilmesi, ısı değiştiricinin olması, akustik hesaplaması, vb. fizik seçimleri yapılabilmektedir. Ayrıca kimyasal reaksiyonların simülasyonu (species), katılaşmanın ya da erimenin gerçekleşmesi, damlacıkların parçalanması veya buz

tutması gibi ayrık faz ve duvar film modelleri de gerçekleştirilebilmektedir (Şekil 6.11).



Şekil 6.12. Türbülans modelleme paneli.

Modeller sekmesi altında türbülans modelleme (Viscous model) panelinde çeşitli türbülans modelleri seçilebilmektedir. Türbülansın olmadığı uygulamalarda laminar akış seçilebilirken, havacılık uygulamalarında türbülans modellemelerinde çok sık kullanılan Spalart-Allmaras modeli düşük çözüm zamanına karşı makul doğruluk sunmaktadır. Yüksek türbülans uygulamaları için uygun görülen k- ϵ modeli tüm dünyada çoğunlukla kullanılmaktadır. Çözüm zamanı daha kısadır, fakat karmaşık geometrilere, düşük Reynolds sayılarının olduğu akışlarda sonuçların doğruluğunu negatif yönde etkilemektedir (Şekil 6.12).

Öte yandan k- ω modeli ise düşük Reynolds sayılarının olduğu akışlar ve duvarla sınırlandırılmış sınır koşulları için çok daha iyi bir performans sergilemektedir. Karmaşık sınır tabakası akışları ve geçiş rejimi (transition) akışları için uygun olmasına karşın geçiş rejimini erken tahmin etme, türbülanslı akışlarda ayrışmaların erken ve olduğundan fazla tahmini, duvara yakın bölgelerde çözümümanın daha sık olması; bu modelin dezavantajlarıdır (Şekil 6.12).

Bir diğ er model olan SST k- ω modeli ise standart k- ω modelinin bir versiyonudur. Duvar yakınında orijinal Wilcox k- ω , uzağında ise k- ϵ modeli kullanan bu türbülans modeli; türbülanslı kesme geriliminin taşınım denklemi için de Eddy Viscosity denklemini bünyesinde harmanlamaktadır. Standart k- ω modelinin avantajlarını barındıran bu model, yüksek doğruluk istenen sınır tabakası simülasyonları için önerilmektedir. Ayrık akışlar için SST k- ω modeli daha çok önerilirken; döner akış veya gerinim oranında ani değışimlerin olduğu akışlarda Reynolds Stress modeli daha uygun görölmektedir.

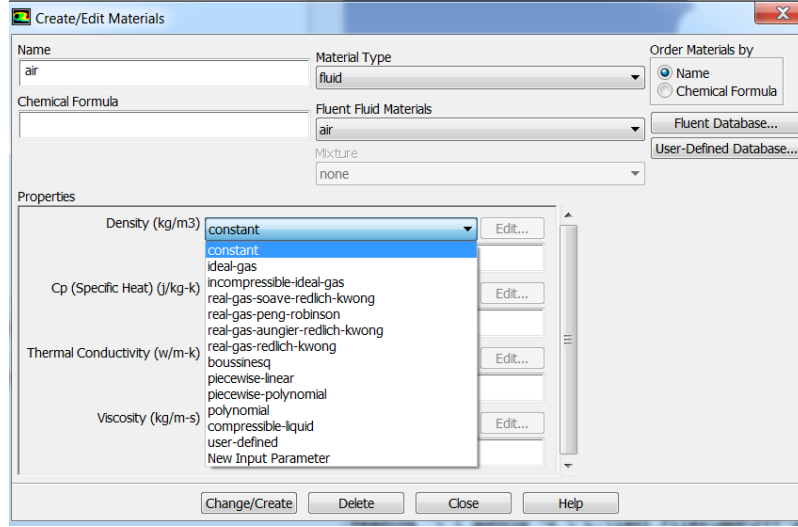
Geometrinin giriş borusu çapı 14.5 mm, çıkış borusu çapı 21 mm'dir. m³/saat cinsinden verilen debi kapasitesi, m³/saniye cinsine çevrilerek çıkış alanına bölünürse çıkış hızı bulunabilir (Denklem 6.1).

$$V = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{sn}} \right)}{A \left(\text{m}^2 \right)} = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{saat}} \right)}{\pi \frac{D^2}{4}} \quad (6.1)$$

Analizi yapılan geometri de 6-60 m³/saat debi kapasitelerine sahiptir. 6 m³/saat debisi için hesaplamalar yapılırsa, çıkış hızının 4,8 m/s olduğu görölr. Yoğunluk, hız, çıkış çaplarının çarpımının dinamik viskoziteye bölümüyle bulunan Reynolds sayısı da akışın karakterini belirlemekte kullanılır (Denklem 6.2). Bu hesaplamalar sonucunda 6 m³/saat debi için Reynolds sayısı 6918 bulunmaktadır. Bu durumda akışın çoğ u debi kapasiteleri için türbülanslı olduğu görölmektedir.

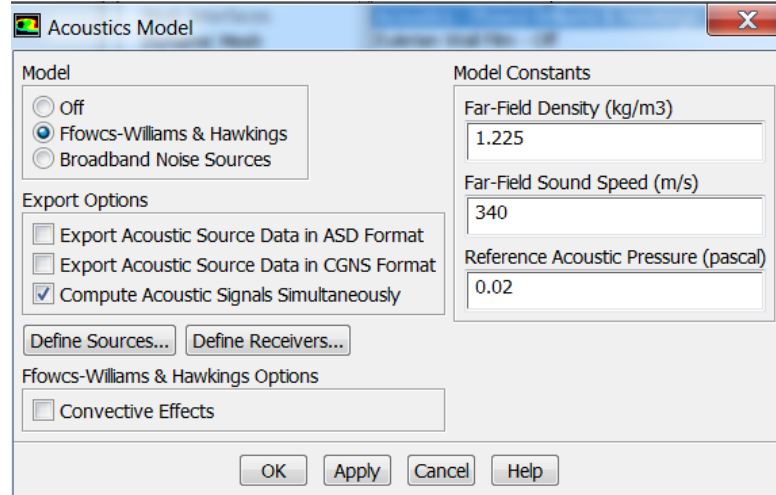
$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (6.2)$$

Modellerin tüm bu avantaj ve dezavantajları ile akışın gelişmiş türbülanslı bir akış olduğu göz önüne alındığında, çalışılan geometrinin karmaşık yapısı ve yüksek çözümağı hücresi dolayısıyla fazla çözüm zamanı olabileceği düşünülerek yoğunluklu olarak k- ϵ modelinin kullanılmasına karar verilmiştir. Bunun dışında karşılaştırma amaçlı standart k- ω ve SST k- ω modelleri de kullanılmıştır. Fakat k- ϵ modelinde yapılan her bir analiz en az 2 gün sürerken, doğruluğ u yüksek diğ er modeller pek kullanılamamıştır.



Şekil 6.13. Malzeme paneli.

Hücre bölgesi şartları (Cell zone conditions) sekmesinden de akışkanın özellikleri seçilebilmektedir (Şekil 6.13). Fabrika test düzeneklerinde hava kullanıldığından simülasyonda da hava seçilmiştir ve havanın yoğunluğu sabit, ideal gaz ve gerçek gaz Soave-Redlich-Kwong modeli kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir.



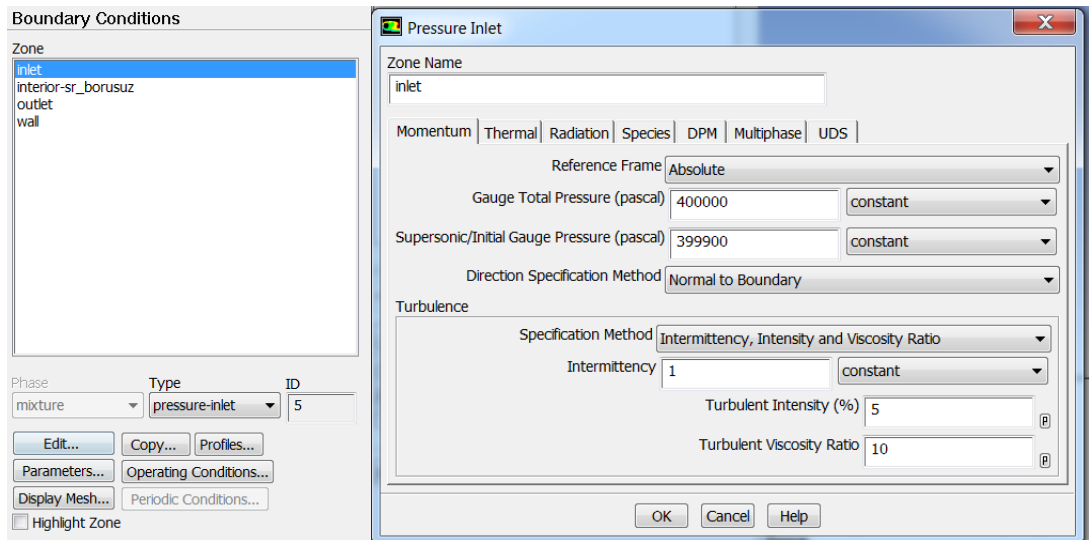
Şekil 6.14. Akustik model paneli.

Modeller sekmesinden ulaşılan akustik model (acoustics) paneli kullanılarak, akışın oluşturduğu sesin şiddetine ulaşılabilmektedir. Bunun için geçici (transient) zaman seçilerek Ffowcs-Williams & Hawkins modeli kullanılmıştır. Şekil 6.14'de görülebileceği gibi varsayılan değerler kullanılmıştır. TSE 10624 standardına göre

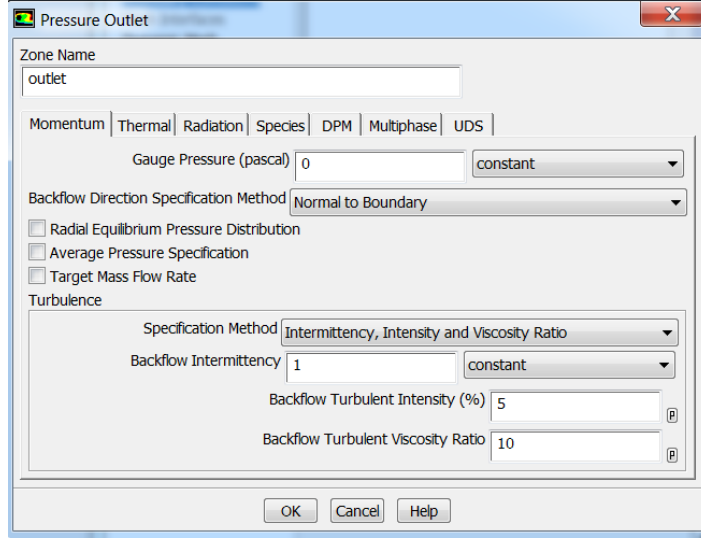
ses test düzeneklerinde 1 m uzaktan ölçüm yapılan konumlar/koordinatlar, alıcılar (Define receivers) kısmına girilmiştir.

6.5. SINIR KOŞULLARI

Analiz sonuçlarının doğruluğunu etkileyen bir diğer etmen de sınır koşullarının doğru girilmesidir. Sınır koşulları (boundary conditions) sekmesinden giriş ve çıkış için sınır koşulları girilebilmektedir. Bu çalışmada giriş kısmında basınç girişi türü seçilerek 400.000 Pa girilmiştir. Giriş gösterge basıncı da (Supersonic/initial gauge pressure) simülasyonda başlangıç koşulundaki statik basıncı temsil etmektedir. Başlangıç koşulunda giriş gösterge basıncı sayesinde dinamik basınç bulunarak, başlangıç giriş hızının hesaplanmasını ve tekrarlamalı hesaplamaların (iterasyon) bu başlangıç hızı ve giriş basıncı üstünden hesaplanmasını sağlamaktadır. Sıcaklığın da hesaplanması istenilen durumlarda modeller sekmesinden enerji denklemi açılarak, basınç giriş panelinde termal sekmesinde giriş sıcaklığı Kelvin cinsinden girilmelidir. Basınç düşürücünün çalıştığı -40 ve 60 °C sıcaklıklar için de analiz yapıldığında bu değerlere 233 ve 333 K girilmiştir (Şekil 6.15). Çıkış içinse basınç çıkışı türü seçilerek varsayılan değerlerde bırakılmıştır (Şekil 6.16). Böylece çıkış basıncı, hızı, sıcaklığı otomatik olarak bulunabilmektedir.



Şekil 6.15. Sınır koşulları paneli (solda), basınç giriş paneli (sağda).



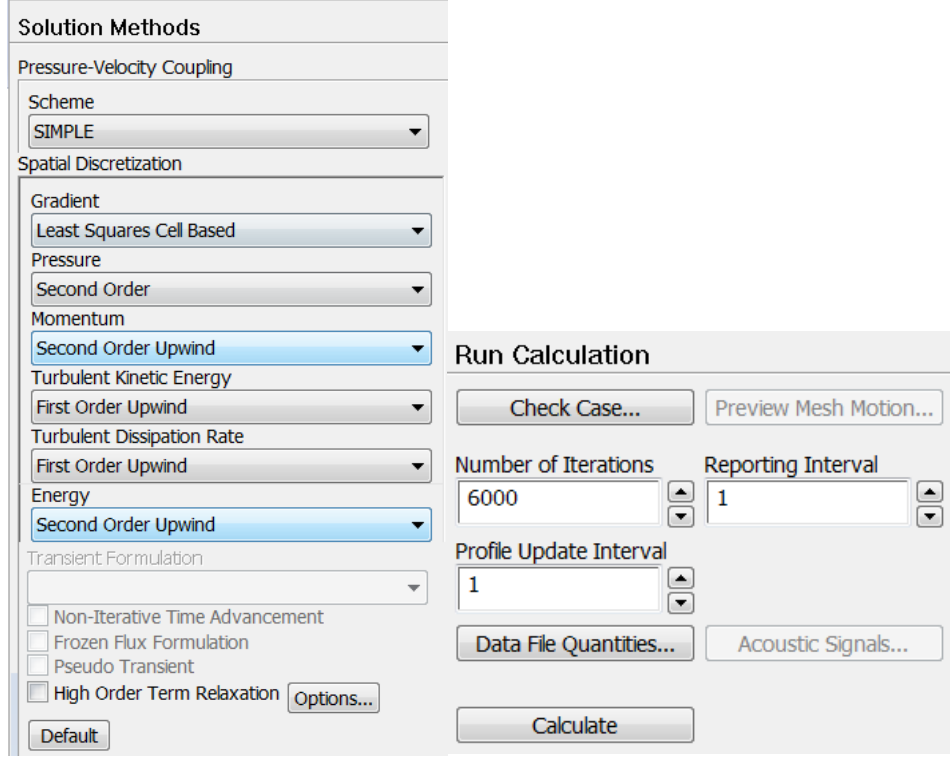
Şekil 6.16. Basınç çıkış paneli.

6.6. HAD ÇÖZÜCÜ

Çıkış basıncı, hızı ve sıcaklığı bulunmak istenilen analizlerde kararlı (steady) zaman kullanılmışken, ses verileri bulunmak istenildiğinde ise geçici (transient) zaman kullanılmıştır. Çözüm metodlarında, denklem dereceleri genellikle varsayılan seçimlerde tutulmuştur. Üçüncü derece denklemler ile de analiz yapılarak karşılaştırma yapılmış ve hata oranı kabul edilebilir sonuçlarla karşılaşılmıştır, fakat çözüm zamanını artırdığı görülmüştür (Şekil 6.17).

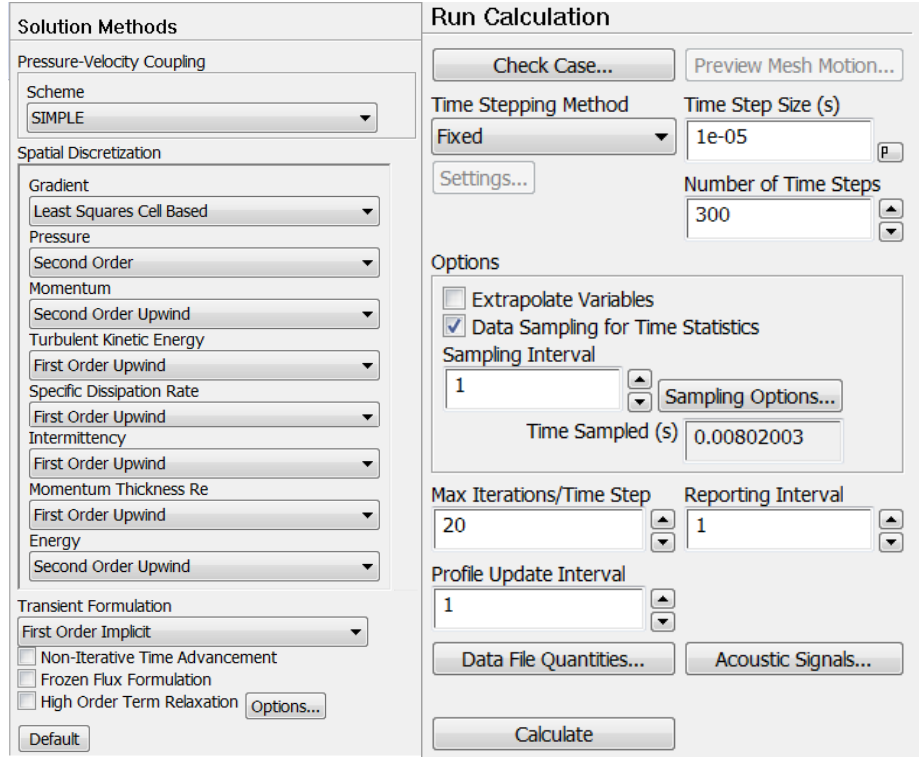
Geçici zaman kullanılan analizlerde ise çözüm zamanı düşünülerek varsayımsal seçimler kullanılmıştır. Kararlı zaman kullanılarak yapılan analizlerle karşılaştırıldığında sonuçların tutarlı olması da geçici zaman denklemlerin doğruluğunu desteklemektedir. Maksimum tekrarlamaya, analiz verimliliği açısından 20-30 arasında olması önerilmektedir. Zaman adımı büyüklüğü (time step size) ölçülmek istenilen maksimum ses frekansına göre hesaplanmaktadır. Aero-akustik ses, akışkanda oluşan türbülans sonucu basınç dalgalanmaları sayesinde oluşmaktadır, bu nedenle de frekansın tersi bulunarak zaman adımı hesaplanabilir. Bu durumda 20 khz olan maksimum frekans için $1/20000=5*10e-5$ saniye zaman adımı seçilebilmektedir. Doğruluğun artırılması için de zaman adımı azaltılabilir. Zaman adımı sayısı da simülasyonun toplamda kaç saniye süreceğini belirler.

$1 \cdot 10^{-5}$ saniye zaman adımı için 300 zaman adımı sayısı sonucunda simülasyon toplam $10^{-5} \cdot 300 = 3 \cdot 10^{-3}$ saniye sürmektedir (Şekil 6.18).



Şekil 6.17. Kararlı zaman çözüm metodları paneli (solda) ve hesaplama paneli (sağda).

Hesaplama panelinde de sonuçlar yakınsayarak 10^{-5} derecesine varana kadar tekrarlanmıştır. Kararlı zaman simülasyonlarında başlangıç için 6000 tekrarlama kullanarak analizler başlatılmıştır. Geçici zaman simülasyonlarında ise başlangıç için 300 tekrarlama verilerek analizler başlatılmıştır ve her bir zaman adımı için çözümlerin yakınsaması gözlemlenmiştir. Bu duruma göre de iterasyon sayısı, zaman adımı sayısı ve zaman adımı büyüklükleri değiştirilerek sonuçlar gözlemlenmiştir.



Şekil 6.18. Geçici zaman çözüm metodları paneli (solda) ve hesaplama paneli (sağda).

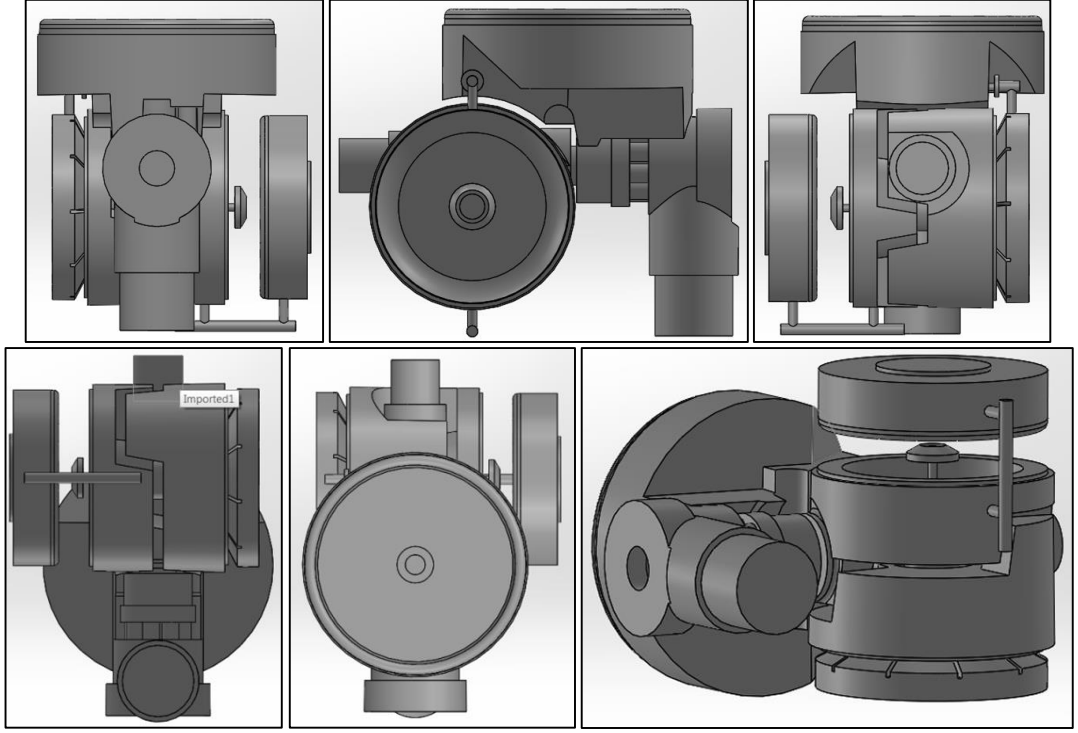
BÖLÜM 7

ANALİZ SONUÇLARI

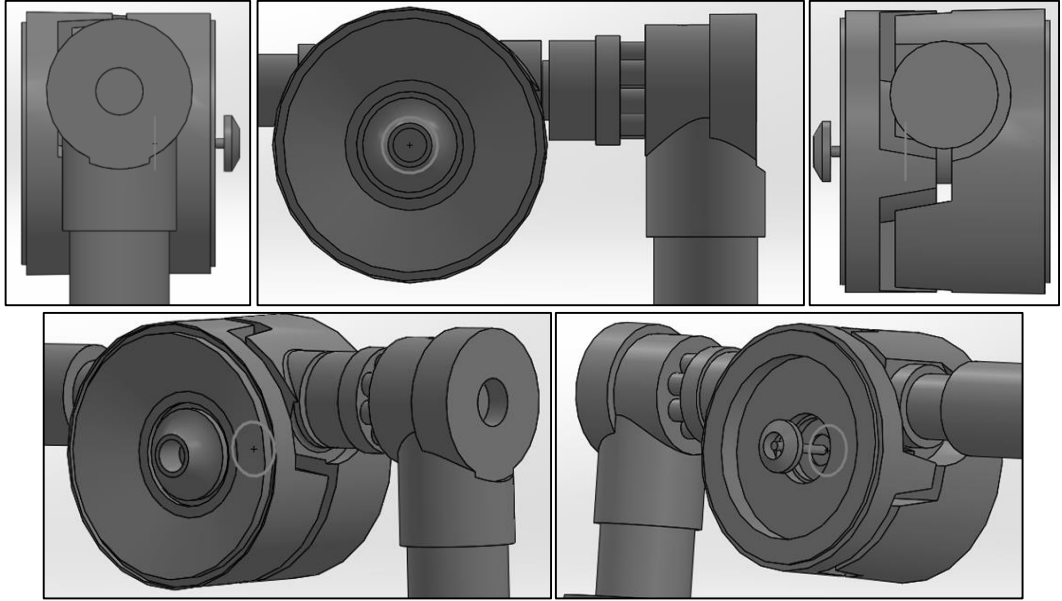
Önceki bölümlerde vanalardan, vanaların sınıflandırılmasından, basınç düşürücülerden bahsedildi. Daha sonra fiziksel modelleme, matematiksel modelleme ve sayısal modellemeler geliştirildi. Akış problemlerinin çözümünde kullanılan temel denklemler matematiksel modellemede tartışılmıştır. Sayısal modellemede de akış hacmi belirlenerek, akışın giriş ve çıkışı tanımlandı. Ansys Fluent 15.0 programında bu çalışma kapsamında izlenen adımlar açıklandı. Bu aşamada karşılaşılan sorunlar nedeniyle geometride basitleştirmeler yapıldı.

7.1. GEOMETRİ BASİTLEŞTİRME ÇALIŞMALARI

Geometrilerin akış hacimlerine çözümağı oluşturulduktan sonra Fluent programında analizin başlatılması istenildiğinde hatalarla karşılaşıyordu. Bu sorunun “sensing line” da denilen algılama hattından kaynaklandığı keşfedildi. Bu algılama hatları ve bağlı buldukları hacimler geometriden çıkarılarak analiz sonuçları elde edilmeye başlandı (Şekil 7.1). Fakat analizler 7 güne varan çok uzun süreler aldığından, geometrinin daha da basitleştirilmesi amacıyla diyaframların arkasında kalan hacimler çıkartıldı (Şekil 7.2). Fakat bu haliyle de istenilen basınç düşümünden çok daha fazla basınç düşümü gerçekleştiği için, giriş ve çıkışa eklenen 1 metrelik borular geometriden çıkartılarak fabrika test düzeneğindeki haline getirilmiş ve istenilen sonuçlar alınmaya başlanılmıştır.



Şekil 7.1. Geometri basitleştirme 1.



Şekil 7.2. Geometri basitleştirme 2.

7.2. ÇÖZÜMAĞI ÇALIŞMASI

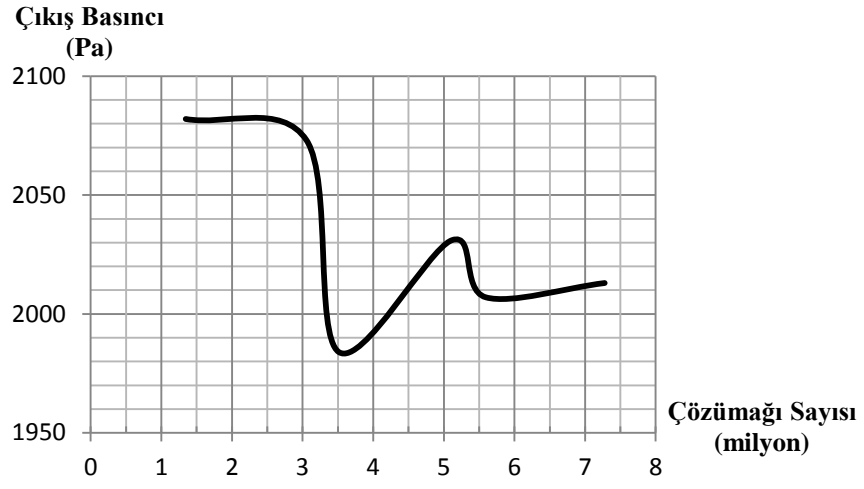
Analiz sonuçlarını etkileyen önemli bir unsur da çözümağının düzgün atılması ve çözümağı sayısıdır. Düzgün atılmamış çözümağı veya düşük çözümağı sayısı, sonuçların hatalı çıkmasına yol açacakken; yüksek çözümağı sayısı analizin çözüm zamanını artırmaktadır. Bu nedenle makul çözüm zamanı içinde makul doğrulukta sonuçlara ulaşabilmek için çözümağı çalışması mühim öneme sahiptir.

Bu araştırmada yapılan çözümağı çalışmasında basınç düşürücünün açıklığının en fazla olduğu aralıklar kullanıldı. 1. kademe 2.0 mm, 2. kademe 3.00 mm olarak ayarlanmış geometride artan çözümağı sayısına ve minimum hücre sayısına karşılık çıkış basıncı ve çıkış hızı sonuçlarına teker teker ulaşılmıştır.

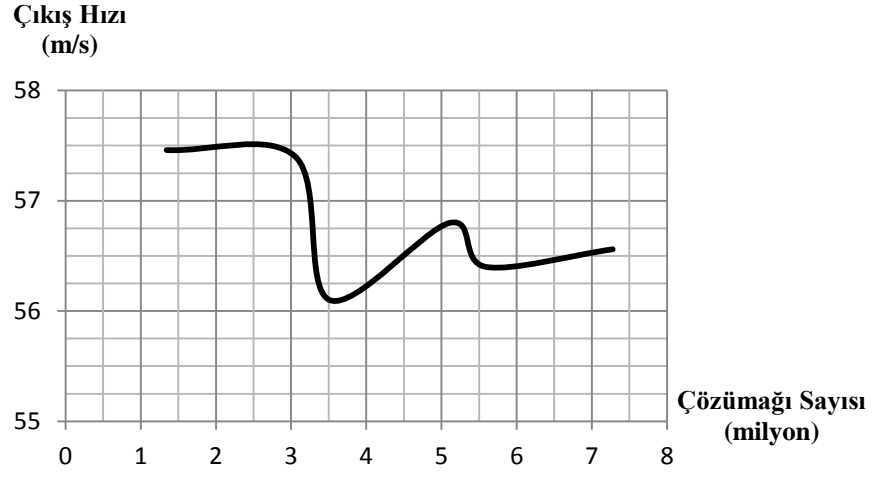
Çizelge 7.1. Çözümağı çalışmasından alınan analiz verileri.

Analiz	1. Kademe (mm)	2. Kademe (mm)	Türbülans Modeli	Çözümağı Sayısı	Minimum Hücre Büyüklüğü	Çıkış Basıncı (Pa)	Çıkış Hızı (m/s)	y+	Çözümağı Ortogonal Kalitesi
1	2,0	3,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	7 277 679	0,0010	2013	56,56	-	-
2	2,0	3,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 593 822	0,0050	2007	56,40	10,67	0,866
3	2,0	3,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 112 214	0,0194	2031	56,80	10,82	0,865
4	2,0	3,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	3 511 285	0,0774	1984	56,10	13,91	0,861
5	2,0	3,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	3 056 670	0,1000	2073	57,40	16,53	0,857
6	2,0	3,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	1 344 551	0,5000	2082	57,46	17,17	0,852

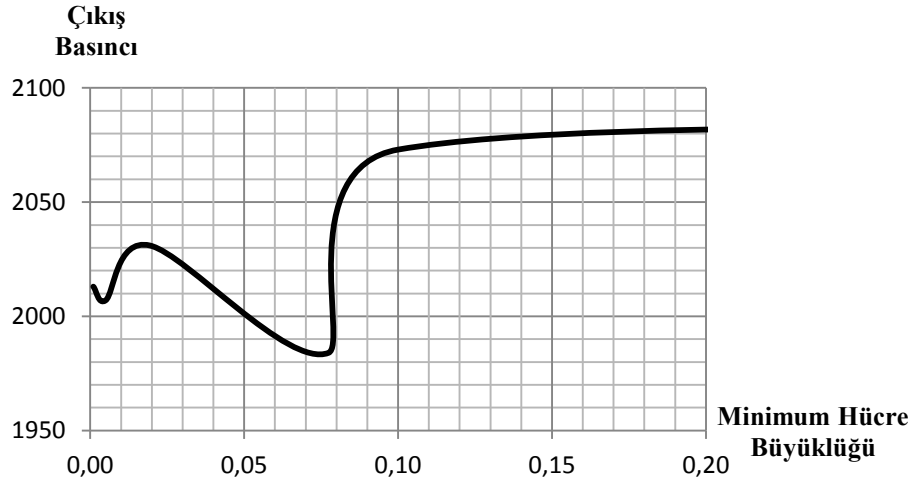
Çizelge 7.1’de alınan verilere göre en uygun eğriler çizdirilerek elde edilen grafikler aşağıda görülmektedir.



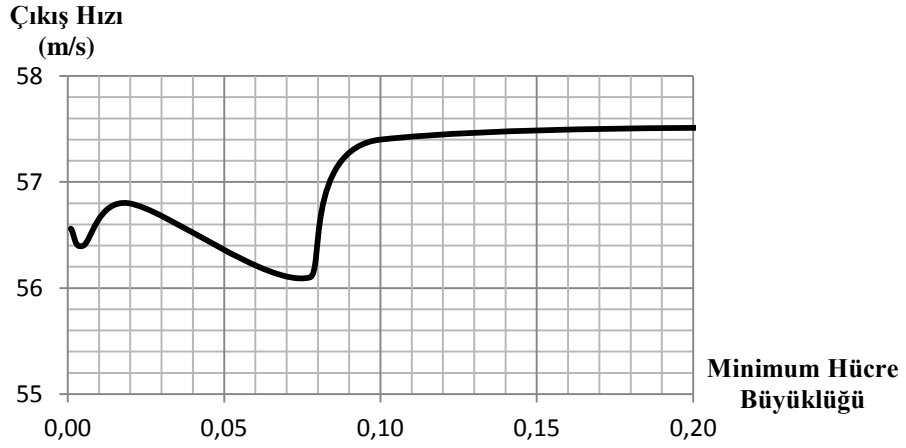
Şekil 7.3. Çözümağı sayısının çıkış basıncına göre grafiği.



Şekil 7.4. Çözümağı sayısının çıkış hızına göre grafiği.



Şekil 7.5. Minimum hücre büyüklüğünün çıkış basıncına göre grafiği.



Şekil 7.6. Minimum hücre büyüklüğünün çıkış hızına göre grafiği.

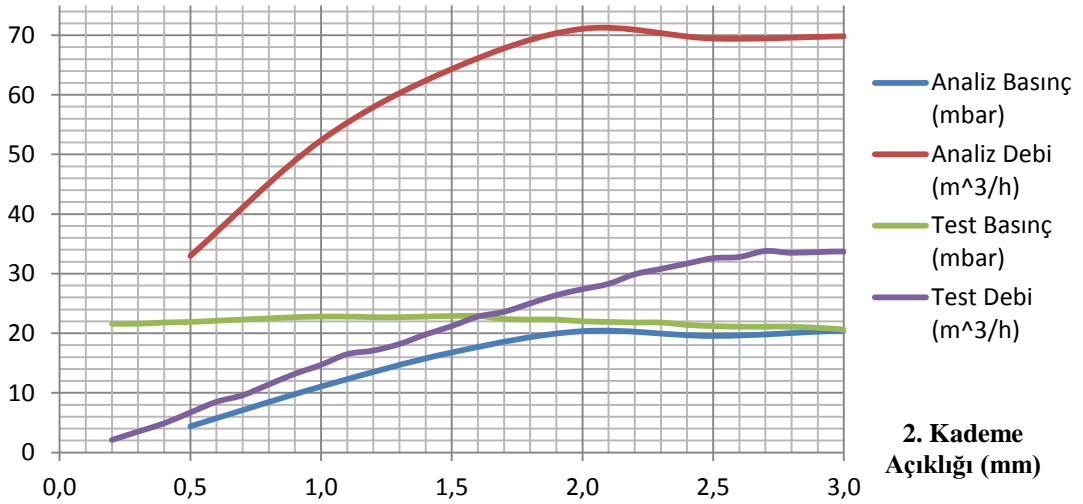
Yukarıdaki grafiklerden de görüldüğü gibi çözümağı sayısı ve minimum hücre büyüklüğü arttıkça çıkış basıncı ve çıkış hızının belirli bir değere yakınsamaktadır. Belirli bir değerden sonra hata oranının düştüğü görülmektedir, fakat artan çözümağı sayısı ve minimum hücre büyüklüğü çözüm zamanını da çok fazla artırmaktadır. Bu nedenle 0,0194 minimum hücre büyüklüğü ve 5 112 214 çözümağı sayısına sahip 3 numaralı çözümağı analizi diğer yapılacak analizler için baz alınmıştır.

7.3. ANALİZ SONUÇLARI

Çözümağı çalışmasının ardından değişik kademe açıklıklarında, değişik türbülans modelleri ve hesaplama metodları kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Bu

analizler Bölüm 7.4 ve 7.5 içinde anlatılan ayarlar ve seçimlerle sıkıştırılmaz akış kabul edilerek gerçekleştirilmiştir. Yapılan tüm analizlerin sonuçları Ek D'de verilmiştir.

Analizlerde çeşitli koşullar kullanılmıştır. Sabit yoğunluk kullanılan çözümağı çalışmasından sonra, ideal gaz ve gerçek gaz seçenekleri ile yapılan analizlerde gerçekle uyumlu hiç bir sonuç alınamamıştır. Çözücü denklemlerinin kaçınıcı dereceden olduğu ya da farklı türbülans modeli kullanımı sonuçları en fazla %2 oranında etkilemiştir. Sabit yoğunluk ile k-ε standart duvar fonksiyonu türbülans modeli kullanılan analizlerde en doğru sonuçlara ulaşılmıştır. Fakat her iki kademedeki açıklıklar azaldıkça hata oranının çok arttığı görülmüştür.

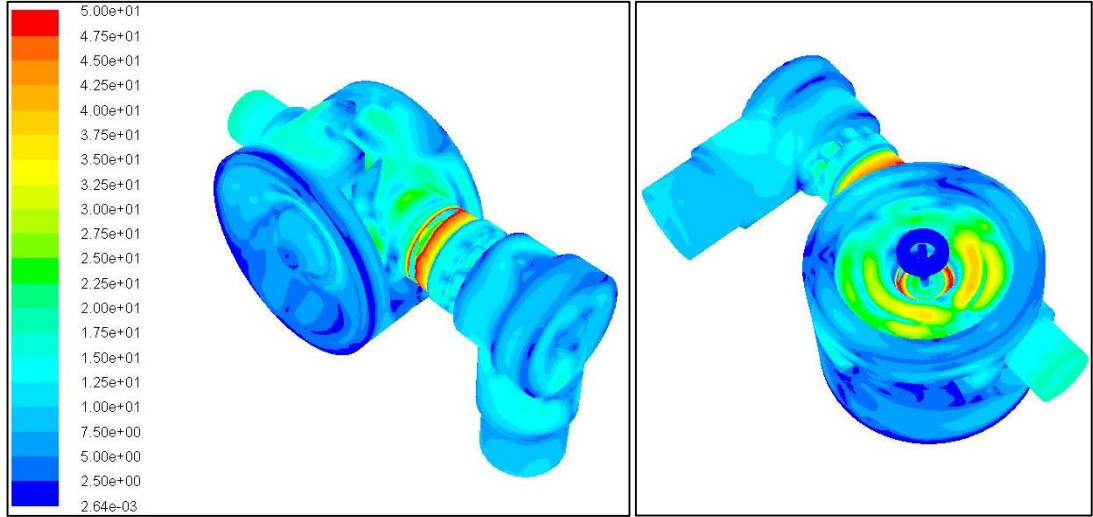


Şekil 7.7. 2. kademe açıklığına bağlı basınç ve debi grafikleri.

Ulaşılan en doğru sonuçlara Çizelge 7.2'de ve bu analiz sonuçlarına göre 2. Kademe açıklığının değişimine bağlı basınç ve debi eğrileri Şekil 7.7'de incelenebilmektedir. En doğru sonuca her iki kademe açıklığı da maksimum seviyede iken, yani 1. kademe 2 mm ve 2. kademe 3 mm açıklıklarında ulaşılmıştır. Normal şartlar altında, +60 °C'de ve -40 °C'de gerçekleştirilen bu analizlere ait y+ yüzey grafikleri, basınç, hız konturları ile akım çizgileri aşağıda verilmiştir.

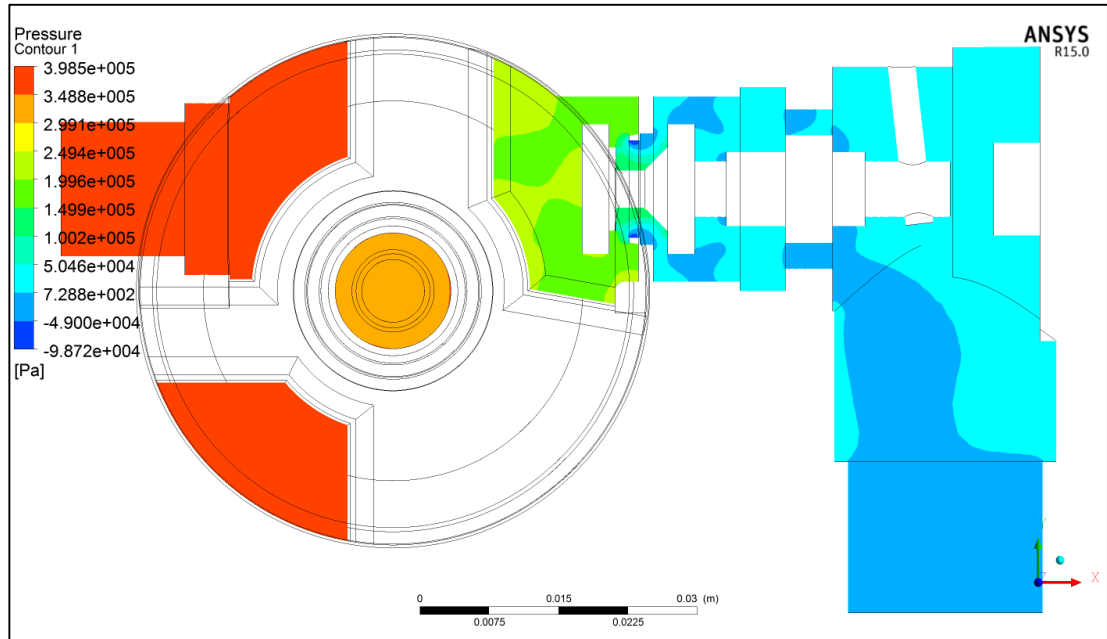
Çizelge 7.2. Ulaşılan en doğru sonuçların listesi.

Analiz	1. kademe (mm)		Türbülans Modeli	Çözüm ağı sayısı	Çıkış Basıncı (mbar)	Çıkış Hızı (m/s)	Debi (m ³ /h)	y+	Çözüm ağı Ortogonal Kalitesi	Türbülans Yoğunluğu (%)	Vortisite	Sıcaklık (°C)
	2. kademe (mm)											
40	2,0	0,5	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 471 101	4,39	26,5	32,98	6,33	0,865	98	31260	-
38	2,0	1,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 454 407	11,06	42,0	52,37	8,66	0,865	149	41150	-
39	2,0	1,5	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 585 029	16,78	51,6	64,34	10,16	0,865	180	47581	-
26	2,0	2,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 178 111	20,35	57,0	71,07	10,74	0,865	190	48558	-
41	2,0	2,5	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 486 237	19,55	55,7	69,45	10,58	0,865	189	47060	-
17	2,0	3,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 112 214	20,49	56,0	69,83	10,78	0,865	2610	45749	-
34	2,0	3,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 593 822	20,14	56,5	70,45	10,72	0,866	188	46370	+60
36	2,0	3,0	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5 593 822	20,23	56,7	70,70	10,74	0,866	188	46451	-40

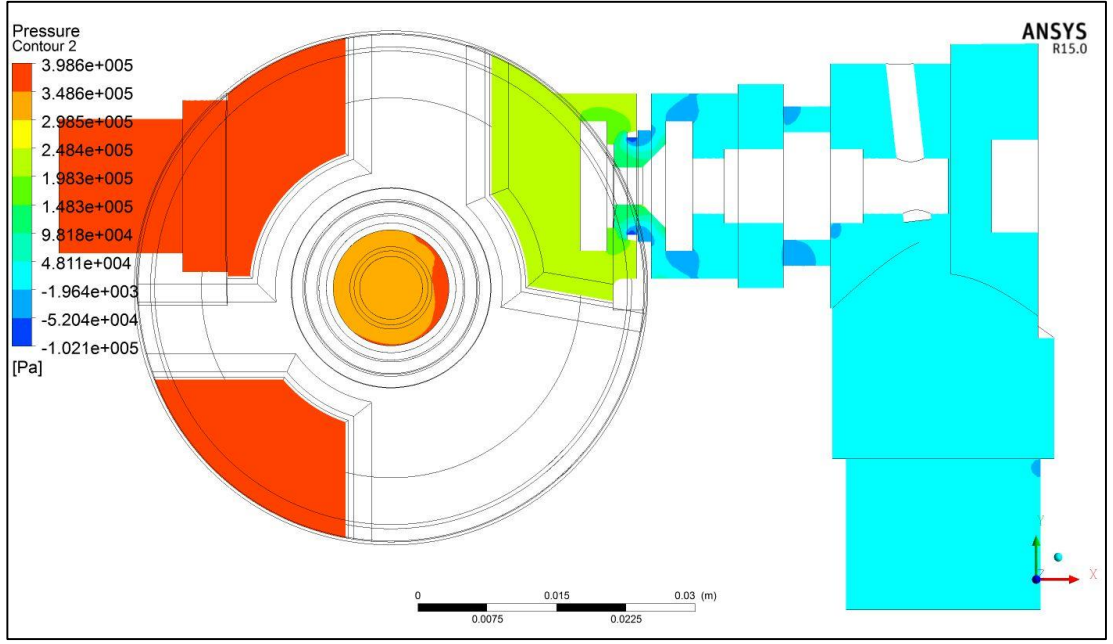


Şekil 7.8. İki farklı açıdan doğalgaz basınç düşürücünün y^+ yüzey grafikleri.

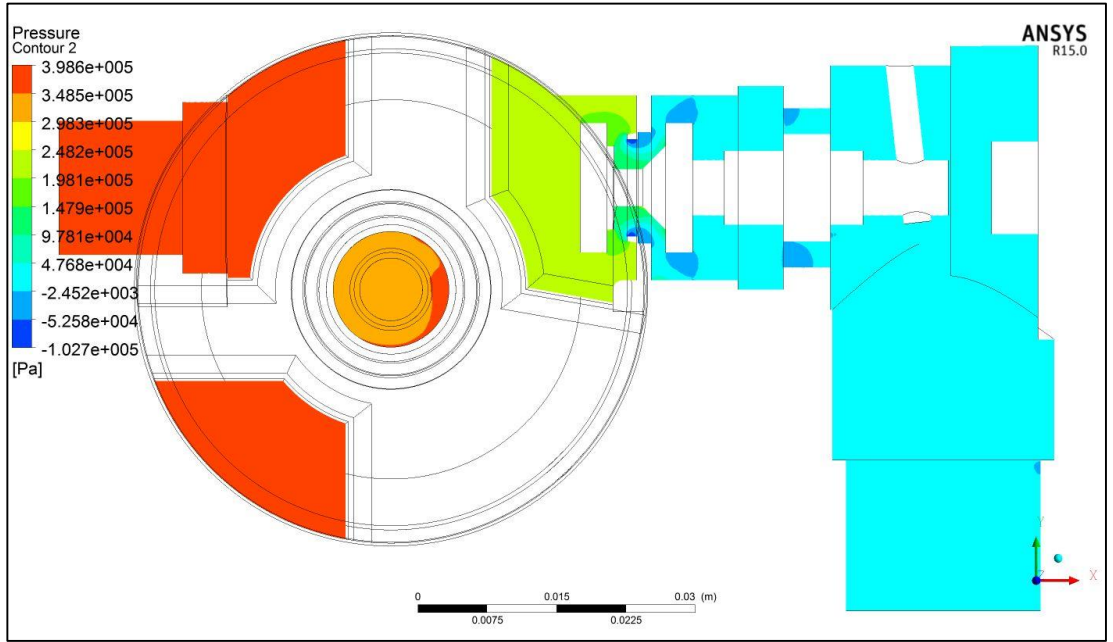
Şekil 7.8’de görüldüğü gibi duvar y^+ değerleri genel olarak 15’in altındadır, bazı yerel bölgelerde bu değer in yükseldiği görülmektedir, fakat yüzey alanı ortalaması 10’dan düşük bir değere sahip olup çözümü ağı nın kaliteli olduğunu göstermektedir.



Şekil 7.9. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücünün XY eksen i kesitinden basınç konturu.



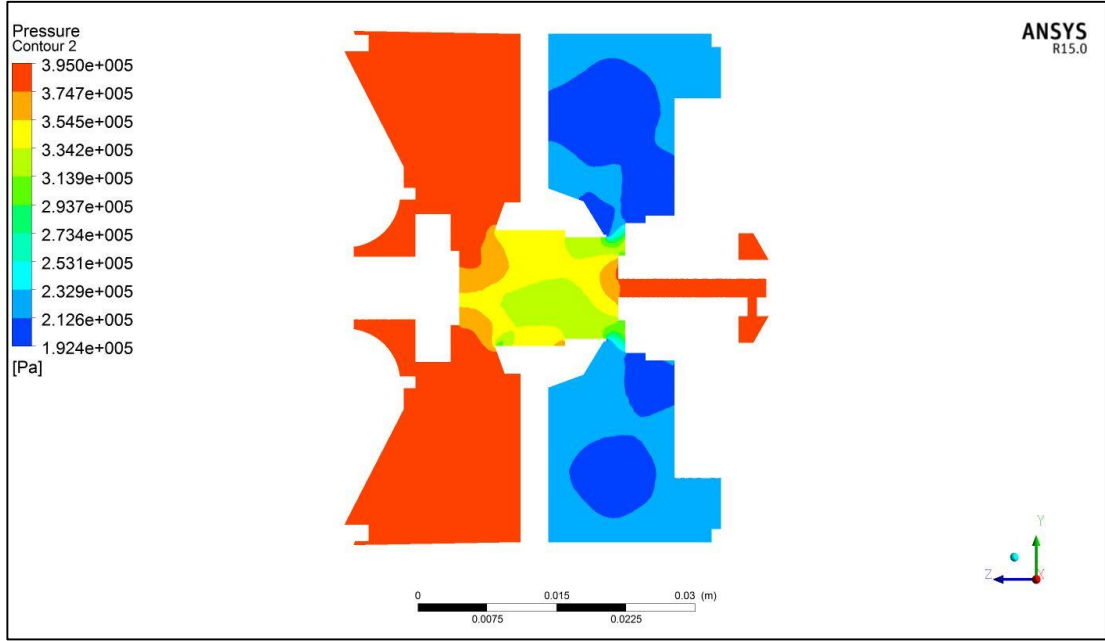
Şekil 7.10. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün XY eksen kesitinden basınç konturu.



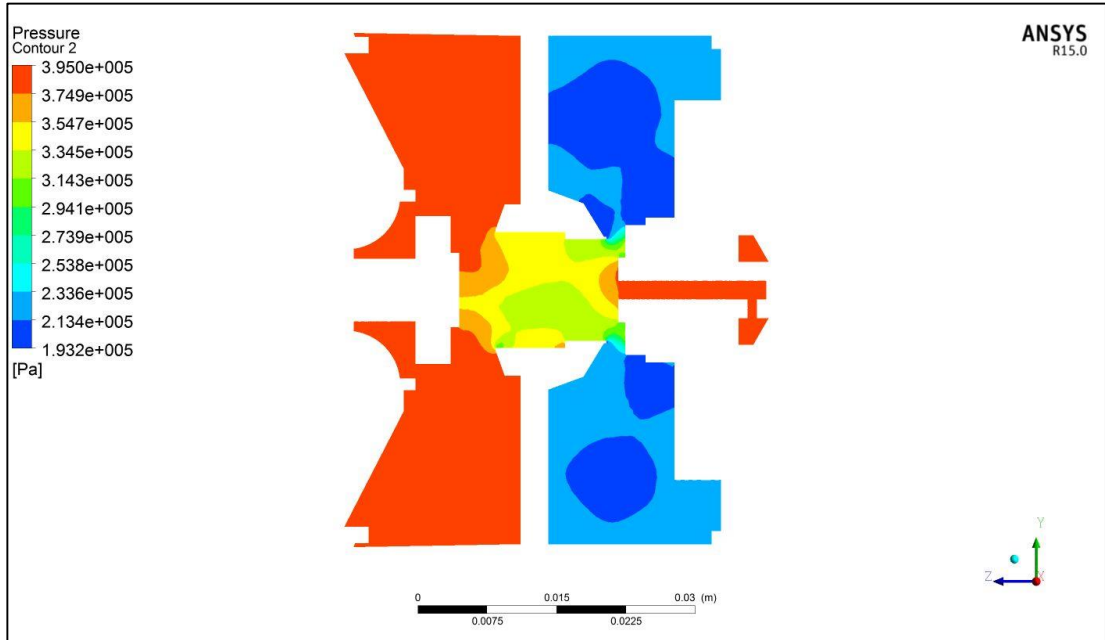
Şekil 7.11. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün XY eksen kesitinden basınç konturu.

Şekil 7.9-14’de de olduğu gibi gerek XY eksen, gerekse de YZ eksen kesitlerinden alınan konturlarda basıncın 1. kademedeki 1-2 bar arasına düştüğü görülmektedir.

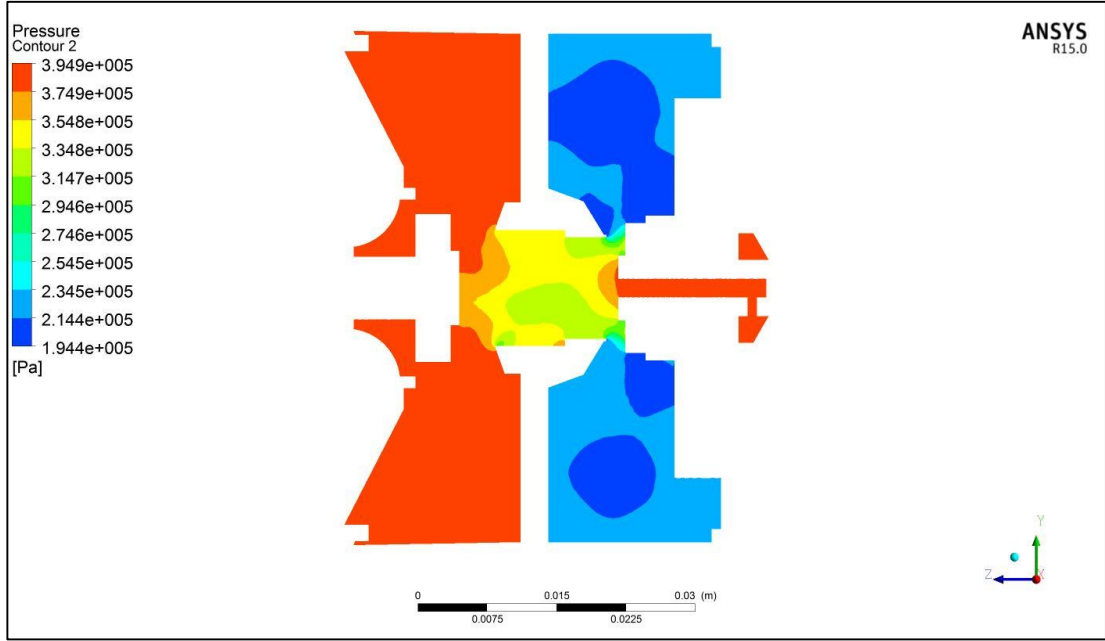
Çıkış basıncı ise istenilen değeri vermektedir.



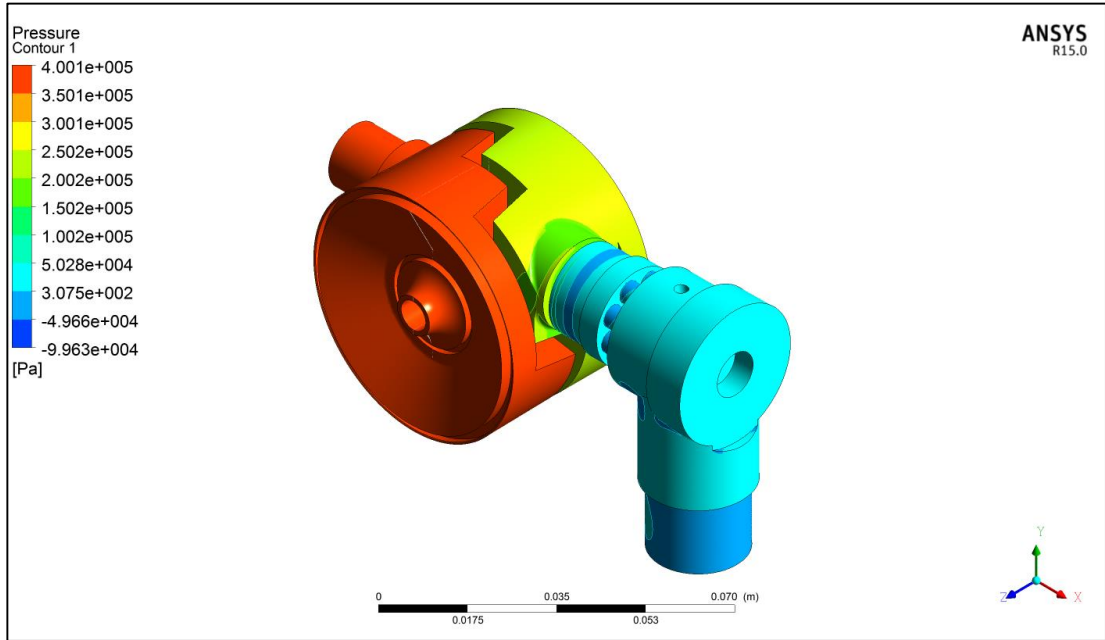
Şekil 7.12. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücünün YZ eksen kesitinden basınç konturu.



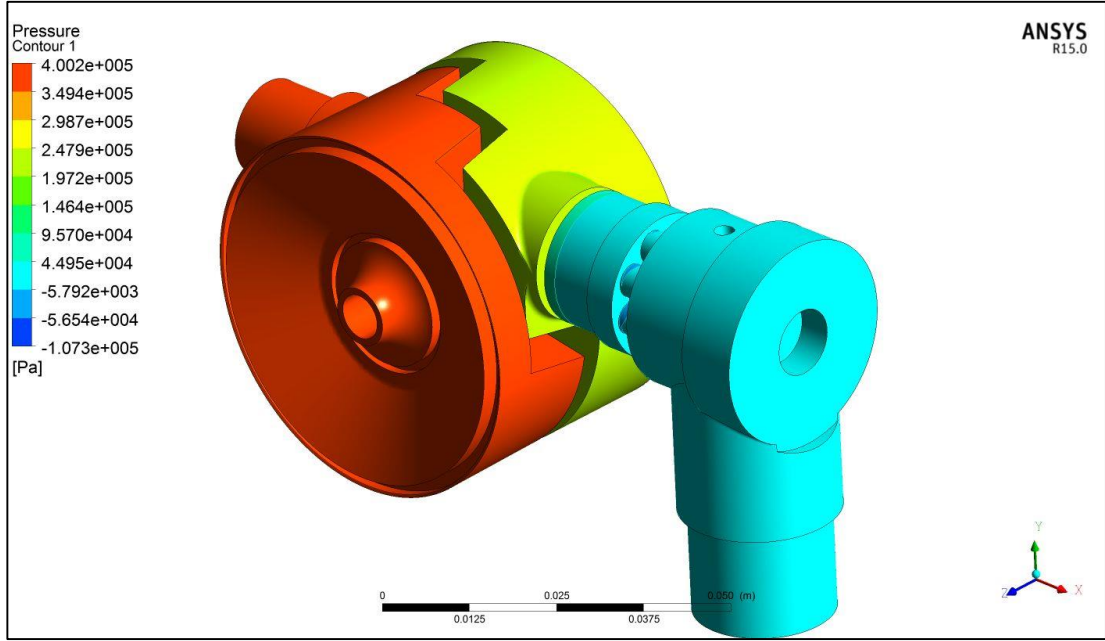
Şekil 7.13. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün YZ eksen kesitinden basınç konturu.



Şekil 7.14. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün YZ eksen kesitinden basınç konturu.

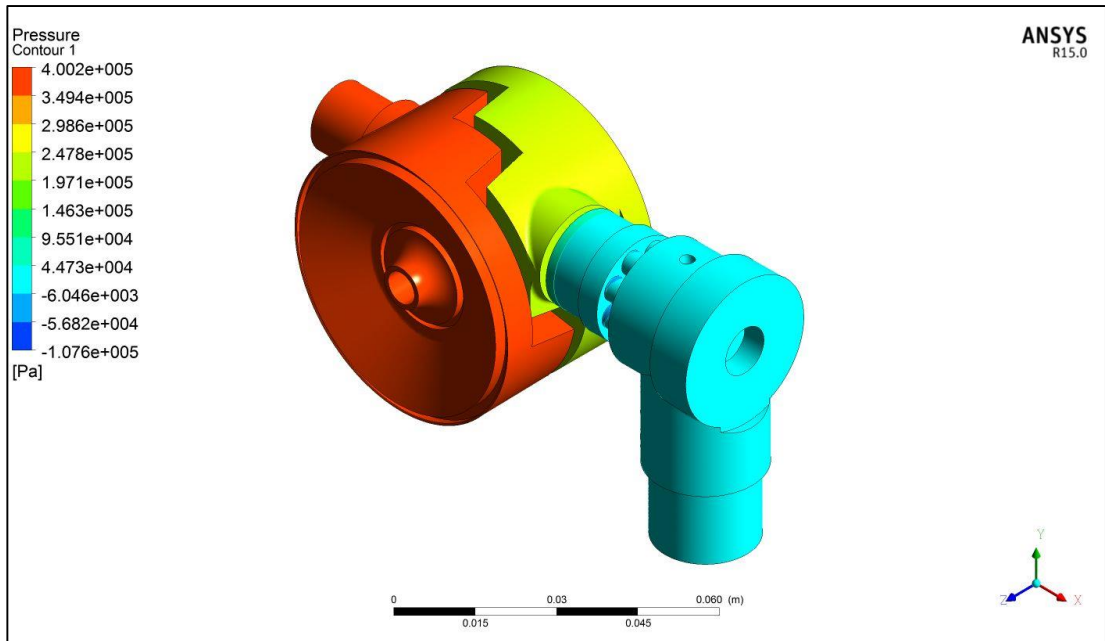


Şekil 7.15. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücünün yüzey basınç grafiği.

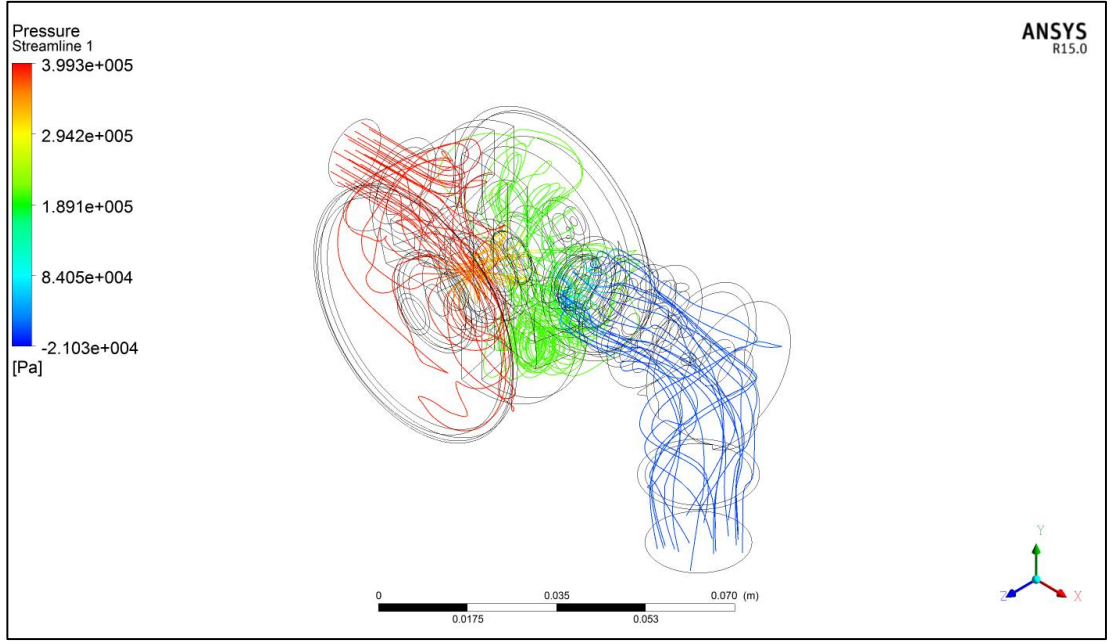


Şekil 7.16. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün yüzey basınç grafiği.

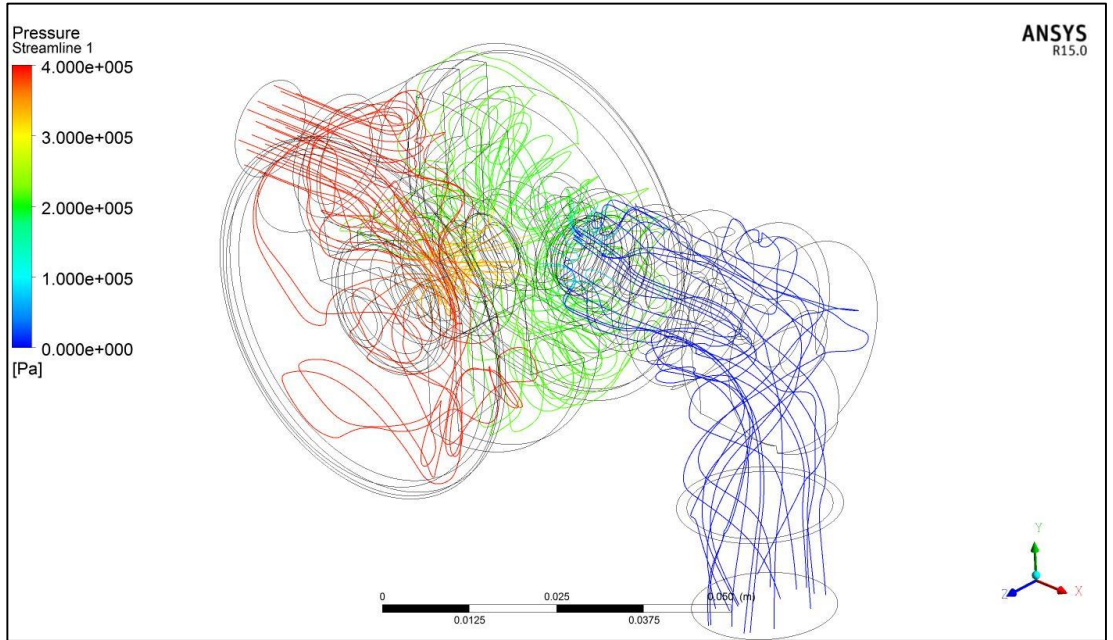
Şekil 7.15-17’de ise yüzeylerdeki basınç değerlerine ulaşılabilmektedir. Bu değerlerin homojenliği analiz sonuçlarını desteklemektedir. Basınç konturlarından görülebildiği üzere sıcaklık verilerek yapılan analiz sonuçlarının standart koşullardaki analiz sonuçlarından önemli bir farkı olduğu görülmemiştir.



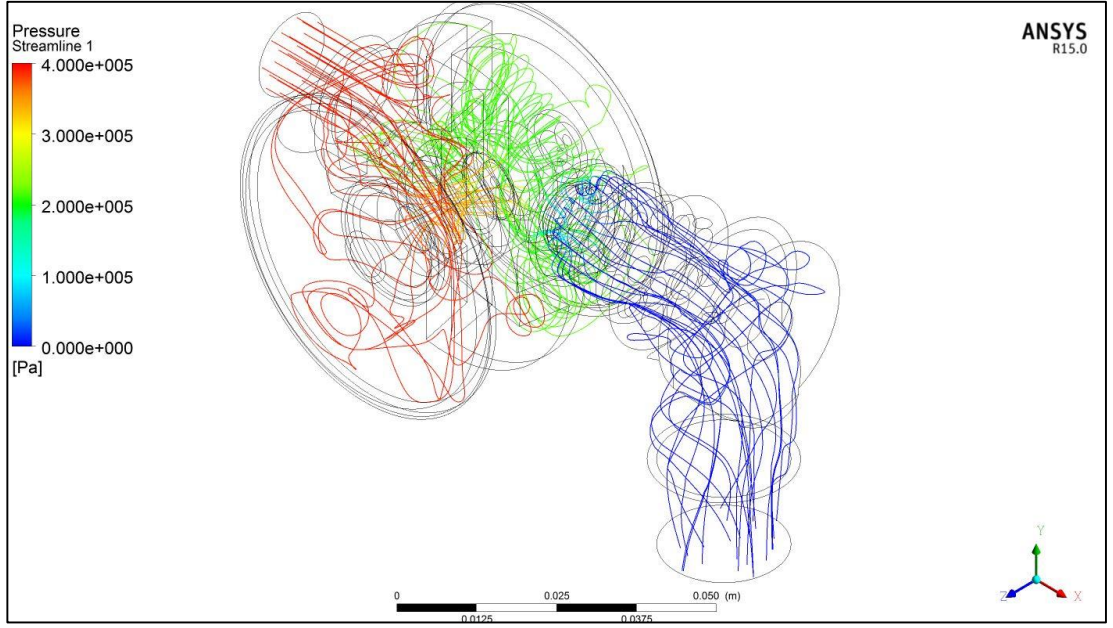
Şekil 7.17. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücünün yüzey basınç grafiği.



Şekil 7.18. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen basınca bağlı akım çizgileri.

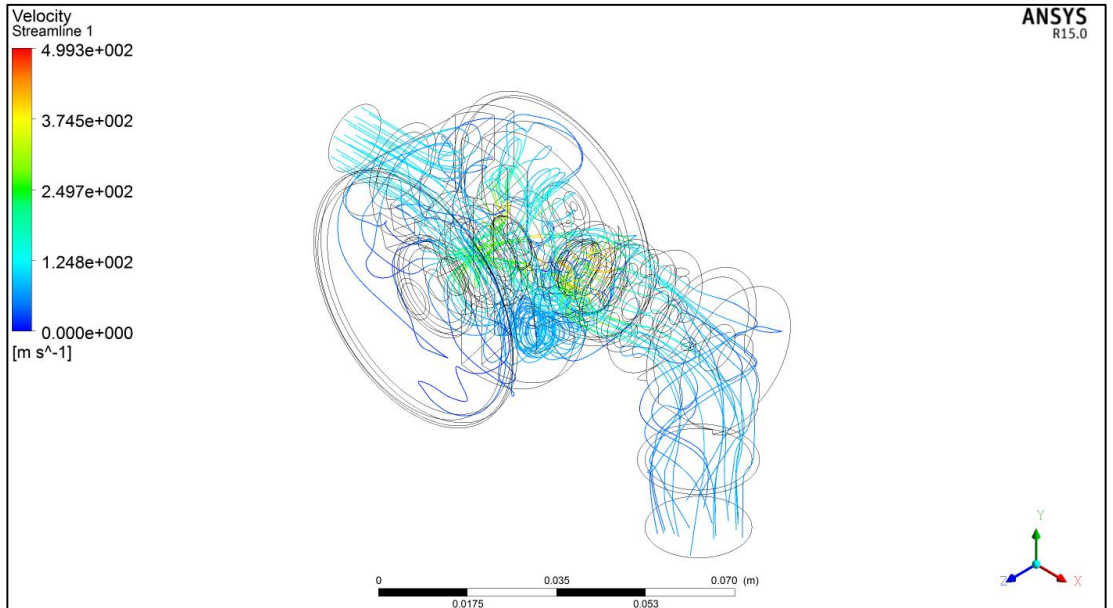


Şekil 7.19. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen basınca bağlı akım çizgileri.

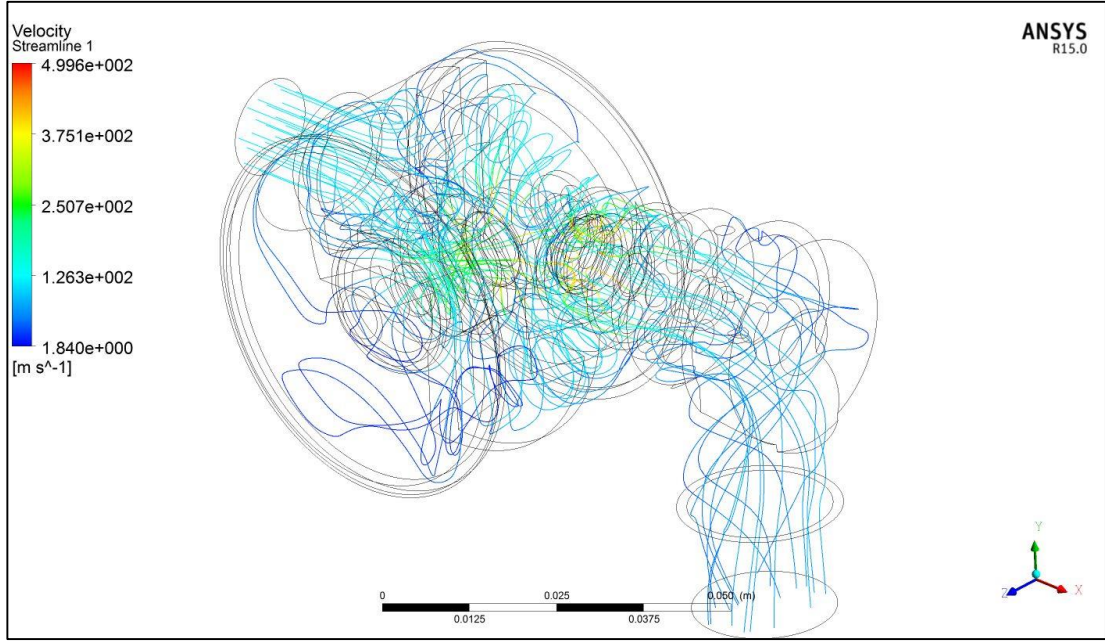


Şekil 7.20. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen basınca bağlı akım çizgileri.

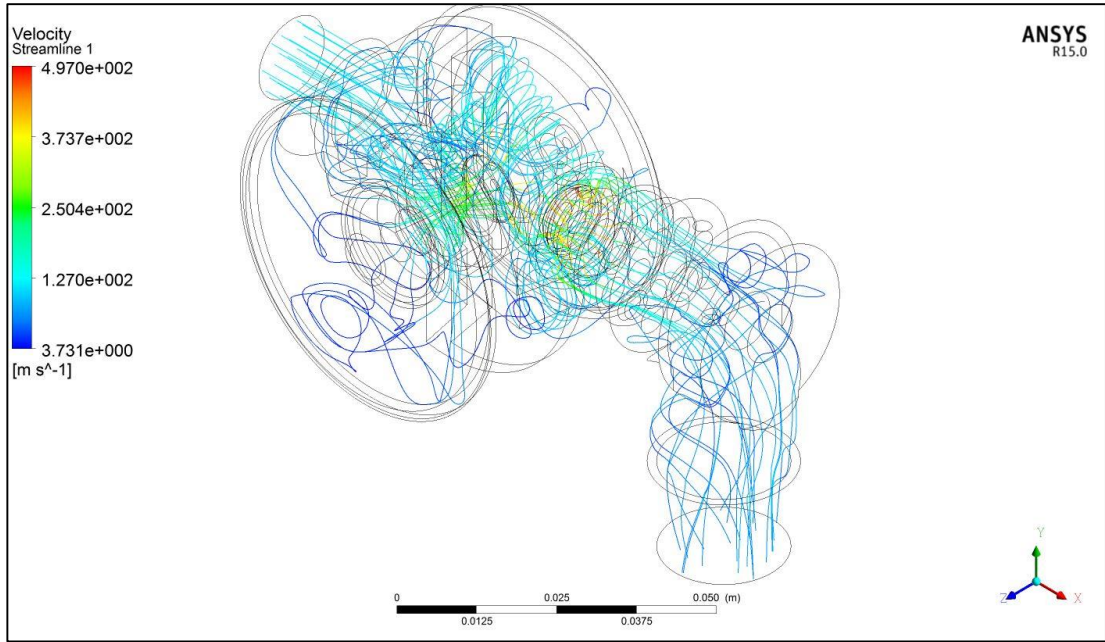
Şekil 7.18-23'deki akım çizgileri üstünde de basınç ve hız değerleri görülebilmektedir. Girişte 4 bar olan basınç kademeli olarak düşmektedir, akış 1. ve 2. kademedan geçerken de akış hızı artmaktadır. Çok küçük kısımlarda ise akışın ses üstü hızlara çıktığı anlaşılmaktadır.



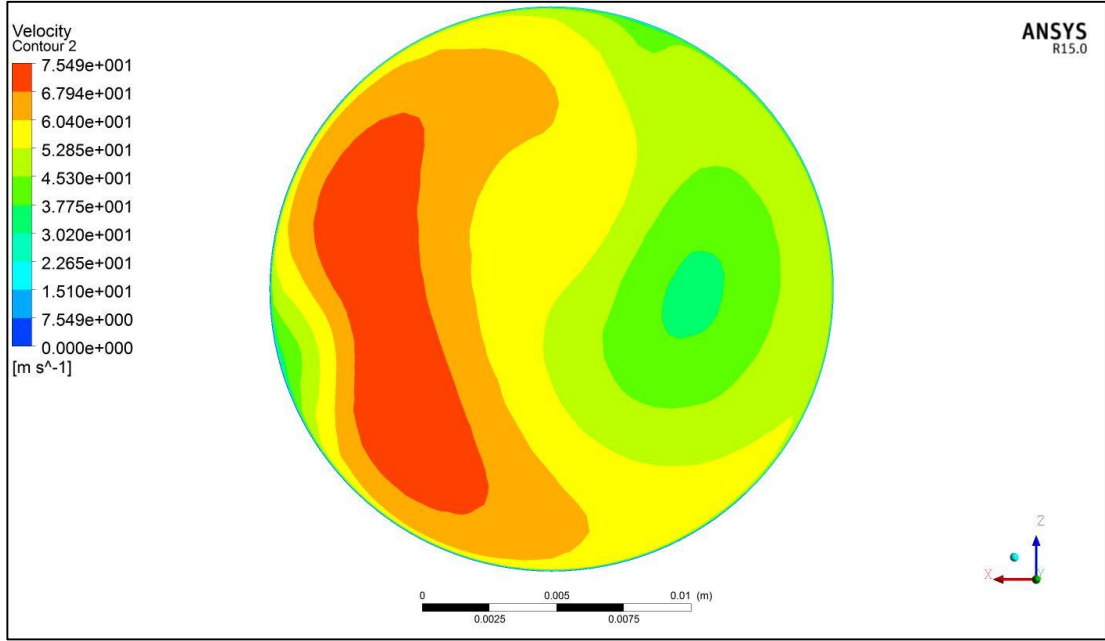
Şekil 7.21. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen hıza bağlı akım çizgileri.



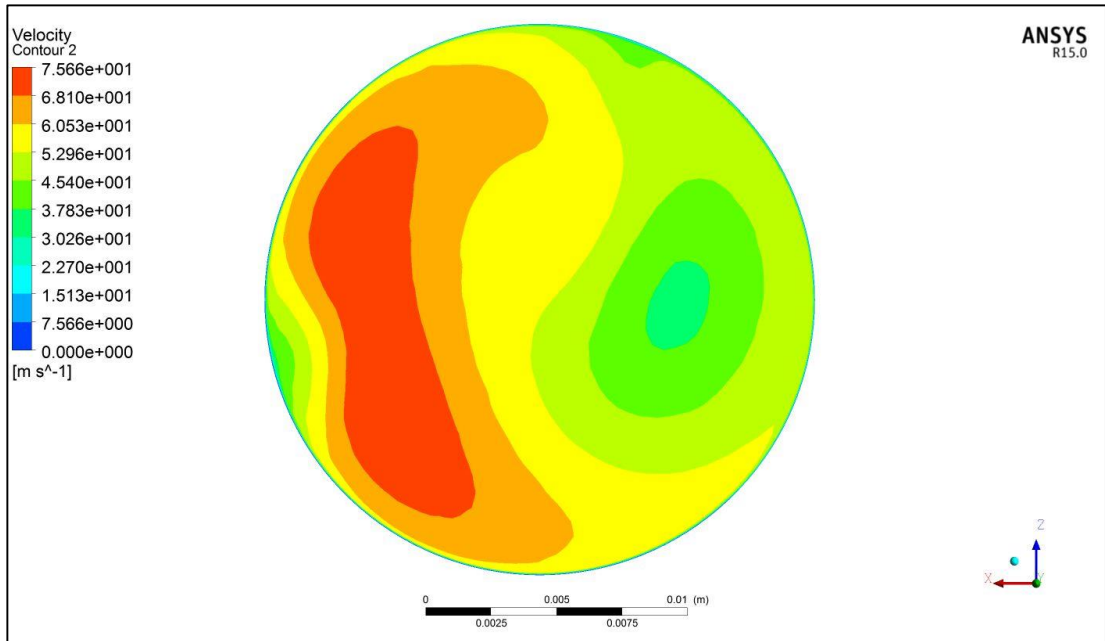
Şekil 7.22. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen hıza bağlı akım çizgileri.



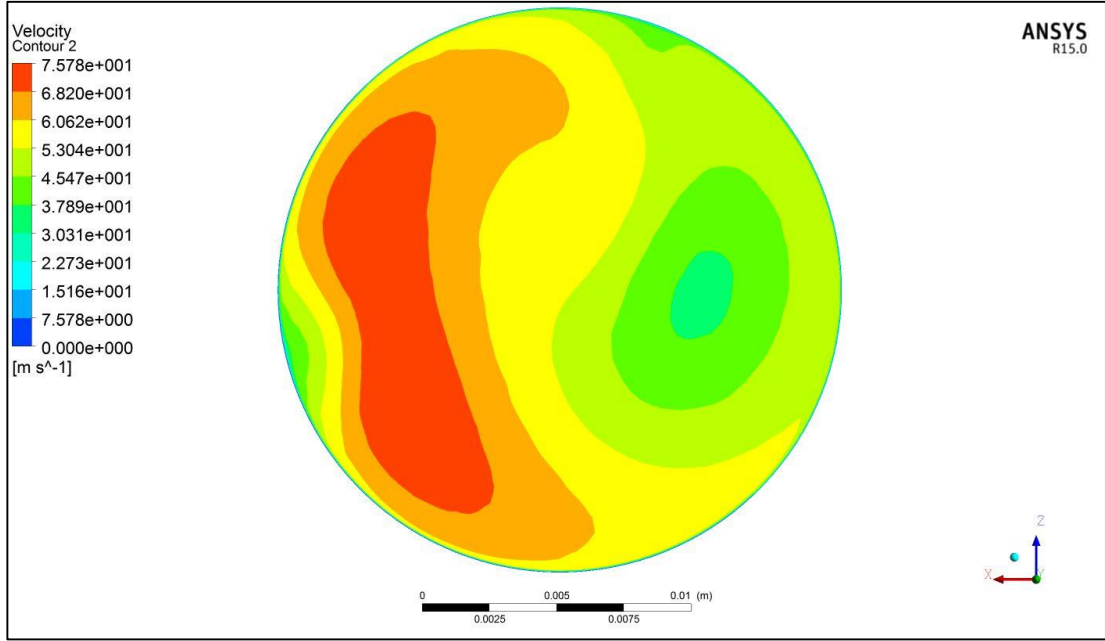
Şekil 7.23. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü içinden geçen hıza bağlı akım çizgileri.



Şekil 7.24. Normal şartlar altında doğalgaz basınç düşürücü çıkış yüzeyi hız konturu.



Şekil 7.25. +60 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü çıkış yüzeyi hız konturu.



Şekil 7.26. -40 °C sıcaklıkta doğalgaz basınç düşürücü çıkış yüzeyi hız konturu.

Çıkış borusundaki türbülanslı akıştan ötürü hız dağılımı Şekil 7.24-26'daki gibi çıkmaktadır. Bu hız dağılımı sıcaklıktan etkilenmemiştir.

7.4. TARTIŞMA

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri; deneyler öncesindeki belirsizliği kaldırmak, gerçek şartları simüle ederek deney sayısını azaltmak amacıyla yapılan teorik çalışmalardır. Teorik çalışmalar oldukları için de bu analizlerin hatalı sonuçlar verdikleri durumlar da bulunmaktadır. Bu hatalı sonuçların sebepleri; sayısal hatalar, kodlama hataları ve kullanıcı hatalarıdır. Sayısal hatalara; yuvarlama hataları, tekrarlamalı yakınsama hataları ve ayırıklaştırma (discretisation) hataları örnek verilebilir. Kodlama hataları; denenmemiş HAD kodlarında doğal olan, yazılımdaki yanlışlıklardır. Kullanıcı hataları da; yazılımın yanlış kullanımı sonucu oluşan insani hataları işaret etmektedir. Ayrıca gerek çözücü metodlarının ve türbülans modellerinin doğru seçilmemesi, gerekse de çözüm zamanı kısıtı ve çözümağının düzgün oluşturulmaması gibi kullanıcı hataları da hatalı sonuçlara sebep olmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada çözümağı çalışması sonucu; doğruluğun çözüm süresine oranı iyi olan çözümağı sayısı kullanılmış ve de çözücüde çift kesinlik (double precision) kullanılmıştır.

Girişe ve çıkışa 1 m. boru eklenmiş geometrilerde alınan sonuçlar istenilenden çok az çıkmıştır. Girişe ve çıkışa 1 m. boru eklenmiş geometriler kullanılan analizlerde basınç düşümü olması gerekenden aşırı fazla olmaktadır. Sabit gaz yoğunluğu haricindeki ideal gaz ve gerçek gaz yoğunlukları seçilerek yapılan analizlerde, gerçekten çok uzak basınç ve hız değerleri elde edilmiştir.

Düşük açıklıklardaki analizlerde istenilen değerlere ulaşılamamıştır. Bundaki sebep açıklıkların çok hassas ayarlanamaması olabilir, ya da akış denklemlerinin tekrarlı hesaplanması süresince karmaşık geometriden kaynaklı kalıntıların artarak sonucu etkilemesi veya türbülans denkleminin basınç düşürücünün her iki kademesinde de türbülanslı akışı simüle etmekte zorlanması olabilir. Del Toro'nun Utah Devlet Üniversitesi'nde sunduğu "Kelebek valflerinin performans faktörlerinin HAD analizi" adlı yüksek lisans tezinde kelebek valfinin çok düşük ve çok yüksek açılardaki sonuçlarda sapma tespit etmiştir. Çok düşük valf açıları için akış, kelebek valfi etrafında kısıtlandığından; türbülans modeli, RANS denklemi aracılığıyla gerçek türbülanslı davranışı simüle etmeye çalışmakta sıkıntı çektiği düşünülmektedir. Yaptığı çalışmada çok yüksek valf açıları için de Reynolds sayısı 10^6 sınırını aştığından akış içinde yüksek miktarda türbülans meydana gelmekte, bunun da sonuçları etkilediği düşünülmektedir [39]. Aynı zamanda Song ve diğerlerinin kelebek valfi üstünde yaptığı çalışma [62] ile Chaiworapuek ve diğerlerinin yapmış olduğu çalışmalarda da [63] düşük açılı valf açıklıklarında hatalı sonuçlarla karşılaşmıştır.

Doğru basınç sonuçlarına ulaşılan analizlerde debinin 60-70 m³/saat aralığında olduğu görülmektedir. Bunun nedeni 25 m³/saat kapasiteli doğalgaz basınç düşürücü gövdesinin 10-60 m³/saat debi aralıklarındaki kapasiteler için de kullanılmasıdır. Gövde tasarlanırken 60 m³/saat kapasiteye dahi sahip olabilecek şekilde tasarlanmıştır ve bundan düşük kapasitede üretilen basınç düşürücüler için yay önyüklemeleri farklı ayarlanmaktadır. 1. ve 2. kademedeki düşük açıklıklarda da HAD programı sonuçları doğru tahmin etmekte zorlansa da tam açıklığa yakın aralıklarda doğru sonuçlara erişilmiştir. Fakat 60 m³/saat kapasiteli basınç düşürücü tam performans çalışırken kademe açıklıklarından geçen havanın hızının süpersonik olduğu görülmektedir. Bu da boğuk (choked) akışa sebep olabileceği gibi gürültü ve

titreşim gibi diğer olumsuz şartları da oluşturabilmektedir. Dolayısıyla da gövdedeki parçaların ömrünün azalmasına yol açabilir. Bu durumda 1. ve 2. kademe tam açıklıklarının bir miktar artırılmasıyla bu sorunun aşılıp başka sorunların oluşup oluşmayacağını ya da ürünün performansına negatif etkisinin incelenmesiyle ürün geliştirme sürecine katkı sağlanabilir.

BÖLÜM 8

SONUÇ VE ÖNERİLER

7131013 nolu “PN5 Anma Basınçlı, Performans Değerleri ve Güvenlik Opsiyonları İyileştirilmiş Çift Kademeli, Gaz Basınç Regülatörü Tasarımı, Analizi ve Uygun Test Düzenine Geliştirilmesi” isimli Tübitak TEYDEB Projesi kapsamında hazırlanan bu tez çalışmasında, bir doğalgaz basınç düşürücüsündeki temel akış parametreleri olan hız ve basınç değişimleri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile sayısal olarak incelenmiştir. Ele alınan basınç regülatörü, mevcut piyasadaki regülatörlerden temel bazı üstünlükleri olacak şekilde ortaya çıkan, üzerinde yapılan çalışmaların kapsamı ise; bu alanda üretim faaliyetlerini devam ettiren bir sanayii kuruluşu ile ortaklaşa gerçekleştirildiği faaliyetleri kapsamaktadır. İncelenen model regülatör üzerinde sonlu hacimler tekniğine dayalı çözümlene yapan Ansys Fluent 15.0 yazılımında sayısal olarak değişik koşullar için bir çok çözümlene yapılmış, elde edilen sonuçların uyumluluğu da firma bünyesinde yapılan testler ile değerlendirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda temel olarak aşağıdaki yargılara varılmıştır.

- Çıkış basıncı doğruluğuna ancak valf aralığı arttıkça ulaşabilmektedir.
- Küçük valf aralıkları sonucu oluşan fazla vorteksler için k-ε türbülans modeli yetersiz kalmaktadır. Bunun sonucunda da hatalı sonuçların alınma ihtimali artmaktadır.
- Tam açıklıklarda kararlı zaman kullanılarak yapılan analizlerin deney sonuçlarıyla örtüşüğünü göstermektedir.
- Gövde 60 m³/saat kapasiteli olacak şekilde tasarlandığından analiz sonuçlarında da buna uygun değerler alınmıştır.
- 60 m³/saat kapasiteli basınç düşürücü tam performans çalışırken açıklardan geçen havanın hızı, ses üstü hızlara ulaşmaktadır. Bu da şok dalgalarından ötürü parça ömrünün azalmasına ve gürültü ile titreşimin oluşmasına neden olabilir.

- Geometrinin karmaşıklığının artması doğru sonuçlara ulaşmayı daha da zorlaştırmaktadır.
- Çözüm ağı sayısının artması doğruluğu artırırken, çözüm zamanını da fazlasıyla artırmaktadır.
- Sıcaklık farkının basınç düşürücünün çıkış basıncı ve hızı değerlerini etkilemediği görülmüştür, fakat sıcaklık farkının diyaframlara etkisinin basınç düşürücünün performansını nasıl değiştireceği araştırılabilir.
- Değişken zaman kullanılarak analizler gerçekleştirilerek vananın açma ve kapama süresi gibi performans değerleri incelenebilir.
- Dinamik çözüm ağı ya da FSI (akışkan-yapı etkileşimi) kullanılarak kademe açıklıklarının HAD programı tarafından otomatik olarak bulunması sağlanabilir.
- FSI ile basınç düşürücünün gövdesi ve parçalarının üstüne binen yükler hesaplanabilir ve de parçaların ömür testi bilgisayar ortamında gerçekleştirilebilir.
- FSI sayesinde gürültü analizleri de gerçekleştirilebilir. Analizleri yapılan iç akışın gürültü seviyesi bulunabilir, fakat gövde ve diğer ses engelleyici materyaller olmadığından gerçek şartlardaki gürültü seviyesi sadece iç akış çalışılan analizlerde belirlenemez.
- Çözüm gücü daha yüksek bir bilgisayar ile ve daha kompleks türbülans modelleri kullanılarak küçük valf aralıkları için doğru değerlere ulaşmaya çalışılabilir.
- Son olarak yapılan bu tez çalışması Üniversite-Sanayii işbirliğinin gerçekleştiğinin bir göstergesi olabilecektir.

KAYNAKLAR

1. Gürel, S., “Vanalar ile ilgili temel bilgiler”, *TTMD Dergisi* **26. Sayı**, Temel Bilgiler Tasarım ve Uygulama Eki, (3) (2003).
2. Skousen, P., “Valve handbook”, *NY: McGraw Hill*, New York (2007).
3. Rolt, L. T. C., “Thomas Newcomen – The Prehistory of the Steam Engine”, *Dawlish: David & Charles*, London: 86 (1963).
4. Rosen, W., “The Most Powerful Idea in the World: A Story of Steam, Industry and Invention”, *University of Chicago Press*, Chicago: 137 (2012).
5. İnternet: British Society for the History of Science, “Principle of Newcomens Atmospheric Engine”, http://www.bshs.org.uk/travel-guide/wp-content/uploads/principle_of_newcomens_atmospheric_engine.jpg (2015).
6. İnternet: Burns, E. E., “The Story of Great Inventions”, http://www.gutenberg.org/files/37609/37609-h/37609-h.htm#Page_38 (2011).
7. Clark, D. K., “The Steam Engine”, *Blackie & Son*, London (3): 39 (1891).
8. Inglis, W., “On the Corliss expansion valve-gear for stationary engines”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*: 88-97, 177–194 (1868).
9. İnternet: “Corliss Steam Engine”, http://spa.fotolog.com/photo/26/32/112/gabrielmarlo/13814835718646_f.jpg (2015).
10. İnternet: “Corliss Steam Engine”, http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/07/Corliss_cylinder_section_2.png (2015)
11. Lightfoot, D., “Fundamentals of Pressure Regulators”, *American Meter Company* (2009).
12. Samson AG, “Introduction to Self-Operated Regulators, L202 EN”, *Mess-Und Regeltechnik* (07/2000).

13. İnternet: Emerson Process Management, “Introduction to Regulators”, *Technical Reference*, <http://www2.emersonprocess.com/en-US/brands/fisherregulators/TechnicalReference/Pages/TechnicalReference.aspx#itr> (2015).
14. Murtaugh, P. J., “Fundamentals of pressure regulators”, *Dresser Pressure Regulation Group, ASGMT*, Houston, TX, USA (2010).
15. İnternet: GEO, “Eğitim Notları 31, Temel Regülasyon Prensipleri”, [http://www.geotr.com/45- Teknik%20E%C4%9Fitim%20Notlar%C4%B1](http://www.geotr.com/45-Teknik%20E%C4%9Fitim%20Notlar%C4%B1) (2015).
16. Fisher Controls International, LLC., Emerson Process Management, “Two-stage systems give more uniform regulation, better relief protection, & reduced trouble calls”, *Technical Talk* (2004).
17. Flanşlar ve bağlantıları - Boru hattı parçaları - Pn'nin tarifi ve seçimi, EN 1333 (2010).
18. Mane, P., “Computational study of poppet valves on flow fields”, MSc. Thesis, *Youngstown State University*, Youngstown, OH, USA (Dec, 2013).
19. İnternet: University of Texas, “Cavitation Home Page”, http://cavity.ce.utexas.edu/kinnas/images/prop_cav.gif (2015).
20. İnternet: University of Tasmania, Australian Maritime College, “Post Graduate Opportunities in Cavitation Research”, https://www.amc.edu.au/sites/default/files/Capture_00101_0.JPG (2015).
21. Buckland, H. C., Masters, I., Orme J. A. C. and Baker T., “Cavitation inception and simulation in blade element momentum theory for modelling tidal stream turbines”, *Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 227 (4): 479–485 (2013).
22. Unsworth, A., Dowson, D. and Wright, V., “Cracking joints: A bioengineering study of cavitation in the metacarpophalangeal joint”, *Annals of the Rheumatic Diseases* 30 (4): 348–358 (1971).
23. Panizza, M., “Environmental geomorphology”, *New York: Elsevier*, Amsterdam: 112–115 (1996).
24. İnternet: Brahic, C. “Dolphins Swim so Fast It Hurts”. *NewScientist website* (2008).
25. İnternet: Patek, S., “Sheila Patek Clocks the Fastest Animals”, *TED website* (2011).
26. İnternet: Mascot Industrial, “CavFlo Trim”, http://www.mascot-industrial.com/products/severe_service_control_valves/cavflo.php (2015).

27. İnternet: Spirax Sarco, “Steam Engineering Tutorials”, http://www2.spiraxsarco.com/images/resources/steam-engineering-tutorials/6/3/fig_6_3_13.gif
28. Budziszewski, A. and Thorèn, L., “CFD simulation of a safety relief valve for improvement of a one-dimensional valve model in Relap5”, Master’s Thesis, *Chalmers University of Technology*, Sweden, 1-61 (2012).
29. Yüksel, B., “Sürgülü vana kayıp katsayını had yöntemiyle ve deneysel olarak belirlemesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi*, İzmir, 1-94 (2008).
30. Koyunbaba, E., “Computational fluid dynamics application for determining flow characteristics of valves”, Master Thesis, *Dokuz Eylül University*, İzmir, 1-72 (2008).
31. Tunç, G., “Bir CFD programı ile vanalardaki akışın incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Afyon Kocatepe Üniversitesi*, Afyon, 1-82 (2014).
32. Beune, A., “Analyses of high pressure safety valves”, Phd. Thesis, *Technische Universiteit Eindhoven*, Netherlands, 1-125 (2009).
33. Song, X. G., Jung, J. H., Lee, H. S., Kim, D. K., Park, Y. C., “2-D dynamic analysis of a pressure relief valve by CFD”, *Proc. 9th WSEAS Int. Conf. on Applied Computer and Applied Computational Science*, Hangzhou, China (2010).
34. Song, X. G., Wang, L. and Park, Y.C., “Transient analyses of a spring-loaded pressure safety valve using computational fluid dynamics”, *Journal of Pressure Vessel Technology*, 132 (5): 054501-1-5 (October 2010).
35. Shipman, J., Hosangadi, A. and Ahuja, V., “Unsteady analyses of valve systems in rocket engine testing environments”, *AIAA Meeting Papers* (2004).
36. Yakut, K., “Dirsekli ve vanalı boru hatlarında akış kaynaklı titreşimlerin spektral ve gürültü analizi”, Doktora Tezi, *Erciyes Üniversitesi*, Kayseri, 1-111 (1996)
37. Zafer, N., Luecke, G. R., “Stability of gas pressure regulators”, *Applied Mathematical Modelling*, 32 (1): 61-82 (2008).
38. Ryan, H., Coote, D., Ahuja, V. and Hosangadi, A., “Characterization and analyses of valves, feed lines and tanks used in propellant delivery systems at NASA SSC”, *54th JANNAF Propulsion Meeting*, Denver, CO (2007).
39. Del Toro, A., “Computational fluid dynamics analysis of butterfly valve performance factors”, Master’s Thesis, *Utah State University*, Logan, USA, 1-134 (2012).

40. Domagala, M., "CFD analysis of pilot operated relief valve", *Czasopismo Techniczne 3-M* (2008).
41. Morita, R., Inada, F., Mori, M., Tezuka, K. and Tsujimoto, Y., "CFD calculation and experiment of unsteady flow on control valve", *ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference* (2004).
42. Shin, C. H., "A numerical study on the characteristics of transient flow in a pressure regulator resulting from closure of the pressure control valve", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27 (2): 443-449 (2013).
43. Suzuki, K., Nakamura, I. and Thoma, J. U., "Pressure regulator valve by bondgraph", *Simulation Practice and Theory* 7: 603-611 (1999).
44. Afshari, H. H., Zanj, A. and Novinzahed, A. B., "Dynamic analysis of a nonlinear pressure regulator using bondgraph simulation technique", *Simulation Modelling Practice and Theory* 18: 240-252 (2010).
45. Li, C., Jia, W. and Wu, X., "A steady state simulation method for natural gas pressure-relieving systems", *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 19: 1-12 (2014).
46. Gato, L. M. C. and Henriques, J. C. C., "Dynamic behaviour of high-pressure natural-gas flow pipelines", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26: 817-825 (2005).
47. Rami, E. G., Jean-Jacques, B., Bruno, D., François, M., "Modelling of a pressure regulator", *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 84: 234-243 (2007).
48. Internet: Menz, B., "How to Read a Regulator Flow Curve, Part 2.", Swagelok Co., <http://www.chem.info/articles/2012/05/how-read-regulator-flow-curve-part-2> (2012).
49. Internet: Spirax Sarco, "Introduction to Safety Valves", <http://www.spiraxsarco.com/Resources/Pages/Steam-Engineering-Tutorials/safety-valves/introduction-to-safety-valves.aspx> (2015).
50. Richardson, L.F. and Chapman, S., "Weather prediction by numerical process", *Dover Publications* (1965).
51. Harlow, F.H., "A machine calculation method for hydrodynamic problems", *Los Alamos Scientific Laboratory report LAMS* (1956).
52. Hess, J.L. and A.M.O. Smith, "calculation of potential flow about arbitrary bodies", *Progress in Aerospace Sciences*, 8: 1-138 (1967).
53. Murman, E. and Cole, J., "Calculation of plane steady transonic flow", *AIAA 8th Aerospace Sciences Meeting*, AIAA paper 70-188, New York (1970).

54. Jameson A. and Caughey D., “A finite volume method for transonic potential flow calculations”, *Third AIAA Computational Fluid Dynamics Conference*, AIAA: 77-635, Albuquerque, New Mexico (1977).
55. Jameson, A., Schmidt, W. and Turkel, E., “Numerical solution of the euler equations by finite volume methods using runge-kutta time-stepping schemes”, *AIAA 14th Fluid and Plasma Dynamics Conference*, AIAA: 1259, Palo Alto California (1981).
56. Ansys Inc., “Fluent Theory Guide, Release 14.5”, *UCDAVIS*, Davis, CA, USA (2012).
57. Eyi, S., “AE541 Advanced Computational Fluid Dynamics Course Notes”, *METU Aerospace Engineering* (2013).
58. Chorin, A., Marsden, J. E., “A Mathematical Introduction to Fluid Dynamics”, *Springer 3rd Print* (2000).
59. Batchelor, G. K., “An Introduction to Fluid Dynamics”, *Cambridge University Press* (2000).
60. Munson, B. R. “Fundamentals of Fluid Mechanics”, *7th Jefferson City: John Wiley and Sons, Inc.* (2013).
61. Mulcar, H., “Ejektör soğutma sistemlerinde farklı soğutucu akışkan kullanımlarının sayısal incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği, *Karabük Üniversitesi*, 41-55 (2014).
62. Song, X., Wang, L., and Park, Y., “Fluid and structural analysis of large butterfly valve”, *AIP Conference Proceedings*, 1052: 311-314 (2008).
63. Chaiworapuek, W., Champagne, J., El Haj em, M., and Kittichaikan, C., “An investigation of the water flow past the butterfly valve”, *AIP Conference Proceedings*, 1225: 249-262 (2010).

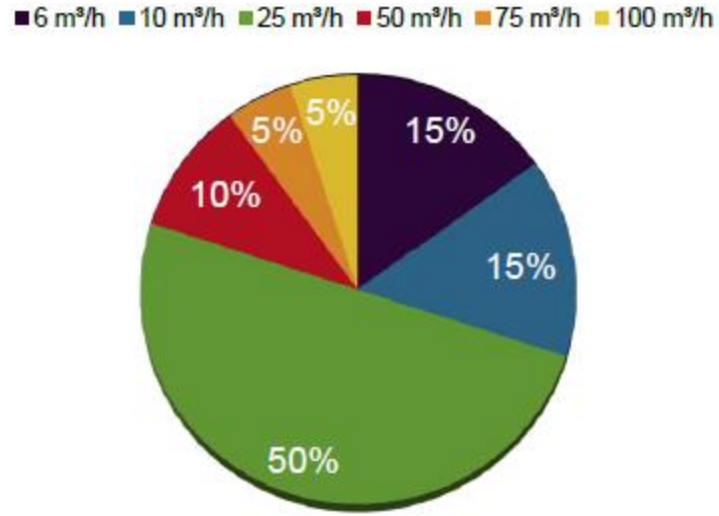
EK AÇIKLAMALAR A.

PİYASANIN MEVCUT DURUMU-1

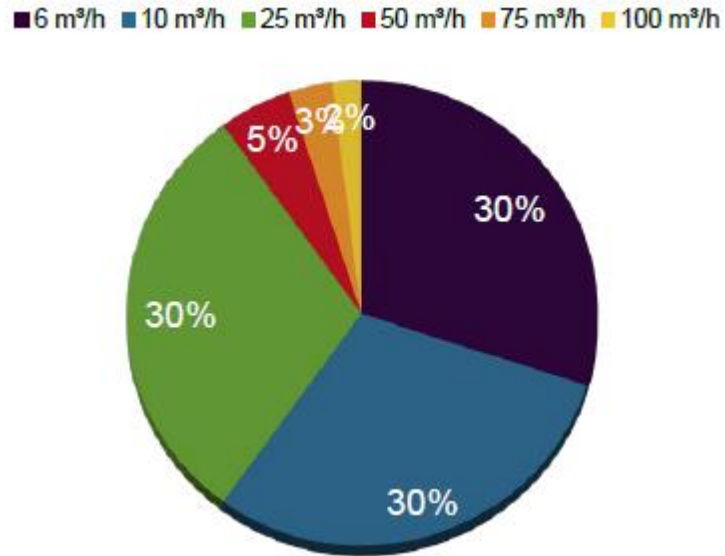
Adetsel bazda toplam yurtiçi yıllık 150.000 adet, tüm dünyada yıllık 6.000.000 adetlik bir pazar.

Kapasite Bakımından Pazar Yüzdeleri

Yurtiçi Pazar Payı Dağılımı:



Yurtdışı Pazar Payı Dağılımı:



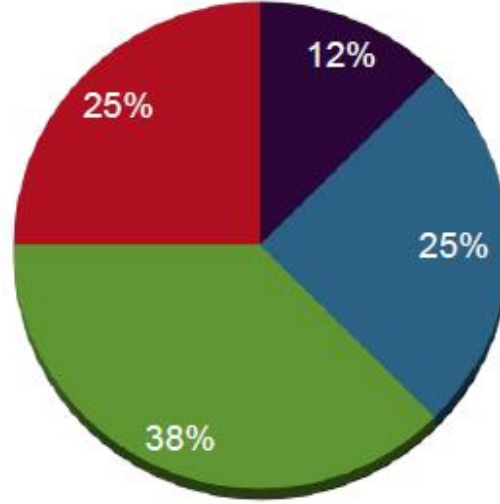
EK AÇIKLAMALAR B.

PİYASANIN MEVCUT DURUMU-2

Marka Bakımından Pazar Yüzdeleri

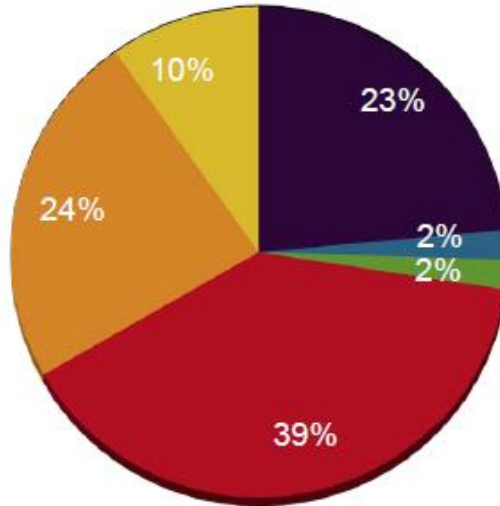
Yurtiçi Muhtemel Pazar Payları:

■ Mesura Kale Kalıp ■ Akfel ■ Gazkon ■ Fiogaz Pietro



Yurtdışı Muhtemel Pazar Payları:

■ Mesura Fr ■ Akfel ■ Gazkon ■ Fiogaz Pietro ■ Emerson Grup ■ Samgas



EK AÇIKLAMALAR C.

PERFORMANS KARŞILAŞTIRMA TABLOSU

Karşılaştırma Parametresi	Piyasadaki Mevcut Durum	Hedeflenen Performans Değerleri
Çıkış Basıncı Toleransı	±%10	<±%5
Histeresiz	% 10	<% 8
UPSO Toleransı	Aynı	Maks. Kapasitenin % 101-% 150
OPSO Toleransı	±%20	±%10
Tahliye Toleransı	±%20	±%10
Kapama Toleransı	%30	%20
Çalışma Basıncı Aralığı	0,5-4 bar	0,5-5 bar
Tasarım Dayanımı Basınç Aralığı	24 bar	28 bar
Montaj Süresi	1,9 dk	1,2 dk
Çalışma Ömrü	50 000	1 000 000 (15 yıl)
Gürültü	Aynı	Aynı
İç Sızdırmazlık	<40 cm ³	<10 cm ³
Dış Sızdırmazlık	<40 cm ³	<10 cm ³
Çevre Sıcaklığı Dayanımı	-10 ile 50 °C arası	-40 ile 60 °C arası
Maksimum Debi	10 m ³	25 m ³
Çıkış Basınç Aralığı	21-300 mbar	21-300 mbar
Tepki Süresi	< 2 sn	< 1 sn

EK AÇIKLAMALAR D.

ANALİZ VERİLERİ

	7	6	5	4	3	2	1	Analiz
	1.0	2.0	0.5	0.5	1.0	0.5	0.5	1. kademe (mm)
	1.0	3.0	2.0	1.5	1.0	0.5	0.125	2. kademe (mm)
	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Gaz Yoğunluğu
	Pressure based	Pressure based	Pressure based	Pressure based	Pressure based	Pressure based	Pressure based	Tip
	borulu	borulu	borulu	borulu	borulu	borulu	borulu	3D Model
	inviscid	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Türbülans Modeli
	15.046.72	46.040.307	39.294.465	30.531.866	23.587.759	17.757.460	15.594.989	Çözüm ağı sayısı
	-	-	0.45-0.55 bar	0.52-0.7 bar	1.92-2.17 bar	1.81-2.05 bar	3.7-3.9 bar	P 1.kademe
	179.87 Pa	607.6 Pa	90.81 Pa	56.84 Pa	98.39 Pa	53.35 Pa	12.67 Pa	Pout
	14.86 m/s	27.8 m/s	10.29 m/s	9.46 m/s	12.43 m/s	9.08 m/s	3.71 m/s	Vout
	-	15.11	7.40	4.08	6.79	8.91	6.82	y+
	0.879	0.910	0.888	0.883	0.894	0.913	0.915	Mesh Ortoğonal Quality
	-	0.77	0.59	0.38	0.43	0.35	0.18	Turbulent Intensity (%)
	-	10114	13715 1/s	7691 1/s	7371 1/s	4863 1/s	2875 1/s	Vorticity
	-	-	-	-	-	-	-	Formulation
	-	-	-	-	-	-	-	Flux Type
	Simple	Simple	Simple	Simple	Simple	Simple	Simple	Scheme
	Least Square Cell	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Gradient
	standart	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	Pressure
	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	Momentum
	-	-	-	-	-	-	-	Flow
	-	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	Turbulent Kinetic Energy
	-	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	Turbulent Dissipation Rate
	-	-	-	-	-	-	-	Transient Formulation
	-	-	-	-	-	-	-	Sicaklık

15	14	13	12	11	10	9	8
2.0	1.0	0.05	0.1	0.5	0.25	0.25	0.25
3.0	1.0	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Sabit	Sabit	Gerçek Gaz	Gerçek Gaz	Gerçek Gaz	Sabit	İdeal Gaz	Gerçek Gaz
Pressure based	Pressure based	Density based	Density based	Density based	Density based	Density based	Density based
borusuz	borulu	borusuz	borusuz	borusuz	borusuz	borusuz	borusuz
Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.	Std. K-E Std. Wall Fnc.
5.112.214	21.536.654	4.373.115	3.954.126	3.500.446	3.537.660	3.537.660	3.537.660
-	-	-	-	-	-	-	-
1944 Pa	149 Pa	6930 Pa	7791 Pa	9022 Pa	2872 Pa	7792 Pa	7783 Pa
55 m/s	15 m/s	104 m/s	110.4 m/s	113.3 m/s	67.5 m/s	110.8 m/s	110.5 m/s
10.53	6.34	10.29	10.73	11.55	8.85	11.06	11.07
0.865	0.876	0.861	0.861	0.861	0.861	0.861	0.861
2397	-	212	219	223	122	223	222
46762	14124	24639	23758	23419	29185	16868	23551
-	-	Implicit	Implicit	Implicit	Implicit	Implicit	Implicit
-	-	ROE-FDS	ROE-FDS	ROE-FDS	ROE-FDS	ROE-FDS	ROE-FDS
Simple	Simple	-	-	-	-	-	-
Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based	Least Square Cell Based
2nd order	2nd order	-	-	-	-	-	-
2nd order	2nd order	-	-	-	-	-	-
-	-	2nd order	2nd order	2nd order	3rd order	2nd order	2nd order
1st order	1st order	1st order	1st order	1st order	3rd order	1st order	1st order
1st order	1st order	1st order	1st order	1st order	3rd order	1st order	1st order
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-

16	2.0	3.0	Gerçek Gaz	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.112.214	-	7199 Pa	106 m/s	21.61	0.865	271	432271	Implicit	ROE-FDS	-	Least Square Cell Based	-	-	3rd order	3rd order	3rd order	3rd order	-	-	
17	2.0	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.112.214	-	2049 Pa	56 m/s	10.78	0.865	2610	45749	-	-	-	Least Square Cell Based	2nd order	2nd order	-	2nd order	2nd order	2nd order	2nd order	-	-
18	0.5	0.5	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.454.402	-	244 Pa	20 m/s	5.97	0.865	86	30389	-	-	-	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	1st order	1st order	-	-
19	0.5	1.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.415.995	-	370 Pa	23.9 m/s	6.71	0.865	102	32941	-	-	-	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	1st order	1st order	-	-
20	1.0	0.5	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.471.101	-	374 Pa	24.4 m/s	6.48	0.865	-	-	-	-	-	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	1st order	1st order	-	-
21	1.0	1.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.432.975	-	745 Pa	34.5 m/s	8.03	0.865	133	38585	-	-	-	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	1st order	1st order	-	-
22	1.0	2.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.155.401	-	1082 Pa	41.5 m/s	9.06	0.865	152	41891	-	-	-	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	1st order	1st order	-	-
23	0.5	2.5	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.083.332	-	438 Pa	26.4 m/s	6.88	0.865	105	32301	-	-	-	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	1st order	1st order	-	-

24	1.5	2.5	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.111.215	-	1623 Pa	50.8 m/s	9.94	0.865	175	44727	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	-
25	1.0	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.103.715	-	1074 Pa	41.4 m/s	9.01	0.865	151	41102	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	-
26	2.0	2.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.178.111	-	2035 Pa	57 m/s	10.74	0.865	190	48558	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	2nd order	-	1st order	1st order	-	-
27	1.5	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.111.314	-	1648 Pa	51 m/s	10.03	0.865	176	45039	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	2nd order	-	1st order	1st order	-	-
28	1.5	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.111.314	-	1616 Pa	50.7 m/s	9.44	0.865	188	40048	-	-	Simple	Least Square Cell Based	Presto order	3rd order	-	3rd order	3rd order	-	-
29	1.5	3.0	Gerçek Gaz	Density based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.111.314	-	7517 Pa	108 m/s	-	0.865	-	-	-	-	Implicit	Least Square Cell Based	-	-	3rd order	3rd order	3rd order	-	-
30	0.5	2.5	Gerçek Gaz	Density based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.083.332	-	7092 Pa	106 m/s	9.10	0.865	243	35878	Implicit	ROE-FDS	-	Least Square Cell Based	-	-	3rd order	3rd order	3rd order	-	-
31	2.0	3.0	Sabit	Pressure based	borulu	Std. K-E Std. Wall Fnc.	21.017.830	-	607 Pa	27.8 m/s	15.12	0.910	0.770	10114	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	2nd order	-	2nd order	2nd order	-	-

32	2.0	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.593.822	-	2046 Pa	57 m/s	10.84	0.865	189	47064	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	2nd order	-	1st order	1st order	1st order	-
33	2.0	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Transition SST	5.593.822	-	1949 Pa	55 m/s	12.27	0.865	156	73817	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	2nd order	-	1st order	1st order	1st order	-
34	2.0	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.593.822	-	2014 Pa	56.5 m/s	10.72	0.866	188	46370	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	+60 derece
35	2.0	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Realizable K-E Std. Wall Fnc.	5.593.822	-	2317 Pa	59.8 m/s	11.44	0.866	172	51879	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	+60 derece
36	2.0	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.593.822	-	2023 Pa	56.7 m/s	10.74	0.866	188	46451	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	-40 derece
37	2.0	3.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Realizable K-E Std. Wall Fnc.	5.593.822	-	2318 Pa	59.8 m/s	11.44	0.866	172	51870	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	-40 derece
38	2.0	1.0	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.454.407	-	1106 Pa	42 m/s	8.66	0.865	149	41150	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	-
39	2.0	1.5	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.585.029	-	1678 Pa	51.6 m/s	10.16	0.865	180	47581	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	-

40	2.0	0.5	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.486.237	-	439 Pa	26,45 m/s	6,33	0,865	98	31260	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	-
41	2.0	2.5	Sabit	Pressure based	borusuz	Std. K-E Std. Wall Fnc.	5.486.237	-	1955 Pa	55,7 m/s	10,58	0,865	189	47060	-	-	Simple	Least Square Cell Based	2nd order	3rd order	-	1st order	1st order	-	-

ÖZGEÇMİŞ

Mutlu TEKİR 1990 yılında İstanbul Kadıköy'de doğdu; Zonguldak'ın Kdz. Ereğli ilçesinde büyüyen Mutlu TEKİR, ilk ve orta öğrenimini Kdz. Ereğli'de tamamladı. TED Kdz. Ereğli Koleji Lisesi'ne lise sınavında ilçe derecesiyle tam eğitim burslusu olarak girdi. 2007 senesinde mezun olduktan sonra aynı sene TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü tam burslu olarak kazandı. 2012 senesinde mezun olduktan hemen sonra ODTÜ Havacılık ve Uzay Mühendisliği Fakültesi'nde yüksek lisansa başladı. Bu okulda 1 yıl yüksek lisansa devam ettikten sonra ÖYP ile Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği'ne Araştırma Görevlisi olarak atanarak göreve başladı. Halen; 2013 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başlamış olduğu yüksek lisans programını sürdürmektedir. Evli olan Mutlu TEKİR, aynı zamanda Türk Eğitim Derneği üyesidir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, aero-akustik ilgi alanlarındandır.

Adres Bilgileri

Adres: Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Oda No:M130
100. Yıl/KARABÜK

Tel: (370) 433 2021 - 1423

Faks: (370) 433 3290

E-posta: mutlutekir@karabuk.edu.tr