KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HİDROLİK SİSTEMLERDE KULLANILAN EKİPMANLARIN TEORİK VE DENEYSEL BASINÇ DÜŞÜMLERİNİN İNCELENMESİ

YAVUZ SELİM KORKMAZ

KOCAELİ 2020

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HİDROLİK SİSTEMLERDE KULLANILAN EKİPMANLARIN TEORİK VE DENEYSEL BASINÇ DÜŞÜMLERİNİN İNCELENMESİ

YAVUZ SELİM KORKMAZ

Prof.Dr. Kadri Süleyman YİĞİT
Danışman, Kocaeli Üniv. .....

Doç.Dr. Ali KİBAR
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv. .....

Dr.Öğr.Üyesi. Alaattin Metin KAYA
Jüri Üyesi, Uludağ Üniv. .....

Tezin Savunulduğu Tarih: 07.10.2020

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Hidrolik sistemler günümüzde ağır sanayi, savunma sanayi, otomotiv sektörü, inşaat sektörü gibi hemen hemen tüm alanlarda kullanılmaktadır. Hidrolik sistemlerde akışkan basıncının, debisinin ve iletim yönünün kontrol edilebilir olması, küçük hacimlerde büyük kuvvetler elde edilmesi hidrolik sistemlerin tüm alanlarda kullanılmasını sağlamıştır. Son yıllarda enerji maliyetlerinin artması daha verimli makinelerin üretilmesine neden olmuştur. Hidrolik sistemlerde de daha verimli ekipmanların kullanılması için çalışmalar yapılmaktadır. Hidrolik sistemlerin daha verimli olması, hem enerji hem de ekipman maliyetlerini azaltacak ayrıca bakım, arıza gibi durumlarda oluşacak atıkları minimize edeceği için çevrenin korunmasına da büyük katkı sağlayacaktır.

Tez çalışmam için bana fırsat veren ve destek olan danışman hocam Sayın Prof. Dr. Kadri Süleyman YİĞİT'e, tez çalışmalarım boyunca desteklerini esirgemeyen Sayın Doç. Dr. Ali KİBAR'a, tez çalışmalarım boyunca ihtiyaç duyduğum deney düzeneği ve ekipman konusunda destek veren Altan Hidrolik Mühendislik Sanayi ve Ticaret A.Ş. Yönetim Kurulu Başkanı Sayın Tevfik ALTAN'a ve işyerindeki arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Ayrıca eğitim hayatım ve tez çalışmalarım boyunca beni destekleyen eşim Leyla KORKMAZ'a, aileme ve dostlarıma minnetlerimi sunarım.

Ekim - 2020 Yavuz Selim KORKMAZ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
TABLOLAR DİZİNİ vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ viii
ÖZET x
ABSTRACT xi
GİRİŞ 1
1. GENEL BİLGİLER 4
1.1. Hidrolik Sistemlerde Verimlilik 4
1.2. Hidrolik Pompalarda Verimlilik 6
1.3. Hidrolik Yön Kontrol Valflerinde Verimlilik 6
1.4. Hidrolik Filtrelerde Verimlilik 8
2. HİDROLİK DEVRE ELEMANLARI 9
2.1. Hidrolik Akışkanlar 10
2.2. Hidrolik Pompalar 11
2.2.1. Negatif deplasmanlı pompalar 12
2.2.2. Pozitif deplasmanlı pompalar 12
2.3. Hidrolik Valfler 13
2.3.1. Yön kontrol valfleri 13
2.3.2. Akış kontrol valfleri 15
2.3.3. Basınç kontrol valfleri 16
2.4. Hidrolik Filtreler 17
2.5. Hidrolik Bağlantı Elemanları 18
3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI 20
4. TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMA BİLGİLERİ 30
4.1. Teorik Bilgiler 30
4.1.1. Hidrolik komponentlerde kullanılan tipik dönüşler 30
4.2. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Deney Düzeneği 32
4.3. Sayısal Çalışmalarda Kullanılan Denklemler 33
4.4. Deneysel Çalışmalarda Hata Analizi ve Belirsizlik 34
4.4.1. Debi ölçümünde oluşacak toplam hata 34
4.4.2. Sıcaklık ölçümünde oluşacak toplam hata 35
4.4.3. Basınç ölçümünde oluşacak toplam hata 35
5. BANJO DÖNER DİRSEK 37
5.1. Deneysel Çalışmalar 38
5.2. Sayısal Çalışmalar 39
5.2.1. Geometrik model ve sınır koşulları 39
5.2.2. Çözüm ağı ve çözüm ağında bağımsızlık çalışması 40
5.3. Banjo Döner Dirsek İçin Bulgular ve Tartışma 42
6. HİDROLİK YÖN KONTROL VALFİ 49
6.1. Deneysel Çalışmalar 49
6.2. Sayısal Çalışmalar 52
6.2.1. Geometrik model ve sınır koşulları 52

6.2.2. Çözüm ağı ve çözüm ağından bağımsızlık çalışması 54
6.3. Hidrolik Yön Kontrol Valfi İçin Bulgular Ve Tartışma 56
7. İĞNE TİP KISMA VALFİ 77
7.1. Deneysel Çalışmalar 79
7.2. Sayısal Çalışmalar 80
7.2.1. Geometrik model ve sınır koşulları 80
7.2.2. Çözüm ağı ve çözüm ağından bağımsızlık çalışması 82
7.3. İğne Tip Kısma Valfi İçin Bulgular ve Tartışma 83
8. BASINÇ KAYIPLARININ AZALTILMASININ ENERJİ VERİMLİLİĞİ AÇISINDAN İNCELENMESİ 96
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 101
KAYNAKLAR 105
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER 109
ÖZGEÇMİŞ 110

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Valf kontrollü hidrolik sistemlerde ağır kayıplar 7
Şekil 1.2. Geleneksel bir yük algılama sisteminde ilgili kayıpları tanımlamak için basitleştirilmiş hidrolik şema 7
Şekil 2.1. Genel hidrolik sistemde fonksiyonlar ve kaynak akışı 9
Şekil 2.2. Açık çevrim hidrolik sistem a) Şematik gösterim b) Devre Şeması 10
Şekil 2.3. Viskozitenin bir fonksiyonu olarak hidrolik verimlilik, ηm hidrolik ve mekanik verimlilik, ηv volumetrik verimlilik, ηt toplam verimlilik 11
Şekil 2.4. a) Pozitif deplasmanlı pompa (dişli pompa) b) Pozitif deplasmanlı pompanın karakteristik eğrisi 13
Şekil 2.5. Çekvalf a) Şematik gösterim b) Karakteristik eğri 14
Şekil 2.6. 4/2 sürgü tipi yön kontrol valfi a) Kol geride b) Kol ileride 14
Şekil 2.7. 4'lü monoblok yön kontrol valfi 15
Şekil 2.8. Akış denetim valflerinin sınıflandırılması 16
Şekil 2.9. Akış kontrol valfi 16
Şekil 2.10. Basınç kontrol valfi 17
Şekil 2.11. Filtre tiplerinin devrelerde gösterimi a) Emiş (F1) ve basınç b) Dönüş (F1) filtresi 18
Şekil 2.12. Hidrolik bağlantı elemanları a) Yüksük b) Somun c) Nipel d) Dirsek e) Te f) Kruva g) Ters dirsek h) Orta bacak Te i) Döner Dirsek 19
Şekil 4.1. Hidrolik komponentlerde kullanılan dönüşler 30
Şekil 4.2. Deneysel çalışmalarda kullanılan deney düzeneği 33
Şekil 5.1. a) Dirsek b) Banjo döner dirsek 37
Şekil 5.2. a) Banjo döner dirsek ölçüsel gösterimi b) Banjo cıvatası ölçüleri c) Akış yönü 38
Şekil 5.3. Banjo döner dirseğin deneysel çalışmalarında kullanılan deney düzeneği 38
Şekil 5.4. Banjo döner dirsek cıvata bağlantılarının açısal gösterimi 39
Şekil 5.5. a) 3D cad model b) Hesaplama alanı c) Banjo döner dirsek patlatılmış görüntüsü 39
Şekil 5.6. a) 0°'de geometrik model b) 60°'de sınır koşulları 40
Şekil 5.7. Banjo dirseğinin dörtyüzlü çözüm ağı görüntüsü 41
Şekil 5.8. 60° cıvata bağlantısına göre çözüm ağından bağımsızlık çalışması için basınç kayıpları 42
Şekil 5.9. Bağlantı açılarına göre banjo döner dirseğin basınç kayıpları 43
Şekil 5.10. Standart dirsek ve banjo döner dirsekteki küçük kayıplar 44
Şekil 5.11. Farklı bağlantı açılarında banjo civatası üzerindeki basınç dağılımı 45
Şekil 5.12. Banjo dirseğinin içindeki cıvatanın etrafındaki akış, a) 0 °, Re: 6222 b) 60 °, Re: 6222 c) Giriş bölgeleri 46
Şekil 5.13. 60° derece bağlantı açısında oluşan vorteksler (Re 6222) 47
Şekil 5.14. Banjo dirseğin orta kesitteki hız büyüklükleri Cıvata açısı: 60 °, Re: 6222 48

Şekil 6.1. Deneysel ve teorik çalışma yapılan hidrolik yön kontrol valfi genel görünüşü 49
Şekil 6.2. Hidrolik yön kontrol valfi ölçüsel ve bölgesel gösterimi 1) P hattı ve 1. valf 2) 2. valf 3) 3. valf ve T hattı 50
Şekil 6.3. Hidrolik yön kontrol valfi devre şeması 51
Şekil 6.4. Yön kontrol valfinin deneysel çalışmalarda kullanılan konumları a) P-T'ye açık b) P-B'ye açık c) A-T'ye açık 51
Şekil 6.5. Yön kontrol valfi deney düzeneği 52
Şekil 6.6. a) 3D model b) Hesaplama alanı c) Yön kontrol valfi genel 53
Şekil 6.7. Yön kontrol valfi hesaplama alanı ve sınır koşulları 54
Şekil 6.8. Yön kontrol valfinin dörtyüzlü çözüm ağı yapısı 54
Şekil 6.9. Yön kontrol valfinin analiz çalışmalarında kullanılan dörtyüzlü çözüm ağı yapısı 55
Şekil 6.10. P-T'ye açık durumunda çözüm ağından bağımsızlık çalışması için 56
Şekil 6.11. P-T ye açık deney ve analiz çalışması basınç kayıplarının karşılaştırılması 57
Şekil 6.12. P-B ye açık deney ve analiz çalışması basınç kayıplarının karşılaştırılması 58
Şekil 6.13. A-T ye açık deney ve analiz çalışması basınç kayıplarının karşılaştırılması 58
Şekil 6.14. Valf bölgelerinin deneysel sonuçlarına göre küçük kayıplar 59
Şekil 6.15. Yön kontrol valfinin A-T hattına açık konumu 60
Şekil 6.16. Yön kontrol valfinin P-T hattına açık konumu 60
Şekil 6.17. P-T hattı basınç dağılımı 61
Şekil 6.18. P-T hattı hız dağılımı 61
Şekil 6.19. Yön kontrol valfi kesit görüntüsü, P ve T hattı bölgeleri 62
Şekil 6.20. Yön kontrol valfinin P-T hattındaki hız akış çizgileri 62
Şekil 6.21. Yön kontrol valfinin P-T hattındaki basınç akış çizgileri 63
Şekil 6.22. P hattı girişi ve P bölgesindeki basınç ve hız akış çizgileri a) basınç akış çizgileri b) hız akış çizgileri 63
Şekil 6.23. Farklı sürgü açıları a) 90° (valf üzerindeki sürgü) b) 75° c) 60° d) 45° 64
Şekil 6.24. P-T hattı sürgü açılarına göre basınç kayıpları 65
Şekil 6.25. P-T ye açık farklı sürgü açılarına göre küçük kayıplar 65
Şekil 6.26. P-T hattı sürgülerin hız akış dağılımları a) 90° sürgü b) 75° sürgü c) 60° sürgü d) 45° sürgü 66
Şekil 6.27. P-T hattı farklı açılarda 1 nolu sürgüdeki basınç dağılımları a) 90° b) 75° c) 60° d) 45° 67
Şekil 6.28. P-T hattı 45° sürgü de oluşan vorteks bölgeleri 67
Şekil 6.29. P-T'ye açık farklı sürgü açılarının kuvvet değerleri 68
Şekil 6.30. P-B hattı konumu 68
Şekil 6.31. P-B hattı basınç akış çizgileri 69
Şekil 6.32. P-B hattı basınç dağılımı 69
Şekil 6.33. P-B hattı hız dağılımı 70
Şekil 6.34. P-B hattı çekvalf bölgesi basınç ve hız akış çizgileri 70
Şekil 6.35. P-B hattı P ve çekvalf bölgesi basınç ve hız akış çizgileri 71
Şekil 6.36. P-B hattı üzerinde bulunan çekvalfin valfte bulunduğu bölgenin çapı 72
Şekil 6.37. P-B Hattı delik çaplarına göre basınç farklarının analiz sonuçları 73

Şekil 6.38. P-B hattı çekvalf bölgesi çaplarına göre küçük kayıplar 73
Şekil 6.39. P-B hattı çekvalf bölgesi 12 mm delik çapı hız akış çizgileri 74
Şekil 6.40. P-B hattı çekvalf bölgesi 13 mm delik çapı hız akış çizgileri 75
Şekil 6.41. P-B hattı çekvalf bölgesi 14 mm delik çapı hız akış çizgileri 75
Şekil 6.42. P-B hattı çekvalf bölgesi delik çaplarına göre kuvvetler..... 76
Şekil 7.1. İğne Tip Kısma Valfi a) İğne Tip Kısma Valfi b) Patlatılmış görüntü 77
Şekil 7.2. Kısma valfinin iğne konumları a) %100 açık b) %50 açık c) Kapalı 78
Şekil 7.3. İğne tip kısma valfi ölçüsel gösterimi 79
Şekil 7.4. İğne tip kısma valfi deney düzeneği..... 80
Şekil 7.5. a) Açık uçlu iğne b) Kapalı uçlu iğne c) Kısa uçlu iğne 80
Şekil 7.6. a) Kısma valfi b) Hesaplama Alanı c) Kısma valfi patlatılmış görüntüsü..... 81
Şekil 7.7. Kısma valfi hesaplama alanı ölçüleri 81
Şekil 7.8. Kısma valfi dörtyüzlü çözüm ağı görüntüsü..... 82
Şekil 7.9. Kısma valfinin %100 açık durumu için deneysel ve çözüm ağı durumlarının basınç farklarının karşılaştırılması 83
Şekil 7.10. Kısma valfi %100 açık deney ve analiz sonuçları 84
Şekil 7.11. Kısma valfi %80 açık deney ve analiz sonuçları 84
Şekil 7.12. Kısma valfi %60 açık deney ve analiz sonuçları 85
Şekil 7.13. Kısma valfinin açık uçlu iğne için analiz sonuçları 86
Şekil 7.14. Reynolds 3111'e göre kısma valfi hız dağımları a) %100 açık b) %80 açık c) %60 açık d) %40 açık e) %20 açık 87
Şekil 7.15. Reynolds 3111'e göre %100 açık konumda kısma valfi üzerinde oluşan vorteksler..... 88
Şekil 7.16. Kısma valfi rakorlu bağlantısı..... 88
Şekil 7.17. Reynolds 3111 ve %60 açık durumu a) Rakor boyu giriş ve çıkış bölgesinden kısa b) Rakor boyu giriş ve çıkış bölgesiyle aynı 89
Şekil 7.18. Kısma valfinin kapalı uçlu iğne analiz sonuçları 90
Şekil 7.19. Kısma valfinin kısa uçlu iğne analiz sonuçları 91
Şekil 7.20. Reynolds 3111'de %100 açık iğne tiplerinin basınç ve akış dağılımları a) Açık uçlu iğne b) Kapalı uçlu iğne c) kısa uçlu iğne..... 92
Şekil 7.21. Reynolds 3111'de %60 açık iğne tiplerinin basınç ve akış dağılımları a) Açık uçlu iğne b) Kapalı uçlu iğne c) kısa uçlu iğne..... 93
Şekil 7.22. Reynolds 3111'de %20 açık iğne tiplerinin basınç ve akış dağılımları a) Açık uçlu iğne b) Kapalı uçlu iğne c) kısa uçlu iğne..... 94
Şekil 7.23. İğne tiplerinin Reynolds 3111'de valf açıklığına göre akış katsayıları 95
Şekil 8.1. Banjo Döner Dirsek 60° ve 0° konumdaki verimlilikleri..... 97
Şekil 8.2. Yön valfi P-B hattı 12 ve 13 mm delik çapı verimlilikleri..... 98
Şekil 8.3. Yön valfi P-T hattı 90° ve 60° sürgü verimlilikleri 98
Şekil 8.4. Kısma valfi %100 açık açık ve kapalı uçlu iğne verimlilikleri..... 99
Şekil 8.5. 3 ekipmanın toplam verimliliği (Yön valfi P-B hattında) 100
Şekil 8.6. 3 ekipmanın toplam verimliliği (Yön valfi P-T hattında).....100
Şekil 9.1. Kontralı banjo döner dirsek 102

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 2.1. Pompa tiplerine göre performans parametleri 13
Tablo 4.1. Deneysel çalışmalarda kullanılan akışkanın özellikleri 32
Tablo 4.2. Deneysel çalışmalarda meydana gelen toplam hatalar..... 36
Tablo 5.1. Çözüm ağından bağımsızlık çalışması için oluşturulan hücre sayıları 41
Tablo 5.2. Cıvata bağlantılarının farklı bölümlerde olma olasılıkları 45
Tablo 6.1. Çözüm ağından bağımsızlık çalışması için oluşturulan hücre sayıları 55
Tablo 7.1. Çözüm ağından bağımsızlık çalışması için oluşturulan hücre sayıları 82
Tablo 7.2. Kısma valfi açık uçlu iğne akış katsayıları..... 86
Tablo 7.3. Kısma valfi kapalı uçlu iğne akış katsayıları..... 90
Tablo 7.4. Kısma valfi kısa uçlu iğne akış katsayıları..... 91

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A : Kesit Alanı, (m^2)
cSt : Santistokes, (m^2/sn)
C_v : Akış Katsayısı, (US-Galon/dak)
D : Çap, (mm)
D_p : Birim devirdeki yer değiştirme, (cm^3)
f : Sürtünme faktörü
g : Yerçekimi ivmesi (m/sn^2)
h_L : Küçük kayıplar
K : Kontrol orifisi sabiti
K_L : Kayıp katsayısı
K_p : Yük basınç oranı
K_q : Yük akış oranı
K_v : Akış katsayısı, (m^3/saat)
L_{equiv} : Belirli bir uzunluktaki kayıplar
n_p : Devir sayısı, (rpm)
P : Basınç, (bar)
P_g : Hidrolik güç, (kW)
P_{L1} : En yüksek yük basıncı, (bar)
P_p : Pompadaki basınç yükselmesi, (bar)
q : Orifisten akan akış miktarı, (m^3/sn)
Q : Debi, (lt/dak)
q : Debi, (lt/dak)
Q : Isıya harcanan güç, (kW)
Q_p : Pompanın gerçek debisi, (lt/dak)
R : Sistemde ölçülmesi gereken büyüklük
R_e : Reynolds Sayısı
V : Hız, (m/sn)
W_R : Hata oranı
x : Orifis alanı, (mm^2)
β : Beta oranı
ΔP : Basınç farkı, (bar)
δP : Orifiste oluşan basınç farkı, (bar)
Δp_{LS} : Yükler arası basınç farkı, (bar)
μ : Dinamik Viskozite, (Pa. s)
ν : Kinematik Viskozite, (m^2/sn)
ρ : Yoğunluk, (kg/m^3)
τ : Viskoz gerilme tensörü, (N/mm^2)
η : Hidrolik filtrelerde verimlilik, (%)
η_v : Hacimsel pompa verimi
η_v : Valf verimliği

Kısaltmalar

3D : Three Dimensions (Üç boyutlu)
ABD : Amerika Birleşik Devletleri
BSP : British Standard Pipe Tapered (Standart İngiliz Konik Boru Dişi)
CFD : Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
DC : Direct Current (Doğru Akım)
ISO : International Standards Organization (Uluslararası Standartlar Örgütü)
PID : Proportional Integral Derivative (Oransal-İntegral-Türevsel Denetleyici Kontrol Döngüsü Yöntemi)
RSM : Reynold Stress Modeli
SAE : The Society of Automotive Engineers (Otomotiv Mühendisleri Derneği)
SSG : Simple Support Grid (Basit Destek Ayraçlar)
SST : Menter's Shear Stress Transport (Menter'in kayma gerilmesi taşıma modeli)

HİDROLİK SİSTEMLERDE KULLANILAN EKİPMANLARIN TEORİK VE DENEYSEL BASINÇ DÜŞÜMLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde artan enerji maliyetleri tüm sektörlerde enerji verimliliğini ön plana çıkarmaktadır. Hidrolik sistemlerde verimlilik, sistemde kullanılan ekipmanlar, akışkan, sızdırmazlık elemanları, sistemdeki kirlilik, sistemin tasarımı gibi birçok duruma bağlıdır. Özellikle yanlış tasarım sonucunda oluşan ses, sıcaklık, kirlilik, aşınma gibi durumlar verimliliği olumsuz etkileyen en önemli nedenlerdir. Hidrolik sistemlerde toplam verimliliği etkileyen diğer önemli bir durum da basınç kayıplarıdır. Bu kayıpların büyük çoğunluğu ekipman kaynaklı olmaktadır.

Bu tez çalışmasında temel hidrolik ekipmanlardan olan banjo döner dirsek, hidrolik yön kontrol valfi ve iğne tip kısma valfinin basınç kayıpları incelenmiş ve sistemdeki verimlilikleri hesaplanmıştır. Tez çalışmasındaki asıl amaç ekipmanların basınç kayıplarının belirlenmesi, hidrolik sistem tasarımcısı ve kullanıcılarına basınç kayıplarının azaltılması ve verimliliğin artırılması için öneriler sunmaktadır. Bu bağlamda, banjo döner dirsek, hidrolik yön kontrol valfi ve iğne tip kısma valfi deney düzeneğinde test edilmiş ve basınç kayıpları ölçülmüştür. Test edilen devre elemanları bilgisayar ortamında modellenmiş ve devre elemanlarının bilgisayar ortamında CFD analizleri yapılmıştır. Sonuç olarak doğru bir bağlantı yapıldığından bir banjo döner dirseğin %33 ila %57'ye kadar basınç kaybını azalttığı tespit edilmiştir. Yön kontrol valfinin P-T ve P-B hattı durumları için yapılan iyileştirmeler sonucunda P-T hattında %30, P-B hattında %55'e kadar basınç kaybında azalma olmuştur. Kısma valfinde akışın durumu incelenmiş, basınç kaybına neden olan bölgeler tespit edilmiş ve üç farklı iğne tipi için akış katsayıları hesaplanmıştır. Her bir iğne tipinin avantajları ve dezavantajları belirlenmiştir. Çalışması yapılan ekipmanların toplam verimlilikleri hesaplanmış ve toplam verimlilikte %8'e varan artış sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Basınç Kaybı, CFD, Hidrolik Sistemler, Verimlilik.

EXAMINATION OF THEORETICAL AND EXPERIMANTAL PRESSURE DROP OF THE EQUIPMENTS USED IN HYDRAULIC SYSTEMS

ABSTRACT

Energy efficiency has become important today with increasing energy costs. In hydraulic systems efficiency depends on many conditions such as equipment, hydraulic liquid, sealing elements, pollution and the design of the system. Especially the situations such as noise, heat, pollution, wear caused by wrong design are the most important problems affecting efficiency. Another important condition affecting the total efficiency in hydraulic systems is pressure losses. The majority of these losses are caused by equipment used in the system.

In this thesis, the pressure losses and efficiency of the banjo elbow, hydraulic direction valve and needle type throttling valve, which are basic hydraulic equipment, are examined. The main purpose of the thesis is to determine the pressure drops of the equipment and to offer designers some suggestions to reduce pressure drop and increase efficiency. In this context, the banjo elbow, hydraulic direction valve and needle type throttling valve were used to examine pressure drop and efficiency. The flow in this equipment was simulated by using Computational Fluid Dynamics. As a result, it was found that pressure drop can be reduced around 33% to 57% in a banjo elbow with an appropriate connection. Around 30% decrease in pressure loss in the P-T line and 55% in the P-B line were achieved with the improvements made for the P-T and P-B states of the directional valve. The flow status of the throttling valve was examined, regions causing pressure loss were identified and flow coefficients were calculated for 3 different needle types. The advantages and disadvantages of each type of needle have been determined. The total efficiency of the equipment has been calculated and an increase of up to 8% has been achieved.

Keywords: Pressure Loss, CFD, Hydraulic Systems, Efficiency.

GİRİŞ

Hidrolik sistemler bir tahrik motoru ve pompa yardımıyla basınç enerjisini sıvıya aktarıp kullanılacağı yere ileten ve burada istenilen kuvvet veya tork değerlerini amaca uygun sağlayan sistemlerdir. Hidrolik sistemler büyük kuvvetlere, hassas hız kontrolüne ve yüksek moment – güç - ağırlık oranlarına ihtiyaç duyulan durumlarda kullanılırlar. Hidrolik sistemler, araba krikolarından hastane yataklarına, binlerce ton preslerden hassasiyeti mikrometre derecesine varan robotlara kadar geniş bir alana sahiptir [1]. Hidrolik sistemlerin, büyük kuvvetlerin elde edilmesi, akışkan olarak mineral yağların kullanılması, ekipmanların yağlama ihtiyacını gidermesi, hassas hız ayarlarının yapılabilmesi, sistemde mevcut emniyet valfleriyle güvenli çalışması ve enerjinin depolanabilmesi gibi avantajları vardır. Ancak avantajlarının yanında hidrolik enerjinin çok uzak mesafelere taşınamaması, sistemde yağ kaçaklarının olması, yağ kaçakları sebebiyle çevre kirliliğinin oluşması ve ekipmanların pahalı olması gibi dezavantajları da vardır [2]. Günümüzde artan enerji ihtiyacı, kaynakların kıt olması sebebiyle enerji maliyetlerinin artmasına sebep olmaktadır. Bu durum üreticileri daha verimli ürünler üretmeye yönlendirmektedir. Hidrolik sistemlerin bu kadar yoğun kullanım alanı olması bu sistemlerin verimliliklerini ön plana çıkarmaktadır.

Hidrolik bileşenlerin ve sistem konseptinin geliştirilmesi son yıllarda enerji verimliliği ve kontrol edilebilirliğe odaklanmıştır. Günümüzde elektrikle çalışan pompalar, motorlar, vanalar ve elektronik kontrol sistemleri gibi bileşenler, hidrolik sistemlerin esnekliğini önemli ölçüde arttırmış ve bu da enerji verimliliği yüksek ve iyi kontrol edilebilirliğe sahip hidrolik sistem tasarlamasını sağlamıştır. Enerji tasarruflu sistemlerin uygulanması basit değildir, çünkü sistem konseptinin birincil güç kaynağının döngü ve performans gereklilikleri ile uyumlu olmasını gerektirir [3]. Hidrolik sistemlerde verimliliği artırmanın yollarından biri de kullanılan ekipmanların basınç kayıplarının azaltılmasıdır. Bir hidrolik sistemde basınç kayıpları ne kadar fazlaysa seçilen tahrik motoru ve pompa gerekli olan hidrolik gücü sağlayamaz. Ayrıca basınç kayıpları sistemde sıcaklığa sebep olur.

Sıcaklığın artması kullanılan sızdırmazlık elemanlarının ve hidrolik hortumların ömrünü azaltır. Özellikle sızdırmazlık elemanlarının deforme olması yağ kaçaklarına sebep olur. Silindir keçelerinde oluşabilecek bu deformasyonlar yağ kaçaklarının yanı sıra silindire dışardan partiküllerin girmesine sebep olabilir. Böylece sistemde kirlilik artar ve arızalara sebep olur.

Tez çalışmasında yapılan çalışmalar aşağıda kısa başlıklar halinde açıklanmış daha sonra detaylar verilmiştir.

Bölüm 1'de hidrolik sistemlerdeki verimlilik hakkında bilgiler verilmiştir. Hidrolik sistemlerdeki pompa, valfler ve filtrelerdeki verimlilik anlatılmıştır. Bu bölümde verimliliğin önemi üzerinde durulmuştur.

Bölüm 2 'de hidrolik devreler ve devre elemanlarıyla genel bilgiler verilmiştir. Hidrolik akışkanlar, pomplar, valfler, filtreler ve bağlantı elemanları kullanım amaçları, avantaj ve dezavantajları gibi bilgiler ortaya konulmuştur.

Bölüm 3'te literatürde daha önce yapılmış çalışmaların özeti verilmiştir.

Bölüm 4' te tez çalışmasında kullanılan yöntemlerin teorik bilgileri, formulleri açıklanmıştır. Deneysel çalışmalarda kullanılan deney düzeneği, analiz çalışmalarında kullanılan denklemler anlatılmıştır. Son bölümde deneysel çalışmalardaki hata analizi hakkında bilgi verilmiş ve ölçümü yapılan paremetlerde oluşan toplam hatalar hesaplanmıştır.

Bölüm 5' te banjo döner dirsekle ilgili yapılan çalışmalar anlatılmıştır. Banjo döner dirseğin kullanım amacı, basınç kayıpları deneysel ve sayısal yöntemlerle hesaplanmıştır. Basınç kayıplarını azaltmak için banjo döner dirseğin nasıl kullanılması gerektiği hakkında öneriler sunulmuştur.

Bölüm 6' da monoblok bir hidrolik yön kontrol valfinin, hidrolik sistemde kullanılan P-T, P-B ve A-T konumlarının deneysel ve sayısal olarak basınç kayıpları hesaplanmıştır. Yön kontrol valfi üzerinde basınç kaybına neden olan bölümler tespit edilmiş ve bu bölgelerde basınç kayıplarını azaltmak için iyileştirme çalışmaları yapılmış ve iyileştirme çalışmaları sonucunda oluşan basınç kayıpları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Bölüm 7’ de iğne tip kısma valfi deneysel ve sayısal olarak incelenmiş basınç kaybına neden olan bölgeler tespit edilmiştir. 3 farklı iğne tipi için analiz çalışmaları yapılmış, bu iğne tiplerinin avantaj ve dezavantajları karşılaştırılmalı olarak gösterilmiş, kullanıcıya öneriler sunulmuştur.

Bölüm 8’de elde edilen veriler verimlilik açısından değerlendirilmiştir. Çalışması yapılan üç ekipmanın her birinin ayrı ayrı ve toplam verimlilikleri, en kötü durumlarda ve en iyi durumlarda olacak şekilde hesaplanmıştır.

Bölüm 9’ da çalışması yapılan tüm parçalar için sonuç ve öneriler özetlenmiştir.

Bu tez çalışmasında, hidrolik sistemlerdeki ekipmanlarda oluşan basınç kayıplarının verimlilikleri hesaplanmış ve basınç kayıplarını azaltmak için öneriler sunulmuştur. Banjo döner dirseğin doğru kullanılması, hidrolik yön kontrol valfinde yapılacak iyileştirmeler ve kısma valfinde farklı iğne tiplerinin sonuçlarının gösterilmesindeki amaçlardan biri de hidrolik sistem tasarımcılarına ve kullanıcılarına yol göstermektir. Yapılan çalışmalarda basınç kayıplarının %50’den daha fazla azaltılması, toplam verimlilikte %8’e varan artışların olması, basınç kayıplarının oluştuğu bölgelerin ve iyileştirme çalışmalarının tez çalışmasında sunulduğu göz önüne alındığında tez çalışmasının hidrolik sistem ve ekipman tasarımcılarına ve kullanıcılara faydalı olacağı öngörülmektedir.

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Hidrolik Sistemlerde Verimlilik

Hidrolik sistemler, elektrikli veya içten yanmalı motor kullanarak mekanik enerjiyi akışkan enerjisine sonra da akışkan enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren sistemlerdir. Mekanik enerjiyi akışkan enerjisine dönüştürmenin temel nedeni, enerjiyi yeni bir yere istenilen yön ve doğrultuda yoğun aktarmaktadır [4].

Hidrolik sistemler ağır sanayi, otomotiv, iş makinesi, pres, yükleyici gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Bu sistemler daha çok küçük ekipmanlarla büyük kuvvetlerin iletimi için kullanılır. Düşük aşınma, yüksek servis ömrü, aşırı yük koruması, enerji biriktirme olasılığı ve otomatik hareket hidrolik sistemlerin bazı avantajlarındadır. Aksine, basınç ve akış kayıpları, sızıntılar, partikül kirliliği ve sıvı viskozitesinin basınç ve sıcaklığa bağlılığı gibi hidrolik sistemlerin bazı dezavantajlarındandır [5]. 10 kW'dan daha büyük bir çıkış gücü ve çabuk tepki gerektiren sistemler için hidrolik sistemler genellikle uygun seçimdir. Hidrolik sistemler, ani yükleme, sık durma ve çalıştırma, döngüsel ve değişken güç taleplerine neden olan hız değişimleriyle karakterize edilen işlemler için uygundur. Bu avantajlar hidrolik sistemlerin uçak, mobil ekipman, kaldırma makineleri ve orman makineleri gibi uygulamalarda kullanılmasını sağlamaktadır. İdeal çalışma koşulları altında çok basit bir pompa kontrollü hidrolik sistem için toplam verimlilik yaklaşık %70'tir. Düşük verimlilik, hidrolik sistemlerde başka sorunlara neden olabilir. Sadece güç tüketimini artırmakla kalmaz, aynı zamanda egzoz emisyonları (içten yanmalı motorlarda) ve işletme maliyetleri de artar ve bu da daha büyük pompaların kullanılmasını ve bundan dolayı ısının dağıtılması için daha büyük soğutma ekipmanı gerekliliğine yol açar. Geçmişte, güç verimliliği hidrolik devre ve parça tasarımı için yüksek bir öncelik olmamıştır. Yüksek sistem performansı arayışına ve istenen fonksiyonların yerine getirilmesine büyük dikkat gösterilmiştir. Son yıllarda, yüksek performans hâlâ bir öncelik olarak kalmaya devam etmektedir, ancak enerji açısından verimli sistemler, yakıt ekonomisi ve çevresel hususlar nedeniyle birçok çalışmanın odak noktası olmuştur. Yüksek verimli hidrolik tahriklere olan talep (özellikle elektrikli ve mekanik emsalleriyle karşılaştırıldığında)

artmıştır. Özetle, diğer rakip teknolojilerin getirdiği zorluklarla birlikte sürekli olarak artan yakıt maliyetleri, artan çevre kirliliği endişeleri, hidrolik tahriklerin daha verimli hale gelmesini, ancak yine de rekabetçi maliyet ve üstün dinamik tepki göstermesini gerektirmektedir [4].

Enerji verimli hidrolik sistemler, devamlı olarak geliştirilmektedir. Pompaların, motorların ve valflerin kontrolü günümüzde çoğunlukla elektrik sinyalleriyle yapılmaktadır. Bu gelişme, hidrolik sistem teknolojisinin esnekliğini büyük ölçüde arttırmış ve benzersiz sistem çözümlerinin önünü açmıştır. Yine de kayıpları azaltmayı, enerji tüketimini en aza indirmeyi başarmış nispeten az sayıda pratik uygulama vardır. En uygun enerji verimliliğinin sağlanması için akış, basınç ve mekanik kayıpların en aza indirilmesi gereklidir. Bir hidrolik sistemin enerji tüketimini en aza indirmek için, çeşitli hidrolik ekipmanlarının enerji kayıplarının araştırılması gerekir [3]. Hidrolik sistemlerde oluşan kayıplar sistemdeki her ekipmandan oluşabilir. Ancak temel ekipmanların sistemdeki enerji kayıpları daha fazla olabilmektedir.

Hidrolik sistemlerde verimliliğe etki eden en önemli sistem elemanlarından birisi de sistemdeki güç aktarımını sağlayan hidrolik akışkandır. Hidrolik akışkanın kirlilik seviyesi sistemdeki ekipmanların çalışma koşullarını direkt olarak etkilemektedir. Uygun koşullarda çalışmayan ekipmanlar sistem verimliliğine olumsuz etki etmektedir. Valf, dirsek, te, daralma ve genişleme gibi çap değişimleri olan boru bağlantı parçaları hidrolik sisteminin ayrılmaz birer parçasıdır. Bunlar esas olarak akış oranını kontrol etmek ve akış yönünü değiştirmek için kullanılırlar, bu da düz borulardaki akışkanın enerji kaybetmesine neden olur [6]. Enerji tüketimindeki küçük bir değişim bile yakıt tüketiminin azaltılmasında büyük etkisi olabilir ve hidrolik sistemdeki verimliliğin artırılmasına olumlu katkıda bulunabilir. Yüksek basınç kaybının sonucu olarak, sistemdeki basınç seviyesi, istenen işi gerçekleştirmek için gerekenden çok daha fazla artacaktır. [7]. Endüstriyel uygulamalar için yüksek enerji verimliliğine sahip üretim ve kullanım dünya ekonomisi için önemlidir. Bu durum işletme maliyetlerini artırmakta, üretim ve rekabet gücü üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olmaktadır. Bu nedenlerden dolayı, hidrolik sistemlerde enerji kayıplarını tasarım sırasında önlemek oluşabilecek olumsuz durumları engelleyecektir [5].

1.2. Hidrolik Pompalarda Verimlilik

Hidrolik pompa verimliliği hidrolik sistemlerin performansı için kritik öneme sahip bir konudur. Akışkan viskozitesi de dahil olmak üzere çalışma koşulları, pompanın optimum verimlilikle çalışmasına izin vermiyorsa, tahrik motorunun sistem kayıplarının üstesinden gelmek için fazladan çalışması gerekecektir. Genel verimlilik mekanik, hidrolik ve hacimsel verimliliğin bir ürünüdür. Mekanik verimlilik, sürtünme kayıplarının ve bu kayıpların üstesinden gelmek için gerekli olan enerjinin bir fonksiyonudur. Hidrolik sürtünme kayıpları akışkanın metal yüzeylere sürtünmesinden kaynaklanır. Hacimsel verimlilik, sistemde meydana gelen akış kayıplarının bir fonksiyonudur. Hem hidrolik hem de hacimsel verimlilik akışkanın viskozitesinden etkilenir. Viskozite azaldıkça mekanik verimlilik artar. Hacimsel verimlilikte bu durum tam tersidir [8].

Bir pompanın gerçek debisi (Q_p), pompa şaftındaki ortalama giriş momenti T_p ve pompadaki basınç yükselmesi ise P_p olsun.

Teorik pompa debisi = Birim devirdeki yerdeğiştirme x dakikadaki devir sayısı

$$\text{Teorik pompa debisi} = D_p x n_p \tag{1.1}$$

İç kaçaklar, kayma kaybı nedeni ile gerçek debi teorik debiden küçük olur. Hacimsel pompa verimi aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\text{Hacimsel pompa verimi} = \frac{\text{Gerçek pompa debisi}}{\text{Teorik pompa debisi}}$$

$$\eta_v = \frac{Q_P}{D_P x n_P} \tag{1.2}$$

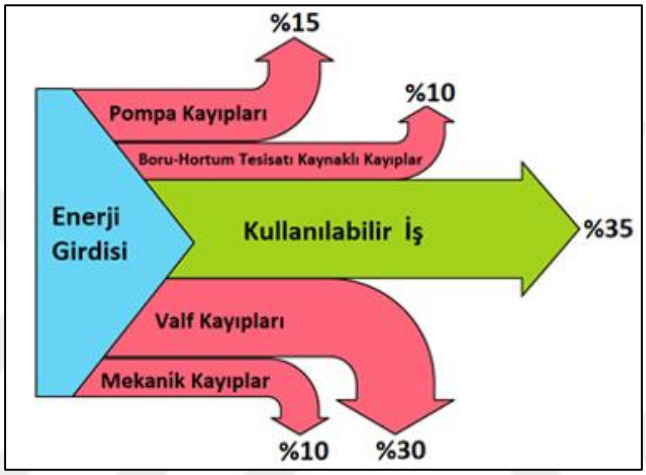
1.3. Hidrolik Yön Kontrol Valflerinde Verimlilik

Hidrolik sistemlerdeki basınç kayıplarının sebeplerinden biri de hidrolik yön kontrol valfleridir. Hidrolik bir sistemin kontrolü yön kontrol valfleriyle yapılmaktadır. Yön kontrol valflerinin en önemli avantajı birden fazla yükü aynı anda kontrol etmek için tek veya çoklu pompaya ihtiyaç duymasıdır. En önemli dezavantajı ise aynı anda kaldırılmak istenen yükler altında oluşan basınçlardaki büyük farklılıklardan dolayı oluşan kayıplardır. Şekil 1.1 2 yükün aynı anda kaldırılması durumunda oluşan

kayıpları göstermektedir. Bu yükler arasındaki farklar Δp_{LS} ile ifade edilir. Valf verimliliği denklem (1.3) ile ifade edilir [3].

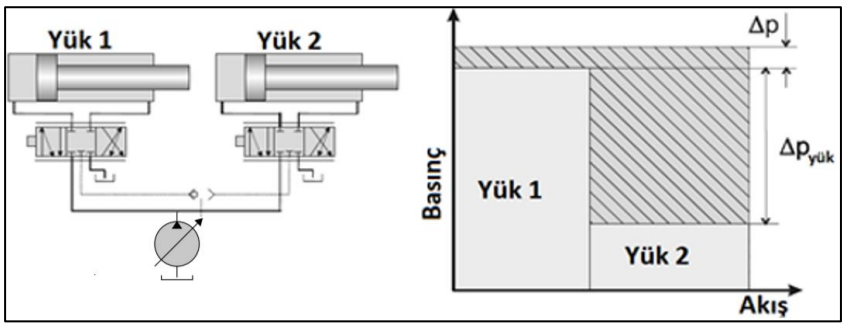
$$\eta_v = \frac{1+K_q.K_p}{(1+K_q).(1+\frac{\Delta p_{LS}}{P_{L1}})} \tag{1.3}$$

K_q: Yük akış oranı, K_p: Yük basınç oranı, P_{L1}: En yüksek yük basıncı, Δp_{LS}: Yükler arası basınç farkı



Şekil 1.1. Valf kontrollü hidrolik sistemlerde ağır kayıplar [3]

Daha önce belirtildiği gibi, bir hidrolik sistemde bir pompa birkaç yükü aynı anda kontrol edebilir. Pompa, basıncını bir seferde sadece yüklerden birine uyarlayabildiğinden, birkaç yükün aynı anda çalıştırıldığı durumlarda bazı valf bölümlerinde basınç dengeleme kayıpları olarak adlandırılan basınç kayıpları oluşur. Basınç dengeleme kayıpları Şekil 1.2'de gösterilmektedir [9].



Şekil 1.2. Geleneksel bir yük algılama sisteminde ilgili kayıpları tanımlamak için basitleştirilmiş hidrolik şema [9]

1.4. Hidrolik Filtrelerde Verimlilik

Hidrolik sistemlerde kullanılan ekipmanların uzun ömürlü olması ve verimli çalışabilmesinin en önemli etkenlerinden birisi de sistemde kullanılan akışkandır. Hidrolik sistemlerde kullanılan akışkanın içerisindeki partikül miktarı, sistemde kullanılan ekipmanlar için uygun olması gerekmektedir. Hidrolik filtrelerde verimlilik filtrede kullanılan filtre elemanının ISO 4572 standardında belirliten β (Beta) oranıyla ölçülür. β oranı filtre elemanın kir tutma kapasitesi olarak tanımlanmaktadır. Aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\beta = \frac{\text{Girişteki Partikül Sayısı}}{\text{Çıkıştaki Partikül Sayısı}} \tag{1.4}$$

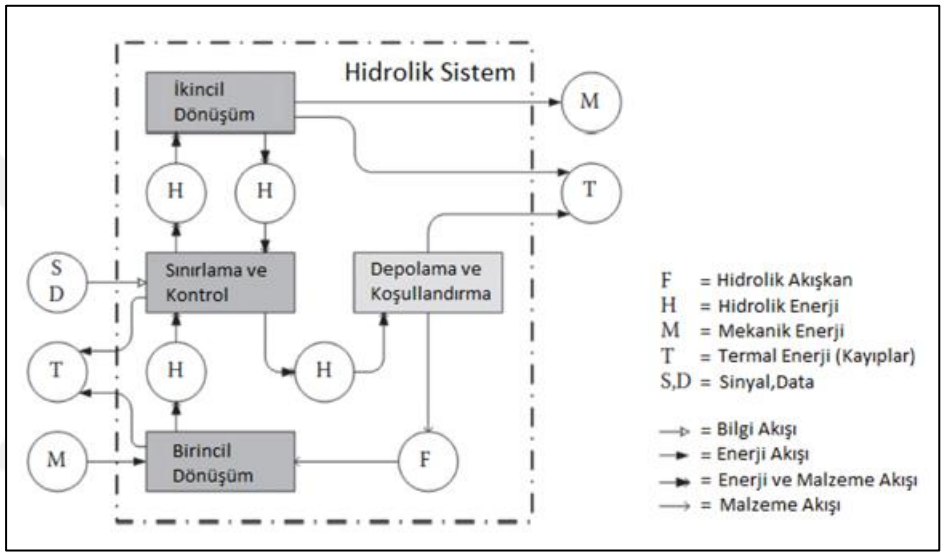
Verimlilik;

$$\eta = (1 - \frac{1}{\beta}) x100 \tag{1.5}$$

Hidrolik filtreler seçilirken dikkat edilmesi gereken en önemli etkenler bir tanesi de hidrolik sistemde kullanılan ekipmanların geçirebileceği partikül miktarlarıdır. Hidrolik akışkan içerisinde bulunan partikül miktarları ISO 4406 standardında verilen değerlere göre ölçülmektedir.

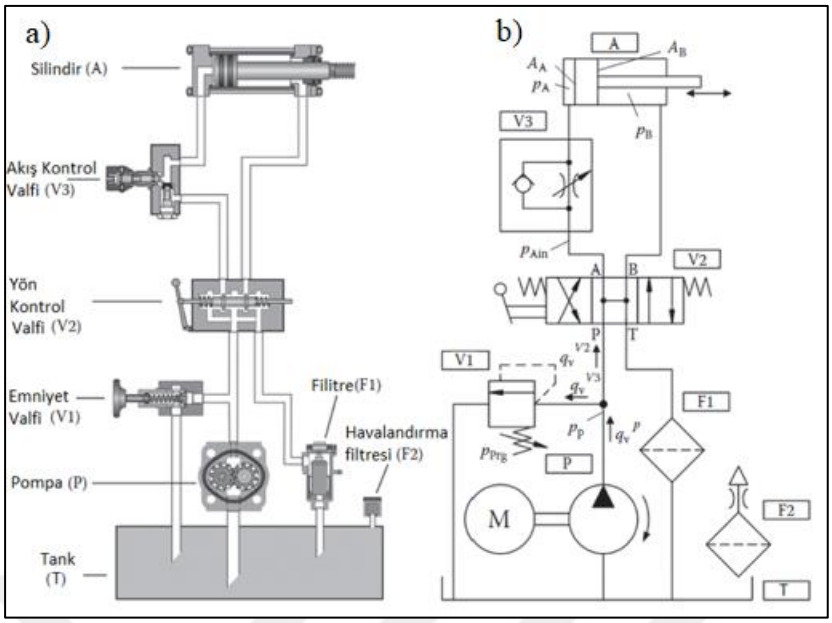
2. HİDROLİK DEVRE ELEMANLARI

Hidrolik devreler Şekil 2.1'de tanımlanan dört işlevi yerine getirmek için birbirine bağlı bileşenlerden oluşur. Tipik olarak bu devreler akışkan güç bileşenlerini ve cihazlarını temsil eden sembollerden oluşan diyagramlarla temsil edilir. Bu semboller ISO 1219-1 standardında belirtilmiştir [10].



Şekil 2.1. Genel hidrolik sistemde fonksiyonlar ve kaynak akışı [10]

Şekil 2.2'de elektrik motoru (M) tarafından tahrik edilen sabit deplasmanlı bir pompadan (P) oluşan bir hidrolik devre gösterilmektedir. Pompa teorik olarak sabit bir akış hızı sağlamaktadır. Silindirde (A) hız kontrolü elde etmek için akış kontrol vanası (V3) kullanılmaktadır. Sistemdeki en büyük basınç, basınç ayar valfi üzerinden (V1) ayarlanır. Sistemdeki ana basınç, basınç ayar valfindeki ayar basıncından fazla olduğunda, fazla basınç bu valf üzerinden tanka gönderilir. Yön kontrol valfi (V2), akışkanı basınç hattından (P) silindir odası A veya B'ye ve silindir odasından B veya A'dan tank hattına yönlendirir. Bu tür devreler, açık devre olarak kabul edilir [10]. Kapalı devrelerde ise akışkan bir tanka gitmez. Hidrolik motordan çıkan yağ, pompanın emiş hattına yönlendirilir ve tekrar motora gönderilir.



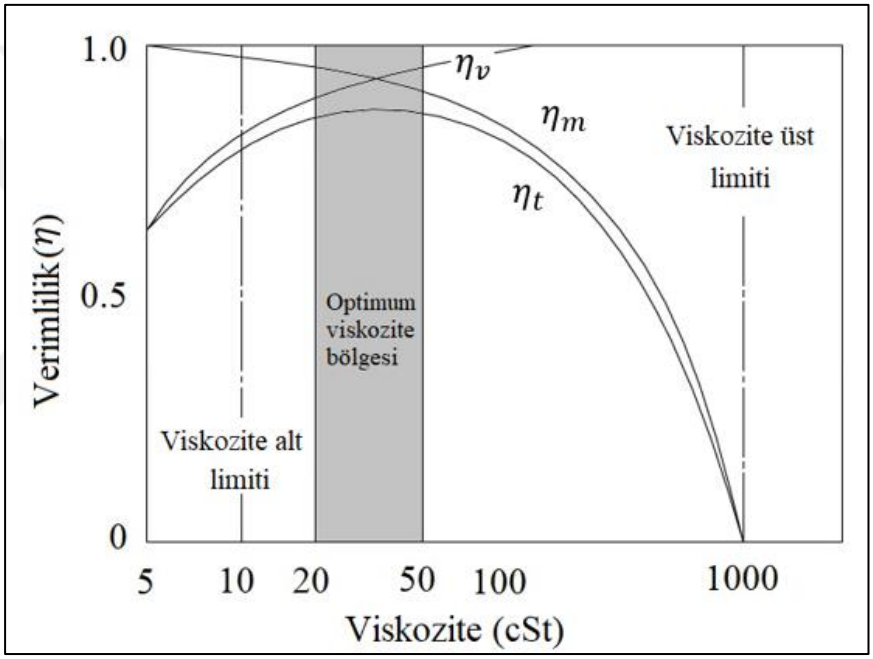
Şekil 2.2. Açık çevrim hidrolik sistem a) Şematik gösterim b) Devre Şeması [10]

2.1. Hidrolik Akışkanlar

Hidrolik akışkanlar, hidrolik sistemlerde genellikle mekanik güç transferi ve yağlama için kullanılır. Hidrolik akışkanlar, basınç ve enerji iletmenin yanı sıra bir çok işlevi yerine getirir. Hidrolik akışkanlar, hidrolik sistemlerle çalışan makinelerin sürekli ve etkili çalışmasına katkıda bulunur. Akışkan, mekanik gücü minimum kayıp ile aktarabilmelidir. Akışkanın düşük sıkıştırılabilirliği ve sabit bir viskozitesi olmalıdır. Düşük sıkıştırılabilirlik güç kaybını azaltır, sabit viskozite sıvının çalışma sıcaklıklarında aşırı derecede incelmemesini sağlar. Ayrıca hidrolik akışkan mekanik olarak üretilen ısıyı sistemden uzaklaştırmalı ve bir yağlayıcı olarak hareket etmelidir, bu durum makinenin aşınmasını ve korozyonun azalmasına katkı sağlamaktadır [11].

Belirli bir uygulama için bir hidrolik akışkan seçerken, akışkanın iç sürtünmesi veya akışa direnci çok önemlidir. Bir akışkanın, 'kalınlık' olarak adlandırılan viskozitesi, akışkanın iç sürtünmesini, diğer bir deyişle akışa karşı direncini ifade eder. Bir hidrolik sistemdeki enerji kayıpları mümkün olduğunca düşük tutulmalıdır. Hidrolik sistemlerde, çok düşük viskoziteye sahip akışkanların kullanılması, sistemdeki hacimsel verimi azaltarak pompalar, valfler, vb. komponentlerin çalışma boşluklarını geçerek sistem içinde sızıntıya neden olacaktır. Akışkanın viskozitesi aşırı düşerse yağlama özelliği yok olabilir. Tam tersine aşırı yüksek viskoziteye sahip akışkan

hacimsel verimliliği artırarak boru, hortum, filtreler, pompa ve valflerdeki yüksek akışkan sürtünmesi oluşturacak ve bu nedenle enerji kayıpları artacaktır. Hidrolik sistem için en uygun viskozite, yağlama gereksinimleri ile mekanik ve hacimsel verimlilik arasındaki uyumun olmasıdır. Şekil 2.3'teki grafikte viskozitiyle verimlilik arasındaki ilişki gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi viskozite düştükçe toplam verimlilik düşmektedir. Tam tersi viskozite yükseldikçe toplam verimlilik yine düşmektedir. Viskozitenin 20 cSt ile 50 cSt arasında olduğu bölgede toplam verimlilik en üst noktaya ulaşmaktadır. Bundan dolayı hidrolik sistemlerde çoğunlukla 42 cSt hidrolik yağ kullanımı tercih edilmektedir [12].



Şekil 2.3. Viskozitenin bir fonksiyonu olarak hidrolik verimlilik, η_m hidrolik ve mekanik verimlilik, η_v volumetrik verimlilik, η_t toplam verimlilik [12]

2.2. Hidrolik Pompalar

Hidrolik sistemlerde enerji dönüşümleri, pompalar ve aktüatörler (temel olarak motorlar ve silindirler) tarafından gerçekleştirilir. Pompalar, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye, aktüatörler ise hidrolik enerjiyi makine veya ekipman tarafından kullanılacak mekanik enerjiye dönüştürür [10]. Pompalar basınç yaratmaz ancak devredeki akışa olan direnci yenmeleri için gerekli basıncı sağlarlar. Genel anlamda akışkanın enerjisini arıtıran pompalar negatif deplasmanlı ve pozitif deplasmanlı olmak üzere 2' ye ayrılır. [1].

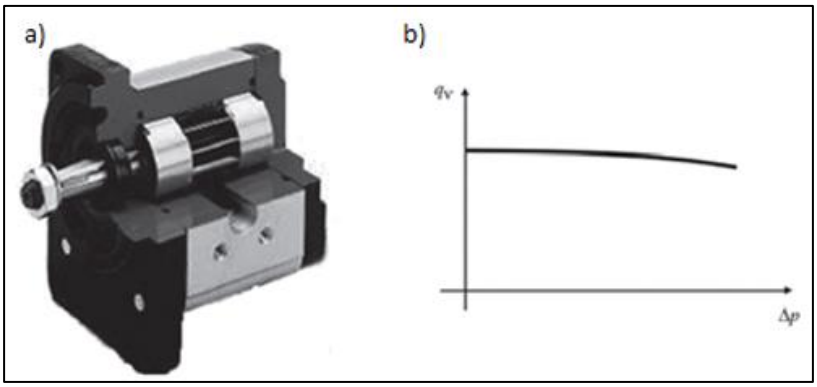
2.2.1. Negatif deplasmanlı pompalar

Negatif deplasmanlı pompalar, rotor denilen çarkın tahrik edilmesiyle akışkanı hareket ettiren pompalardır. Akışkan, hızla dönen çarka giriş yaparak merkezkaç kuvveti ile enerjisi artırılarak gövde dışına gönderilir. Pervanenin hareketi akışkanın hızını artırır ve pompa çıkışına yönlendirir. Bu pompalarda pompanın çıkış kısmı kapatılırsa pompa durur ve debi sıfır olur. Negatif deplasmanlı pompalar hidrolik sistemlerde akışkan transferi ile soğutma sistemlerinin takviyesinde kullanımı ile sınırlıdır. Genelde bu tip pompalara santrafüj pompa denir [1].

2.2.2. Pozitif deplasmanlı pompalar

Pozitif deplasmanlı pompalarda akışkan enerjisi, esas olarak rotora giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkla ilgilidir. Bir sistemdeki basınç akışa karşı dirençten kaynaklandığından, etkili pompa çıkış basıncı artışı, pompanın akış yönündeki valflere ve aktüatörlere bağlıdır. Buna karşılık, bir aktüatör girişindeki basınç, harici bir mekanik yükün neden olduğu rotor hareket direncine bağlıdır. Pozitif deplasmanlı pompalarda kovan ile rotor arasındaki boşluk çok azdır ve bu nedenle emme ve basma odaları olarak izole edilmiştir. Sonuç olarak pompa akış hızı, Şekil 2.4 b)' de gösterilen karakteristik eğrideki gibi, akış hızı basınç farkından negatif deplasmanlı pompalara göre daha az etkilenir. Pozitif deplasmanlı pompaların, neredeyse ideal bir akış hızı kaynağı olması ve yüksek basınçlar altında çalışması, pozitif deplasmanlı pompaları akışkan güç sistemlerinde kullanılan tek pompa haline getirmiştir [10]. Bu pompalar döner ve pistonlu pompalar olmak üzere iki grup ve çok sayıda farklı tasarım içermektedir [1]. Pozitif deplasmanlı pompalar, dişli pompalar, paletli pompalar, vidalı pompalar ve pistonlu pompalar olarak sınıflandırılabilir.

Tablo 2.1'de farklı pompa tiplerinin performans parametleri verilmiştir. Hidrolik sistemlerde en çok kullanılan pompalar dişli pompalardır. Ancak bu pompaların yüksek basınçta kullanılamaması, yüksek sesle çalışması gibi olumsuz yönleri mevcuttur. Yüksek basınçlı durumlarda pistonlu pompalar tercih edilmektedir. Ancak pistonlu pompaların maliyetleri diğer pompalara göre daha yüksektir. Daha düşük gürültü istenilen yerde paletli pompalar kullanılmaktadır. Paletli pompaların dezavantajlarından bir tanesi de yüksek basınçlarda çalışamamasıdır. Hem yüksek basınç hem de yüksek debi istenilen durumlarda vidalı pompalar tercih edilmektedir.



Şekil 2.4. a) Pozitif deplasmanlı pompa (dişli pompa) b) Pozitif deplasmanlı pompanın karakteristik eğrisi [10]

Tablo 2.1. Pompa tiplerine göre performans parametleri [10]

Pompa Tipi	En Yüksek Çalışma Basıncı (bar)	Debi (lt/dak)	Dönme Frekansı (rpm)
Dıştan Dişli	150-250	5-570	500-5000
İçten Dişli	35-200	5-760	900-2500
Vidalı	4-400	1-21000	1000-3500
Paletli	70-210	5-600	600-2700
Düz Pistonlu	70-815	5-760	1000-3400
Eğik Pistonlu	140-815	5-760	500-4300

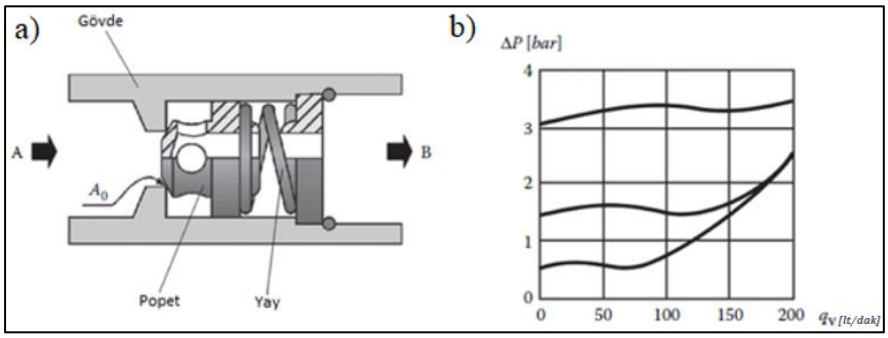
2.3. Hidrolik Valfler

Hidrolik valfler hidrolik akışkan, kontrol sinyali ve hidrolik hareketlendiriciler arasındaki sınırı belirler. Debi, akış yönü ve akışkan basıncının kontrol edilmesi için kullanılırlar. Kontrol sinyalleri mekanik, el kumandalı, hidrolik, pnömatik veya elektrikli olabilir. Pratikte birden fazla valf aynı gövde içinde birleştirilerek birden fazla fonksiyonu gerçekleştirebilecek bileşik valf elde edilebilir. Örnek olarak akış kontrol valfi ile çek valfin birleştirilmesinden elde edilen tek yönlü hız kontrol valfidir [1].

2.3.1. Yön kontrol valfleri

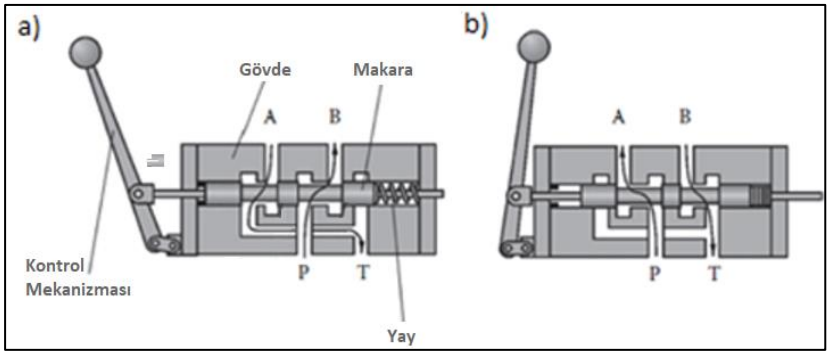
Yön kontrol valfleri akışkanı istenilen hatta yönlendirmek için kullanılırlar. En basit yön kontrol valfleri sadece tek yönde akışın geçişine izin veren çek valflerdir. Şekil 2.5'te çek valfin şematik ve karakteristik eğrisi gösterilmektedir. Bunun dışında bu

valfler pilot uyarılı olarak da kullanılmaktadır. Normalde kapalı olan valfler bir uyarı sinyaliyle açılabilmektedir [1].



Şekil 2.5. Çekvalf a) Şematik gösterim b) Karakteristik eğri [10]

Hidrolik akışkan pompadan direkt olarak bir aktüatöre gönderilirse aktüatör bir yönde hareket edecektir. Aktüatörü ters yönde hareket ettirmek için tüm bağlantıları tersine çevirmek gerekmektedir. Bunun yerine hidrolik sistemlerde kayar sürgülü tip yön valfi kullanarak bu işlemi gerçekleştirmek en iyi yöntemlerden biridir. Bu valfler işlenmiş valf gövdesinin içerisinde silindirik bir kayar sürgüye sahiptir. Bu valflerin gövdesinde valfi hidrolik devreye bağlamak için portlar bulunur. Kayar sürgüye sahip yön kontrol valfleri, farklı sürgü ve gövde kombinasyonlarıyla tasarlanabilir (Şekil 2.6). Böylece, normalde kapalı veya normalde açık valfler olmak üzere iki yollu ve iki konumlu, üç yollu ve dört konumlu veya üç veya daha fazla konumlu daha fazla portlu farklı konfigürasyonlarda üretilip kullanılmaktadırlar. Yön kontrol valflerinin sürgülerinin sürülmesi farklı yöntemlerle yapılabilmektedir. Örnek olarak el ile bir kol yardımıyla, selenoid uyarılı, hidrolik uyarılı, pnömatik uyarılı [10].



Şekil 2.6. 4/2 sürgü tipi yön kontrol valfi a) Kol geride b) Kol ileride [10]

Yön kontrol valfleri daha çok mobil hidrolik sistemlerde tercih edilen monoblok tip olarak da üretilebilir. Monoblok yön kontrol valfleri genellikle döküm yöntemiyle üretilir. Bu valfler döküm yöntemiyle aynı anda birden fazla valfin bulunduğu gövde üretilebileceği gibi tek bir gövde de birden fazla valf olacak şekilde birleştirilebilirler. Böylece tek bir blokta birden fazla valf elde edilmiş olur (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. 4'lü monoblok yön kontrol valfi [13]

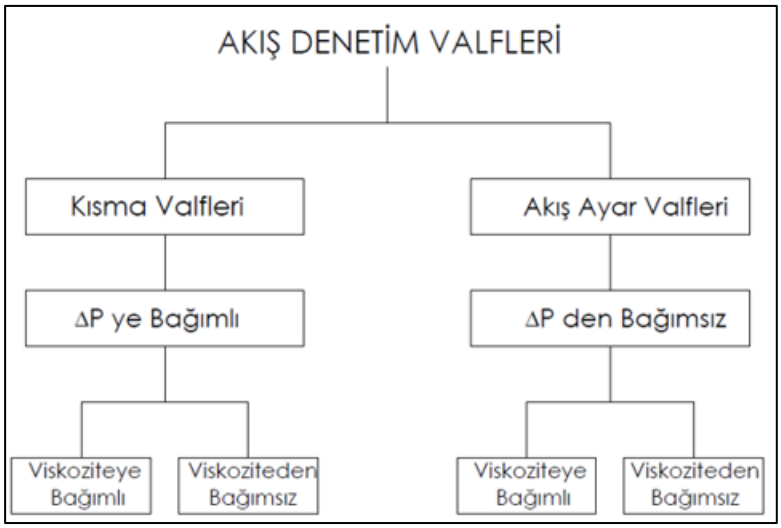
2.3.2. Akış kontrol valfleri

Akış kontrol valfleri aktüatörlere giden akışkan miktarını ayarlayıp hız kontrolünün sağlanması için kullanılır (Şekil 2.9). Bu öncelikle orifis alanının değiştirilmesi ile gerçekleşir. Çünkü orifislerin akış özellikleri hidrolik kontrol cihazlarının tasarımında önemli bir rol oynar. Kontrol orifisinden geçen akışın genelde türbülanslı olduğu varsayılır ve akan akışkanın miktarı

$$q=Kx(\delta P)^{1/2} \tag{2.1}$$

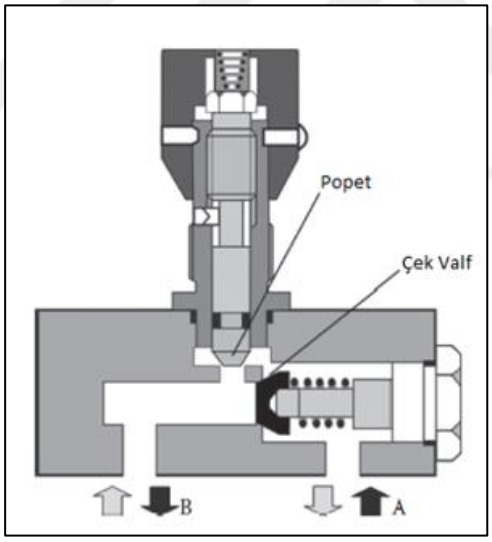
kadardır. Burada q akan sıvı miktarını, x orifisin alanını P orifisteki basınç düşmesini, K ise bir sabiti göstermektedir. K sabiti orifisin özelliklerine, akışkanın viskozitesine ve Reynold sayısına bağlıdır [1].

Akış kontrol valfleri 4 gruba ayrılabilirler (Şekil 2.8). Kısma valflerinde debi, kısma yapılan yerdeki basınç farkına bağlıdır, yani basınç farkı arttıkça, debi de artar. Sabit debinin şart olmadığı bir çok uygulamada akış ayar valfleri çok pahalı olduğundan, kısma valfleri tercih edilir [14].



Şekil 2.8. Akış denetim valflerinin sınıflandırılması [14]

Akış ayar valfleri ise debiyi basınç değişimlerinden etkilenmeksizin sabit tutmak için kullanırlar [13,14].

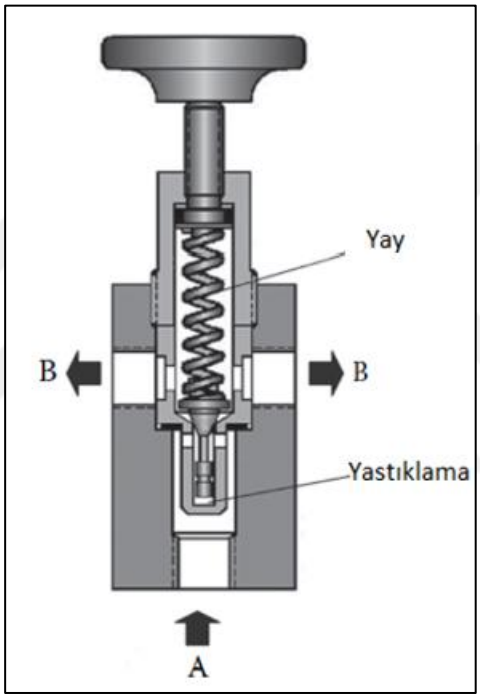


Şekil 2.9. Akış kontrol valfi [10]

2.3.3. Basınç kontrol valfleri

Hidrolik sistemlerin en önemli özelliklerinden biri de basınç kontrol imkanıdır. Basınç kontrol valfleri, aşırı yüklemeye karşı güvenlik sağlamanın yanı sıra, hidrolik sistemlerdeki aktüatörün kuvvetini ve torkunu sınırlama ve/veya kontrol etme, böylece mekanik hasarı önleme yeteneğine sahiptir [10]. Basınç kontrol valfleri en yüksek basıncı belirlemek (emniyet valfleri), basınç belli bir değere ulaştığında bir sinyal göndermek (sıralama valfleri) ya da karşı basınç meydana getirmek (karşı basınçlı

valfler) için kullanabilirler. Basınç kontrol valflerinde hidrolik kuvvetlere karşı bir yayın bulunmaktadır (Şekil 2.10). Ön uyarım basıncının meydana getirdiği kuvvet yay kuvvetinden daha büyükse hidrolik valf pistonu denge sağlanana kadar yayı sıkıştırır. Denge anında ön uyarım basıncı yay kuvveti ile dengelenmiştir ve bu ikisi aynı değerdedir. Ön uyarım basıncının değişmesi ile hidrolik valf pistonu kuvvet dengesini sağlayacak şekilde hareket eder. Hidrolik valf pistonu normalde kapalı olabileceği gibi normalde açık tipte de olabilir. Eğer açık tip ise ön uyarım basıncının artması ile valf kapanır [1].

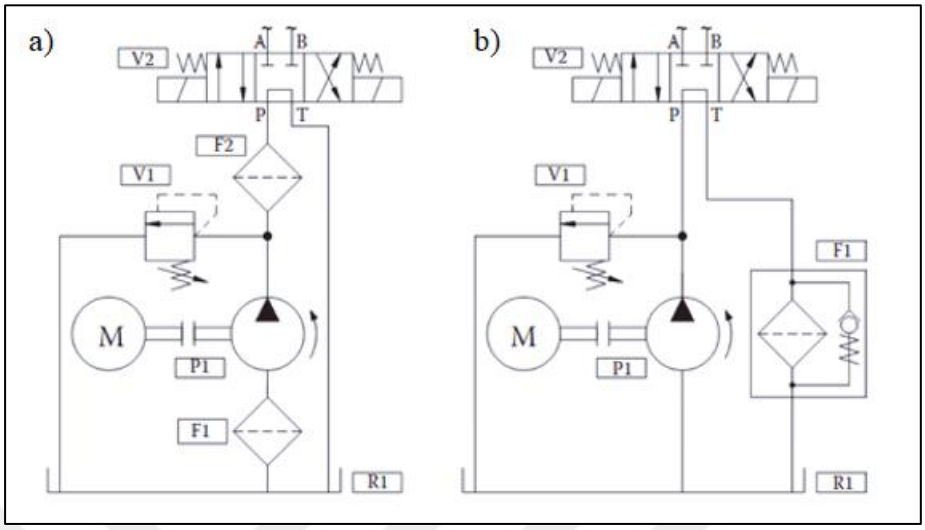


Şekil 2.10. Basınç kontrol valfi [10]

2.4. Hidrolik Filtreler

Hidrolik akışkanın sistemde bir yağlama filmi oluşturması beklenir. Kirletici maddeler bu filmi kırabilir, yüzeylerde erozyona neden olabilir ve bunun sonucunda komponentlerin çalışmasını engeller. Sonuç olarak hidrolik komponentlerin kullanım ömrü azalır, performansı düşer ve hatta tamamen arızalanabilir. Hidrolik sistemlerde kirletici maddeler, devre birleşenlerinden, dış çevreden, standardın altında kirliliğe sahip olan hidrolik yağ kullanımı gibi sebeplerden oluşabilir. Hidrolik sistemden bu kirletici maddeleri uzaklaştırmak için hidrolik sistemin farklı bölgelerine filtreler yerleştirilir ve bu filtrelerle partiküller uzaklaştırılır [10]. Bu filtreler genel olarak, tank içerisinde bulunan pompaya giden akışkanın filtrelenmesini sağlayan emiş filtresi,

pompadan çıkan akışkanı devreye gitmeden önce filtreleyen basınç filtresi, ve tanka gitmeden önce filtreleme yapan dönüş filtreleri olarak adlandırılır (Şekil 2.11).



Şekil 2.11. Filtre tiplerinin devrelerde gösterimi a) Emiş (F1) ve basınç (F2) filtresi b) Dönüş (F1) filtresi [10]

2.5. Hidrolik Bağlantı Elemanları

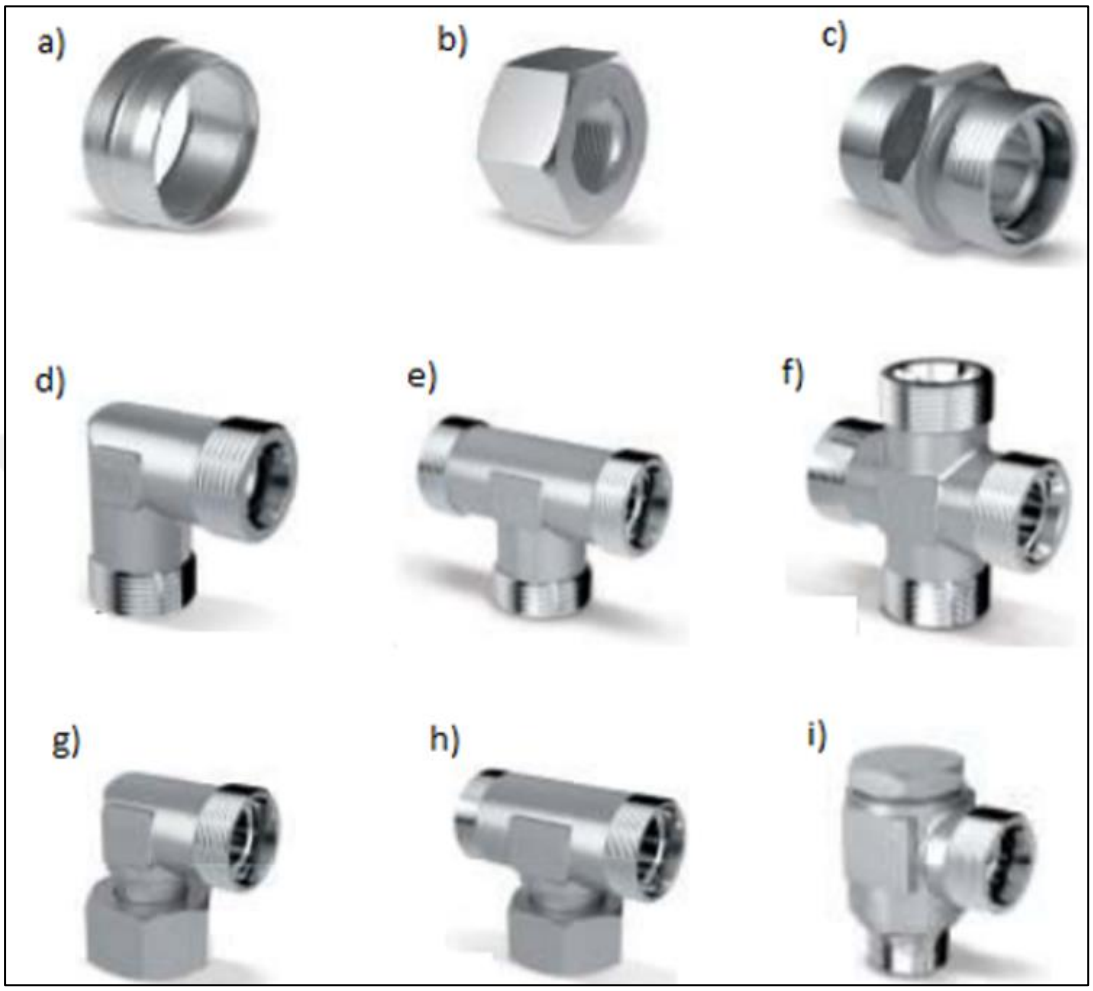
Hidrolik sistemlerde akışkan ilgili komponentlere iletim hatlarıyla iletilirler. Hidrolik sistemlerde iletim hatlarını borular ve hortumlar olarak adlandırabiliriz. Bu hatların birbirlerine bağlanması için ise bağlantı elemanları kullanılmaktadır.

Hidrolik sistemlerde kullanılan bağlantı elemanlarını genel olarak aşağıdaki gibi sınıflandırabiliriz;

- ISO 8434-1 standardında tanımlanmış 24º yüksüklü tip boru bağlantıları
- ISO 8434-6 standardında tanımlanmış 60º bağlantılar
- SAE J 514 standardında tanımlanmış 37º bağlantılar
- SAE J 518 standardında tanımlanmış flanşlı bağlantılar
- SAE J 1453 standardında tanımlanmış 90º bağlantılar
- Çabuk bağlantı elemanları

Hidrolik bağlantı elemanları iletim hatlarının birbirlerine bağlanmasının yanı sıra, pompa blok bağlantılarında, dönüş hatlarında ve emiş hatlarında da kullanılırlar. Bağlantı elemanlarını kullanılırken sistemdeki basınç dikkate alınmalıdır, mümkün olan en az sayıda ve en doğru bağlantı elemanı seçilmelidir. Yanlış seçim yapılan

bağlantı elemanı hidrolik sistemde basınç kayıplarına neden olacaktır [2]. Şekil 2.12'de hidrolik sistemlerde kullanılan bazı bağlantı elemanları gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Hidrolik bağlantı elemanları a) Yüksük b) Somun c) Nipel d) Dirsek e) Te f) Kruva g) Ters dirsek h) Orta bacak Te i) Döner Dirsek [15]

3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Hidrolik sistemlerde verimlilik konusunda yapılan çalışmalar incelediğinde büyük çoğunluğunun hidrolik sisteme sahip makinelerin verimliliklerini iyileştirmek üzerine olduğu görülmektedir. Bunların dışında hidrolik ekipmanların incelendiği, araştırma makaleleri de mevcuttur. Literatürde özellikle son yıllarda verimlilik üzerine yapılan çalışmalarda elektronik sistemlerin kullanılmasının verimlilik artışına etkilerinin öne çıktığı görülmektedir. Tahrik motorlarının ve ekipmanların elektronik olarak kontrol imkanlarının artması ve son yıllarda bilgisayar destekli yazımlarla bu süreçlerin desteklenmesi, verimlilik üzerinde büyük artışlar sağlamıştır. Bu gibi gelişmeler hidrolik sistemlerde gelecekte elektronik sistemlerin kullanımının çok daha artacağını göstermektedir.

Milos Vukovic ve arkadaşları 2017 yılındaki hidrolik ekskavatörlerde yakıt tüketimini azaltma - kapsamlı bir analiz isimli çalışmalarında [16], bir hidrolik ekskavatör ve bu makinelerin gerçekleştirdiği döngülerin kapsamlı bir analizini yaparak yakıt tüketimini azaltma yöntemlerini araştırmışlardır. Çalışmanın temel amaçlardan biri, standart verimlilik tanımlarına, özellikle de hidrolik verimliliğe odaklanan bir tasarımın yanıltıcı olabileceğidir. Willans yaklaşımına dayanan, sabit ve değişken yakıt tüketimi kavramlarıyla birlikte yeni bir yakıt tüketimi modeli kullanan yeni bir yaklaşımla, 18 tonluk bir ekskavatörden elde edilen gerçek test verilerini kullanmış ve doğrulamışlardır. Ölçüm verilerinin ayrıntılı incelemesiyle, bir ekskavatörün yakıt tüketiminin sabit ve değişken bir bileşene bölünebileceğini göstermişlerdir. Çalışmalarında sunulan modelle, belirli bir önlemin yakıt tüketimini azaltma kabiliyetine ilişkin potansiyelini değerlendirmeye yardımcı olabileceğini bulgulamışlardır. Bunun nedeni, hidrolik sistem verimliliğindeki gelişmelerin sabit tüketimi değil sadece değişken tüketimi düşürmesidir. Benzer şekilde, mevcut tüm bom potansiyelini ve salınım kinetik enerjisini geri kazanabilen bir makine teorik olarak yakıt tüketimini sadece %30 kadar azaltabileceğini tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, sadece hidrolik verim açısından düşünmenin yanıltıcı olduğunu, motor ve diğer

önemli faktörler göz önüne alındığında bütünsel bir yaklaşımın daha uygun olacağını tespit etmişlerdir.

Nurmi ve Mattila 2017 yılında hidrolik manipülatörlerin küresel enerji-optimal artıklık çözünürlüğü: ormancılık manipulatörü için deney sonuçları isimli çalışmlarında [17], mobil makinelerde ağır hizmet taşıma için kullanılan tipik hidrolik manipülatörlerin enerji verimsizliğini ele almışlardır. Geleneksel yöntemler minimum hidrolik enerji tüketimine göre düşük performansa sahip olduğundan vana kontrollü aktüatörler önermişlerdir. Deneylerle de desteklenen çalışmalarında hem tipik yük algılaması hem de sabit basınç sistemine uygun dinamik programlama yaklaşımları kullanarak %15-30 daha az enerji tüketebileceğini göstermişlerdir.

Gradl ve Scheidl 2017 yılında enerji verimli düşük güçlü step dönüştürücünün performansı isimli çalışmasında [18], geleneksel olarak hidrolik servo sürücülerin kullanıldığı uygulamalar için tasarlanmış, enerji tasarruflu, düşük güçlü bir step sürücü tanımlamışlardır. Dönüştürücü, tanımlanmış bir akışkan miktarını silindirde sınırlı bir ileri haraketle değiştirmek için, bir valf tarafından kontrol edilen bir hidrolik silindir ünitesinden oluşmaktadır. Akışkanın bir kısmını yardımcı hattan hidrolik enerji olmadan çıkarmak için, pistonun bir bölümündeki kinetik enerjiyi, basınç fazlası olarak depolayarak enerji tasarrufu sağlamışlardır. Bu tür bir sistem, standart servo hidrolik sistemlere göre, özellikle hidrolik sistemin sürekli kullanılmasını gerektirmeyen uygulamalarda %30'a varan bir enerji tasarrufu sağladığını tespit etmişlerdir.

Franklin ve arkadaşları 2014 yılında yüksek performanslı hidrolik yağlarla hidrolik sistem enerji verimliliğini artırma isimli çalışmalarında [11], enjeksiyon makinelerinde alternatif bir sentetik yağ kullanarak %16,7 verim artışı sağlamışlardır.

Karl Erik 2015 yılında enerji verimli hidrolik - kayıpların azaltılması için sistem çözümleri isimli çalışmasında [3], hidrolik akümülatörlere enerji depolaması ve geri kazanımı ile yaptığı çalışmada %20-50 arası verimlilik artışı sağlamıştır. Ayrıca hız kontrollü pompalar kullanarak bu oranı %80'e çıkarmıştır.

Martin Vasina ve arkadaşları 2018 yılında hidrolik sistemlerin enerji ve dinamik özellikleri isimli çalışmalarında [5], hidrolik sistemlerin enerji tasarrufunu dinamik

davranış açısından incelemişler, farklı hidrolik sistemleri verimlilik açısından karşılaştırmışlardır. En iyi frekansı bulmak için deneysel yöntem, matematiksel yöntem ve ampirik formül olmak üzere 3 yöntem kullanmıştır. En iyi yöntemin deneysel yöntem olduğunu tespit etmiştirler.

Hu Shi ve arkadaşları 2014 yılında tünel açma makinesinin kesici kafa hidrolik tahrik sisteminin enerji tasarrufu isimli çalışmalarında [19], bir tünel açma makinesinde elektrik motoru bağlantısının ve pompa kontrollü motor bağlantısının matematiksel modellerini oluşturmuşlardır. Her bağlantının güç tüketimi ve enerji analizlerini yapmışlardır. Pompa kontrollü motorun kullanılmasıyla enerji tasarrufu sağlandığını ve sistem verimliliğinde artış olduğunu tespit etmişlerdir.

Tonglin Shang 2004 yılında yaptığı enerji verimli bir hidrolik devrenin performansını artırma isimli yüksek lisans tezinde [4], yüksek dinamik performans ve yüksek verimlilik gösteren yeni bir hidrolik devre oluşturmuştur. Yüksek devre verimliliği nedeniyle, çalışmanın temeli olarak pompa kontrollü bir hidrolik motor sistemi kullanmıştır. Pompanın dinamik tepkisini arttırmak ve pompayı doğrudan kontrol etmek için bir DC motor tasarlamış, pompa ve DC motoru matematiksel olarak modelleyerek, parametreleri deneysel olarak tanımlamıştır. DC motor için doğrusal olmayan bir PID kontrol cihazı tasarlamıştır. DC motorun hızlı dinamik tepkisi sayesinde DC motor kontrollü pompanın, pompa basıncına bağlı olarak 15 ila 35 ms'lik bir artış süresi ile hızlı bir dinamik tepki gösterdiğini tespit etmiştir. Pompa akış hızının dinamik tepki hızı arttıkça, hidrolik motor çıkışı istenilen değeri aşmıştır. Bu aşmayı azaltmak için, akışın bir kısmını tanka göndermek için bir bypass akış kontrol devresi tasarlamıştır. Bunların simülasyonunu yapmıştır. Simülasyon sonuçları, bypass akış kontrol sisteminin, hidrolik motor dönme hızının aşmasını önemli ölçüde azaltabileceğini göstermiştir. Bypass denetleyicisi deneysel test devresine uygulanmıştır. Test sonuçları, baypass akış kontrolünün, hidrolik motorun dönme hızını aşmasını %50 oranında azaltabileceğini göstermiştir. Devrenin bypass akış kontrol sistemi ile etkinliğinin, bu çalışmada kullanılan özel pompa kontrollü sistem için %1 ila %5 daha düşük olduğunu tespit etmiştir. Bu çalışmada önerilen motor bypass kontrol sisteminin, DC motorla çalışan pompa ile birleştirildiğinde enerji verimli bir devre oluşturmak için kullanılabileceği sonucuna varmıştır.

Hayriye Sevil Ergür 2018 yılında hidrolik sistemlerde enerji verimliliği isimli çalışmasında [20], farklı hidrolik devreleri incelemiştir. Bu devrelerde oluşan sistem kayıplarını belirlemiş ve bunların analizini yapmıştır. Hidrolik sistemlerdeki pompa, valf ve boru kaynaklı sürtünme kayıplarına dikkat edilerek tasarım yapılması, hidrolik akümülatörlerde biriken enerjinin kullanılmasının enerji verimliliğine katkı sağladığı sonucuna varmıştır.

E. Lisowski ve J. Rajda 2013 yılında lojik valflerden oluşturulan hidrolik yön kontrol valfi ile akış esnasında basınç kaybının CFD analizi isimli çalışmasında [21], bir hidrolik sistemdeki akış direncinin azaltılmasını araştırmışlardır. Pilot kumandalı çek valflerle yön kontrol valfine odaklanmışlardır. Makalede 4 yollu bir yön kontrol valfinin, pilot kumandalı çek valflerle, logic valflerden oluşan uygun bir ünite ile değiştirilmesini önermişlerdir. Bu nedenle, yeni bir yön kontrol valfi gövdesi tasarlanmıştır. Makaledeki kontrol valfinin hacimsel debisi 450 dm^3 / dk'ya basıncı ise 42 MPa'ya kadardır. Makalede önerilen çözümle, basınç kayıpları % 35'in üzerinde azaltılmıştır.

Emma Frosina ve arkadaşları 2014 yılında yön kontrol valfi sürgüsü üzerine etkiyen kuvvetlerin 3D CFD analizi isimli çalışmalarında [22], çoğunlukla endüstriyel alanlarda kullanılan ISO 4401-03 standartlarına uygun olarak tasarlanan Duplomatic Oleodinamica S.p.A. tarafından geliştirilen DS3 - TA yön kontrol valfi üzerine çalışma yapmışlardır. Valfi modelleyip analiz etmişler ve laboratuvarda kurulan deney düzeneğiyle analiz sonuçlarını doğrulamışlardır. Model oluşturma ve doğrulama aşamalarından sonra, valf iç akışkan kuvvetlerinin davranışını araştırmak için tüm simülasyon sonuçlarının analizini yapmışlardır. Sürgü konumlarını değiştirerek çalışmalar yapmışlardır. Böylece kritik sürgü konumlarını tespit etmişler ve üretici firmanın değerleriyle kıyaslamışlardır. Yön kontrol valfinin performansını optimize etmek için yeniden tasarlanması gerektiği sonucuna ulaşmışlardır.

Bao Min ve arkadaşları 2001 yılında hidrolik valfin basınç kayıplarının hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımı isimli çalışmalarında [23], CFD tekniği kullanarak bir hidrolik valfin analizini yapmışlardır. Valfin farklı akışlarda ve farklı konumlarında basınç kayıplarını hesaplamışlardır. Sonuç olarak akış ve konum değişikliklerinin

basınç kayıplarını önemli ölçüde azalttığını ancak sürgü tasarımının değişmesinin daha az etkili olduğunu tespit etmişlerdir.

Niko Herakovic 2015 yılında hidrolik valflerde akış kuvveti azalmasının CFD simülasyonu isimli çalışmasında [24], hidrolik valflerin enerji tüketimini azaltmak için, hidrolik valflerden geçen akışkanın oluşturduğu eksenel statik kuvvetleri azaltılması gerektiğini ortaya koymuş, CFD analizi kullanarak valfin analizini yapmıştır. Çalışma sonucunda valf gövdesi ve sürgü tasarımını değiştirerek eksenel kuvvetlerin önemli ölçüde azaltılabileceğini tespit etmiştir. Böylece enerji tüketiminin de azalacağı sonucuna varmıştır.

Edward Lisowski ve arkadaşları 2015 yılında tip WE10J yön kontrol valfinin sürgüsüne etkiyen kuvvetlerin CFD analizi isimli çalışmalarında [25], dört portlu, üç konumlu, 10 mm nominal çapta ve 35 MPa'ya kadar çalışma basıncında doğrudan çalıştırılan WE10J tipi yön kontrol valfi sürgüsüne etki eden akış kuvvetlerinin CFD analizini yapmışlardır. Valfin içinden akışkanın akması sırasında sürgüye etki eden hidrolik kuvvetlerin, sürgü geometrisini değiştirerek hidrolik kuvvetlerin azaltılıp azaltılamayacağını araştırmıştırlardır. 120 lt/dak çalışan valf için 160 lt/dak debide CFD analizi kullanarak çalışma yapmışlardır. CFD analizi, akış hızının çok daha geniş bir aralıkta olabileceğini göstermiştir. Bununla birlikte, valf sürgüsü üzerinde etkiyen akışkan kuvvetlerinin solenoid kuvvetine zıt yönde oluşumu ile bağlantılı olduğunu tespit etmişlerdir.

Saman Shabani ve arkadaşları 2019 yılında boru bükme açısının basınç kayıpları kanatlı dirsek boruları üzerindeki etkisi isimli çalışmasında [7], kanatlı veya kanatsız dairesel kesitli boru dirseğinde türbülanslı akışların neden olduğu basınç dağılımını ve basınç kayıplarını simüle etmişlerdir. Çalışmalarının temel amacı, boru büküm açısını ve Reynolds sayısının değiştirilmesinin sayısal simülasyon yoluyla tek fazlı türbülanslı akışın akış ayrımı üzerindeki etkisini karakterize etmektir. Sonuçlar deney sonuçları ile doğrulanmış ve daha sonra kayıp katsayısı, kanatlı veya kanatsız çeşitli yarıçap oranlarında 45° ila 135° boru bükülmesinden farklı açılarda hesaplamışlardır. Boru açısının arttırılmasının boru dirsek kaybı katsayısını artırmasına rağmen, boru dirseğinde kılavuz kanat kullanılması bu katsayıyı azaltmıştır. Sonuç olarak boru dirseğinde iki kanatçık kullanımının dirsek basınç kayıplarının azaltılmasında daha

etkili olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayrıca, iki kanatçık kullanılması kayıp katsayısını %50'den fazla azaltabileceğini bulgulamışlardır.

Md. Safayet Hossain ve arkadaşları 2018 yılında 180° kanalda türbülanslı akış gelişiminin dairesel kesit ile hesaplamalı incelenmesi isimli çalışmalarında [26], iki ayrı gerçekleştirilebilir k-ϵ ve Reynolds Stres Modeli (RSM) kullanarak 180 ° bükülmüş bir kanal içindeki akış özelliklerinin analizine odaklanmışlardır. Her iki çalışmada da elde edilen hesaplama sonuçlarını, bükülme bölgesi boyunca farklı kesitlerde ve hız dağılımı için deneysel verilerle doğrulamışlardır. Türbülanslı akışın anizotropik davranışını büküm bölgesi içindeki her iki durumda göstermişler ve 3° den sonraki bükümlerdeki akışın dış tarafta giderek daha yoğun hale geldiği tespit etmişlerdir. Her iki türbülans modeli için u kanalı boyunca basınç katsayısını göstermiş ve karakteristik bir özellik elde etmişlerdir. Her iki durum da, gerçekleştirilebilir k-ϵ modelinin nispeten daha iyi bir yaklaşım sağladığını tespit etmişlerdir.

E. Lisowski ve arkadaşları 2017 yılında CFD yöntemi kullanılarak oransal kontrol vanası akış katsayısının analizi isimli çalışmalarında [27], sürgüyle pozisyonu ayarlanabilen bir yön kontrol valfinin akış katsayısının analizini yapmışlardır. CFD analizi kullanılarak akış katsayısını belirlemişlerdir. Boşluk genişliği ve katsayı değerinin sürgü pozisyonu ile hacimsel akış hızıyla ilişkili olduğunu göstermişlerdir. Böylece, akış katsayısı değerini sürgü konumu ve akış hızının bir fonksiyonu olarak kullanılmasını önermişlerdir. Fonksiyon olarak akış paremetlerinin belirlenmesinin hidrolik sistemlerin araştırılmasının önemli ölçüde basitleştirdiğini ve süreyi kısalttığını tespit etmişlerdir.

Özgün Tunç 2019 yılında yüke duyarlı oransal yön kontrol valflerinin basınç kaybı ve ısınma yönünden iyileştirilmesiyle enerji verimliliğinin arttırılması isimli yüksek lisans tez çalışmasında [28], yüke duyarlı ve basınç kompenzatörlü bir hidrolik valfle yeni tasarlamış olduğu aynı özellikteki yön kontrol valfini karşılaştırmıştır. Enerji verimliliği yönünden ele aldığı çalışmasında ilk olarak basınç kompanzatörünün sistem beklentilerini karşılayamadığını tespit etmiş ve bunun yerine akış oranlama kompanzatörü kullanmıştır. Ayrıca yeni tasarımda maça ve mil tasarımlarını da değiştirmiştir. Yaptığı bu yeni tasarımla 42,5 kW güç ihtiyacı duyan sistem eski valfe

göre yeni valfle 26,4 kW güç ihtiyacı duymuştur. Buna göre dizel motor kullanılan bir iş makinesini ele almış ve 4,8 L/h lik bir yakıt tasarrufu sağladığını tespit etmiştir.

Wu Renzhi, ve Lei Qin 90° bükümlü boru dirseğinde akış özellikleri ve enerji kaybı mekanizması üzerine sayısal çalışma isimli makalesinde [29], CFD yöntemiyle 90° bükümlü boru dirseğinin akış karakteristiğini ve enerji kayıplarını incelemişlerdir. 90° bükümlü boru dirseğinde akışın 2 fazlı oluştuğunu, ikincil akışın ana akışa dik kesitte paralel olacak şekilde oluştuğunu ifade etmişlerdir. Çalışmada Reynold sayısının artırılmasının ana akışın oluşum noktasının yukarı doğru ilerlediğini 2 faza ayrılan akışın yeniden birleşim noktasının ise aşağıya doğru ilerlediğini tespit etmişlerdir. Buradan boru hattındaki akışkanın ayrım noktalarını değiştirirek boru içerisindeki akışkanın taşıdığı enerji miktarını değiştirilebileceğini ortaya koymuşlardır. Akış karakteristiğini incelemek için yaptığı analiz çalışmasında akışkanın ayrılma bölgesinde vorteks oluşturarak geri aktığını ve belli bir noktadan sonra tekrar toplandığını bulgulamışlardır. Çalışmada 90° dairesel boru dirseğinde akışın ayrılmasından dolayı oluşan negatif basıncın sistemdeki basınç artışına eşdeğer olduğunu ifade etmiş ve negatif basıncı ortadan kaldırmak için eğrilik oranının (Rc (eğrilik yarıçapı)/borunun iç çapı) 1 ‘den büyük olmasının bu durumu büyük ölçüde ortadan kaldırabileceğini tespit etmişlerdir.

Ivan Okhotnikov ve arkadaşları 2019 yılında döner sürgülü valfin ölçüm karakteristiği ve basınç kayıplarının sayısal ve deneysel olarak incelenmesi isimli makalesinde valf içerisindeki döner bir sürgünün deneysel ve sayısal çalışması isimli çalışmalarında [30], valf içerisinde sürgünün açısal konumlarına göre basınç kayıplarını ve akış hızını incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarında akış hızı ve basınç kayıplarını analiz çalışmalarıyla kıyaslamışlar, modelleme ve test sonuçları arasındaki ortalama tutarsızlıkları % 52,46 ve basınç kaybı için tutarsızlıkları % 82,78 olarak tespit etmişlerdir. Bu tutarsızlıkları ortadan kaldırmak ve iyileştirme yapmak için valf üzerinde bazı parçalarda değişiklik yaparak yeni bir prototip üretim yapmıştır. Bazı parçalarda değişikliğin bir katkısı olmayacağını tespit ederek orjinal parçadaki gibi üretmişler ancak toplam boyda bir miktar kısaltma yapmışlardır. Sonuç olarak yeni yaptıkları tasarımda tutarsızlıkları % 47,75 oranında azaltmışlardır. Benzer yapı ve performansa sahip, endüstriyel olarak seçilen seçilmiş akış kontrol vanası ile yapılan

karşılaştırma çalışması sonucunda enerji kaybının ortalama % 71,66 azaldığını doğrulamışlardır.

Bhavesh D. Gajbhiye ve arkadaşları 2019 yılında hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımını kullanarak boru bağlantılarından türbülanslı akışın öğretilmesi isimli makalelerinde [31], çeşitli boru bağlantı elemanlarındaki (dirsek, bükülme, te ve redüktör) hidrodinamiği, CFD yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Bağlantı elemanlarınının hız profillerini ve basınç kayıplarını incelemişlerdir. Redüktör içindeki akışın redüktördeki çap farklılığından dolayı giriş ve çıkıştaki hızlarda farklılıklar gözlemlemişlerdir. Dirsekte ve dirsek boyunca akış ile ilgili olarak, dirsek boyunca kesit alanının sabit kalmasından dolayı giriş ve çıkış hızlarının sabit kaldığını gözlemlemişlerdir.

Kumar Perumal ve arkadaşları 2015 yılında boru bağlantı elemanlarının basınç kaybı katsayılarının tahmini için CFD modellemesi: Bir lisans projesi isimli çalışmalarında [6], Reynolds sayılarını değiştirerek dirsekteki basınç kayıplarını CFD analiziyle hesaplamışlardır. Çalışmada k-ε türbülans modeli kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlar ile daha önce yapılan çalışmaları karşılaştırmışlar ve benzer sonuçlar bulmuşlardır. Çalışmalarında, bağlantı elemanlarının basınç kayıp katsayılarının tahmini için CFD simülasyonunun kullanışlılığını göstermişler ve CFD modeli kullanarak kayıp katsayısı belirlemenin ucuz bir alternatif olduğu sonucuna varmışlardır.

Darko M Knežević ve arkadaşları 2009 yılında hidrolik boru hattı sistemlerindeki basınç kayıplarının sıcaklık ve basınç dikkate alınarak belirlenmesi isimli çalışmalarında [32], literatürde basınç kayıplarını hesaplamak için Reynolds sayısına dayanan yöntemlerin eksikliklerini gidermek için yağ basıncını, çalışma sıcaklığı altındaki yoğunluğu ve viskozitedeki gerçek değişiklikleri dikkate alarak çalışma yapmışlardır. Hidrolik sistemlerde basınç kayıplarını hesaplarken dikkate alınması gereken sıcaklık ve akışkanın temel özelliklerinin etkilerini incelemişlerdir. Bunların basınç kaybı hesabında dikkate alınıp alınmamasıyla ilgili temsili bir hidrolik tesisat modeli oluşturmuşlardır. Sonuç olarak gerçek koşullarda oluşturulan modelin hidrolik sistemlerde basınç kayıbını hesaplamada daha doğru sonuçlar elde etttiğini tespit etmiş ve bu yöntemi önermişlerdir.

Piechota Piotr ve arkadaşları 2018 yılında hidrolik dirsek tarafından bozulan bir akışın CFD simülasyonunda ilgili türbülans modelinin seçilmesi - simülasyonun ultrasonik akış ölçerle elde edilen ölçüm sonuçları ile karşılaştırmalı analizi isimli çalışmalarında [33], hidrolik dirsek içeren bir hidrolik sistemin ultrasonik bir akış ölçerle akışı ölçmüşlerdir. Çalışmalarında 3 farklı türbülans modeli (k-ε, SST ve SSG) kullanmışlardır. Çalışmada 3 model arasında kayda değer bir fark gözlememişlerdir. Yaptıkları çalışmalarda 0-5-10-15-50 D çapları için hız profillerini incelemişlerdir. 10D ve 15D ölçüm çapları için ölçüm değerleri arasındaki farkı ortalama % 5 tespit etmişlerdir. Bu durumun, özellikle analiz edilen akıştaki düşük hız değerleri göz önüne alındığında tatmin edici bir değer olduğunu ifade etmişlerdir. 5D, 10D ve 15D çaplarında SSG modeli, farklı hızlarda daha fazla sayıda sıvı katmanını ayırt etmeye izin verdiğinden daha hassas denklem çözümleri sunduğu tespit etmişlerdir. Bu açıdan bakıldığında en az doğru olan k-ε modelidir. 50D ölçüm çapında, tüm türbülans modelleri merkezi olarak simetrik bir hız dağılımı oluşturduğundan stabil bir akış oluşturmaktadır ve hidrolik tesisatta dirsekten dolayı oluşabilecek olumsuzlukları etkilemediğini ifade etmişlerdir.

Kim Jongtae ve arkadaşları 2014 yılında türbülanslı boru akışında 90° dirsekle ortaya çıkan ikincil akışın özellikleri isimli makalelerinde [34], 90° bir borudaki türbülanslı akışı deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarının temel amacı sayısal simülasyonlarla dirsekte oluşan ikincil akışı karakterize etmektir. Bunun için uygun bir türbülans modeli seçmek için farklı bir araştırmadaki verileri kullanmışlar ve k-ε modelinin en uygun model olduğunu tespit etmişlerdir. Deneysel ve sayısal çalışmalardaki sonuçların kabul edilebilir değerde olduğunu tespit etmişlerdir. Bükümden sonraki akışı Reynolds sayısına bağlılığını ölçmek için üç test yapmışlar ve bu testlerden alınan hız profillerinin birbiriyle benzer olduğunu bulgulamışlardır. Bu durumu, Reynolds sayısı 50000 ve 20000 arasındaysa aynı büküm yarıçapına sahip bir bükümden sonra akışların yapısında benzerlik olduğu anlamına geldiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca bükümden sonra oluşan vorteksleri incelemişlerdir. Vortekslerin akış sonrası azaldığını büküm yarıçapı büyük olan dirseklerde daha hızlı dağıldığını tespit etmişlerdir.

J. H. Zhang ve arkadaşları 2019 yılında enerji tasarrufu için 3D baskı: hidrolik manifold tasarımından kanıtlar isimli makalelerinde [35], bir hidrolik manifold

içerisindeki basınç kayıplarını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında manifold içerisindeki deliklerin oluşturduğu dönüşlere odaklanmışlar ve bunların farklı geometrilerinin akış kayıplarını incelemişlerdir. Daha sonra basınç kayıplarının daha az olduğu büküm şekillerinden oluşan bir hidrolik manifoldu 3D yazıcıyla üretmişlerdir. Yeni ürettikleri manifoldda 20 lt/dak debide %55,2 ye kadar basınç kaybını azaltmışlardır.

Romil Khowal ve arkadaşları 2016 yılında CFD analiziyle iğne tip kısma valfinin akış katsayısı hesabı isimli makalelerinde [36], iğne tip bir kısma valfinin farklı açıklıklardaki akış katsayılarını hem deneysel hem de CFD analizi yöntemiyle hesaplamışlardır. Sonuç olarak CFD analiziyle deneysel sonuçların yakın olduğunu bulgulamış ve masraflı olan deneysel çalışma yerine CFD analizinin kullanılabileceğini ifade etmişler.

V.J. Sonawane ve arkadaşları 2013 yılında CFD yazılımı kullanarak küresel bir vanayı kontrol vanası olarak tasarım ve analizi isimli makalelerinde [37], vana üzerinde kısmanın gerçekleştiği bölüm ve kısmayı sağlayan parçanın farklı tasarımlarını yaparak vananın deşarj değerlerini tespit etmişlerdir. Tasarımını yaptıklarını farklı parçaların farklı uygulamalarda kullanılabileceğini tespit etmişlerdir.

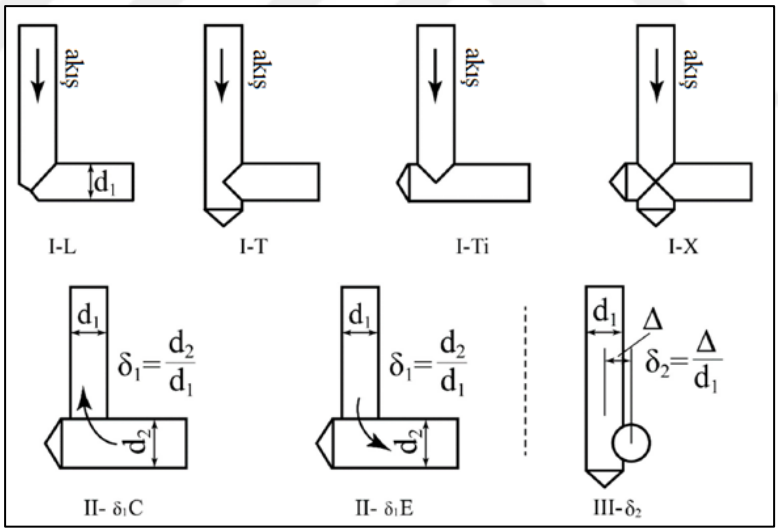
Swapmil R. Yevale ve arkadaşları 2018 yılında kontrol vanalarının CFD analizi üzerinde bir inceleme isimli makalelerinde [38], bir kontrol vanasının farklı açıklık durumlarına göre akış katsayılarını hesaplamışlardır. Deneysel sonuçlarla CFD analiz sonuçlarına göre %6 hata bulmuşlardır. Bu hatanın kabul edilebilir aralıkta olduğunu belirtmişlerdir.

4. TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMA BİLGİLERİ

4.1. Teorik Bilgiler

4.1.1. Hidrolik komponentlerde kullanılan tipik dönüşler

Hidrolik sistemlerde kullanılan ekipmanlarda akışın geçeceği delikler geleneksel üretim yöntemiyle üretildiğinde, doğrudan delinmiş delikler ve yardımcı deliklerden oluşmaktadır. Akışkan gideceği yere giderken kanallar vasıtasıyla çeşitli yollara ayrılabilir. Bu tip parçalarda iki deliğin birleştiği kıvrımlar temel bir yapı olarak tanımlanabilir. Şekil 4.1'de gösterildiği gibi kıvrımlı geçişler 90° keskin dirsek (I) çap genişlemesi ve daralması (II) ofset kesişim (III) gibi temel yapılara sahiptir. Bu temel yapılar hidrolik komponentlerde farklı düzenlerde ve farklı konumlarda birleştirilerek kullanılabilir [35].



Şekil 4.1. Hidrolik komponentlerde kullanılan dönüşler [35]

90° keskin dirsek (I) blok tip parçalarda kullanılan en yaygın tiptir. Ayrıca akış yönününde basınç kaybı üzerinde etkileri vardır. Akış bir kanala küçük çaptan girip büyük çaptan çıkarsa bu durum genleşme olarak tanımlanır. Akış büyük çaptan girip küçük çaptan çıkarsa bu durum daralma olarak tanımlanır. Ayrıca, iki deliğin bağıl çapı, akış modellerini etkileyen belirleyici bir faktördür [35].

4.1.2. Bölgesel kayıplar

Hidrolik tesisatlarda akışkan, boru ve hortumlara ek olarak vanalar, dirsekler, te, daralma ve genişleme elemanları gibi çeşitli bağlantı parçalarından geçer. Bu bağlantı parçaları akışkanın, düzgün bir şekilde akışını engellerler ve basınç kayıplarına neden olurlar. Büyük tesisatlarda genelde bu tip kayıplar küçük kayıp olarak adlandırılırlar. Bu durum genel olarak doğru olmasına rağmen bazı durumlarda büyük kayıplardan bile daha önemli olabilirler. Örnek olarak kısa mesafede bir kaç tane valf bulunan sistemlerde durum böyledir. Valfler ve bağlantı elemanlarında akışın çok karmaşık olmasından dolayı teorik bir analizin yapılması doğru sonuçlar vermeyebilir. Bu nedenle küçük kayıplar hidrolik ekipman üreticileri tarafından genellikle deneysel yöntemlerle belirlenmektedir [39].

Küçük kayıplar genellikle kayıp katsayısı K_L cinsinden ifade edilir. (direnç katsayısı olarak da adlandırılır)

$$K_L = \frac{h_L}{V^2/(2g)} \tag{4.4}$$

Bu denklemdeki h_L düz boru daki kayıptır. Aşağıdaki gibi gösterilir [39].

$$h_L = \Delta P_L / \rho g \tag{4.5}$$

Kayıp katsayısı, genel olarak bileşenin geometrisine ve Reynolds sayısına bağlıdır. Bununla birlikte kayıp katsayının Reynolds sayısından bağımsız olduğu varsayılır. Pratikte akışların çoğu büyük Reynolds sayısına bağlı olduğudan bu kabul edilebilir yaklaşımdır. Küçük kayıplar ayrıca eşdeğer uzunluk L_{equiv} olarak ifade edilmektedir.

$$h_L = K_L \frac{V^2}{2g} = f\frac{L_{equiv} V^2}{D2g} \tag{4.6}$$

$$L_{equiv} = \frac{D}{f} K_L \tag{4.7}$$

Bu denklemde f sürtünme faktörü D boru çapını ifade etmektedir. L_{equiv} bir parçada belli bir uzunluktaki kayıpları ifade etmektedir. Toplam kayıpları bulmak için bir bileşenin kaybını L_{equiv} ekleyerek bulabiliriz.

Toplam kayıplar,

$$h_{L,toplam}=h_{L,major}+h_{L,küçük} \tag{4.8}$$

$$=\sum_{i} f_i \frac{L_i V_i^2}{D_i 2g}+\sum_{i} K_{L,j} \frac{V_j^2}{2g} \tag{4.9}$$

i sabit çaplı boruyu j minor kayba neden olan bileşenleri temsil etmektedir. Analiz edilen boru sisteminin tamamı sabit bir çapa sahipse;

Toplam kayıplar,

$$h_{L,toplam}=(f\frac{L}{D}+\sum K_L)\frac{V^2}{2g} \tag{4.10}$$

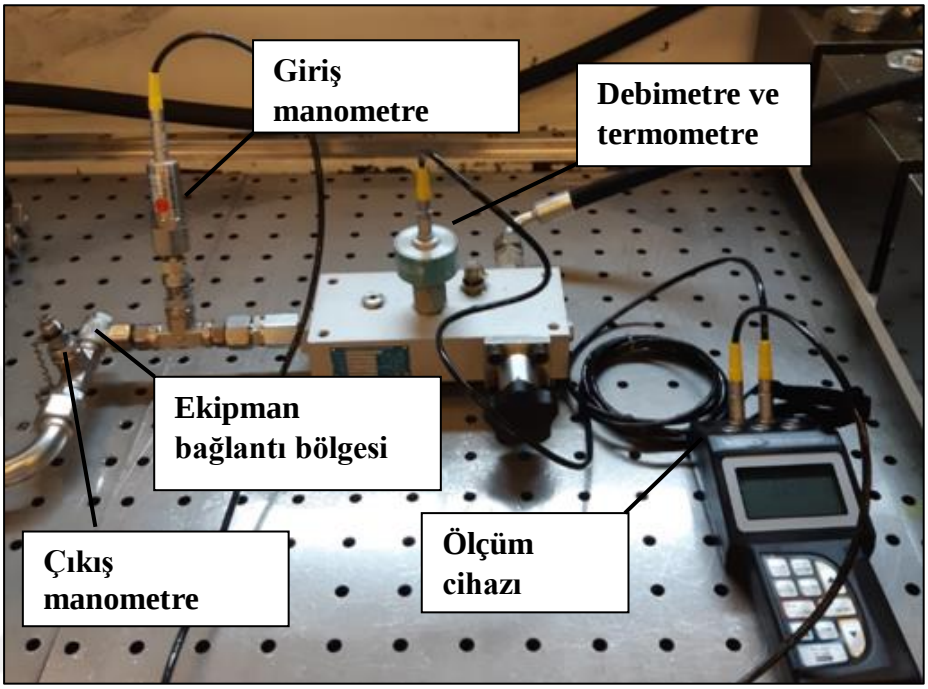
V, tüm sistem boyunca ortalama akış hızıdır. Kayıp katsayıları genel olarak boru çapı, yüzey pürüzlülüğü, Reynolds sayısı ve tasarımın detaylarına göre değişmektedir. Bu yüzden kayıp katsayılarında önemli derecede belirsizlikler vardır. Örneğin, iki farklı imalatçı tarafından aynı boyutlardaki valfin kayıp katsayıları farklılık gösterebilmektedir. Bu nedenle, kitaplarda verilen kayıp katsayılarının temsili değerlerine bakmak yerine üreticinin belirlediği değerlere göre hareket edilmelidir [15].

4.2. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Deney Düzeneği

Deneysel çalışmalar, Şekil 4.2'de görülen deney düzeneği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Deneylerde Tablo 4.1'de özellikleri verilen ISO VG 22 hidrolik yağ kullanılmıştır. Sistem 0-300 lt/dak aralığındaki debilerde çalışabilmektedir. Elektrik motoru bir sürücü ile kontrol edilmektedir. Böylece istenilen debi kolaylıkla ayarlanabilmektedir. Deney çalışmalarında Webtec (SR-HPM-460-05-0C) marka 300 lt/dak ya kadar ölçüm yapabilen bir debimetre kullanılmıştır. Debimetre üzerinde hem basınç hem de sıcaklık ölçebilen bir cihaz mevcuttur. Ölçüm sonuçları aynı markaya ait ölçüm cihazından alınmıştır. Ölçüm cihazı aynı anda debi, sıcaklık ve basınç değerlerini vermektedir.

Tablo 4.1. Deneysel çalışmalarda kullanılan akışkanın özellikleri

Kinematik viskozite	22	cSt
Ortalama Sıcaklık	40	°C
Yoğunluk	860	kg/m³



Şekil 4.2. Deneysel çalışmalarda kullanılan deney düzeneği

4.3. Sayısal Çalışmalarda Kullanılan Denklemler

Akış hesaplamaları Navier-Stokes denklemleri kullanılarak çözülmüştür.

Kütlenin korunumu denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\nabla.(\rho\vec{u})=0 \tag{4.11}$$

Momentum korunumu denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\nabla.(\rho\overrightarrow{uu})=-\nabla_p+\nabla.\tau \tag{4.12}$$

Bu denklemde ρ; yoğunluk p; basınç τ; viskoz gerilme tensörüdür.

Bu çalışmada k-ε modeli kullanılmıştır. Denklemleri aşağıdadır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}.(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}.(\rho \varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S_\varepsilon-C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\vartheta\varepsilon}} \quad (4.14)$$

4.4. Deneysel Çalışmalarda Hata Analizi ve Belirsizlik

Deneysel çalışmalarda deney verilerinin ölçümünde bazı hatalar olmaktadır. Bu hatalardan bazıları kişiden kaynaklı hatalar (dikkatsizlik ve tecrübesizlik), ölçüm cihazından dolayı oluşan hatalar (cihazın ısınması vb.) ve sistematik hatalardır (tekrarlı okumalarda oluşan hatalar). Hata analizinin amacı sabit ve rastgele oluşabilecek hataları belirleyerek deneysel sonuçların üzerinde oluşabilecek etkilerinin tespit edilmesidir [40].

Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen bir yöntem kullanılmaktadır. Bu yönteme göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise x_1, x_2, x_3 ……, x_n olmaktadır. Bu durumda;

$$R= R (x_1, x_2, x_3 \ldots\ldots\ldots\ldots x_n) \quad (4.15)$$

olarak yazılmaktadır [41].

Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları ise w_1, w_2, w_3, ……., w_n ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise;

$$W_R = [(\frac{\partial R}{\partial x_1}w_1)^2+(\frac{\partial R}{\partial x_2}w_2)^2+.\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .(\frac{\partial R}{\partial x_n}w_n)^2\ ]^{1/2} \quad (4.16)$$

şeklinde yazılmaktadır.

4.4.1. Debi ölçümünde oluşacak toplam hata

Deney çalışmalarında debi ölçümlerinden dolayı oluşabilecek hatalar debimetreden kaynaklı hatalar, bağlantı elemanlarından dolayı oluşan hatalar ve ölçüm cihazından dolayı oluşan hatalar olarak belirlenmiştir. Bu değerler;

Debimetreden dolayı oluşan hatalar ±%1

Bağlantı elemanlarından dolayı oluşan hatalar ±%0,1

Ölçüm cihazından dolayı oluşan hatalar ±%0,2

Bu değerler denklem 4.16'ya göre hesaplandığında

$W_{Debimetre}=[(1)^2+(0,1)^2+(0,2)^2]^{1/2}$

$W_{Debimetre} = \pm\%1,02$

4.4.2. Sıcaklık ölçümünde oluşacak toplam hata

Deney çalışmalarında sıcaklık ölçümlerinden dolayı oluşabilecek hatalar termometreden kaynaklı hatalar, bağlantı elemanlarından dolayı oluşan hatalar ve ölçüm cihazından dolayı oluşan hatalar olarak belirlenmiştir. Bu değerler;

Termometreden dolayı oluşan hatalar ±%1,5

Bağlantı elemanlarından dolayı oluşan hatalar ±%0,1

Ölçüm cihazından dolayı oluşan hatalar ±%0,2

Bu değerler denklem 4.16'ya göre hesaplandığında

$W_{Sıcaklık}=[(1)^2+(0,1)^2+(0,2)^2]^{1/2}$

$W_{Sıcaklık}=\pm\%1,52$

4.4.3. Basınç ölçümünde oluşacak toplam hata

Deney çalışmalarında basınç ölçümlerinden dolayı oluşabilecek hatalar; basınç sensöründen kaynaklı hatalar, bağlantı elemanlarından dolayı oluşan hatalar ve ölçüm cihazından dolayı oluşan hatalar olarak belirlenmiştir. Bu değerler;

Basınç sensöründen dolayı oluşan hatalar ±%0,25

Bağlantı elemanlarından dolayı oluşan hatalar ±%0,1

Ölçüm cihazından dolayı oluşan hatalar ±%0,2

Bu değerler denklem 4.16'ya göre hesaplandığında

$W_{Sıcaklık} = [(0,25)^2+(0,1)^2+(0,2)^2]^{1/2}$

$W_{Sıcaklık}=\pm\%0,34$

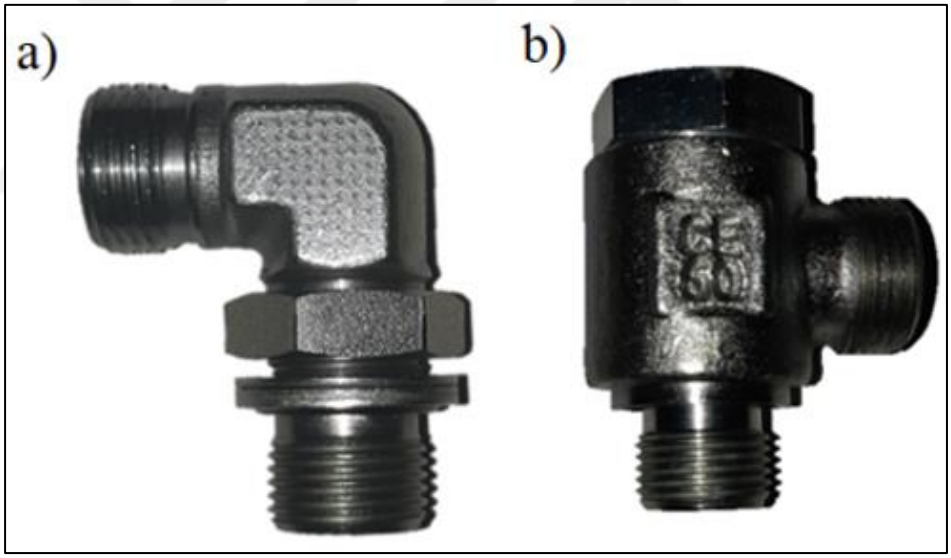
Yapılan deneylerde ölçülen parametlere de meydana gelen hata oranları Tablo 4.2' de gösterilmiştir.

Tablo 4.2. Deneysel çalışmalarda meydana gelen toplam hatalar

Hata Oluşturan Parametreler	**Toplam Hata**
Debi ölçümünde oluşacak toplam hata	±%1,02
Sıcaklık ölçümünde oluşacak toplam hata	±%1,52
Basınç ölçümünde oluşacak toplam hata	±%0,26

5. BANJO DÖNER DİRSEK

Hidrolik sistemlerde akışkanın istenilen yere ulaştırılması için hidrolik iletim hatları kullanılmaktadır. Bu iletim hatları temel olarak boru ve hortumlardan oluşmaktadır. Boruları ve hortumları biribirlerine ve hidrolik sistemde bulunan aktüatörlere bağlamak için bağlantı elemanları kullanılmaktadır. Bağlantı elemanları düz ve bükümlü olarak kullanılabilmektedir. Bükümlü olarak kullanılan hortum rakorları ve dirsekler tesisat üzerinde büyük kolaylık sağlamaktadır. Ancak her geçen gün hidrolik makinelerin tesisat alanlarının küçülmesi standart bükümlü bağlantı elemanlarının kullanılmasını zorlaştırmıştır. Yer darlığından dolayı daha keskin dönüşlere ihtiyaç duyan tasarımcılar standart dirsekler yerine banjo döner dirsekleri tercih etmektedir.

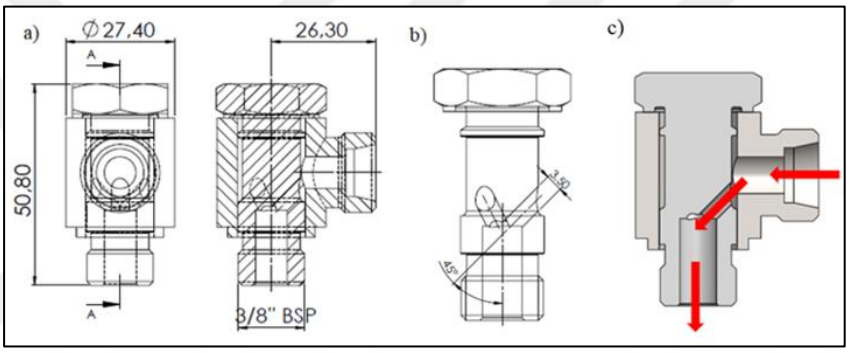


Şekil 5.1. a) Dirsek b) Banjo döner dirsek

Şekil 5.1'de hidrolik sistemlerde kullanılan dirsek ve banjo döner dirsek gösterilmiştir. Banjo döner dirseklerin, dirseklerden en önemli farklarından birisi keskin dönüşü sağlayabilmesi ve dirseğin istenilen yönde hidrolik sisteme monte edilebilmesini sağlayan banjo civatasıdır. Döner dirsekler sağladığı bu kolaylıklar nedeniyle hidrolik sistemlerin hemen hemen tamamında tercih edilmektedir. Ancak döner dirseğin, dirseğe göre bağlantı yerinden kazanma avantajı olmasına karşın, döner dirsekteki bu keskin dönüş dirseğe göre daha fazla basınç kaybına neden olmaktadır.

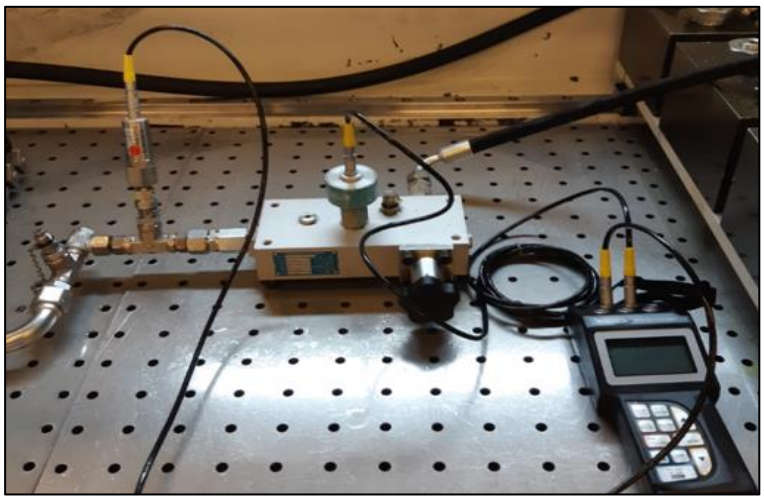
5.1. Deneysel Çalışmalar

Deneysel çalışmalarda ilk olarak; Şekil 5.2 a)' da gösterilen uzunluğu 50,80 mm, gövde çapı 27,40 mm, 3/8'' BSP diş tipine ve Ø12 boru bağlantısına sahip bir döner dirsek ele alınmıştır. Döner dirsekle ilgili yapılan deneysel çalışmalarda keskin dönüşe ve dirseğin yönünün ayarlanmasını sağlayan bununla birlikte basınç kaybına neden olan cıvatanın dirsek gövdesi içerisinde konumları ele alınmıştır. Şekil 5.2 b)' de gösterilen döner dirseğin cıvatası 3 adet 120° aralıklarla gövde üzerine 45° açıyla delinmiş ve 3,5 mm çapında deliğe sahiptir. Basınç kayıplarını ölçerken Şekil 5.4'de verilen konumlar dikkate alınmıştır. 0 ° en iyi yön olarak tespit edilmiştir. Daha sonra döner dirsek 9 eşit açıyla döndürülerek 60° ye kadar deneyler yapılmıştır.

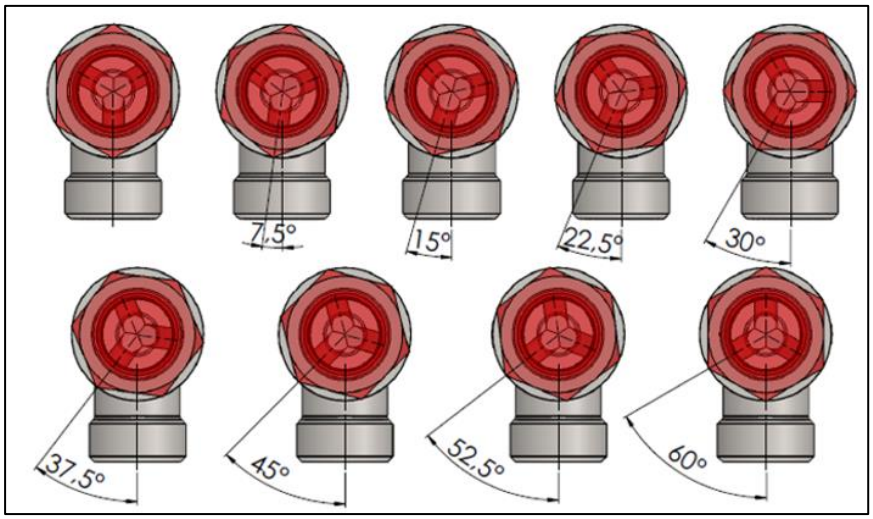


Şekil 5.2. a) Banjo döner dirsek ölçüsel gösterimi b) Banjo cıvatası ölçüleri c) Akış yönü

Şekil 5.3'te banjo döner dirseğin deney düzeneği gösterilmiştir. Deneysel çalışmalarda 30-40-50-60 lt/dak debilerde banjo döner dirseğin giriş ve çıkış basınçları ölçülmüştür.



Şekil 5.3. Banjo döner dirseğin deneysel çalışmalarında kullanılan deney düzeneği



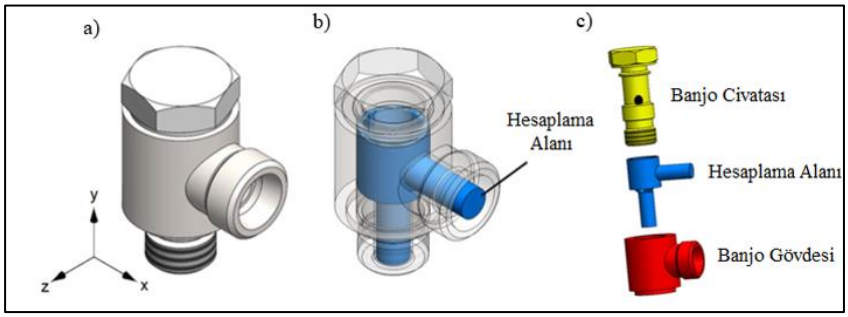
Şekil 5.4. Banjo döner dirsek cıvata bağlantılarının açısal gösterimi

5.2. Sayısal Çalışmalar

Analiz çalışmalarında her bir dirseğin Şekil 5.4'de gösterildiği gibi 0°-60° aralığında 9 farklı geometri için cıvata konumlarının basınç kayıpları hesaplanmıştır. Akış hesaplamaları Navier-Stokes denklemleri kullanılarak çözülmüştür.

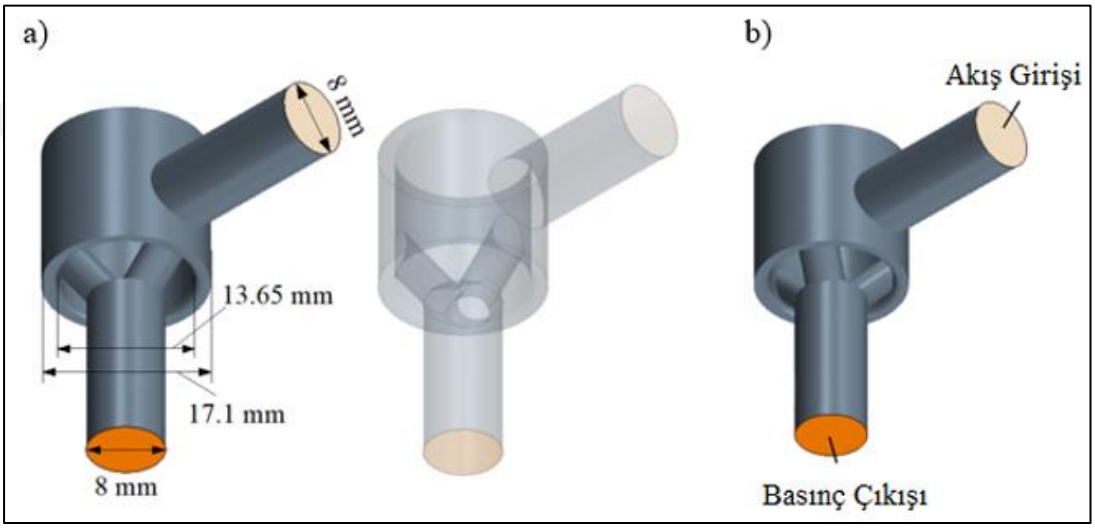
5.2.1. Geometrik model ve sınır koşulları

Şekil 5.5 a)'da 2 parçadan oluşan banjo döner dirseğinin 3D modeli gösterilmektedir. Şekil 5.5 c)'de banjo dirseğinin patlatılmış görüntüsü verilmiştir. Hesaplama alanı banjo gövdesi ile banjo cıvatası arasında kalan hacimden elde edilmiştir. Hesaplama alanı Şekil 5.5 b)'de mavi renk olarak gösterilmiştir. Analiz çalışmalarında banjo civatası 7,5° döndürülerek farklı açılardaki akışları incelemek için toplamda 9 adet hesaplama alanı oluşturulmuştur. Her bir hesaplama alanı için Reynolds 3110, 4148, 5184, 6222 sayılarında basınç farklarını hesaplamak için toplamda 36 adet analiz yapılmıştır.



Şekil 5.5. a) 3D cad model b) Hesaplama alanı c) Banjo döner dirsek patlatılmış görüntüsü

Şekil 5.6 a) ve Şekil 5.6 b)'de banjo civatasının 0° ve 60° açılarındaki konumlarına göre 3D simülasyonun geometrik modelleri gösterilmektedir. Banjo civatasının konumunun basınç kayıpları üzerindeki etkilerini belirlemek için 0 °, 7,5°, 15°, 22,5°, 30°, 37,5°, 45°, 52,5°, 60° gibi farklı cıvata açılarına sahip dokuz geometrik model kullanılmıştır. Banjo gövdesine akışkanın girdiği kısmın iç çapı 8 mm dir. Akışkan Şekil 5.6 a)' da gösterildiği gibi 8 mm çapta çıkmaktadır. Akışkan çıkışa yönelmek için banjo civatası üzerinde bulunan 3 eliptik deliğe girmeden önce 13,65 mm ve 17,10 mm çapında silindirik bölgeden akmaktadır.

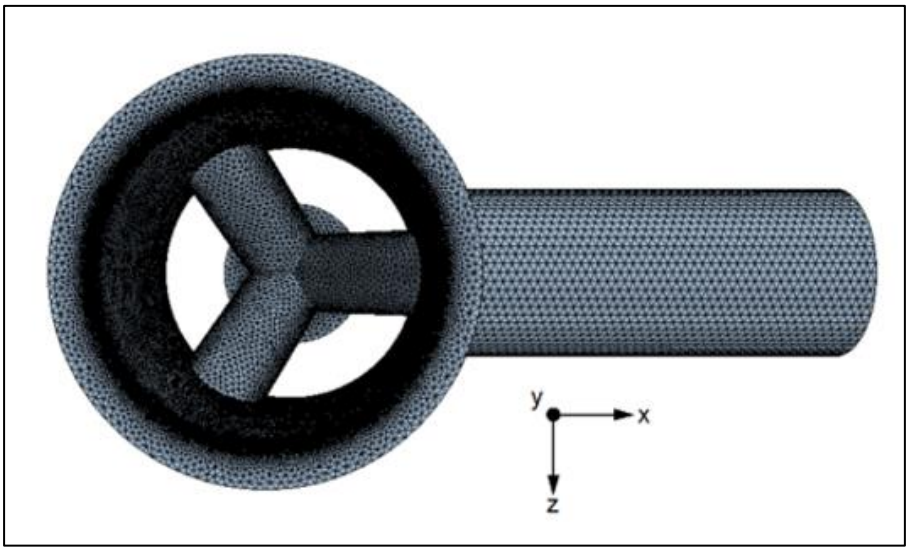


Şekil 5.6. a) 0°'de geometrik model b) 60°'de sınır koşulları

Akış girişi ve basınç çıkışı (0 bar) sınır koşulları akışı simüle etmek için kullanılmıştır. Akışın mevcut olmadığı tüm bölümler duvar sınırı olarak belirlenmiştir.

5.2.2. Çözüm ağı ve çözüm ağından bağımsızlık çalışması

Bu çalışmada banjo dirseğindeki akışı simüle etmek için dörtyüzlü (tetrahedral) çözüm ağı (mesh) kullanılmıştır. Kavisli yüzeylerde yapılan benzer çalışmalarda dörtyüzlü çözüm ağının iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir [42]. Parçanın çözüm ağından bağımsızlık çalışması için beş farklı çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur. Tablo 5.1'de görüldüğü gibi bu beş durum için 147966, 166299, 505358, 1037865 ve 2487752 civarında hücre oluşturulmuştur. Şekil 5.7'de parçanın dörtyüzlü çözüm ağı görüntüsü gösterilmiştir.



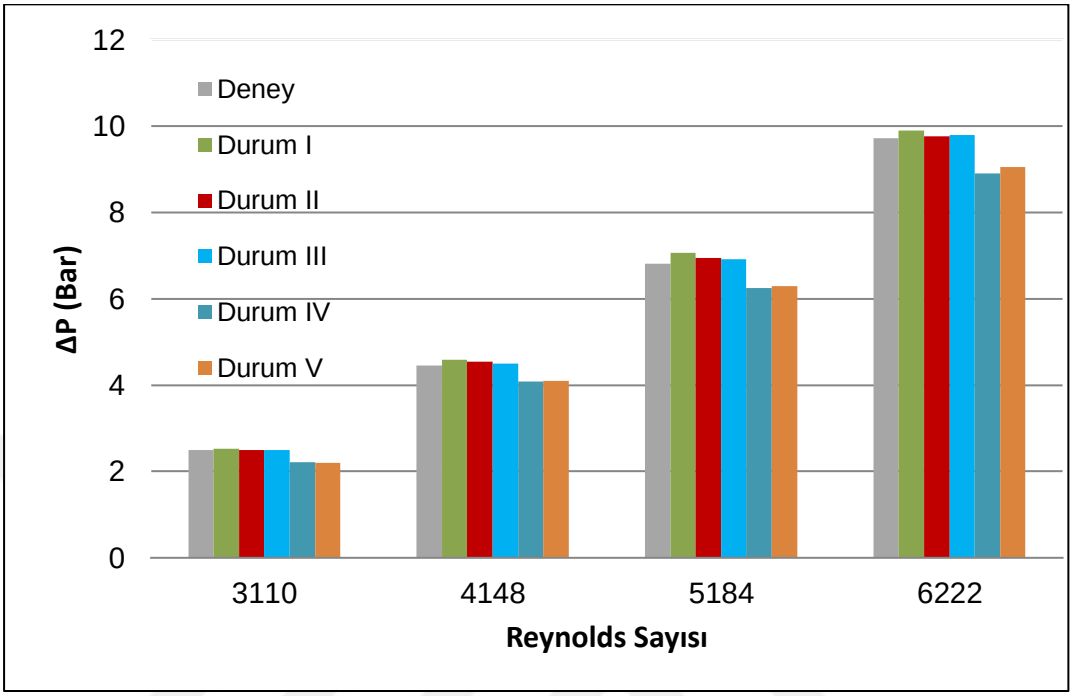
Şekil 5.7. Banjo dirseğinin dörtyüzlü çözüm ağı görüntüsü

Tablo 5.1. Çözüm ağından bağımsızlık çalışması için oluşturulan hücre sayıları

Durum	Çözüm Ağı Hücre Sayıları
Durum I	2487752
Durum II	1037865
Durum III	505358
Durum IV	166299
Durum V	147966

Çalışmanın en önemli çıktısı olan banjo dirseğinin giriş ve çıkışı arasındaki basınç kayıpları çözüm ağından bağımsızlık çalışmasının temeli olarak belirlenmiştir. Bu amaçla deneysel sonuçlar da dahil olmak üzere 5 farklı çözüm ağı hücre sayısına göre basınç kayıpları Şekil 5.8'de gösterilmiştir. Çözüm ağı hücre sayıları Durum V ten durum I'e doğru artırılmış, her bir durum hem deney sonuçları hemde kendi aralarında kıyaslanmıştır. Şekil 5.8'den görüleceği gibi durum IV ve durum V'teki çözüm ağı hücre sayılarıyla elde edilen sonuçlar ile deneysel ve diğer üç durumun sonuçları arasındaki fark daha fazladır. Bu yüzden durum IV ve durum V' in analiz çalışmalarında kullanılması uygun bulunmamıştır. Durum III'ten sonra hücre sayılarının artırılması sonuçları çok fazla etkilememiştir. Bu yüzden analiz çalışmalarında durum III' te verilen hücre sayısının deneysel sonuçlarla tutarlı

olmasından dolayı toplamda 36 simülasyon çalışması sonuçlarını, deneysel sonuçlarla değerlendirmek için durum III yeterli bulunmuştur.



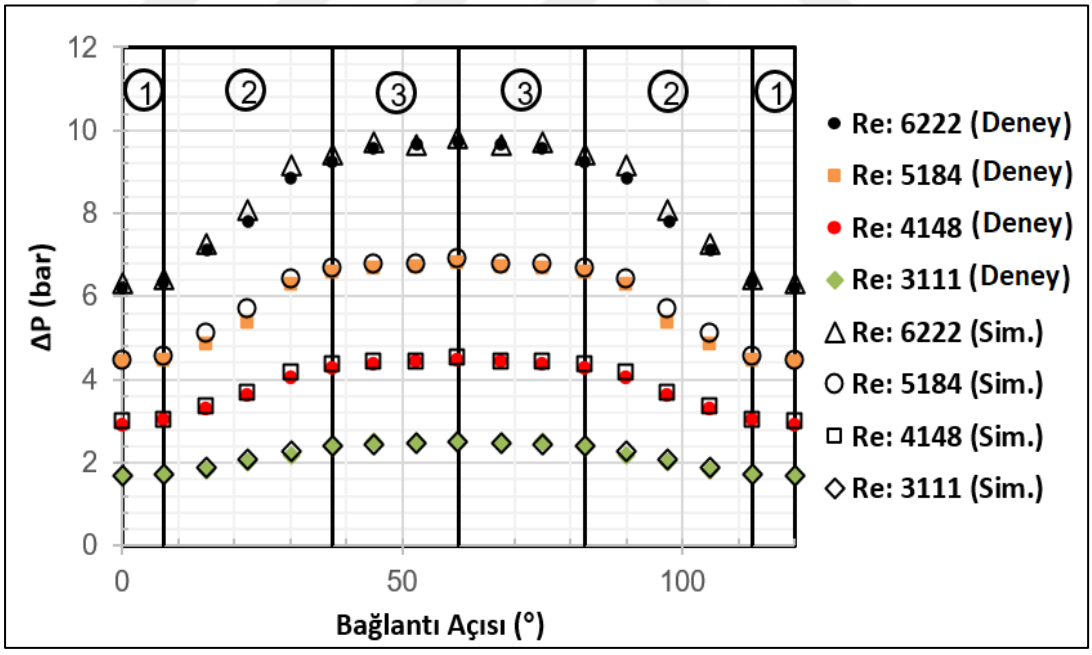
Şekil 5.8. 60° cıvata bağlantısına göre çözüm ağından bağımsızlık çalışması için basınç kayıpları

5.3. Banjo Döner Dirsek İçin Bulgular ve Tartışma

Tez çalışmasında, banjo dirseğinin basınç kaybını incelemek için hem deneysel hem de sayısal çalışmalar yapılmıştır. Şekil 5.9'da, farklı debilerde banjo cıvatasının bağlantı açısına göre basınç kayıpları gösterilmiştir. Şekilden görülebileceği gibi, sayısal simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla hemen hemen aynıdır. Sonuçlara göre banjo cıvatanın bağlantı açısının basınç kayıpları üzerinde Reynolds 3111 ila 4148 sayıları arasında önemli bir etkisi olmadığı görülmektedir.

Cıvata bağlantı açısı 0° olduğunda basınç kaybı en düşük değerdedir. Reynolds sayısı 3111, 4148, 5184 ve 6222 için basınç kayıpları sırasıyla 1,70, 2,97, 4,49 ve 6,32 bar'dır. Basınç kayıpları, Şekil 5.9'da görüldüğü gibi Reynolds sayısının ve bağlantı açısının artmasıyla artmaktadır. Bağlantı açısının 60° olduğu durumda basınç kaybı en yüksek değere ulaşmaktadır. Re: 3111 için 0° ve 60° bağlantı açısı basınç farkları arasındaki fark 0,70 bar iken, Re: 6222'de 3,6 bar olmaktadır.

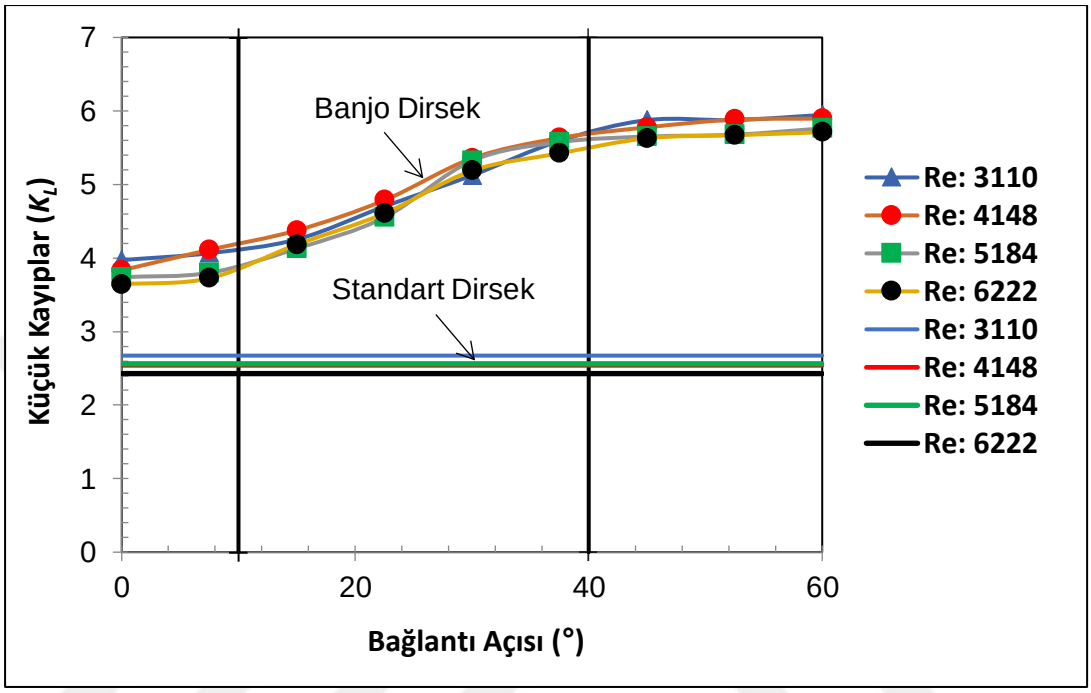
Basınç kayıpları, 0,0−7,5°, 7,5−37,5° ve 37,5−60° olan cıvata bağlantı açısına göre üç farklı şekilde davrandığı tespit edilmiştir. Basınç kaybı 0,0−7,5° bağlantı açıları arasında hafifçe artarken, 7,5−37,5° açıları arasındaki neredeyse doğrusal bir eğimle artmaktadır. Basınç kaybının bu artan eğimi 37,5° 'den daha büyük bağlantı açılarında azalmaktadır. Basınç kaybı 60° bağlantı açısında en yüksek değere ulaşmaktadır. Banjo cıvatasının bağlantı açısı 0−60° ve 60−120° 'ye göre simetriktir. Bu simetrik davranış, her 120° açıda 360°'ye kadar üç kez tekrar eder. Basınç kaybının en büyük artış gösterdiği bağlantı açıları 7,5-37,5° arasındadır. Re: 6222 durumunda, 7,5-37,5° bağlantı açıları arasında 2,89 bar basınç farkı oluşmasına rağmen, 37,5−60° bağlantı açıları arasında 0,49 bar basınç farkı oluşmaktadır. Bu sonuçlara göre, 0° ve 7,5° bağlantı açıları arasında kabul edilebilir bir basınç kaybı olduğu görülmekte ancak basınç kaybının 7,5° bağlantı açılarından sonra önemli ölçüde arttığı görülmektedir. Banjo dirseğin bağlantısında en küçük basınç düşüşü için, banjo cıvatasının bağlantı açısının, cıvatanın her deliği için ± 7.5° toleransla bağlanması gerekmektedir. Bu açılar 352,5−7,5°, 112,5−127,5° ve 232,5−247,5° dir.



Şekil 5.9. Bağlantı açılarına göre banjo döner dirseğin basınç kayıpları

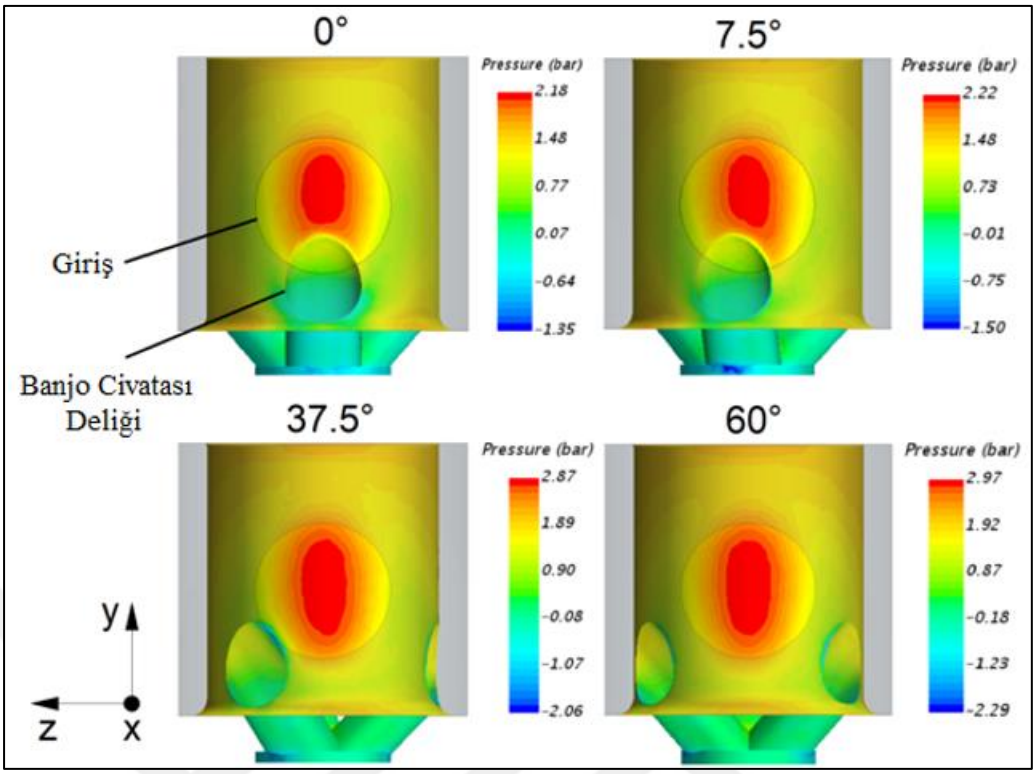
Şekil 5.10 hem banjo hem de standart dirsekler için denklem (4.1) kullanılarak elde edilen küçük kayıp katsayısını göstermektedir. Her iki dirsek için katsayı, Reynolds sayılarıyla çok fazla değişmemiştir. 0° cıvata bağlantı açısında bağlanan Banjo dirseğinde meydana gelen küçük kayıp katsayısı, standart dirseğe göre yaklaşık 1,5 kat

daha fazladır. Bu fark, cıvata bağlantı açısı arttıkça artmakta ve 60° bağlantı açısında 2,3 kat olmaktadır. Bu nedenle, Reynolds sayısı 3111 ve 6222'de, banjo dirsekleri için iç cıvatanın bağlantı açısının ayarlanmasıyla sırasıyla %33 ve %57'lik daha az kayıp elde edilebilir.



Şekil 5.10. Standart dirsek ve banjo döner dirsekteki küçük kayıplar

Banjo dirseğindeki küçük kayıp katsayısı, Şekil 5.10'da gösterildiği gibi, 0–7,5°, 7,5–37,5° ve 37,5–60° açı aralıkları kabaca üç bölüm halinde incelenebilir. İlk bölge banjo civatasının akışkanın giriş yaptığı delikle 0° de aynı hizaya gelmesi ve banjo civatasının deliğinin 7,5° dönerek duvarla ilk temas ettiği bölgedir. İlk bölgede küçük kayıplar düz bir doğru olarak görülmektedir. 2. bölgede ise banjo cıvatası deliğinin duvarla temas ettiği 7,5° derece açıdan sonra tüm deliğin duvarla temas ettiği bölgedir. Bu bölgede küçük kayıplar ciddi olarak artmaktadır. Bunun en önemli sebebi banjo gövdesine giriş yapan akışkanın banjo cıvata deliğini tam olarak görmemesidir. Açı miktarı artırıldıkça bu durum daha da artmakta 37,5° ye geldiğinde ise deliği hiç görmemektedir. 3. bölgede ise akışkan deliği hiç görmediği için küçük kayıpların artışında 2. bölüme göre azalma olmaktadır (Şekil 5.11). En büyük küçük kayıp 60° cıvata açısında meydanda gelmektedir. Bu açı cıvata üzerindeki 3 deliğin banjo gövdesine giriş yapan akışkana en uzak olduğu açıdır.



Şekil 5.11. Farklı bağlantı açılarında banjo civatası üzerindeki basınç dağılımı

Bir sisteme bağlanan banjo dirseğin bağlantı açısı önceden tahmin edilemez. Bundan dolayı banjo dirseğinin oluşturduğu basınç kaybı bilinemez. Dolayısıyla banjo dirseğin basınç kaybı şansa bırakılmıştır. Tablo 5.2' de banjo dirseğinin bağlantı yapıldığında Şekil 5.9'da gösterilen 3 bölümden hangisine gelme ihtimali gösterilmiştir. Banjo civatası 0-360° arasında açılarda olabilir. Civatanın en iyi konumu olan bölüm 1 de bulunma olasılığı sadece %12,5'dur.

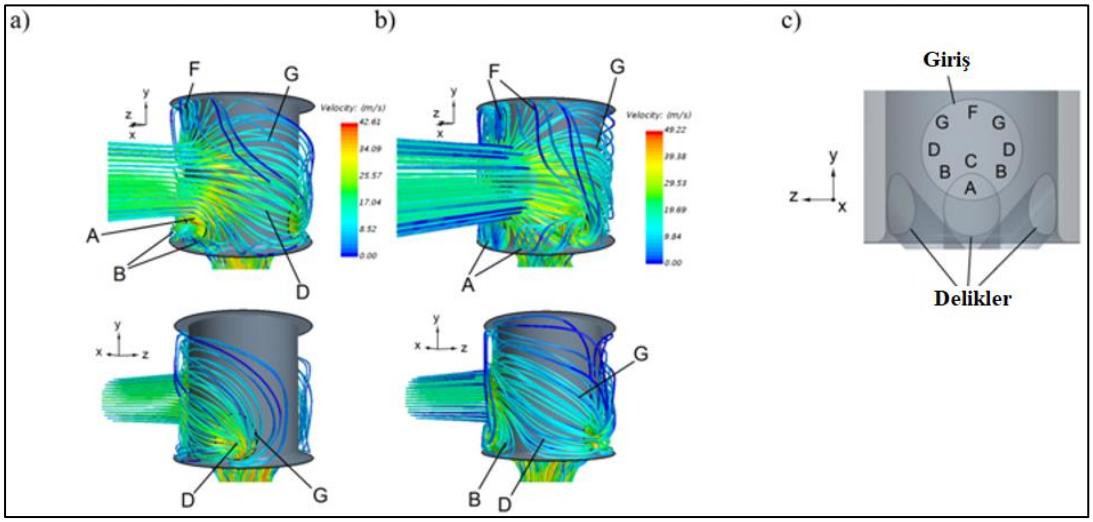
Tablo 5.2. Cıvata bağlantılarının farklı bölümlerde olma olasılıkları

	Bölüm 1	Bölüm 2	Bölüm 3
Olasılık (%)	12,5	50	37,5
Bağlantı Açısı (°)	45/360	180/360	135/360

Şekil 5.12'de banjo cıvatasının etrafındaki akışlar gösterilmiştir. 0° bağlantı durumunda banjo cıvatasının 3 deliğinden bir tanesi akış girişinin tam hizasındadır (Şekil 5.12 c'de gösterilen A bölgesi). Böylece akışkan Şekil 5.12 a)'da gösterildiği gibi doğrudan bu delikten girmektedir. Bölge C'ye gelen akışkan önce banjo civatasına çarpar ve sonra aşağı doğru yönlenir ve bundan sonra deliğe girer. Bölge B'ye gelen

akışkan banjo civatasına çarptıktan sonra 360° dönüş yaparak deliğe girer. Bölge D ye gelen akışkan banjo cıvatasının etrafını sardıktan sonra her iki taraftaki iki deliğe girer. F bölgesinde bulunan az miktardaki akışkan üst kısımdaki vorteksleri oluşturur ve yanlardaki deliklere yönlendirilir. Bölge G'ye gelen akışkan civataya çarptıktan sonra yukarı doğru yönlenir sonra aşağı iner ve her taraftaki iki deliğe girer. Her iki taraftaki deliklere farklı yönlerde ve hızlarda giren D ve G bölgelerinde akışkan az miktarda vorkteks oluşturmaktadır.

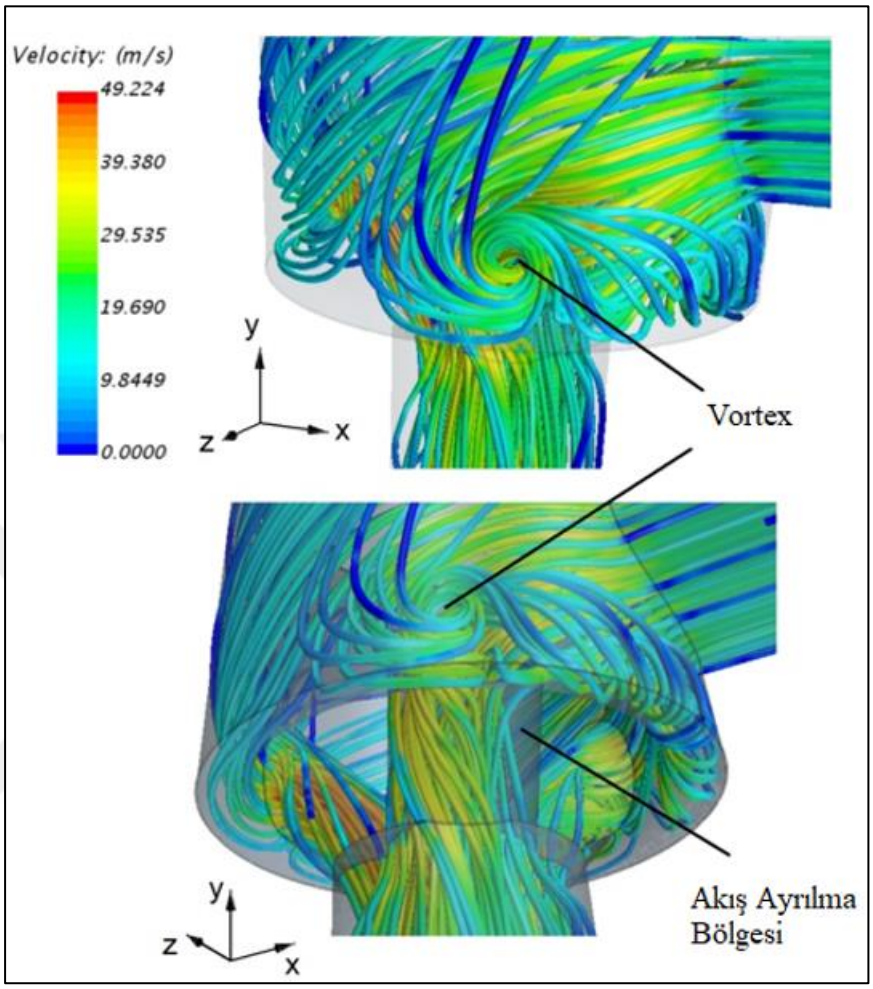
60° bağlantı durumunda gelen akışkan doğrudan banjo civatasına çarpar ve daha sonra civatanın etrafına yayılır. A bölgesinde gelen akışkan aşağı doğru yönlendirilir ve büyük miktarda vorteks oluşturur. Daha sonra her iki deliğe giriş yapar. Bölge B'ye gelen akışkan civatanın etrafına gider ve yüksek hızda iki taraftaki 2 deliğe girer. Bölge F de ise akışkan üst tarafa gider burada vorteks oluşturur ve yanlara yönlenir, düşük hızlarda 2 delikten girer. Bölge A, B ve F'den gelen akışkan her iki tarafa farklı hızlarda ve yönlerde iki deliğe girerek büyük miktarda vorteks oluşturur. Bölge D ve G'den akışkanlar da cıvatanın etrafından geçer ve deliğe giriş tarafının ters yönünde giriş yapar. Akışkanın maksimum hızı, bu deliğin girişinde meydana gelir.



Şekil 5.12.Banjo dirseğinin içindeki cıvatanın etrafındaki akış, a) 0°, Re: 6222 b) 60°, Re: 6222 c) Giriş bölgeleri

Şekil 5.13'te 60° cıvata bağlantı açısı durumunda vorteksleri ve akış ayrılmaları gösterilmiştir. A, B ve F bölgelerinden gelen akışkan her iki taraftan iki deliğe girerken büyük miktarda vorteks oluşturur. B bölgesine gelen akışkan yüksek bir hızla bu deliklere girse de A ve F bölgelerinden gelen akışkan vorteksler oluşturarak akar ve

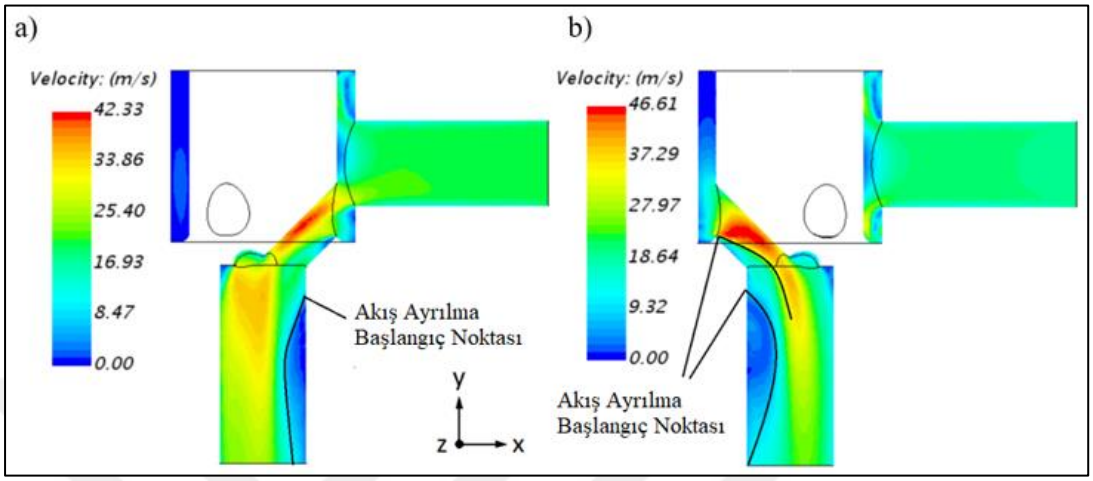
bu deliklere daha düşük bir hızla girer. Bu akışlar, deliklere girdiğinde Şekil 5.13' te gösterildiği gibi bu kısımlarda büyük miktarda akış ayrım bölgeleri oluşturmaktadır.



Şekil 5.13. 60° derece bağlantı açısında oluşan vorteksler (Re 6222)

Şekil 5.14 banjo dirseğinin orta düzlem kısmındaki hızını göstermektedir. Akışkan 0° cıvata bağlantı açısı durumunda doğrudan ön deliğe girer. Akışın en büyük hızı Şekil 5.14 a)' da gösterildiği gibi bu bölümde meydana gelmektedir. Akışkanın giriş yaptığı delik ve cıvatanın delikleri aynı eksende olmadığından akışkanın bir kısmının cıvata deliğinin üst kısmına gitmesine neden olur. Bu durum cıvata deliğinin üst ve alt kısımlarında akış ayrılmasına neden olmaktadır. Bu durum 60° civata bağlantı açısı için de geçerlidir. 60° açı durumunda akışkan cıvatanın etrafını sardıktan sonra deliklere girer. Şekil 5.14 b), 60° bağlantı durumundaki akış hızlarını göstermektedir. Akışın giriş hızı 0° bağlantıya göre 60° bağlantıda daha yüksektir. Cıvata delikleri 45°dir. Akışkan deliklere bu açıdan daha düşük bir açıyla ve yüksek bir hızda girer. Ayrıca bu 3 delikten giren akışkan daha sonra tek bir delikte toplanır. Her bir delikte

akışkan hızları farklı olduğundan bu birleşme yerlerinde akış ayrımları meydana gelmektedir. Şekil 5.14 a) ve Şekil 5.14 b)' de gösterildiği gibi akış ayrımları akış hızlarının en yüksek olduğu bölgelerde oluşmaktadır.



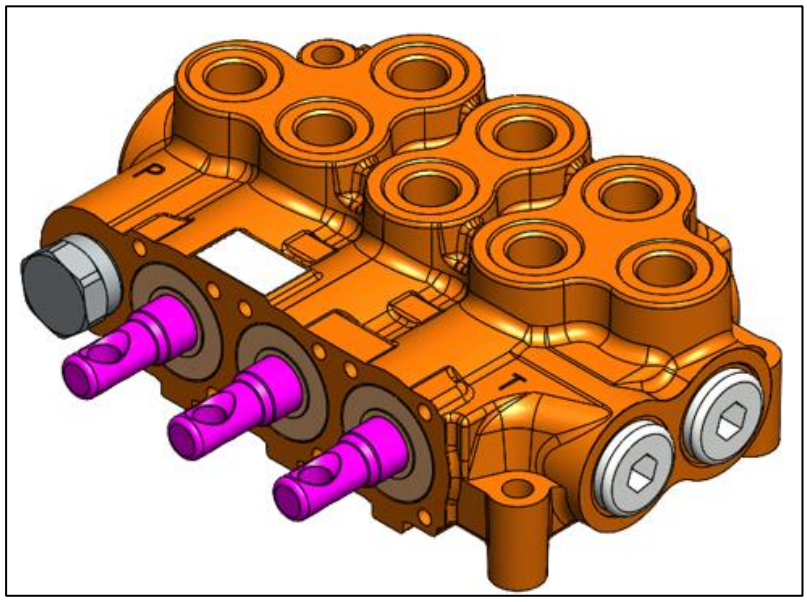
Şekil 5.14. Banjo dirseğin orta kesitteki hız büyüklükleri a) Cıvata açısı: 0 °, Re: 6222 b) Cıvata açısı: 60 °, Re: 6222

6. HİDROLİK YÖN KONTROL VALFİ

Hidrolik yön kontrol valfleri hidrolik akışkanı ilgili aktüatörlere yönlendirmek için kullanılarlar. Bu çalışmada kullanılan monoblok yön kontrol valfi, tek bir blok üzerinde birden çok valfi barındırması, operatör tarafından aynı anda birden çok fonksiyonu kumanda edebilmesi ve el ile kolaylıkla kontrol edilebilmesinden dolayı özellikle mobil hidrolik sistemlerde tercih edilmektedir. Yön kontrol valfleri akışkanı yönlendirirken ve güç iletiminde çok fazla basınç kaybına neden olurlar [23]. Hidrolik valf üreticileri valf içerisinde akış direncini azaltmak için akış kanallarını optimize etmeye çalışırken bir yandan akış kuvvetlerini azaltmaya çalışmaktadır. Valf içerisindeki akış kuvvetlerinin artması valf sürgüsünün dengesini etkiler ve valfin kontrol edilmesini zorlaştırır [25].

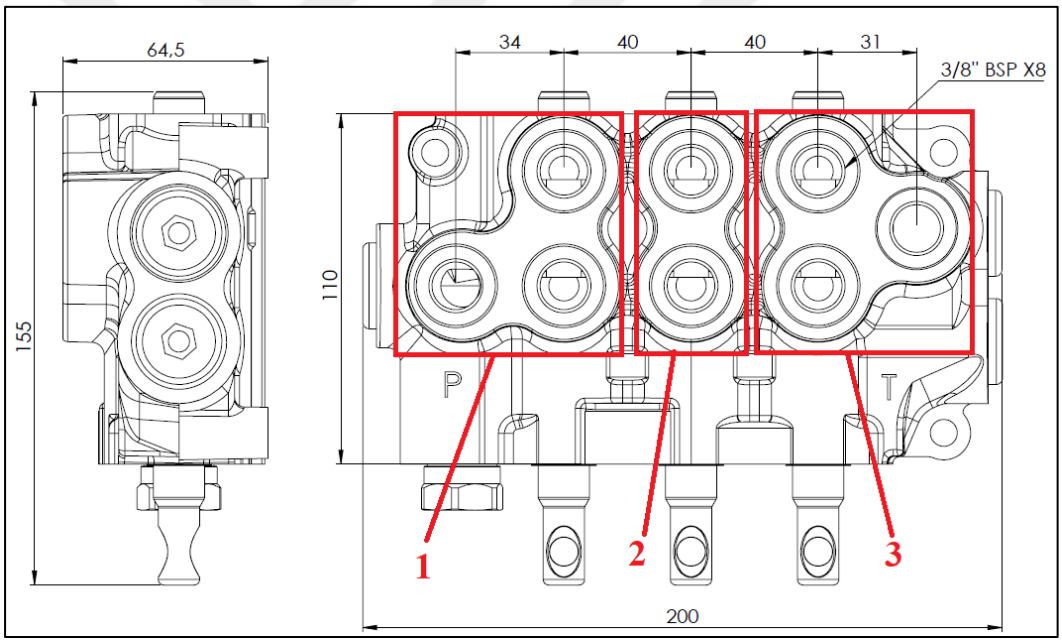
6.1. Deneysel Çalışmalar

Tez çalışmasında Şekil 6.1'de gösterilen 3/8'' BSP giriş ve çıkış portlarına sahip nominal 50 lt/dak debi ve en fazla çalışma basıncı 350 bar olan 3 adet yön kontrol valfine sahip monoblok bir yön valfi ele alınmıştır. Yön kontrol valfi el ile kumanda edilmektedir



Şekil 6.1. Deneysel ve teorik çalışma yapılan hidrolik yön kontrol valfi genel görünüşü

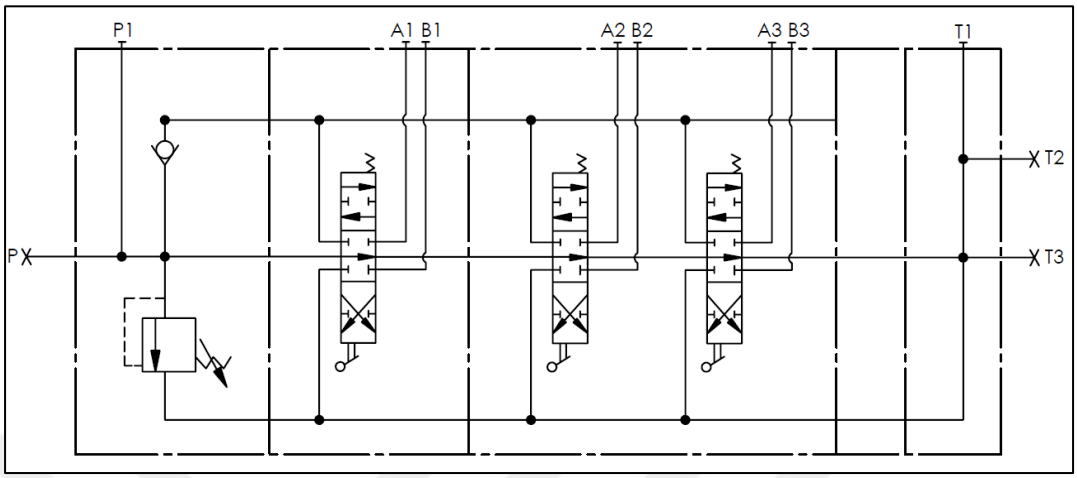
Şekil 6.2’ de yön kontrol valfinin ölçüsel gösterimi verilmiştir. Yaklaşık olarak 200 mm boy 155 mm en ve 64,5 mm kalınlıkta olan sahip olan monoblok yön kontrol valfi tek basınç ve tek tank hattına sahiptir. Bu şekilde 1. ve 3. valf arasına birden çok valf montaj yapılarak valf sayısı artırılabilmektedir. Şekil 6.2’de 1 ile gösterilen bölge basınç hattının olduğu bölgedir. Bu bölge pompadan gelen akışkanın valf içerisine girdiği bölgedir. P hattından valfe giren akışkan, valf üzerindenki sürgülerin hareket ettirilmesiyle yön kontrol valfi üzerinden aktüatörlere gitmektedir. Aktüatöre giden akışkan aktüatörden çıktıktan sonra tekrar yön kontrol valfine gelmekte ve buradan 3. bölgede bulunan T hattından tanka gönderilmektedir. Monoblok yön kontrol valfilerinde her bölge bir aktüatörü kontrol etmektedir. Valf sayısı (bölge sayısı) artırılarak aynı blok üzerinden daha fazla aktüatörün kontrol edilmesi sağlanabilmektedir.



Şekil 6.2. Hidrolik yön kontrol valfi ölçüsel ve bölgesel gösterimi 1) P hattı ve 1. valf 2) 2. valf 3) 3. valf ve T hattı [13].

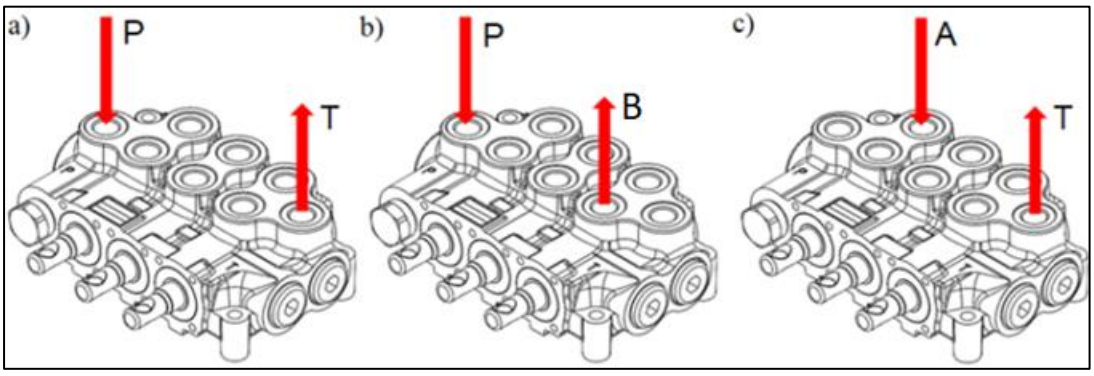
Şekil 6.3’te monoblok yön kontrol valfinin devre şeması gösterilmektedir. P1(basınç hattı), A1(aktüatöre giden/dönen hat), B1(aktüatöre giden/dönen hat) 1. valf modülünü oluşturmaktadır. A3(aktüatöre giden/dönen hat), B3(aktüatöre giden/dönen hat), T1 (tank hattı) 3. valf modülünü oluşturmaktadır. Bu valf modülleri monoblok yön kontrol valflerinde mutlaka bulunmaktadır. A2(aktüatöre giden/dönen hat) ve B2(aktüatöre giden/dönen hat) hatlarının bulunduğu bölüm 2. valf modulünü oluşturmaktadır. Devre şemasında 1 adet körlenmiş P hattı ve 2 adet körlenmiş T hattı mevcuttur. Bu

kısımlar valfin montaj yapıldığı bölgenin konumuna göre montaj kolaylığı sağlanması açısından koyulan hatlardır.



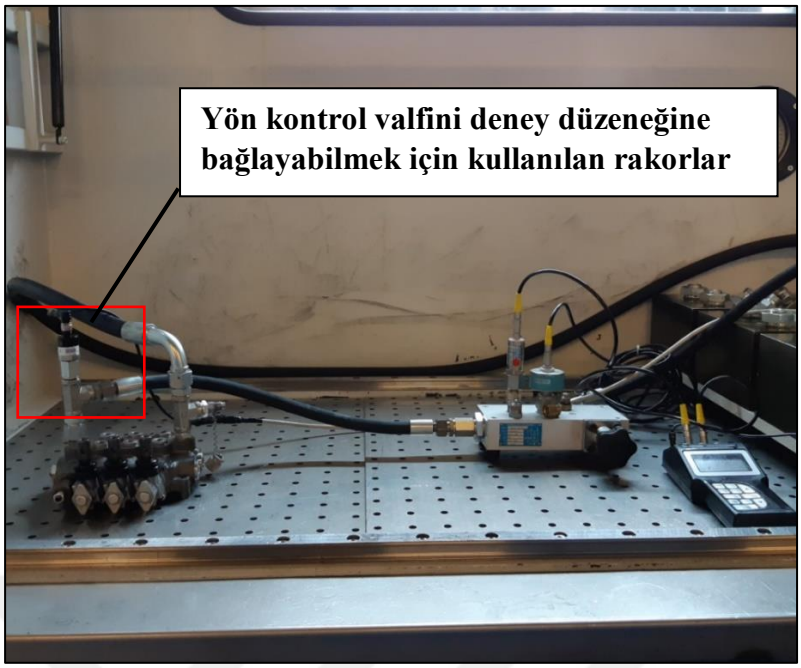
Şekil 6.3. Hidrolik yön kontrol valfi devre şeması [13]

Deneysel çalışmalarda yön kontrol valfinin Şekil 6.4'te gösterilen a) P-T'ye (basınç hattı tank hattına açık) açık, b) P-B'ye (basınç hattı aktüatöre açık) açık, c) A-T'ye (aktüatörden dönen akışkan tanka açık) açık olacak şekilde 30-40-50-60 lt/dak debilerde deneyleri yapılmıştır. Deneysel çalışmaların bu 3 durum için yapılmasının sebebi bu hatların valfin hidrolik sistemlere bağlantısının yapılması ve aktüatörleri kontrol etmek için uygun bağlantılar olmasıdır.



Şekil 6.4. Yön kontrol valfinin deneysel çalışmalarda kullanılan konumları a) P-T'ye açık b) P-B'ye açık c) A-T'ye açık

Yön kontrol valfi Şekil 6.5'te gösterildiği gibi bir deney düzeneğine bağlanmıştır. Yön kontrol valfini deney düzeneğine bağlayabilmek için dirsek, te gibi basınç kaybı oluşturabilecek bağlantı elemanları kullanılmış ve ölçümler bu şekilde yapılmıştır.



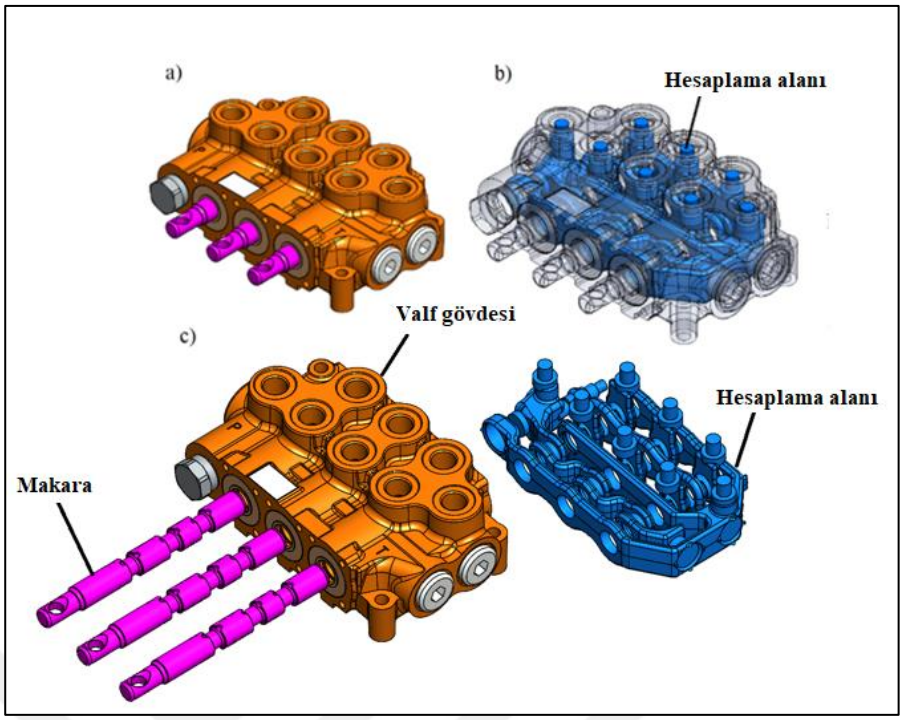
Şekil 6.5. Yön kontrol valfi deney düzeneği

6.2. Sayısal Çalışmalar

Analiz çalışmalarında Şekil 6.4'te gösterildiği gibi 3 farklı konumda yapılmıştır. Akış hesaplamaları analiz programı içinde Navier-Stokes denklemleri kullanılarak çözülmüştür.

6.2.1. Geometrik model ve sınır koşulları

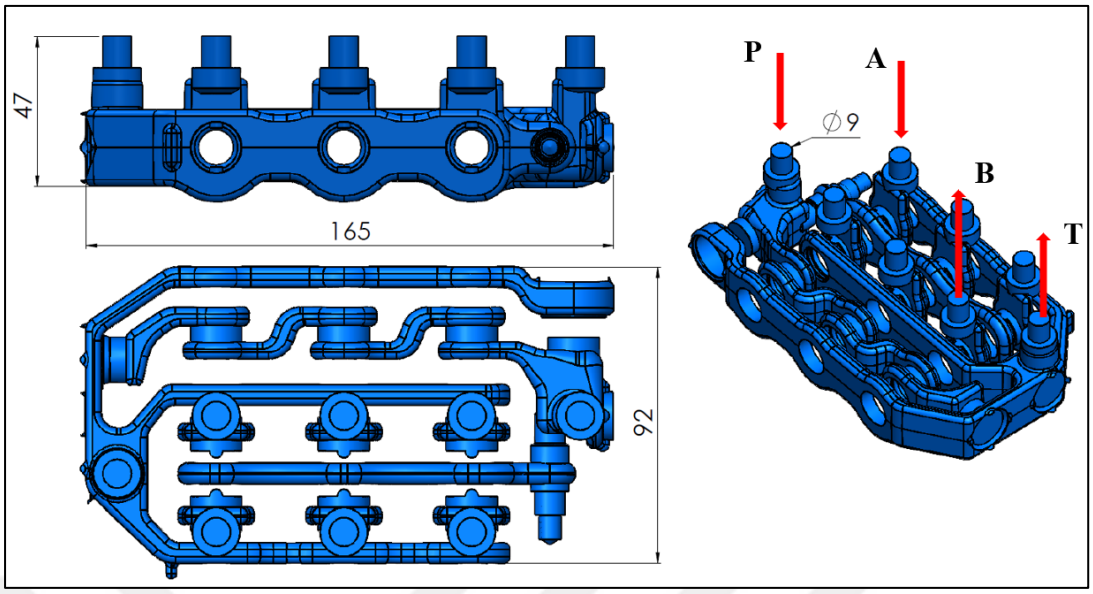
Şekil 6.6 a)' da yön kontrol valfinin 3D modeli gösterilmektedir. Hesaplama alanı Şekil 6.6 b)' de mavi renk olarak gösterilmiştir. Şekil 6.6 c)' de Yön kontrol valfinin patlatılmış görüntüsü verilmiştir. Hesaplama alanı yön kontrol valfinin iç kısmında kalan akışın bulunduğu kısımdan elde edilmiştir. Analiz çalışmalarında yön kontrol valfinin P-T, P-B ve A-T olmak üzere 3 konumdaki analizleri yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre yapılan iyileştirme çalışmaları kapsamında P-T hattında 3 yeni sürgü tasarımı, P-B hattında ise çek valf bölgesinde 2 farklı çap genişlemesi yapılmıştır. A-T hattında oluşan basınç kayıplarının düşük olması ve basınç kaybına tek bir sürgünün sebep olması nedeniyle bu kısımda iyileştirme çalışması yapılmamıştır. Her bir hesaplama alanı için 30-40-50-60 lt/dak debide basınç farklarını hesaplamak için toplamda 28 adet analiz çalışması yapılmıştır.



Şekil 6.6. a) 3D model b) Hesaplama alanı c) Yön kontrol valfi genel görüntüsü

Hidrolik yön kontrol valflerinde, akışın giriş ve çıkış bölgeleri, akış kesitlerindeki ani çap değişimleri, akış vorteksleri ve akış ayrımları çok fazla basınç kaybına neden olur. Hidrolik valflerde yapılacak geometrik değişiklerde bu durumların dikkate alınması önemlidir [23]. Hidrolik yön kontrol valfleri temelde bir sürgünün hareket ettirilmesiyle çalışmaktadır. Sürgü hareket ettirildiğinde akışkan valfin konumuna göre yönlendirilmektedir. Akışkan, hareket halindeki sürgü üzerinde bir direnç oluşturmaktadır. Diğer taraftan akışkanın valf bölmesinden çıktığı alan, akışkanın basınç ve hız değerlerini etkilemektedir. Bu durum sürgü üzerinde bir akış kuvvetinin oluşmasına neden olmaktadır. Bu kuvvet sürgünün açma yönünün tersi yönde oluşur. Bu durumun önüne geçebilmek için akışkanın giriş yaptığı kenarları, sürgünün ve valf içerisindeki kenarların şeklinin değiştirilmesiyle önlenebilmektedir [24].

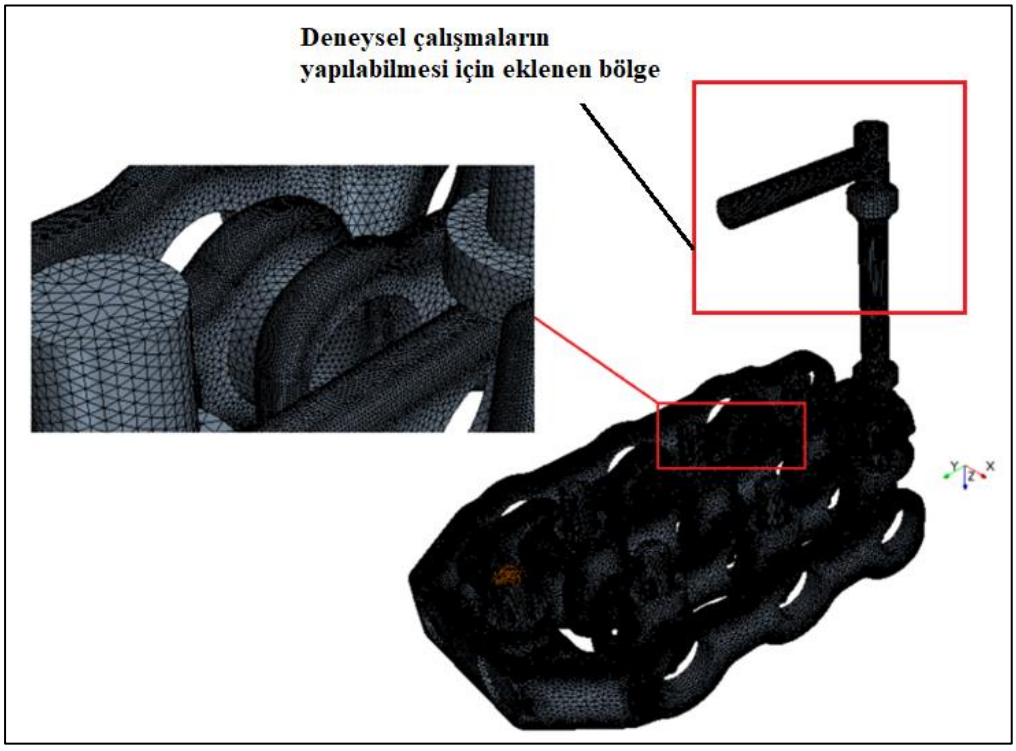
Şekil 6.7'de yön kontrol valfinin 3D simülasyonda kullanılan hesaplama alanı gösterilmektedir. Yön kontrol valfinin basınç kayıpları üzerindeki etkilerini incelemek için P-T, P-B ve A-T olmak üzere 3 farklı geometrik model kullanılmıştır. Yön kontrol valfine akışkanın girdiği bölgenin çapı 9 mm dir. Hidrolik akışkan yön kontrol valfinden 3 durum için de aynı çaptan çıkmaktadır. Akışkan 165 mm uzunluk ve 47 mm yükseklikteki bölgeden akmaktadır.



Şekil 6.7. Yön kontrol valfi hesaplama alanı ve sınır koşulları

6.2.2. Çözüm ağı ve çözüm ağından bağımsızlık çalışması

Bu çalışmada yön kontrol valfindeki akışı simüle etmek için dörtyüzlü çözüm ağı kullanılmıştır. Parçanın çözüm ağından bağımsızlık çalışması için beş farklı çözüm ağı oluşturulmuştur. Tablo 6.1'de bu beş durum için 3973430, 1504539, 801661, 262763 ve 121753 civarında hücre oluşturulmuştur.

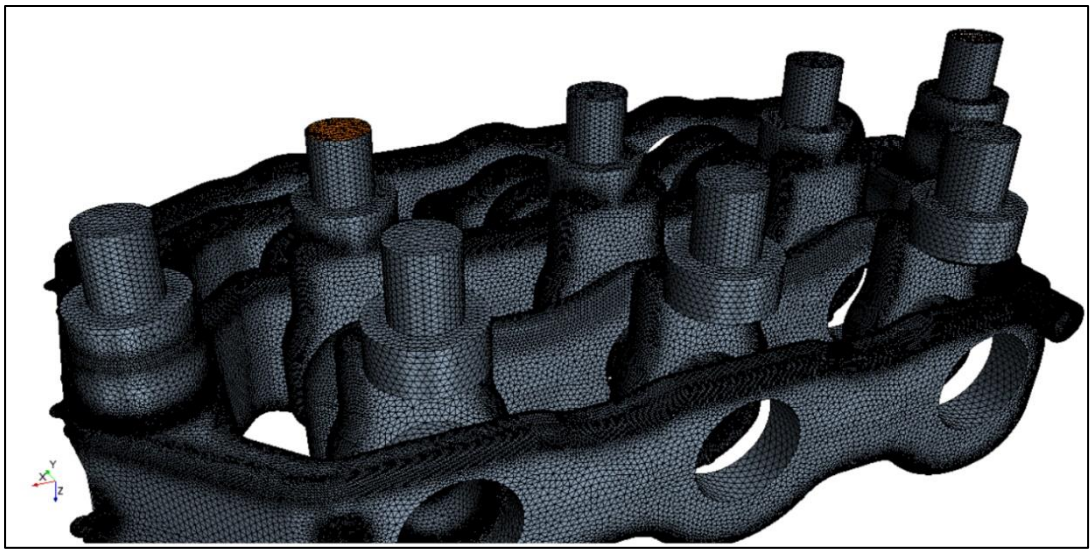


Şekil 6.8. Yön kontrol valfinin dörtyüzlü çözüm ağı yapısı

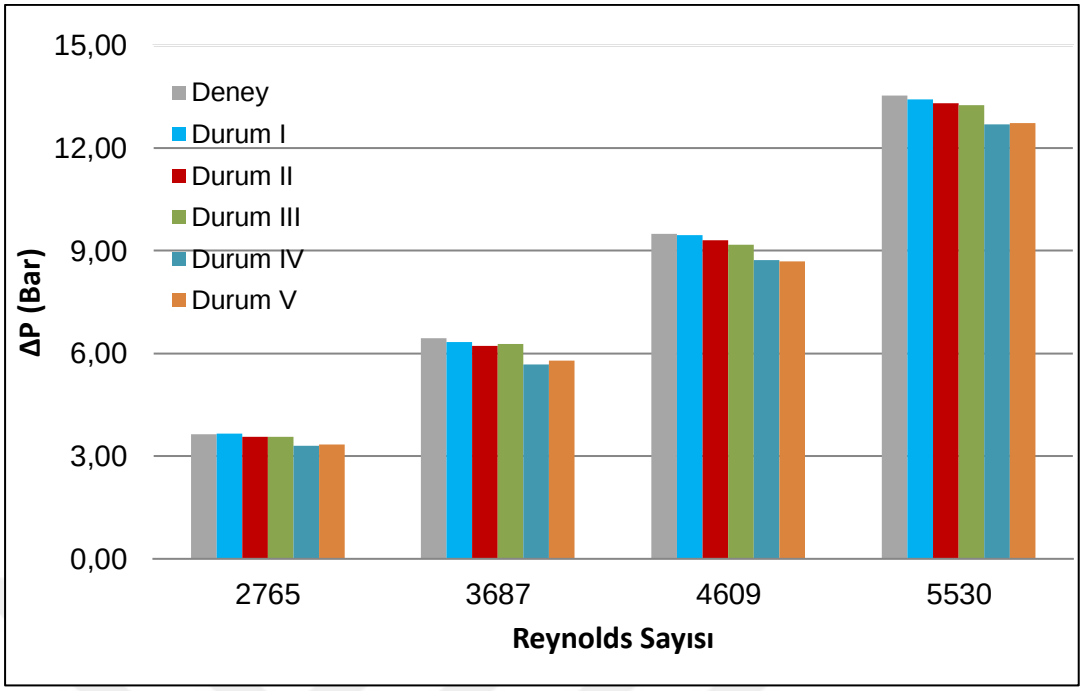
Tablo 6.1. Çözüm ağından bağımsızlık çalışması için oluşturulan hücre sayıları

Durum	Çözüm Ağı Hücre Sayıları
Durum I	3973430
Durum II	1504539
Durum III	801661
Durum IV	262763
Durum V	121753

Analiz çalışmalarını deneysel çalışmalarla kıyaslayabilmek için yön kontrol valfinin deney düzeneğine bağlandığı model ele alınmıştır. Bu bölge Şekil 6.8' de gösterilmiştir. Yön kontrol valfini, deney düzeneğine bağlamak için kullanılan bağlantı elemanları P hattına montajlanmıştır. Bu model üzerinden beş farklı çözüm ağı oluşturulmuş ve analizleri yapılmıştır. Ancak iyileştirme çalışmalarında deney düzeneğine bağlanan bölge iptal edilmiştir. Şekil 6.9'da iptal edilmiş bölgeye göre oluşturulan çözüm ağı görüntüsü verilmiştir. Çözüm ağı görüntüsünden görüleceği gibi P hattında bulunan bölüm iptal edilmiştir.



Şekil 6.9. Yön kontrol valfinin analiz çalışmalarında kullanılan dörtyüzlü çözüm ağı yapısı



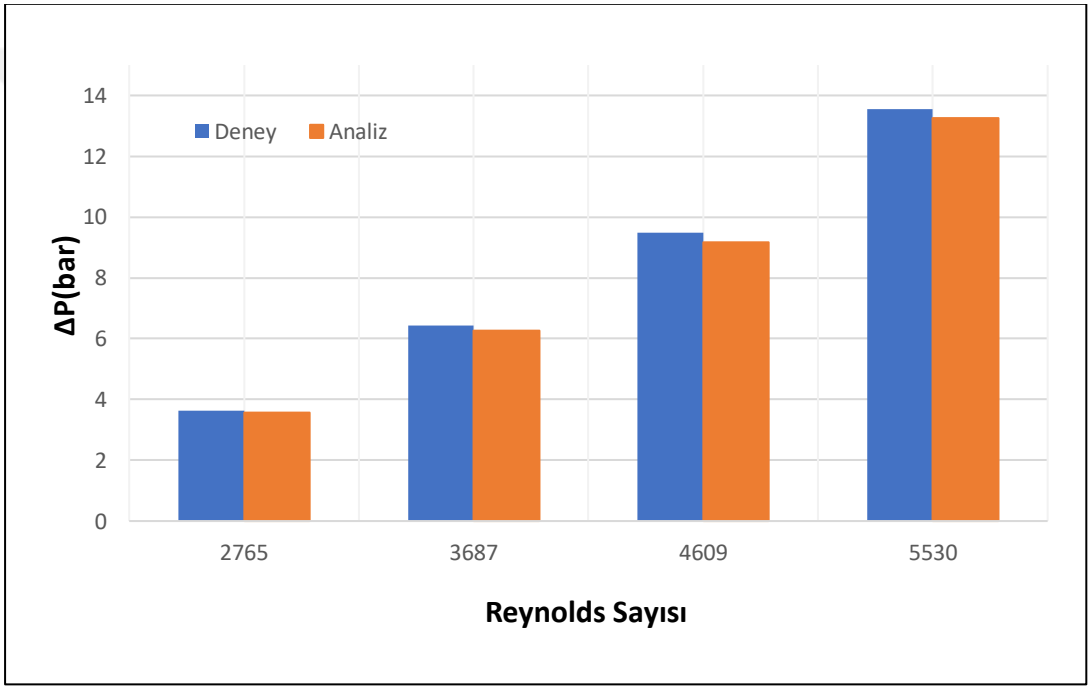
Şekil 6.10. P-T'ye açık durumunda çözüm ağından bağımsızlık çalışması için basınç kayıpları

Çalışmanın en önemli çıktısı olan hidrolik yön kontrol valfinin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı çözüm ağından bağımsızlık çalışmasının temeli olarak belirlenmiştir. Bu amaçla deneysel sonuçlar da dahil olmak üzere 5 farklı hücre sayısına göre basınç kayıpları Şekil 6.10'da gösterilmiştir. Çözüm ağı hücre sayıları durum V' ten durum I'e doğru artırılmış, her bir durum hem deney sonuçları hem de kendi aralarında kıyaslanmıştır. Şekil 6.10'dan görüleceği gibi durum IV ve durum V' teki çözüm ağı hücre sayılarıyla elde edilen sonuçlar ile deneysel ve diğer üç durumun sonuçları arasındaki fark daha fazladır. Bu yüzden durum IV ve durum V'in analiz çalışmalarında kullanılması uygun bulunmamıştır. Durum III'ten sonra hücre sayılarının artırılması, sonuçları çok fazla etkilememiştir. Bu yüzden analiz çalışmalarında durum III' te verilen hücre sayısının deneysel sonuçlarla tutarlı olmasından dolayı toplamda 26 simülasyon çalışması sonuçlarını, deneysel sonuçlarla değerlendirmek için durum III yeterli bulunmuştur.

6.3. Hidrolik Yön Kontrol Valfi İçin Bulgular Ve Tartışma

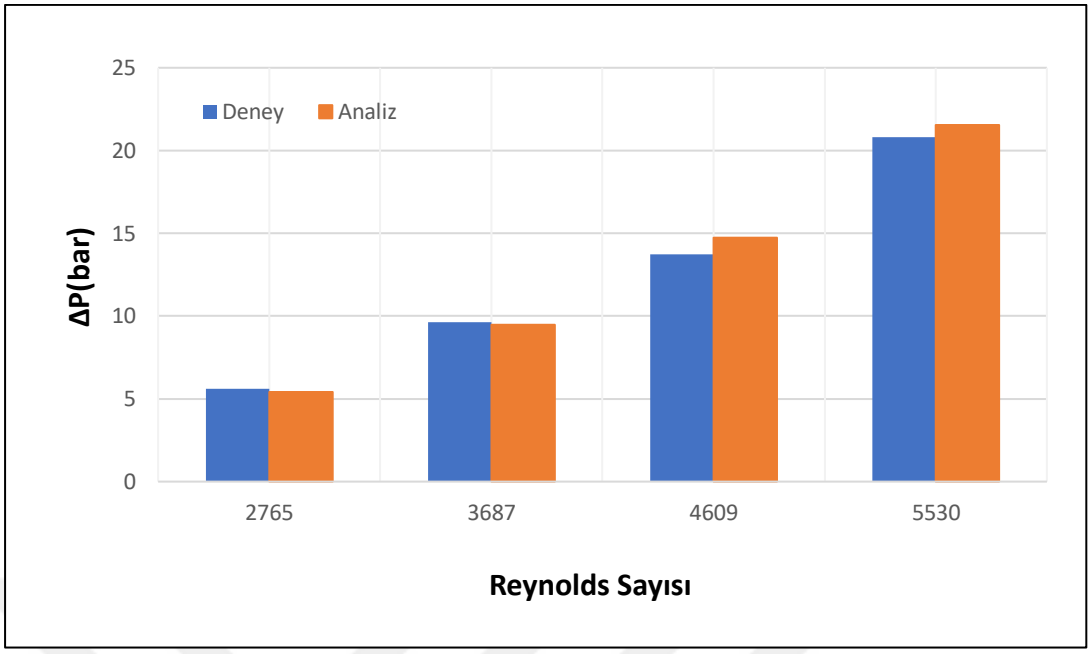
Tez çalışmasında, hidrolik monoblok yön kontrol valfinin basınç kayıplarını incelemek için hem deneysel hem de sayısal çalışmalar yapılmıştır. Şekil 6.11, Şekil 6.12 ve Şekil 6.13'de P-T, P-B ve A-T durumlarına göre Reynolds 2765, 3687, 4609,

5530 sayılarında basınç farklarının deney ve analiz sonuçlarının karşılaştırması gösterilmiştir. Şekillerden görüleceği gibi deney sonuçlarıyla simülasyon sonuçları çok yakındır. P-T hattında Reynolds 5530 değerinde yapılan deney sonuçlarına göre basınç farkı 13,54 bar olarak tespit edilmiştir. Analiz sonuçlarında ise bu değer 13,25 bar olarak tespit edilmiştir. Aynı hatta Reynolds sayısı azaldıkça deney ve analiz arasındaki farkın azaldığı görülmektedir. Reynolds 2765 değerinde deney sonucu basınç farkı 3,64 bar iken analiz sonucu 3,57 bar olarak tespit edilmiştir. Bunun en önemli sebebi yüksek Reynolds sayılarında akışın daha agresif davranması ve deney düzeneğinde kullanılan ekipmanlarda daha fazla basınç kaybı oluşturmasıdır.



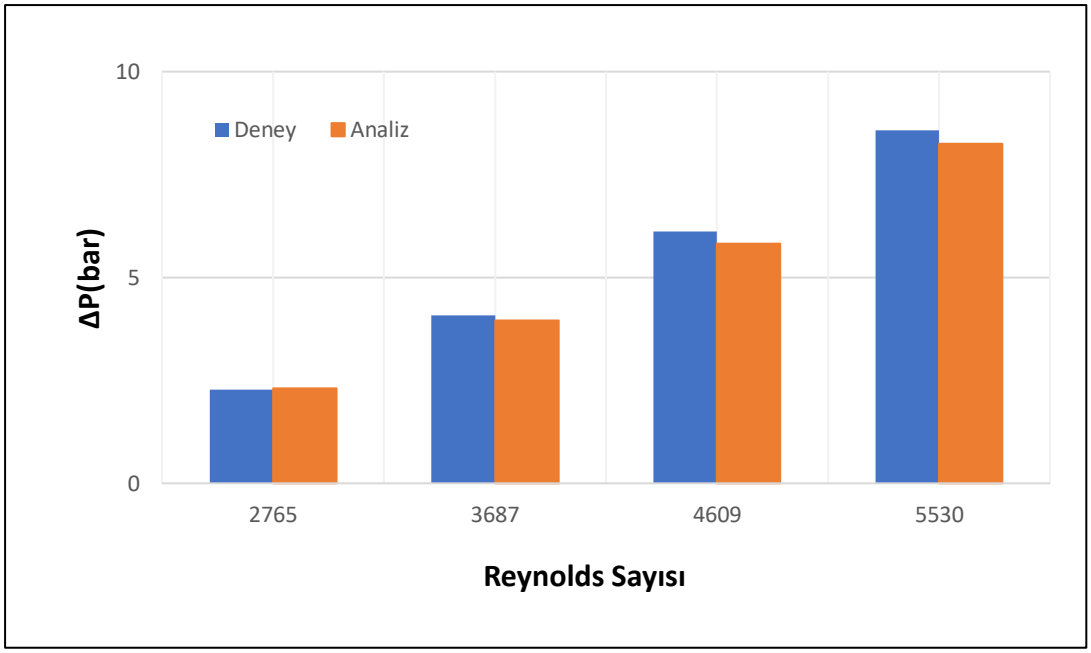
Şekil 6.11. P-T ye açık deney ve analiz çalışması basınç kayıplarının karşılaştırılması

P-B hattı valf üzerindeki en önemli hattır. Bu hatta yapılacak bir iyileştirme aktüatörlerin verimliliğini de etkileyeceğinden sistemin tüm verimliliği üzerinde etkisi olacaktır. Bu hatta Reynolds 5530 değerinde deney sonuçlarına göre basınç farkı 20,80 bar olarak ölçülmüştür. Analiz sonucu ise 21,55 bar olarak tespit edilmiştir. Reynolds 2765 değerinde ise deney sonucu basınç farkı 5,62 iken analiz sonucu 5,42 bar olarak tespit edilmiştir. P hattından çıkan akışkanın B hattına giderken bir çek valf üzerinden ve sonra bir sürgü üzerinden geçmesi basınç farkını artırmaktadır.



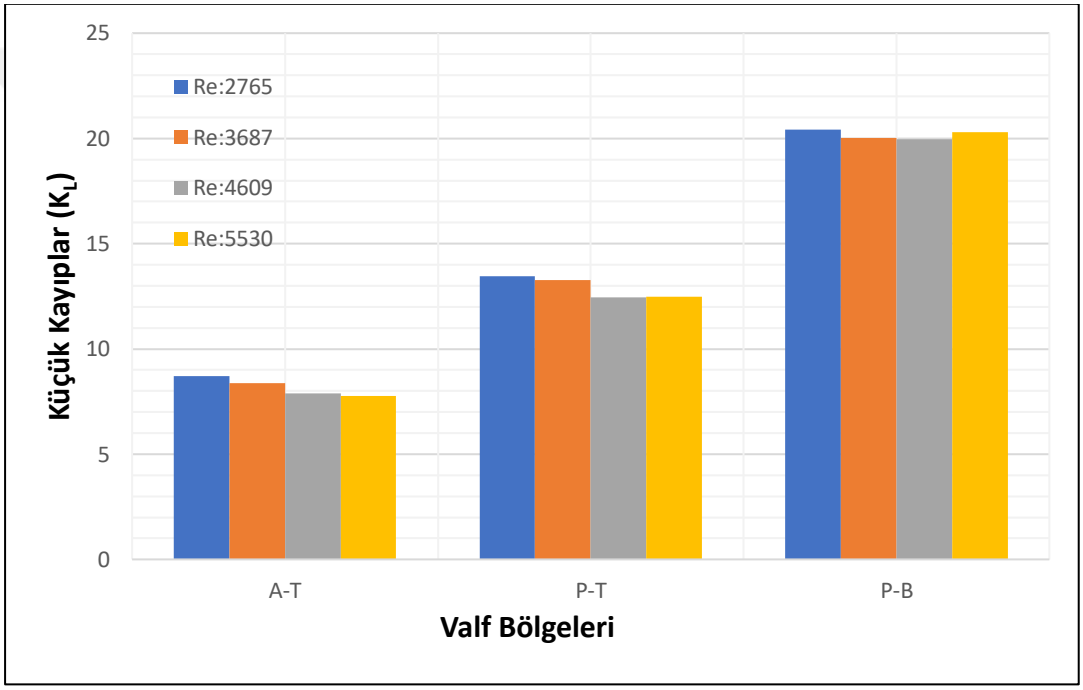
Şekil 6.12. P-B ye açık deney ve analiz çalışması basınç kayıplarının karşılaştırılması

A-T hattı B hattından aktüatöre giden akışkanın aktüatörden çıktıktan sonra tekrar yön kontrol valfine gelerek tanka gittiği hattır. Bu hatta oluşan basınç kayıpları sistemdeki aktüatörlerin basınç kayıplarından da etkilenmektedir. Bu hatta oluşan basınç kayıpları diğer hatlara göre düşük olduğu için tez çalışmasında bu hat için çalışma yapılmamıştır.



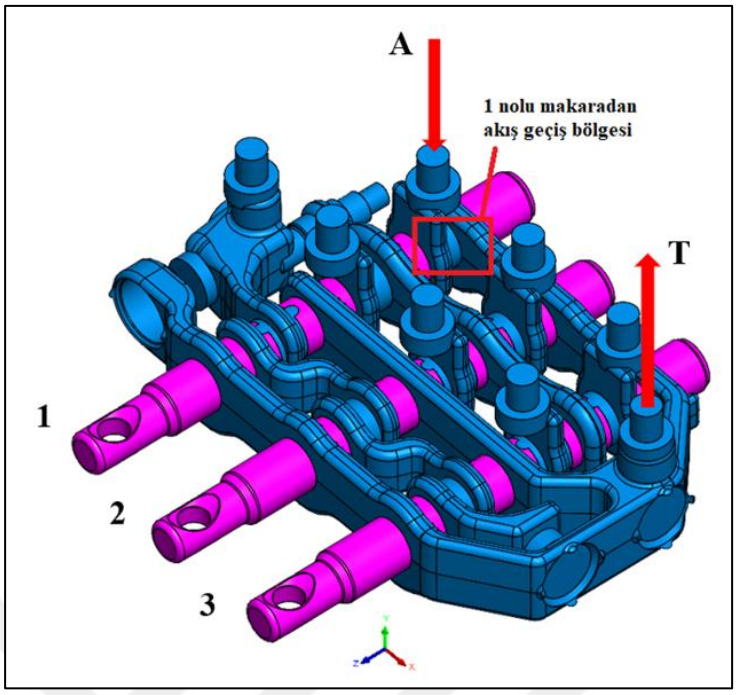
Şekil 6.13.A-T ye açık deney ve analiz çalışması basınç kayıplarının karşılaştırılması

Şekil 6.14'te hidrolik yön kontrol valfinin P-T, P-B ve A-T konumlarında yapılan deney sonuçlarına göre küçük kayıplar gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi Reynolds sayısının değişmesi küçük kayıpları 3 durum için de çok fazla değiştirmemiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda P-B hattı en fazla basınç farkının olduğu konum olarak tespit edilmişti. Küçük kayıplarda da en fazla kayıp P-B konumundadır. Yön kontrol valfinin deney düzeneğine yapılan bağlantısı nedeniyle basınç kayıpları olması gerekenden daha fazla çıkmıştır. Küçük kayıplar da bundan dolayı yüksek çıkmıştır. Ancak bilgi olması açısından tez çalışmasında bu kayıplar verilmiştir.



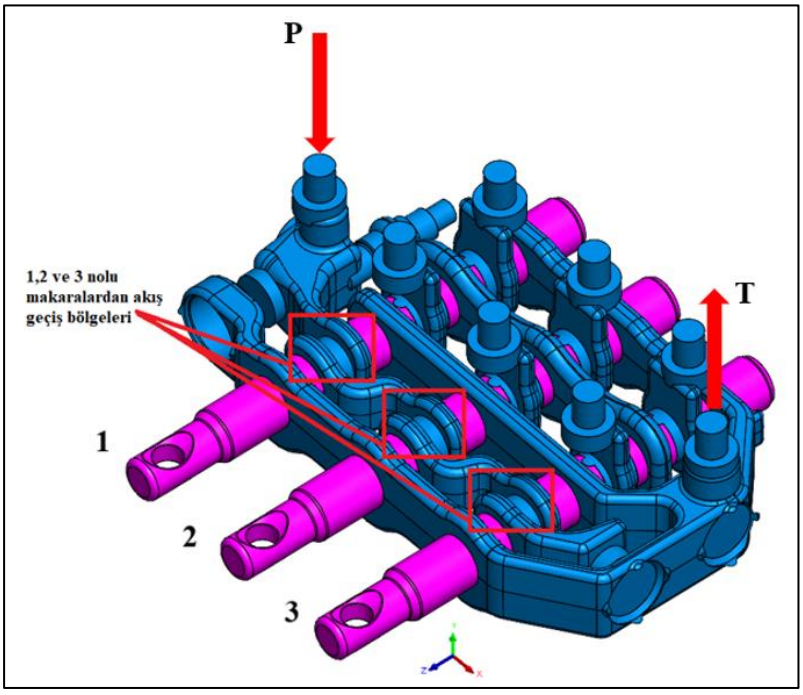
Şekil 6.14. Valf bölgelerinin deneysel sonuçlarına göre küçük kayıplar

Sonuçlar incelediğinde en düşük basınç kayıplarının A-T durumunda oluştuğu görülmektedir. Bunun en önemli sebebi A hattına gelen akışkanın tek bir sürgü üzerinden geçtikten sonra T hattına gitmesidir. Şekil 6.15'te 1 numaralı sürgü -Z yönünde hareket ettirilmiştir. Diğer sürgüler başlangıç konumundadır. Bu sayede A hattı T hattına açık hale gelmiştir. Şekil 6.15'ten görüldüğü gibi A-T hattı sadece 1 numaralı sürgü üzerinden geçmekte ve burada oluşan basınç kayıplarından etkilenmektedir. A-T hattındaki basınç kayıpları düşük olduğu için A-T hattı için çalışma yapılmamıştır.



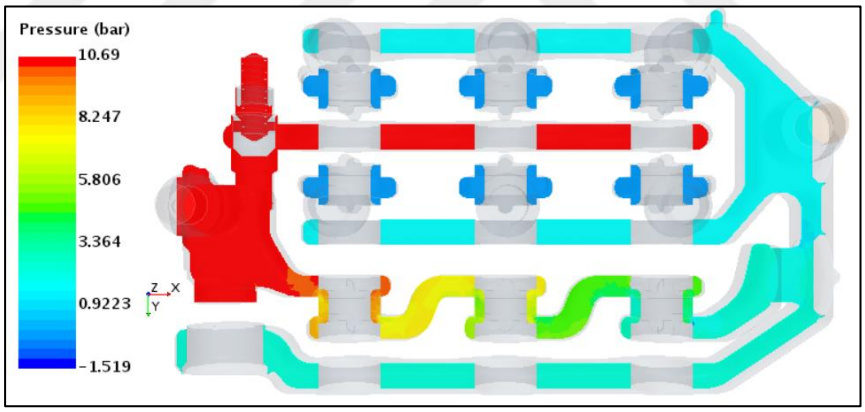
Şekil 6.15. Yön kontrol valfinin A-T hattına açık konumu

2. olarak P-T hattında basınç kayıplarının yüksek olduğu görülmektedir. P-T hattı, hidrolik sistemin boşta çalıştığı durumda, akışkanın hidrolik yön kontrol valfi içerisine girip herhangi komponente gitmeden direkt olarak tank hattına gittiği durumdur. Bu hat sistemin boş konumu olduğu için sürgüler başlangıç konumundadır. Şekil 6.16'da akışkanın geçtiği 3 sürgü ve tank hattı gösterilmiştir.

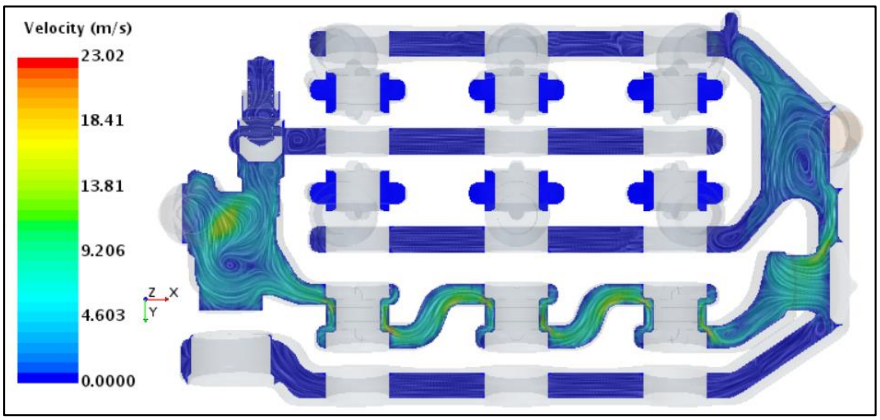


Şekil 6.16. Yön kontrol valfinin P-T hattına açık konumu

Şekil 6.17'de P-T hattı basınç dağılımı incelediğinde basınç kayıplarının sadece sürgülerdan oluşmadığı net bir şekilde görülmektedir. Valf üzerindeki en büyük basınç akışkanın P hattına giriş yaptığı kısımda oluşmaktadır. Şekil 6.19'da P hattının bulunduğu bölge gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi bu kısımda akışkanın farklı bölgelere dağılımı yapılmaktadır. Bu bölgede akışkanın doldurabileceği çok fazla boş alan mevcuttur. Basınçlı bir şekilde P hattına gelen akışkan ilk olarak bu alana girmekte ve bu alanda en büyük basınca ulaşmaktadır. P hattının bulunduğu kısım valf içerisinde bir hidrolik tank görevi yapmaktadır. Aynı şekilde T hattı bölgesi bir hidrolik tank görevi yapmaktadır. Bu kısım üzerinde yapılacak değişikliklerle basınç kaybı azaltılabilir. Ancak bu durumda valfin üretilebilirliği zorlaşacak ve maliyeti artacaktır. Şekil 6.17'deki basınç dağılımları incelediğinde en yüksek basıncın 10,69 bar olduğu görülmektedir. Basıncın en yüksek olduğu bölge akışın P hattına girdiği bölgedir. Buradan sonra akışkan ilk sürgüye ulaşmaktadır. İlk sürgüyü geçen akışkan basınç kaybederek tank hattına doğru ilerlemekte buradan tanka gitmektedir. Tank hattında basıncın en düşük değerde olduğu görülmektedir.

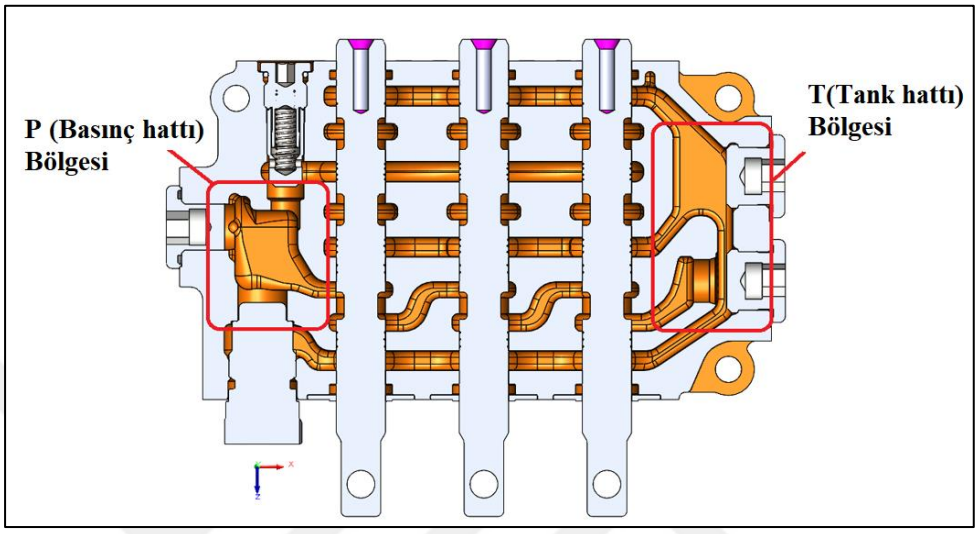


Şekil 6.17. P-T hattı basınç dağılımı



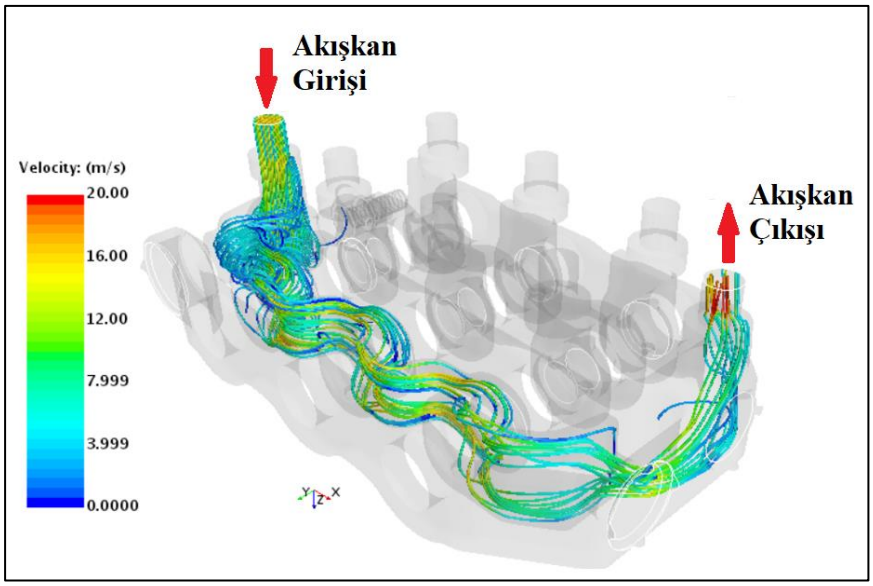
Şekil 6.18. P-T hattı hız dağılımı

Şekil 6.19'da P ve T hattının valf üzerindeki konumları gösterilmiştir. Bu 2 hat bir kollektör görevi görmektedir. P hattına gelen akışkan bu bölgeye dolmakta ve sürgünün hareketine göre ilgili aktüatörlere yönlendirilmektedir. Aynı şekilde T hattına gelen akışkan bu bölgeye dolmakta ve buradan tanka gönderilmektedir.

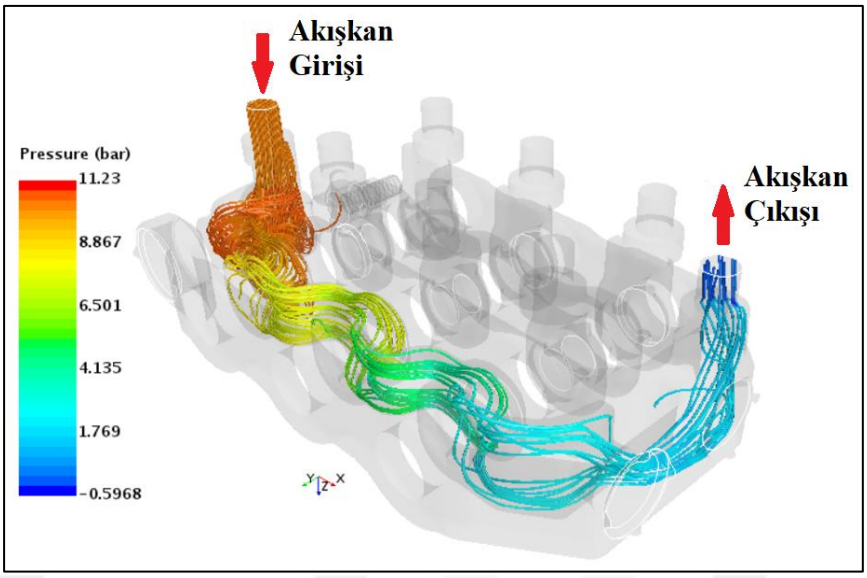


Şekil 6.19. Yön kontrol valfi kesit görüntüsü, P ve T hattı bölgeleri

Şekil 6.20'de P-T hattı hız çizgileri gösterilmiştir. P hattından giren akışkanın bu bölgede en düşük hıza ulaştığı ve buradan T hattına gittiği, T hattında en yüksek hıza ulaştığı görülmektedir. Şekil 6.21'de ise P-T hattı basınç çizgileri gösterilmiştir. Burada da en yüksek basınca P hattında ulaşan akışkan sürgülerden geçtikten sonra en düşük basınca ulaştığı T hattına gitmektedir.

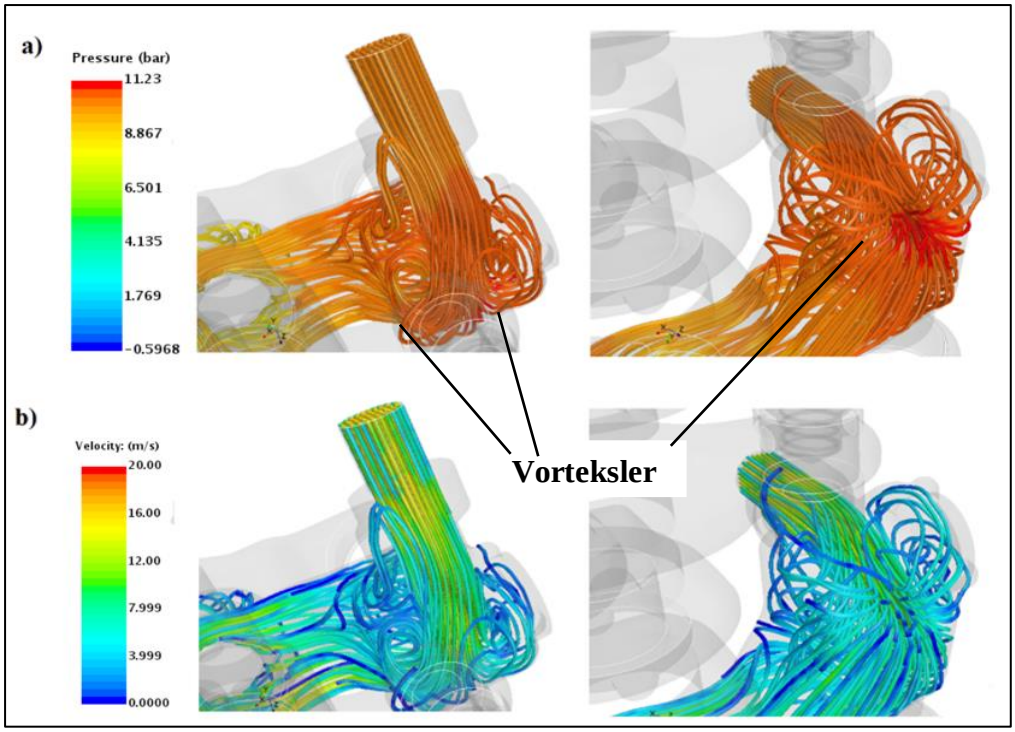


Şekil 6.20.Yön kontrol valfinin P-T hattındaki hız akış çizgileri



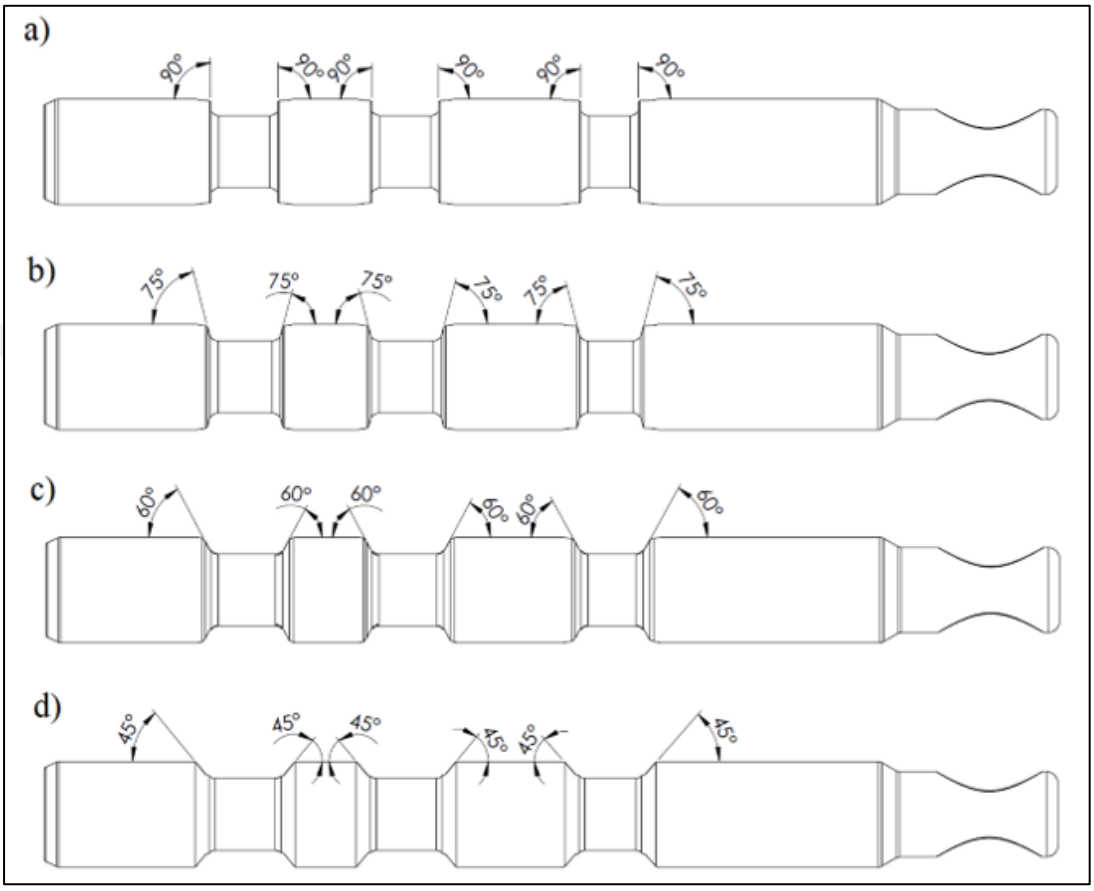
Şekil 6.21. Yön kontrol valfinin P-T hattındaki basınç akış çizgileri

Şekil 6.22'de P hattı bölgesindeki akış çizgileri gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi akış 9 mm'lik bir çaptan 20x25x20 mm ölçülerinde bir bölüme akmaktadır. Akışkan zemine çarparak en yüksek basınca ulaşmakta ve daha sonra yayılmaktadır. Bu durum akış ayrılmalarına ve vortekslere neden olmaktadır. Vortekslerin oluştuğu bölgede akış hızlarının azaldığı ve basıncın arttığı görülmektedir.



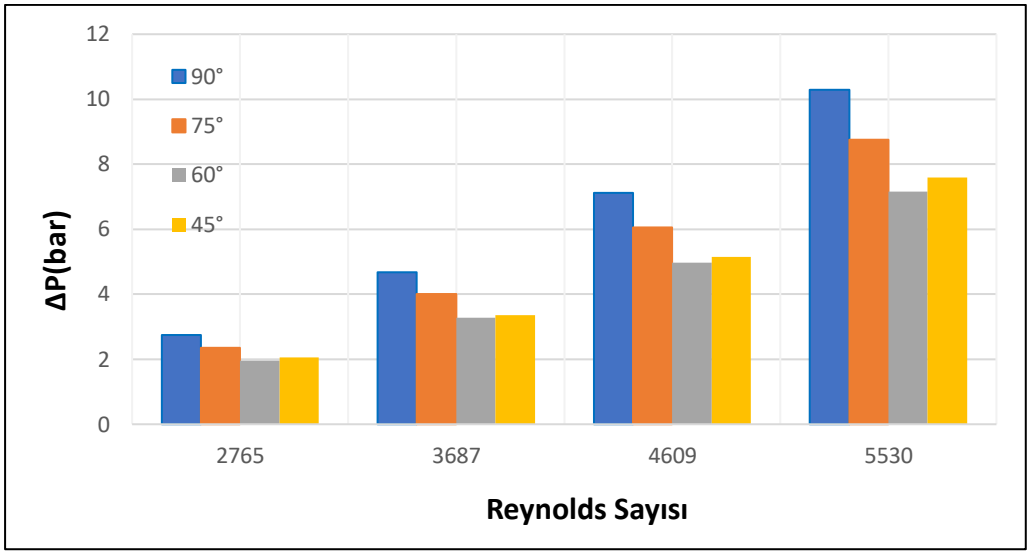
Şekil 6.22. P hattı girişi ve P bölgesindeki basınç ve hız akış çizgileri a) basınç akış çizgileri b) hız akış çizgileri

P-T hattındaki basınç kayıplarını azaltmak için Şekil 6.23 b), c) ve d)'de gösterilen farklı kenar açılarına göre sürgü modellemeleri tasarlanarak analizler yapılmıştır. Şekil 6.23 a)'daki sürgü, deneysel çalışmalarda kullanılan yön kontrol valfinin üzerindeki sürgüdür.



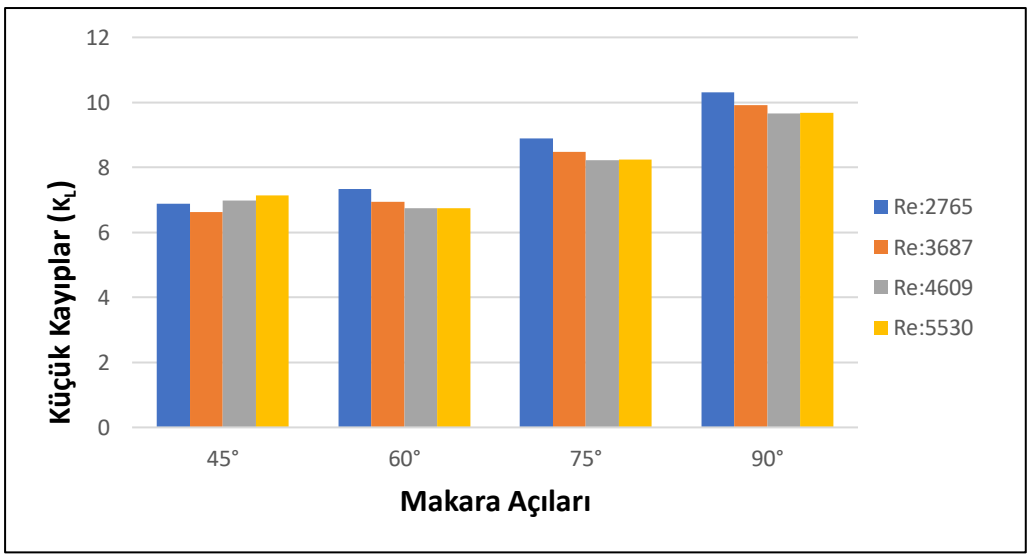
Şekil 6.23. Farklı sürgü açıları a) 90° (valf üzerindeki sürgü) b) 75° c) 60° d) 45°

Şekil 6.24'te 4 farklı sürgü için analiz sonuçları verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi en yüksek basınç kaybı orijinal sürgü olan 90° açıya sahip sürgüdedir. En düşük basınç kaybı ise 60° sürgüdedir. 45° sürgüde basınç kaybı tekrar artmaya başlamaktadır. Reynolds 5530 değerinde 90° 'de basınç farkı 10,29 bar, 75°'de 8,76 bar, 60°'de 7,16 bar olurken açı 45°'ye düşürüldüğünde ise 7,59 bara yükselmektedir. Bu durum Reynolds 2765 değerinde 60°'de basınç farkı 1,95 bar iken 45º 'de 2,05 bara yükselmiştir. Tüm Reynolds sayılarında en büyük basınç farkı yön kontrol valfi üzerindeki 90° açıya sahip sürgüdedir. Basınç farkları sürgü açısı azaldıkça azalmaya devam etmiş ancak 45° açıdaki sürgüde basınç farkı tekrar artışa geçmiştir. Reynolds 5530 da 90° sürgüde basınç kaybı 10,29 bar olurken 60°'de 7,16 bara düşmüş 45°'de ise tekrar artışa geçerek 7,59 bar olmuştur.



Şekil 6.24. P-T hattı sürgü açılarına göre basınç kayıpları

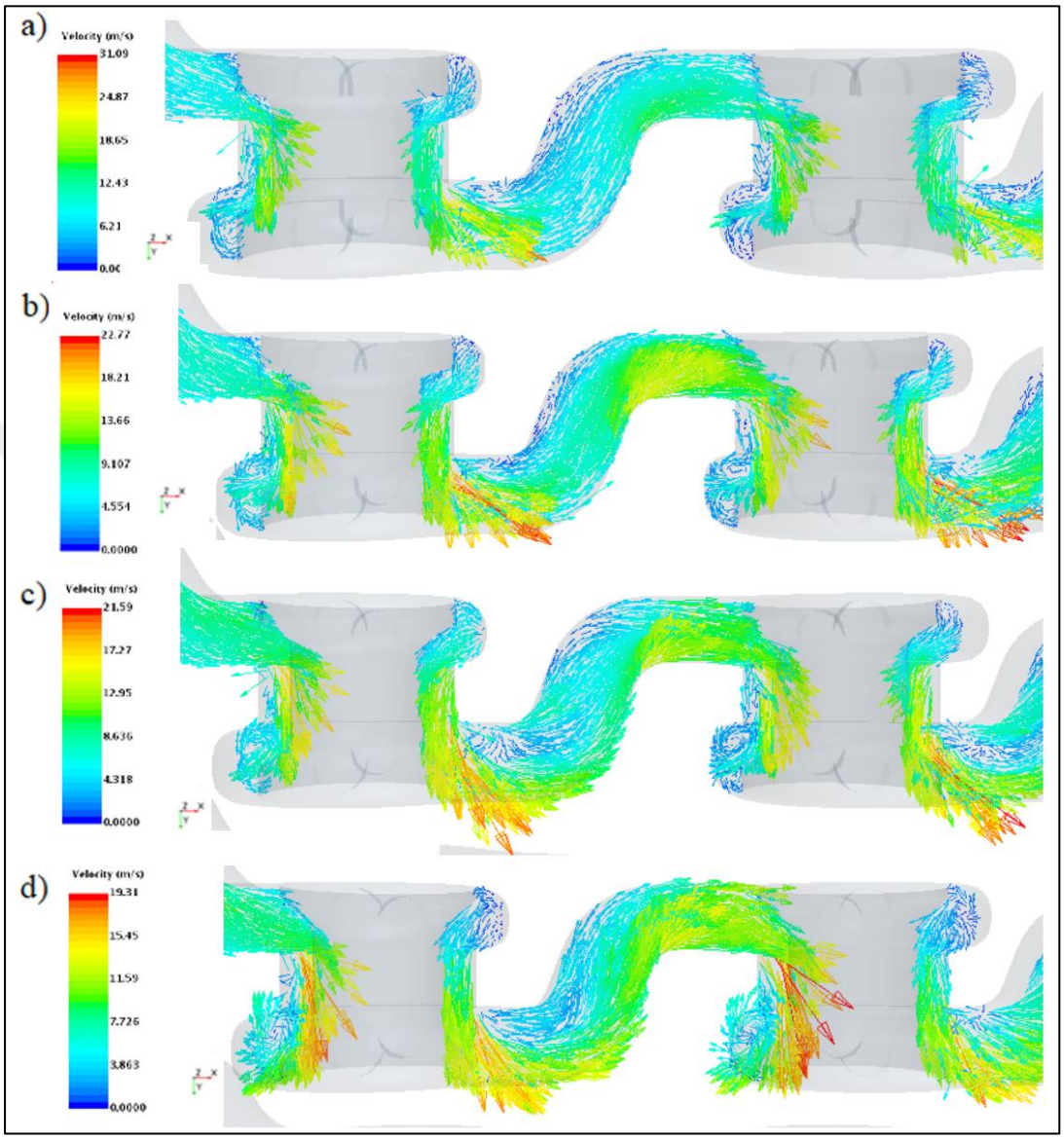
Şekil 6.25'te sürgü açılarına göre küçük kayıplar gösterilmiştir. Küçük kayıplar incelediğinde 90º açıya sahip sürgüde en yüksek kayıplar meydana gelmektedir. Açı azalmaya başladığında ise küçük kayıplar azalmakta 60º ve 45º açıya sahip sürgüde neredeyse düz bir çizgi oluşturmaktadır. Ancak 45°'de, 60°'den daha fazla küçük kayıplar meydana gelmiştir.



Şekil 6.25. P-T ye açık farklı sürgü açılarına göre küçük kayıplar

Şekil 6.26'da 4 farklı sürgüden geçen akış hız çizgileri gösterilmiştir. Şekil 6.26 a)'da 90° sürgü açısında akış çizgilerinin diğer bölgelere göre daha az olduğu ve sürgü bölgelerindeki akış hızlarının daha az olduğu görülmektedir. Sürgü açısı azalmaya başladıkça sürgü üzerinden geçen akış çizgilerinin arttığı ve sürgü üzerinde oluşan akış

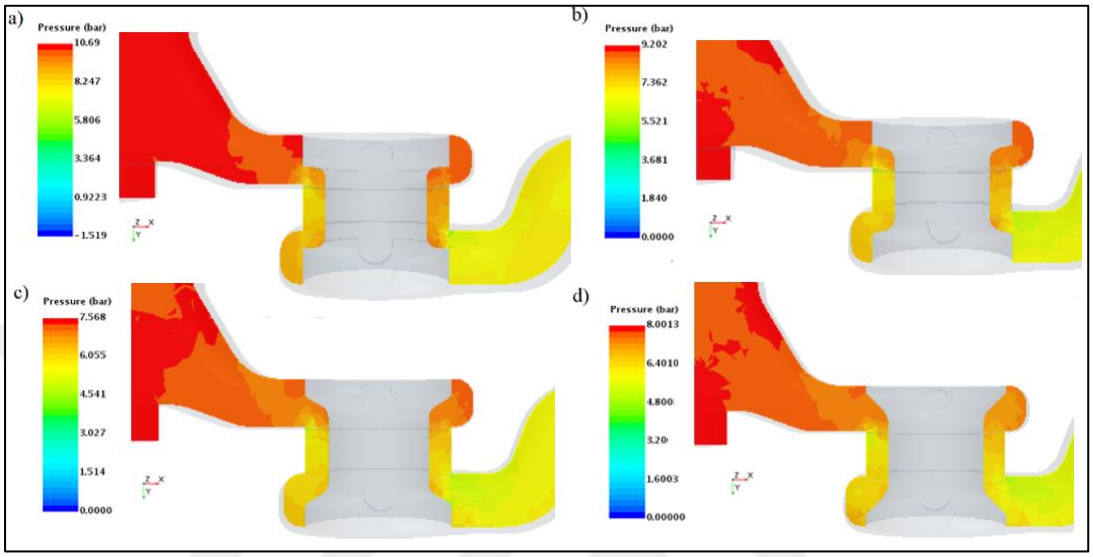
hızlarının arttığı görülmektedir. Ancak akış 45° açıya sahip sürgüde akış miktarının artması akış hızının artmasına neden olmamış, aksine akış hızları azalmıştır.



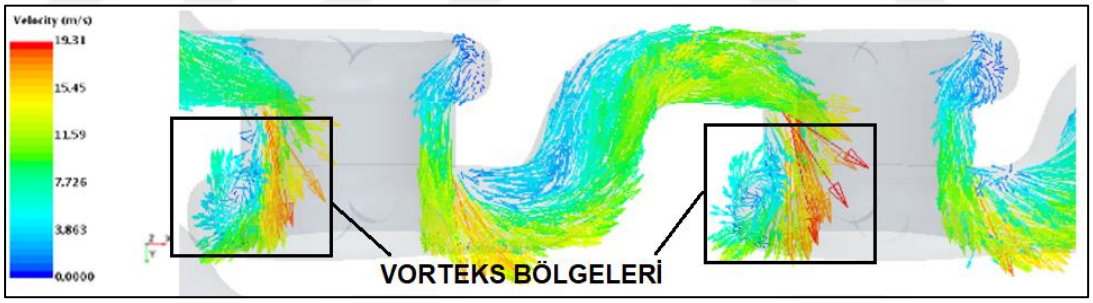
Şekil 6.26. P-T hattı sürgülerin hız akış dağılımları a) 90° sürgü b) 75° sürgü c) 60° sürgü d) 45° sürgü

Şekil 6.27'de 4 sürgü için basınç dağılımları gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi sürgü açısı azaldıkça basınçlar azalmakta ancak 45° sürgüde basınç kaybı tekrar artmaya başlamaktadır. Sürgülerdeki açıları artırmak, her ne kadar geçen akışkan miktarını artırarak basınç kaybını azaltmaya sebep olsa da belli bir yerden sonra akışkanın geçeceği bölgeyi büyütmek akışta vorteksler oluşmasına neden olmakta ve basınç kayıpları artmaktadır. Şekil 6.28' deki sürgüdeki akış çizgileri incelediğinde vorteks bölgelerinde akış hızlarının diğer sürgülere göre daha yüksek olduğu

görülmektedir. Bu kısımlarda oluşan vortekslerde akış hızları düşmekte ve basınçlar artmaktadır. Ayrıca sürgü üzerinde açıyı daha fazla azaltmak, sürgünün valf içerisindeki basınçlı akışkanı tutamamasına sebep olacak böylece iç kısımlarda yağ kaçakları oluşabilecektir.

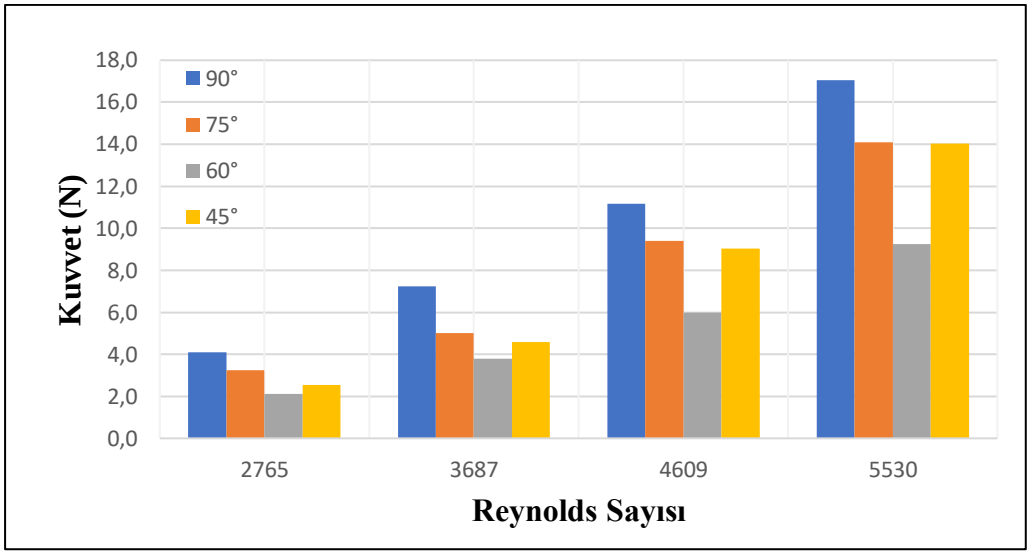


Şekil 6.27. P-T hattı farklı açılarda 1 nolu sürgüdeki basınç dağılımları a) 90° b) 75° c) 60° d) 45°



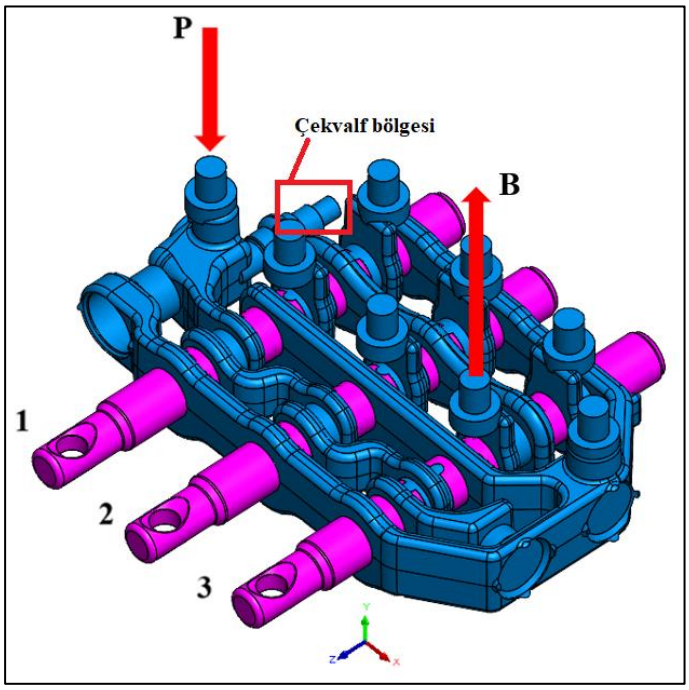
Şekil 6.28. P-T hattı 45° sürgü de oluşan vorteks bölgeleri

Şekil 6.29'da P-T hattında mevcut olan sürgüler üzerinde oluşan toplam kuvvetler gösterilmiştir. Sürgüler üzerinde oluşan kuvvetlerin artması basınç kayıplarının artmasına neden olmaktadır. Şekilde Reynolds 5530 değerinde 90° sürgü üzerinde oluşan kuvvetler 17.1 N ,75º sürgüde 14.1 N, 60° sürgüde 9.3 N'dur. Ancak sürgü açısı 45° 'de kuvvetin arttığı, 14 N' a yükseldiği görülmektedir. Bu durum Şekil 6.24'de gösterilen basınç farkları değerleriyle benzerlik göstermektedir. Sürgü üzerinde oluşan kuvvetlerin azalması basınç kayıplarını da azaltmaktadır.



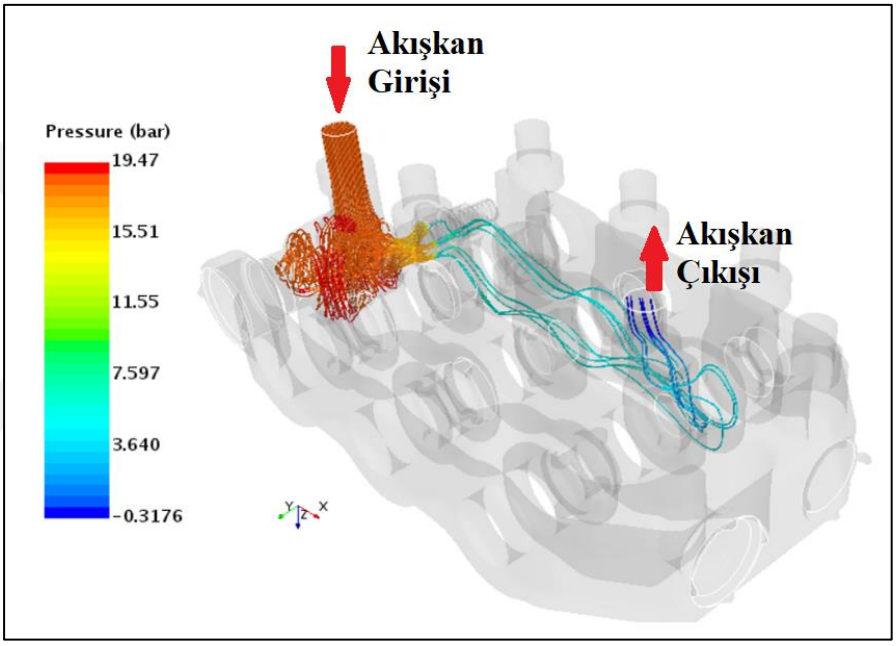
Şekil 6.29. P-T'ye açık farklı sürgü açılarının kuvvet değerleri

P-B hattı valf üzerindeki en yüksek basınç farkının olduğu bölgedir. Bu hat pompadan gelen akışkanı hidrolik aktüatörlere gönderen hattır. Dolayısıyla bu hattaki basınç kayıplarının azaltılması çok önemlidir. Burada yapılacak bir iyileştirme aktüatörleri de etkileyeceğinden hidrolik sistem üzerindeki bir çok komponentin ömrünü uzatacaktır. Şekil 6.30'da P hattını B hattına açmak için 3 numaralı sürgü -Z yönünde hareket ettirilmiştir. P-B hattı aktif olduğu zaman sadece 3 numaralı sürgü üzerinden akışkan geçmektedir.

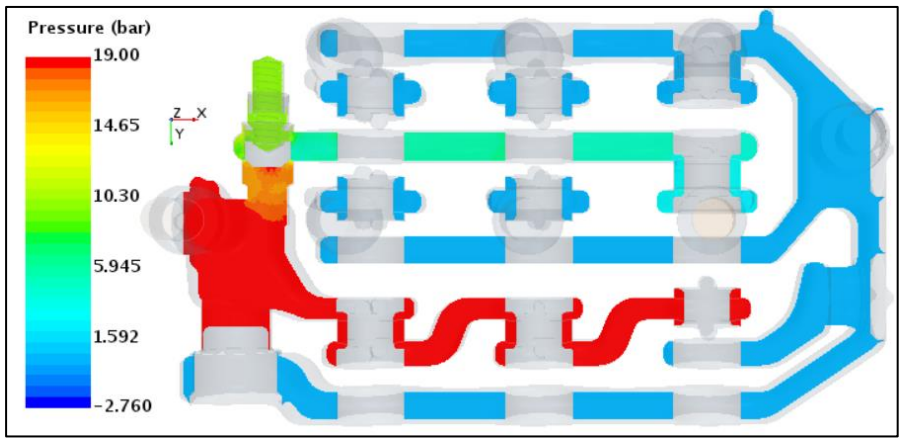


Şekil 6.30. P-B hattı konumu

Hidrolik aktüatörler, hidrolik valflerden gönderilen akışkan ile iş yapmaktadır. Aktüatörlere giriş yapan akışkan aktüatörden çıkış yaptıktan sonra tekrar hidrolik yön kontrol valfine giriş yaparak tank hattına gönderilmektedir. Yön kontrol valfinden tank hattına gitmesi için valfe geri gönderilen akışkanın P hattına gitmemesi için bu hat üzerine çek valf konulması gerekmektedir. Bunun en önemli sebebi emniyettir. Örnek olarak bir hidrolik silindir, üzerinde bir yük ile sabit tutulduğunda silindirden dönen akışkan çek valf olmadığı durumda P hattına gidebilir ve sisteme zarar verebilir ayrıca silindirin P hattından beslenmesini engeller ve yükün sabit tutulması sağlanamaz. Bu durum iş kazasına neden olabilir.

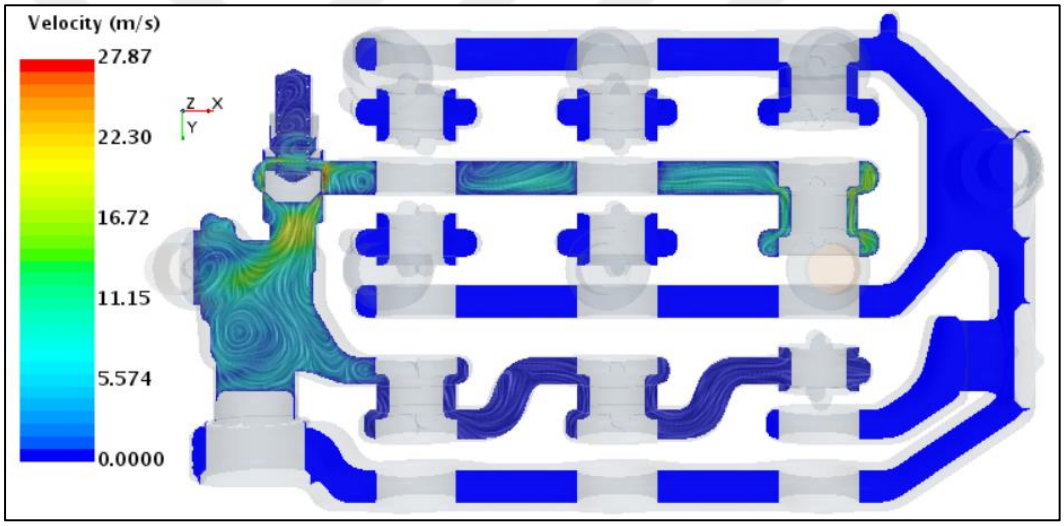


Şekil 6.31. P-B hattı basınç akış çizgileri

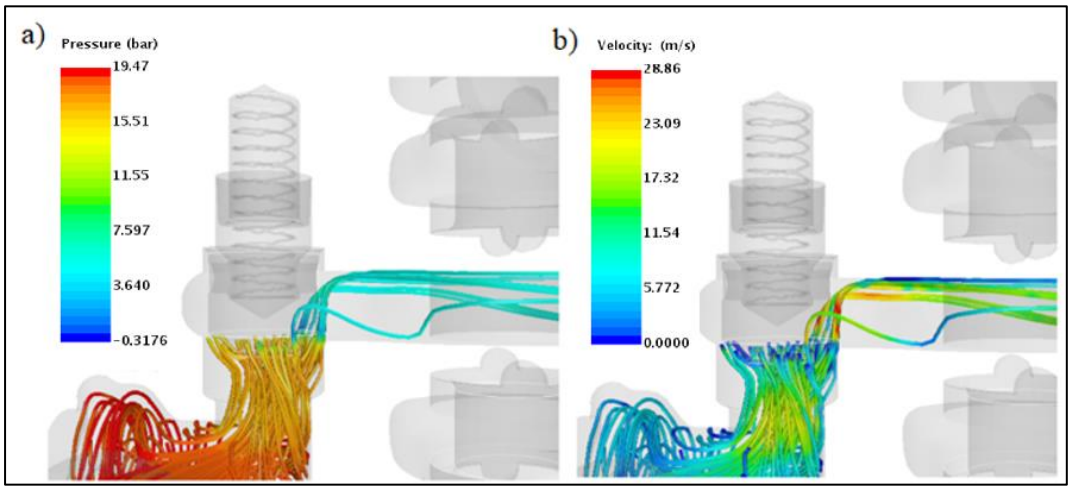


Şekil 6.32. P-B hattı basınç dağılımı

Şekil 6.31 ve Şekil 6.32'de P-B hattında oluşan basınçlar gösterilmiştir. Basınç dağılımı ve akış çizgileri incelediğinde B hattında oluşan basınçların çok düşük olduğu görülmektedir. Ayrıca bu hatta tek bir sürgü mevcuttur. Dolayısıyla tek bir sürgünün oluşturacağı basınç kaybı ihmal edilmiştir. Şekil 6.32'de en yüksek basıncın P-B hattında değil P-T hattında olduğu görülmektedir. Bu durum akışkanın P hattından çıktıktan sonra B hattına gidememesi demektir.. Akışkan daha kolay yol olan T hattına yönlenmektedir. T hattına yönlenen basınçlı akışkan monoblok yön kontrol valfi içerisinde sızıntılara neden olabilir. Bu durum hidrolik sistemlerde istenmeyen bir durumdur. Şekil 6.33'te hız dağılımları ve Şekil 6.34' teki çek valf bölgesi basınç çizgileri incelendiğinde çek valf bölgesinden akışkanın B hattına yeterli miktarda gitmediği ve bu bölgede basınç kayıpları oluştuğu net bir şekilde görülmektedir.

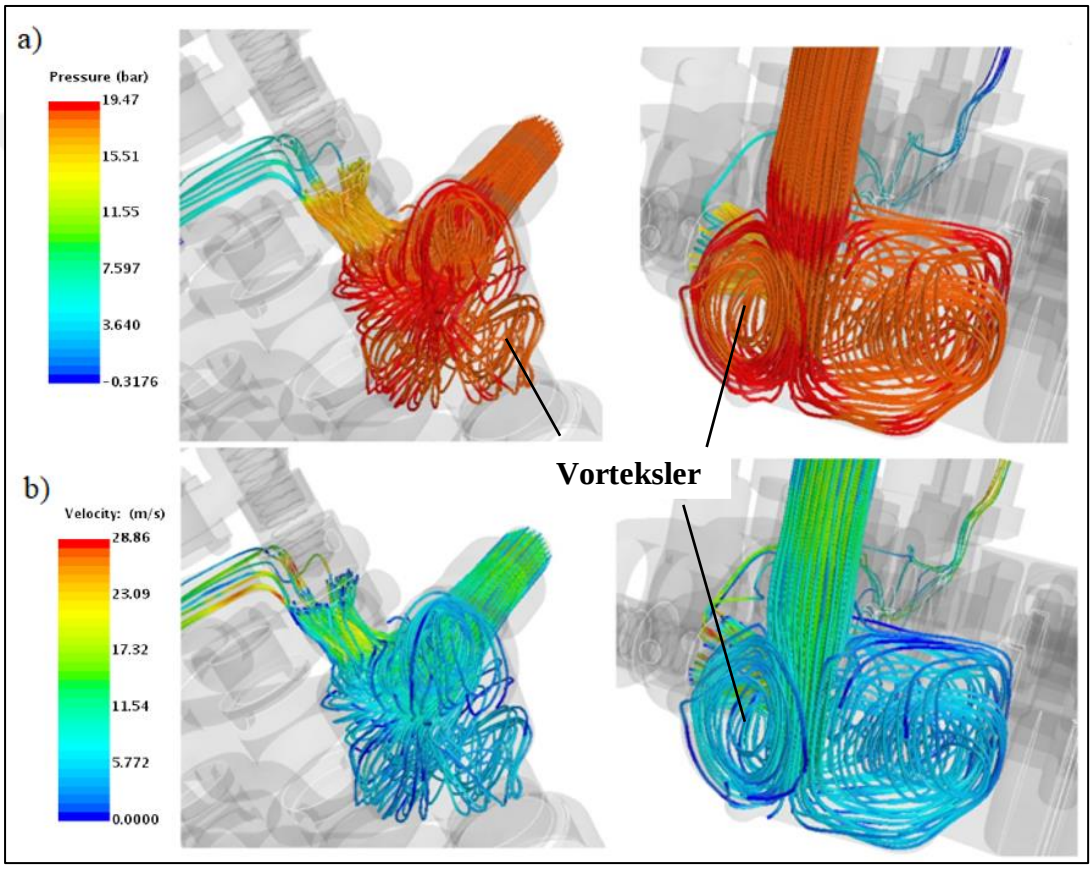


Şekil 6.33. P-B hattı hız dağılımı



Şekil 6.34. P-B hattı çekvalf bölgesi basınç ve hız akış çizgileri

Şekil 6.34 Şekil 6.34'te görüldüğü gibi akış çizgilerinin çok büyük bir kısmı çek valf bölgesinden geçememektedir. Bu durum akışkanın daha geniş bir alana geçmesine engel olmakta ve basınç farkının artmasına neden olmaktadır. Bu kısımda yapılacak bir iyileştirmeyle akışkanın geçişi rahatlatılabilir ve basınç kayıpları büyük ölçüde azaltılabilir. Çekvalf içerisinde bulunan yayın açma kuvveti çok düşük olduğundan dikkate alınmamıştır. Çünkü çek valf, aktüatörden P hattına gelebilecek bir basınçlı akışı geçirmemek için eklenmiştir. P hattından gelen bir akışkan çek valfi çok kolay bir şekilde yenebilmelidir. Bu yüzden yay kuvveti çok düşüktür.



Şekil 6.35. P-B hattı P ve çekvalf bölgesi basınç ve hız akış çizgileri

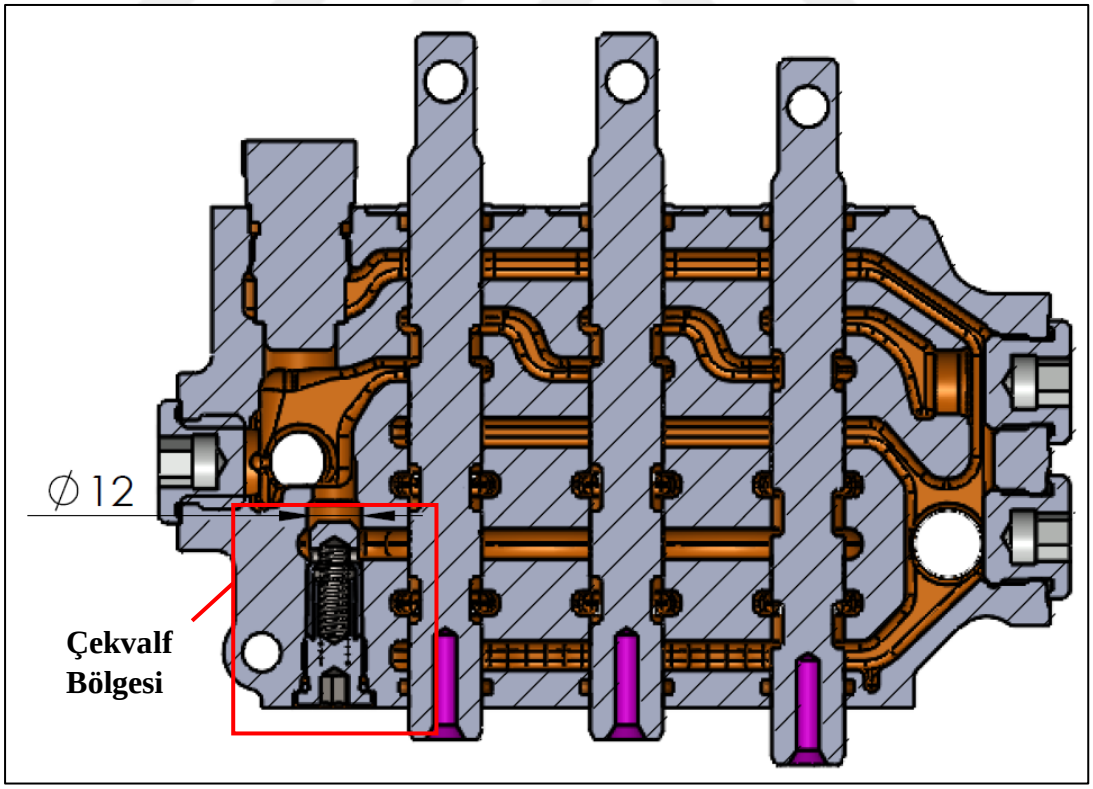
P-B hattında basınç artışına neden olan diğer bir bölge de P hattı bölgesidir. Bu bölgeye giren akışkan büyük miktarlarda vorteksler oluşturmaktadır. Basınçlı akışkan çek valf bölgesinden geçemediği için P hattında kalmakta bu kısımda vorteksler ve yüksek basınçlar oluşturmaktadır.

Şekil 6.35'te en yüksek basıncın bu bölgede oluştuğu görülmektedir. Bu bölge hatlar arasında bir dağıtım görevi görmektedir. P-T hattında da bahsedildiği gibi bu bölgede

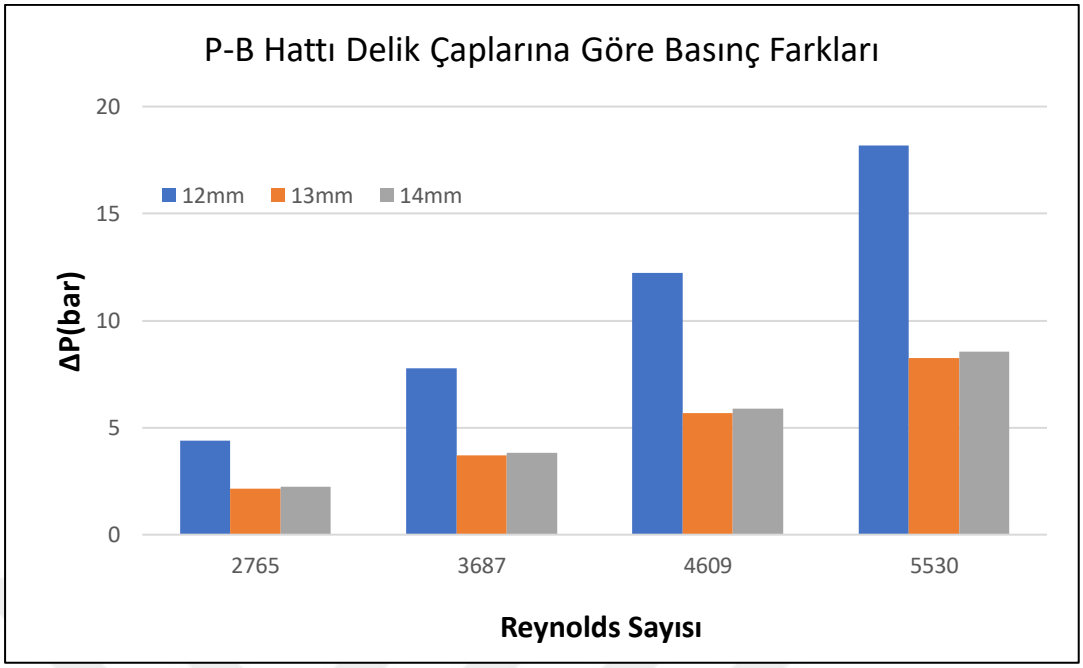
yapılacak bir değişiklik valfin üretilebilirliğini zorlaştıracak ve maliyetini artıracağından bu kısımda bir çalışma yapılmamıştır.

Hidrolik yön kontrol valfi üzerinde bulunan çek valfin bulunduğu bölge Şekil 6.36'da gösterilmiştir. Bu bölgenin çapı 12 mm dir. Basınç kayıplarını azaltmak amacıyla bu bölgedeki çap 13 mm ve 14 mm olarak değiştirilmiş ve analiz çalışmaları bu 3 çapa göre yapılmıştır.

Yeni yapılan tasarımlara göre oluşan basınç kayıplarının analiz sonuçları Şekil 6.37'de gösterilmiştir. 12 mm deliğe sahip orijinal valfte 60 lt/dak debide basınç kaybı yaklaşık 18 bardır. Çek valfin bulunduğu bölgedeki çapın, 12 mm'den 13 mm'ye genişletilmesi sonucu basınç kaybı yaklaşık 8 bar'a düşmüştür. Delik çapının genişletilmesi basınç kaybını yaklaşık olarak %55 kadar azaltmıştır. Ancak genişletmeyi 2 mm olarak artırdığımızda, 14 mm yaptığımızda basınç kaybı 13 mm'ye göre artış göstermiştir. Delik çapını 14 mm yaparak yapılan analiz sonuçlarına göre ise kazanım yaklaşık olarak %53'tür.

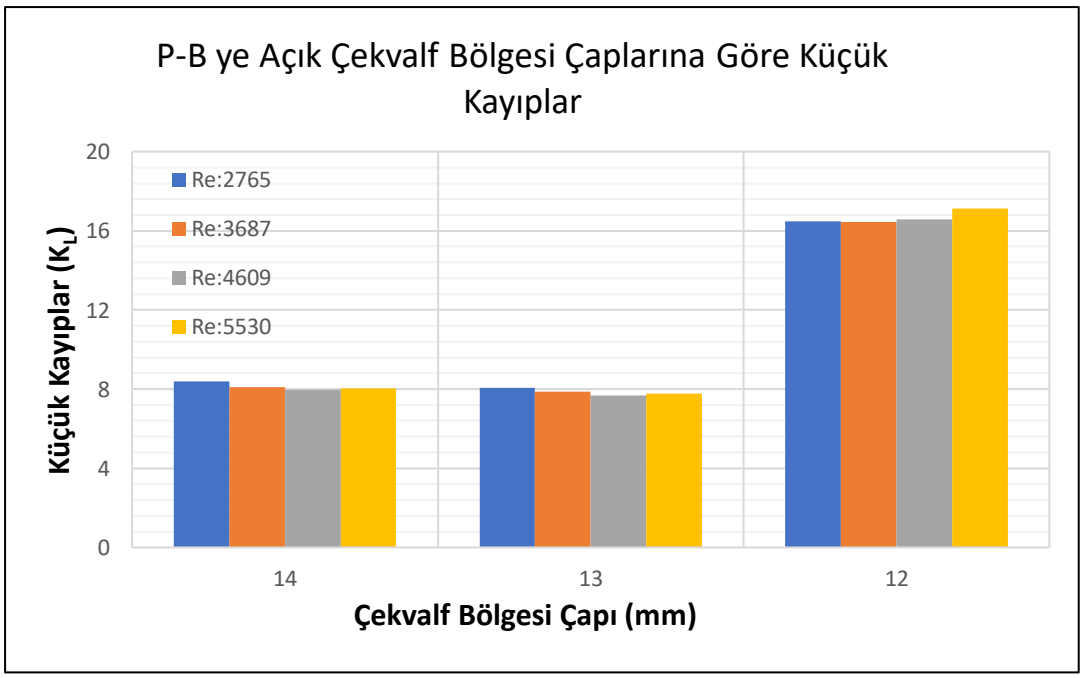


Şekil 6.36. P-B hattı üzerinde bulunan çekvalfin valfte bulunduğu bölgenin çapı



Şekil 6.37. P-B Hattı delik çaplarına göre basınç farklarının analiz sonuçları

Şekil 6.38'de P-B bölgesindeki küçük kayıplar gösterilmiştir. Küçük kayıplar 12 mm, 13 mm ve 14 mm için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Reynolds sayısındaki değişimler küçük kayıpları çok fazla etkilememiştir. Şekilden de görüldüğü gibi en büyük kayıplar 12 mm çapta oluşmaktadır. 13 mm ve 14 mm çapta küçük kayıplar yakın olsa da 14 mm'de oluşan kayıplar 13 mm'den daha fazladır.

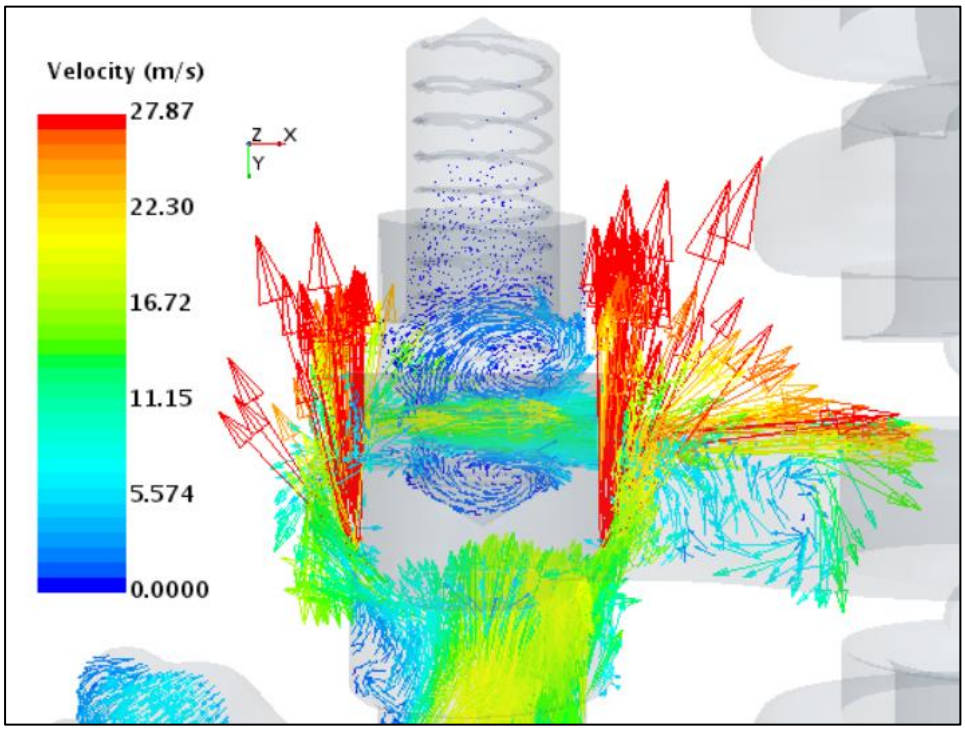


Şekil 6.38. P-B hattı çekvalf bölgesi çaplarına göre küçük kayıplar

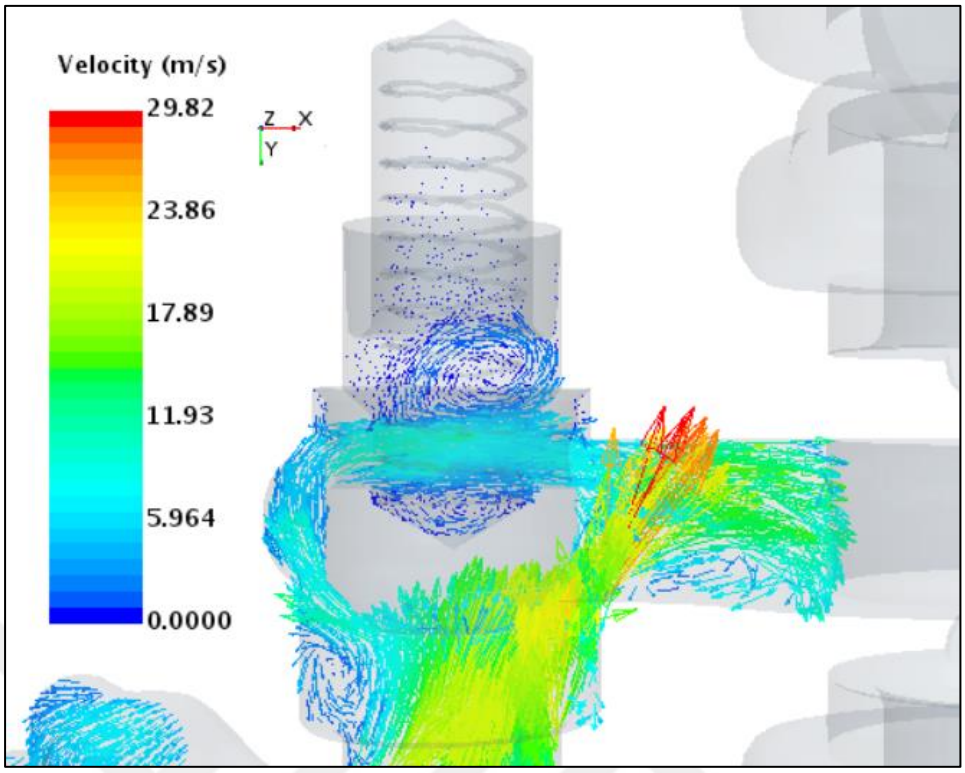
Şekil 6.39, Şekil 6.40 ve Şekil 6.41'de her bir çap için akış hız dağılımları gösterilmiştir. Hız dağılımları incelendiğinde 12 mm delik çapında akış miktarının az olduğu görülmektedir. Ayrıca bu çapta akışkanın B hattına gitmek yerine çek valfe doğru gittiği ve 12 mm çapın yetersiz olmasından dolayı akışkanın kısıtlı bir bölgeden geçmeye çalıştığı görülmektedir. Bundan dolayı 12 mm delik çapında akışkanının B hattına gitmek için geçtiği bölgede yüksek basınç farkı oluşmuştur.

13 mm delik çapında, geçen akış miktarında büyük oranda artış meydana gelmiştir. 12 mm çapa göre 13 mm çapta B hattına giden akışkan miktarında büyük artış görülmektedir. Akışın geçtiği çapın artmasıyla, akışın çok büyük miktarının 13 mm çapta B hattına doğru yönlendiği, B hattına giden bölgedeki vortekslerin diğer çaplardan çok daha az olduğu görülmektedir.

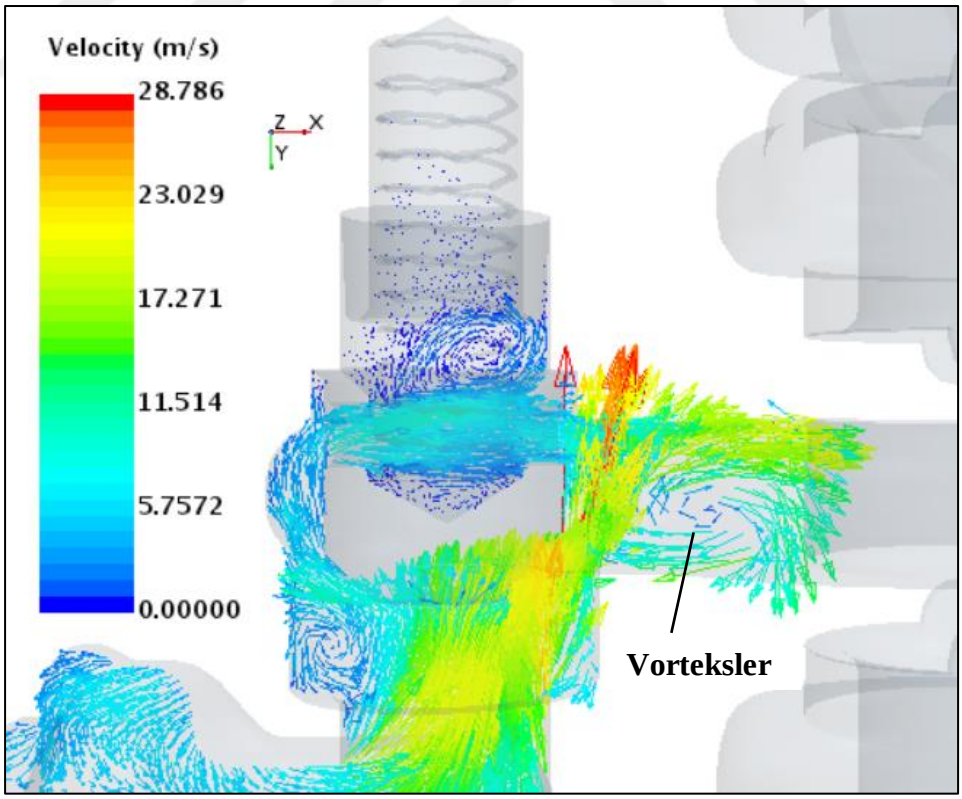
Çapı büyüterek 14 mm yaptığımızda ise en büyük hızdaki akış çizgilerinin B hattına doğru değil, çek valfe doğru olduğu görülmektedir. B hattına giden bölgede ise vortekslerin 13 mm çapa göre arttığı görülmektedir. Bu durumun sebebi akışkanın gereğinden büyük hacimden geçmeye çalışmasıdır. Akışkanın geçeceği hacim büyüdüğü zaman vorteksler ve akış ayrılmalarının arttığı gözlemlenmektedir. Bundan dolayı çapta daha fazla büyütme yapılmamıştır.



Şekil 6.39. P-B hattı çekvalf bölgesi 12 mm delik çapı hız akış çizgileri

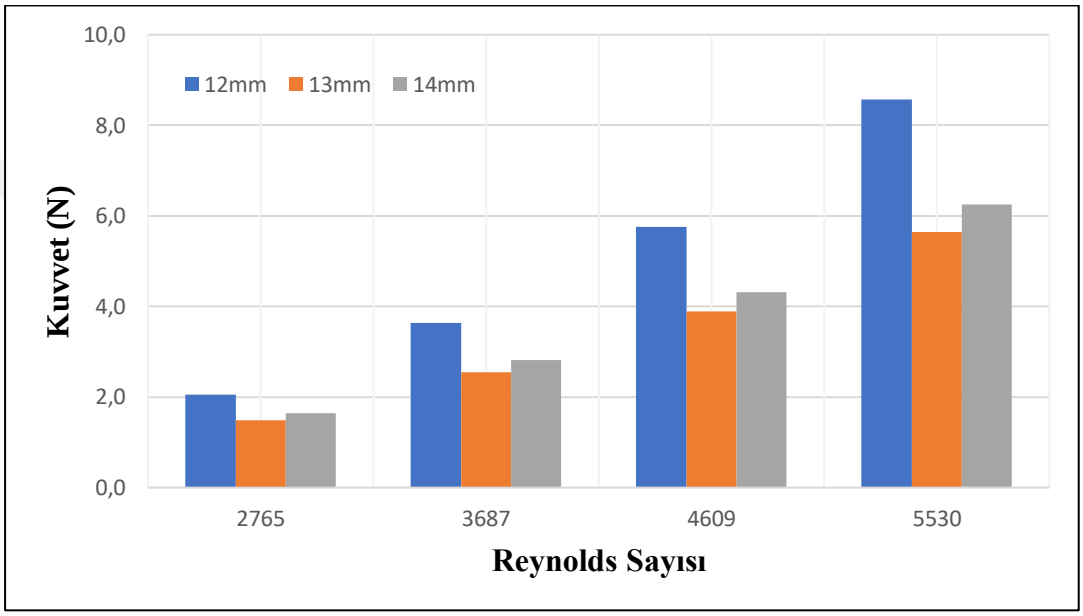


Şekil 6.40. P-B hattı çekvalf bölgesi 13 mm delik çapı hız akış çizgileri



Şekil 6.41. P-B hattı çekvalf bölgesi 14 mm delik çapı hız akış çizgileri

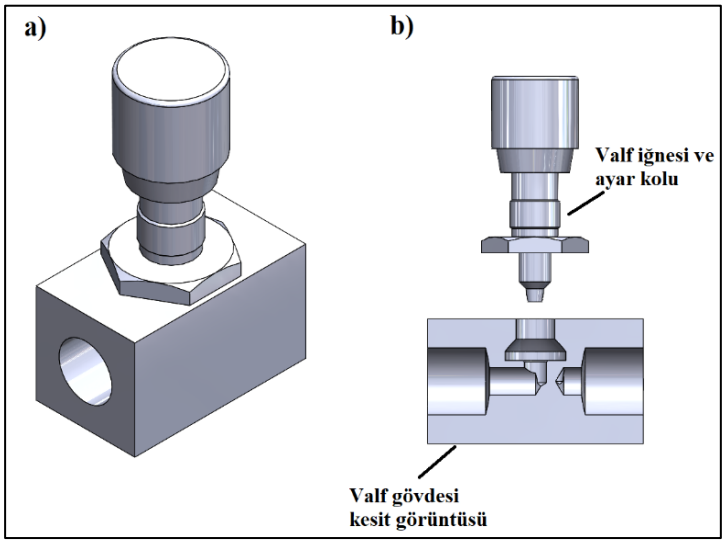
Şekil 6.42'de P-B hattında bulunan çek valf bölgesindeki farklı delik çaplarına göre oluşan kuvvetler gösterilmiştir. Reynolds 5530'da 12 mm delik çapında çek valf üzerinde 8,6 N, 13 mm'de 5,7 N kuvvet oluşmaktadır. Ancak delik çapı 14 mm'de oluşan kuvvet tekrar artmakta ve 6,3 N olmaktadır. Bu durum delik çapının devamlı artırılarak kuvvetlerin azaltılamayacağını göstermektedir. Çek valf üzerinde oluşan kuvvetler Şekil 6.37'deki basınç farklarıyla benzerlik göstermektedir. Çek valf üzerinde oluşan kuvvetlerin azaltılması basınç kayıplarını da azaltmaktadır.



Şekil 6.42. P-B hattı çekvalf bölgesi delik çaplarına göre kuvvetler

7. İĞNE TİP KISMA VALFİ

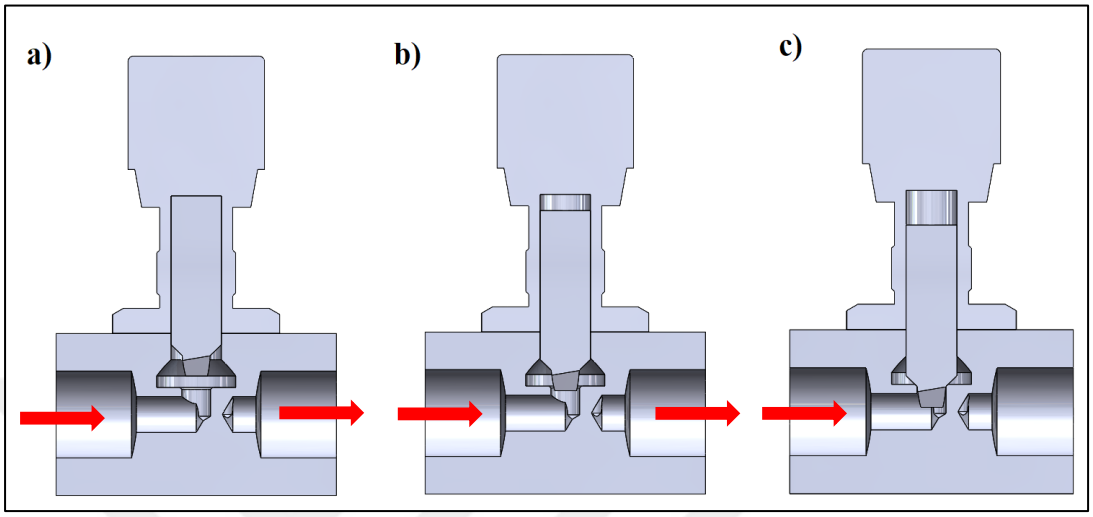
Hidrolik sistemlerdeki aktüatörlerin kullanım yerlerine göre hızlarının kontrol edilmesi gerekmektedir. Bir hidrolik aktüatörün hızını kontrol edebilmek için üzerinden geçen debinin kontrol edilmesi gerekmektedir. İğne tip kısma valfleri debinin ayarlanması ve aktüatörlerin hızlarını kontrol etmek için hidrolik sistemlerde kullanılırlar. İğne tip kısma valfleri Şekil 7.1'de gösterildiği gibi temel olarak valf gövdesi ve ayar kolu olmak üzere 2 parçadan oluşmaktadır. Ayar kolu üzerinde kısmanın gerçekleştirilmesini sağlayan iğne bulunmaktadır. Valf gövdesi üzerinde akış girişi ve çıkışı olmak üzere 2 port bulunmaktadır. Valf iğnesi gövde üzerinde ilerledikçe akışkan girişi tarafında basınç artmaya başlar. Basınç, sistemdeki emniyet valfinin ayar değerini aştığında akışkanın bir kısmı emniyet valfi üzerinden tanka gitmeye başlar. Böylece akış miktarı azalır ve valf çıkışındaki debi azalmış olur. Eğer kısma valfi tamamen kapatılırsa akış tamamen durur ve ilgili aktüatör devre dışı kalır [43].



Şekil 7.1. İğne Tip Kısma Valfi a) İğne Tip Kısma Valfi b) Patlatılmış görüntü

Şekil 7.2'de iğnenin hareketine göre akışın giriş ve çıkışları gösterilmiştir. Şekil 7.2 a)'da iğne en üst konumdadır böylece akışkanın tamamı aktüatöre yönlendirilir. Şekil 7.2 b)'de ise iğne %50 oranında kapatılmıştır. Bu durumda giriş bölümünde ki basınç

artacak ve akışkanın bir kısmı aktüatöre gönderilemeyecek ve aktüatörün hızı azaltılmış olacaktır. Şekil 7.2 c)'de ise iğne tamamen kapatılmıştır. Bu durumda aktüatöre akış gitmeyeceğinden aktüatör devre dışı kalacaktır.



Şekil 7.2. Kısma valfinin iğne konumları a) %100 açık b) %50 açık c) Kapalı

İğne tip kısma valflerinin performans parametresi akış katsayıdır. Valfin akış katsayısını hesaplamak için deneysel yöntemler kullanılmaktadır. Ancak iğne tip kısma valfelerinin yüksek basınçlarda çalıştığı göz önüne alındığında deney düzeneği kurmak çok kolay ve ekonomik olmamaktadır [36].

Kısma yöntemiyle çalışan valfler Bernoulli'ye göre debi (Q); etkin kısma alanı A ve kısma alanına etkili basıncın farkının (Δp) karekökü ile doğru orantılı, akışkan yoğunluğunun (ρ) karekökü ile ters orantılıdır. Debi (Q) aşağıdaki denklemle hesaplanır [44].

$$Q=Kv\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \tag{7.1}$$

Q: Debi (lt/dak), Δp: Basınç farkı (bar), ρ: Akışkan yoğunluğu (kg/m^3), Kv: Akış katsayısı (m^3/saat)

Akış katsayısı valf seçimi için çok önemli bir kriterdir. Eğer valf çoğu zaman açık kalacaksa enerji tasarrufu açısından basınç kaybı düşük olan bir valf seçilmelidir. Farklı açıklık konumlarında kullanılacaksa da her bir açıklıkta akış katsayılarının uygulama gerekliliklerini karşılaması gerekmektedir. Aynı debide çalışan valflerde,

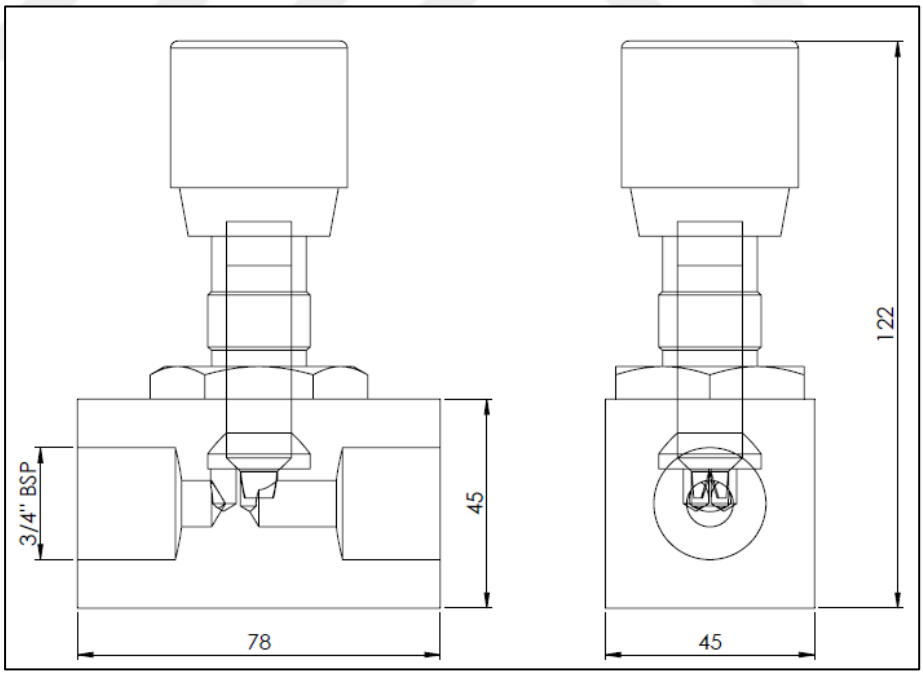
daha büyük akış katsayısı daha düşük basınç kaybı demektir. Akış katsayısı Kv, 20°C sıcaklıktaki suyun 1 bar basınç kaybı ile belirli bir oranda valften geçen m^3/saat cinsinden debiyi belirtmektedir. ABD 'de ise Kv değerine eşdeğer olarak Cv değeri kullanılmaktadır. Burada Cv değeri basınç farkı 1 psi ve 60°F sıcaklık olmak üzere US-Galon/dak cinsinden debi olarak tanımlanmaktadır [44].

Bu iki değerin dönüşümü ise Cv=1,17xKv dir [44].

Tez çalışmasında bu iki değer de hesaplanmıştır.

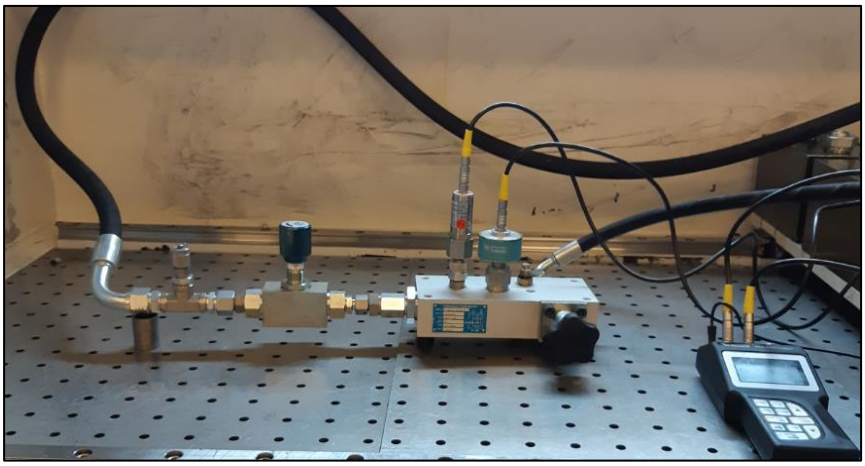
7.1. Deneysel Çalışmalar

Deneysel çalışmalarda Şekil 7.3'te gösterilen 78 mm genişliğinde ve 45 mm yüksekliğinde 3/4'' BSP diş ölçüsüne ve en büyük 350 bar çalışma basıncına sahip iğne tip kısma valfi kullanılmıştır. Deneyler 30-40-50-60 lt/dak debide gerçekleştirilmiştir. Deneyler, kısma valfinin %60-80-100 oranında kapatılarak basınç farkları ölçülmüştür. %40 ve %20 kapalı durumların deneysel çalışmaları deney düzeneğinin kapasitesinin yetersiz olması nedeniyle yapılamamıştır.



Şekil 7.3. İğne tip kısma valfi ölçüsel gösterimi

Kısma valfi Şekil 7.4'te gösterildiği gibi; girişine bir debimetre, basınç ve sıcaklık ölçer çıkışına da bir basınç ölçer bağlanarak deney düzeneğine bağlanmış ve ölçümler yapılmıştır.



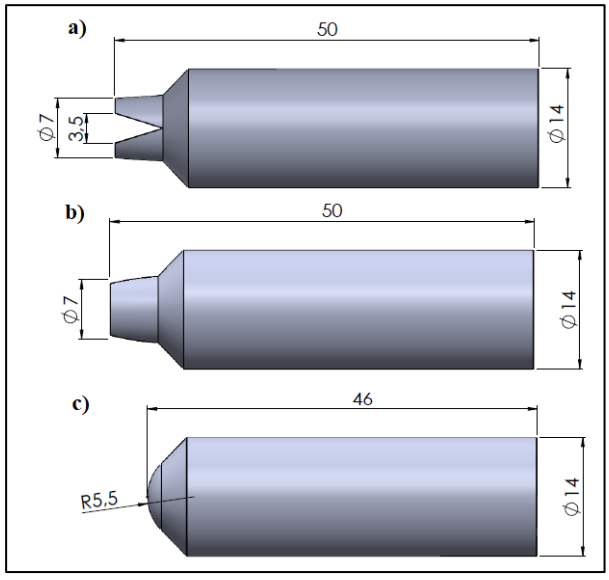
Şekil 7.4. İğne tip kısma valfi deney düzeneği

7.2. Sayısal Çalışmalar

Kısma valfindeki analiz çalışmasında akış hesaplamaları Navier-Stokes denklemleri kullanılarak çözülmüştür.

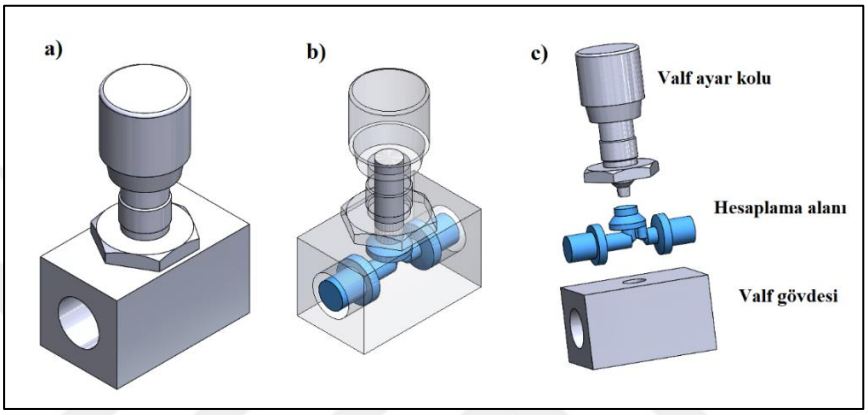
7.2.1. Geometrik model ve sınır koşulları

Analiz çalışmalarında Şekil 7.5'te gösterilen 3 farklı iğne tipi için kısma valfinin %20-40-60-80-100 oranlarında kapalı durumlardaki valf içerisindeki akışın incelenmesi için toplamda 15 adet hesaplama alanı oluşturulmuştur. Her bir hesaplama alanı Reynolds 1555-2074-2592-3111 sayılarında akış katsayılarını hesaplamak için 60 adet analiz yapılmıştır.



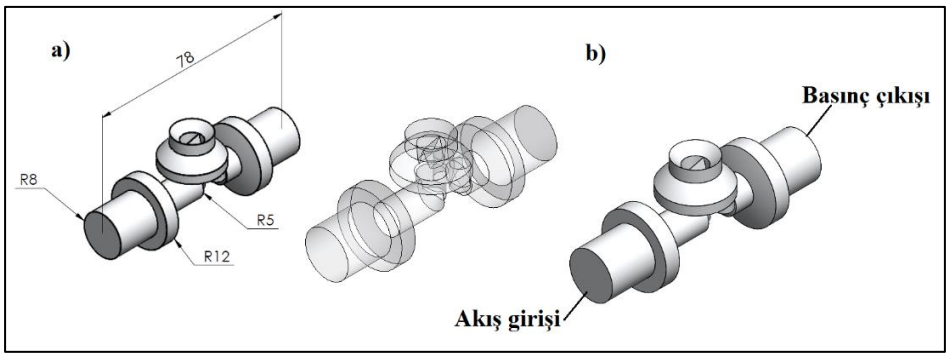
Şekil 7.5. a) Açık uçlu iğne b) Kapalı uçlu iğne
c) Kısa uçlu iğne

Şekil 7.5'te 3 farklı iğne tipi gösterilmiştir. Şekil 7.5 a)'da kısma valfi üzerindeki iğne tipi gösterilmiştir. Şekil 7.5. b)'de iğnenin uç kısmındaki açıklık kapatılmıştır. Şekil c)'de ise iğnenin uç kısmı kısaltılmıştır. Şekil 7.5 b) ve c)' deki iğne tipleri, piyasadaki iğne tiplerine göre Şekil 7.5 a)'daki iğne tipinden türetilmiştir. Şekil 7.6 a)'da kısma valfinin 3D datası gösterilmektedir. Şekil 7.6 c)'de kısma valfinin patlatılmış görüntüsü gösterilmektedir. Hesaplama alanı gövde içerisinde kalan boşluktan elde edilmiştir.



Şekil 7.6. a) Kısma valfi b) Hesaplama Alanı c) Kısma valfi patlatılmış görüntüsü

Şekil 7.7 a)'da 78 mm uzunluğunda, 16 mm çapında giriş ve çıkışa sahip kısma valfinin hesaplama alanı gösterilmiştir. Analiz çalışmalarında kısma valfi %20-40-60-80-100 oranlarında kapatılarak 3 farklı iğne tipi için 15 farklı hesaplama alanı oluşturulmuş ve analizlerde kullanılmıştır. Akışkan 16 mm çapa sahip giriş bölümünden girerek 10 mm çaptan geçmekte ve valf ayar kolunda bulunan iğne üzerinden geçerek tekrar 16 mm çapındaki basınç çıkışından çıkmaktadır. Şekil 7.7 b)'de akış giriş ve çıkış bölgeleri gösterilmiştir.

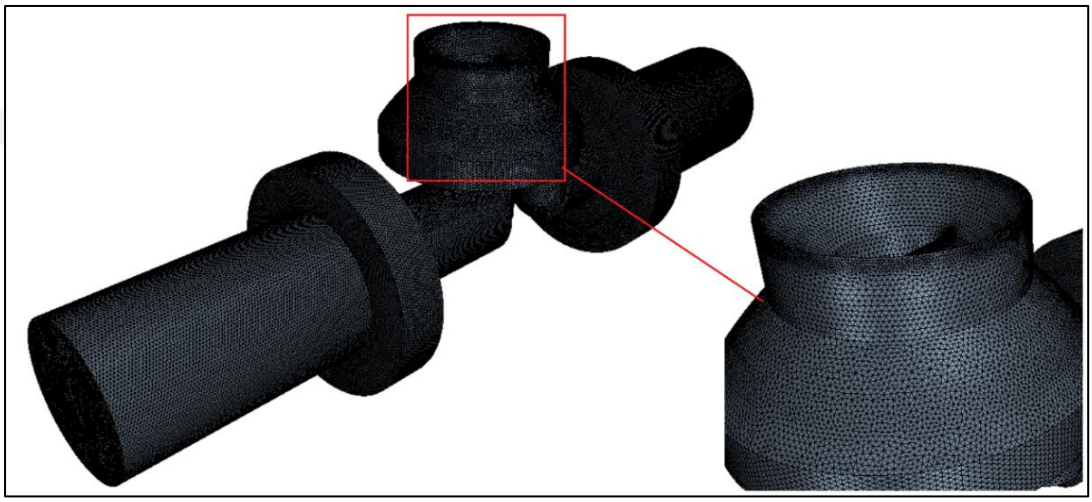


Şekil 7.7. Kısma valfi hesaplama alanı ölçüleri

7.2.2. Çözüm ağı ve çözüm ağından bağımsızlık çalışması

Kısma valfi çalışmasında akışı simüle etmek için dörtyüzlü çözüm ağı kullanılmıştır. Şekil 7.8'de kısma valfinin dörtyüzlü çözüm ağı görüntüsü gösterilmiştir. Parçanın çözüm ağından bağımsızlık çalışması için beş farklı çözüm ağı oluşturulmuştur.

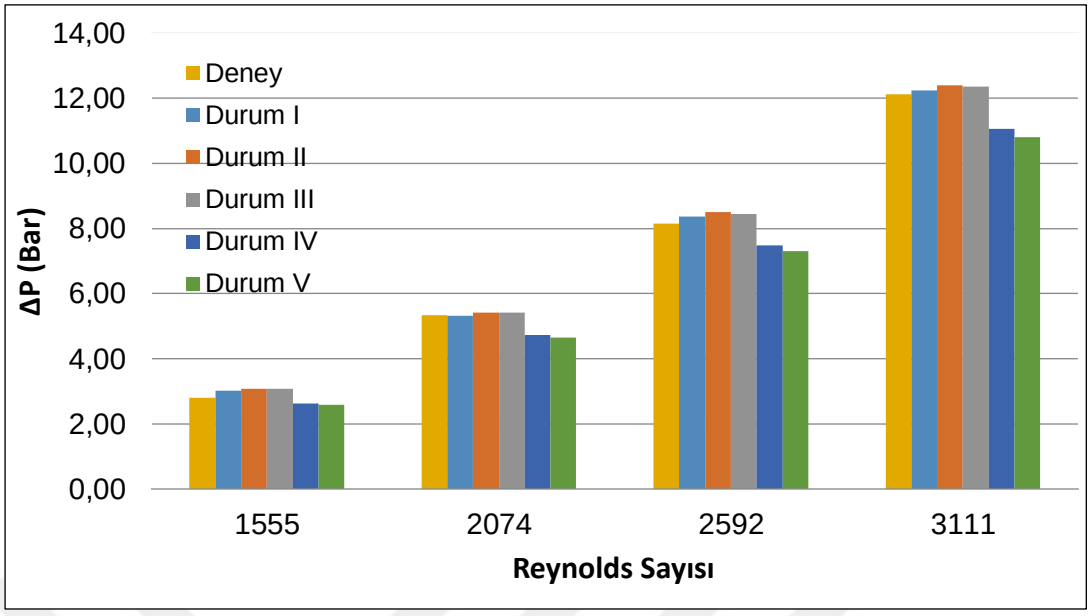
Tablo 7.1'de bu beş durum için hücre sayıları gösterilmektedir. Durum I'de yaklaşık 3736531, durum II'de yaklaşık 1426719, durum III'de yaklaşık 856873, durum IV'te 169866 ve durum V'te 114856 hücre oluşturulmuştur.



Şekil 7.8. Kısma valfi dörtyüzlü çözüm ağı görüntüsü

Tablo 7.1. Çözüm ağından bağımsızlık çalışması için oluşturulan hücre sayıları

Durum	Çözüm Ağı Hücre Sayıları
Durum I	3736531
Durum II	1426719
Durum III	856873
Durum IV	169866
Durum V	114856



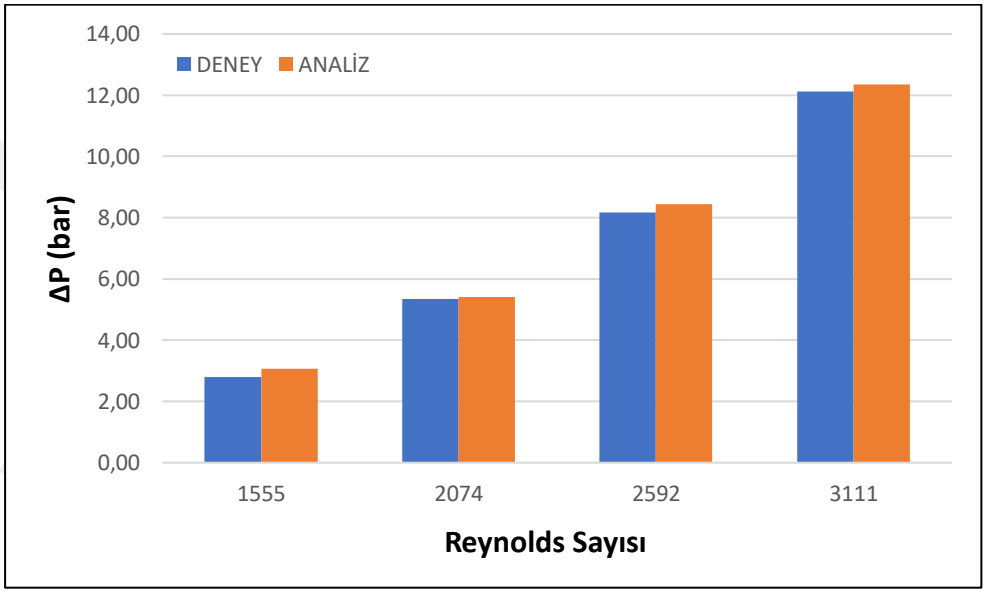
Şekil 7.9. Kısma valfinin %100 açık durumu için deneysel ve çözüm ağı durumlarının basınç farklarının karşılaştırılması

Çalışmada, akış katsayılarını hesaplamak için valfin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı çözüm ağından bağımsızlık çalışmasının temeli olarak belirlenmiştir. Bu amaçla deneysel sonuçlar da dahil olmak üzere 5 farklı hücre sayısına göre basınç farkları Şekil 7.9 ' da gösterilmiştir. Çözüm ağı hücre sayıları durum V'ten durum I'e doğru artırılmış, her bir durum hem deney sonuçları hem de kendi aralarında kıyaslanmıştır. Şekil 7.9'dan görüleceği gibi durum IV ve durum V'teki çözüm ağı hücre sayılarıyla elde edilen sonuçlar ile deneysel ve diğer üç durumun sonuçları arasındaki fark daha fazladır. Bu yüzden durum IV ve durum V'in analiz çalışmalarında kullanılması uygun bulunmamıştır. Durum III'ten sonra hücre sayıları artırılması sonuçları çok fazla etkilememiştir. Bu yüzden analiz çalışmalarında durum III'te verilen hücre sayısının deneysel sonuçlarla tutarlı olmasından dolayı toplamda 60 simülasyon çalışması sonuçlarını, deneysel sonuçlarla değerlendirmek için durum III yeterli bulunmuştur.

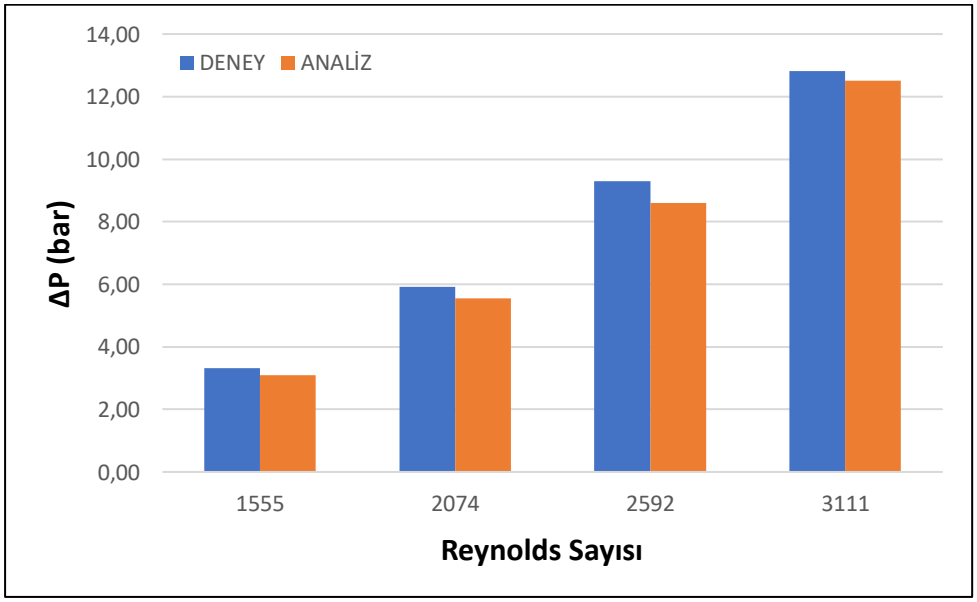
7.3. İğne Tip Kısma Valfi İçin Bulgular ve Tartışma

İğne tip kısma valfiyle ilgili basınç kayıplarını ve kayıp katsayılarını incelemek için hem deneysel hem de sayısal çalışmalar yapılmıştır. Kısma valfinin %60-80-100 açıklık konumda basınç kayıplarının deney ve analiz sonuçları Şekil 7.10 (%100 açık), Şekil 7.11 (%80 açık) Şekil 7.12'de (%60 açık) gösterilmiştir. Şekil 7.10'dan görüleceği gibi deney ve analiz sonuçları çok yakındır. %100 açık konumda Reynolds 3111'de deneysel çalışmalarda basınç farkı 12,12 bar olarak ölçülmüştür. Aynı sayıda

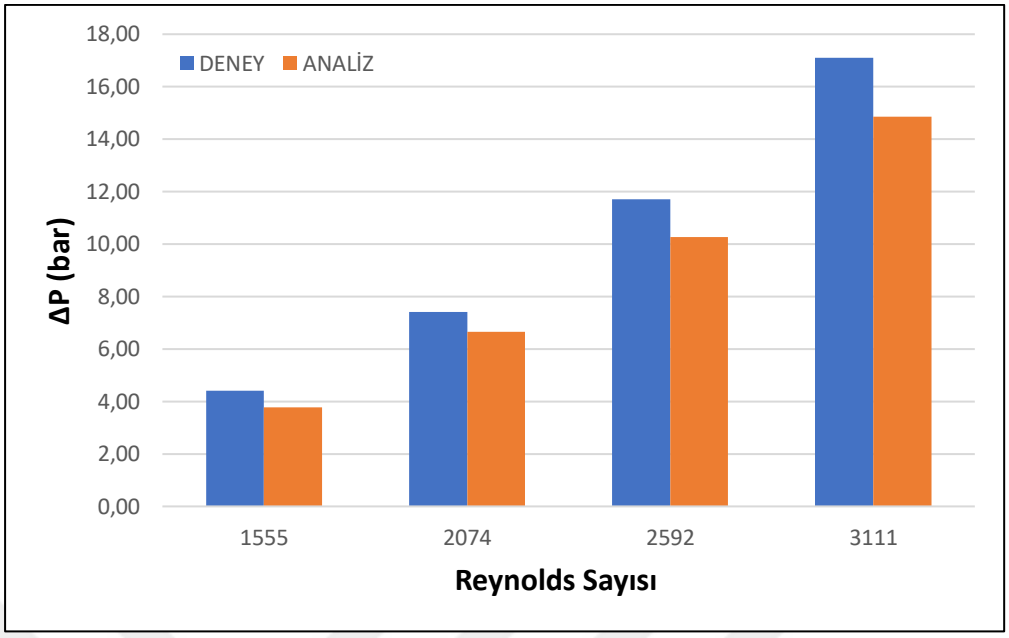
analiz sonuçları ise 12,36 bardır. Kısma miktarı arttıkça deney ve analiz çalışmaları arasındaki farkın açıldığı görülmektedir. %80 açık konumda Reynolds 3111'de deneysel çalışmalarda basınç farkı 12,82 bar olarak ölçülürken analiz sonuçlarında basınç farkı 12,50 bar olarak tespit edilmiştir (Şekil 7.11). Valf %60 oranında kapatıldığında ise deney sonucu 17,10 bar olurken analiz sonuçlarında 14,86 bar olarak tespit edilmiştir (Şekil 7.12). Deney ve analiz çalışmaları karşılaştırıldığında oluşan en büyük fark %14 civarındadır. Genel olarak %20 fark iyi bir sonuç olarak kabul edilmektedir [36].



Şekil 7.10. Kısma valfi %100 açık deney ve analiz sonuçları



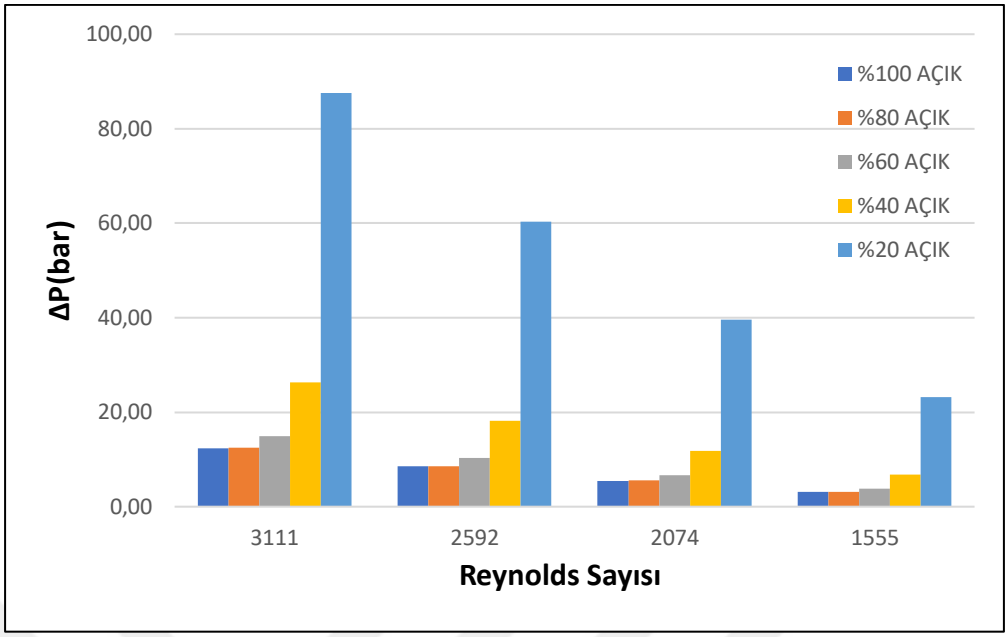
Şekil 7.11. Kısma valfi %80 açık deney ve analiz sonuçları



Şekil 7.12. Kısma valfi %60 açık deney ve analiz sonuçları

Kısma valfinin Şekil 7.5 a)'da gösterilen açık uçlu iğne tipi için %20-40-60-80-100 açıklıkta gerçekleştirilen analiz sonuçları Şekil 7.13'te gösterilmiştir. Hidrolik sistemde kısma valfi aktüatörleri her zaman kontrol etmeyecekse yani %100 açıklıkta kullanılacaksa bu konumdaki basınç kaybı çok önemlidir çünkü kısma valfi %100 açıklıkta kullanıldığından hidrolik sistemde herhangi bir işlevi bulunmamaktadır.

Tez çalışmasında incelenen iğne tip kısma valfinin Reynolds 3111'de %100 açık konumdaki basınç kaybı 12,40 bar'dır. Bu kayıp ciddi bir kayıptır. Hidrolik sistemde birden fazla kısma valfi kullanıldığında bu kayıplar çok ciddi boyutlara ulaşabilir. Kısma valfi %20 açıklığa getirildiğinde bu kayıp 87,58 bar olmaktadır. Bunun anlamı kısma valfinin çıkışında Reynolds 3111'de oluşacak basınç kaybıdır. Emniyet valfinin açılma basıncının da yüksek olduğu varsayıldığında bu durum hidrolik sistem için ciddi problemlere neden olabilir. Özellikle hidrolik akışkanın bu şekilde bir basınç kaybına maruz kalması akışkan sıcaklığının çok hızlı bir şekilde artmasına neden olacaktır. Eğer hidrolik sistem bu kayıplar dikkate alınmadan tasarlanmışsa hidrolik sistemin kısa sürede arıza vermesine, hatta kullanım dışı kalmasına sebep olacaktır. Dolayısıyla kısma valfi seçimi yaparken her bir açıklık için akış katsayının kontrol edilmesi ve mümkün olan en büyük akış katsayısına sahip kısma valflerinin seçiminin yapılması hidrolik sistemin sağlıklı çalışması için çok önemlidir.



Şekil 7.13. Kısma valfinin açık uçlu iğne için analiz sonuçları

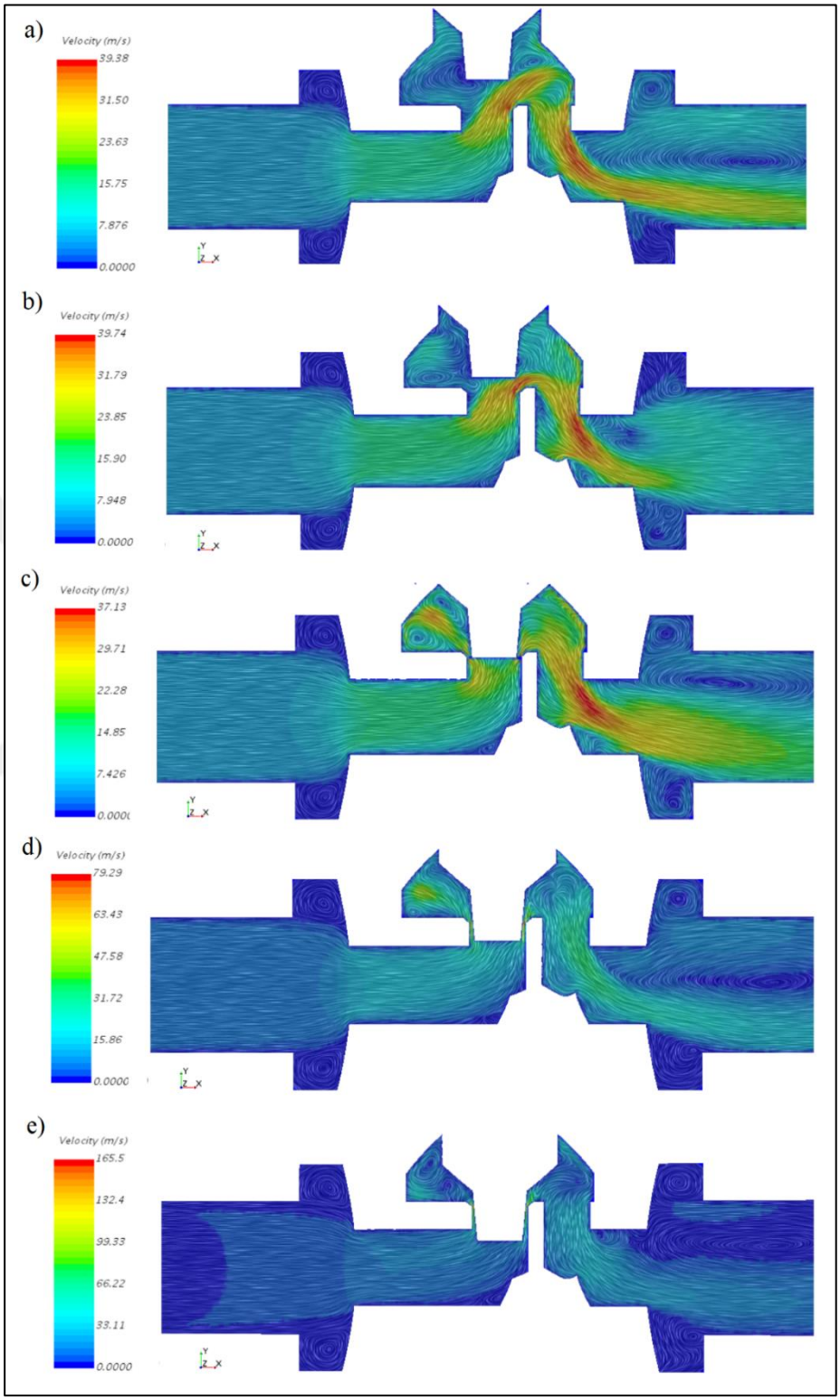
Tablo 7.2'de akış katsayıları gösterilmiştir. Açıklık miktarı azaldıkça akış katsayıları azalmıştır. Bunun sebebi akış katsayılarının, basınç farkları arttıkça azalmasıdır. Kısma valflerinde açıklık azaldıkça debinin azalması ve dolayısıyla basınç farkının artması beklenir. Ancak kısma valflerinin kullanıldığı hidrolik sistemlerdeki emniyet valflerinin ayar basıncı, kısma valfinin debiyi azaltabilmesi için önemli bir faktördür. Kısma valfleri sistemdeki emniyet valfindeki ayar basıncından daha yüksek bir basınca ulaştığından debiyi azaltmaya başlayarak aktüatörlerin yavaşlatılmasını sağlamaktadır.

Tablo 7.2'de aynı açıklıkta farklı Reynolds sayılarında neredeyse aynı akış katsayıları elde edilmiştir. Bu durum akış katsayının Reynolds sayısından bağımsız olmasındandır. Dolayısıyla daha yüksek akış katsayısında bir valf elde edebilmek için basınç kayıplarının önlenmesi büyük önem taşımaktadır.

Tablo 7.2. Kısma valfi açık uçlu iğne akış katsayıları

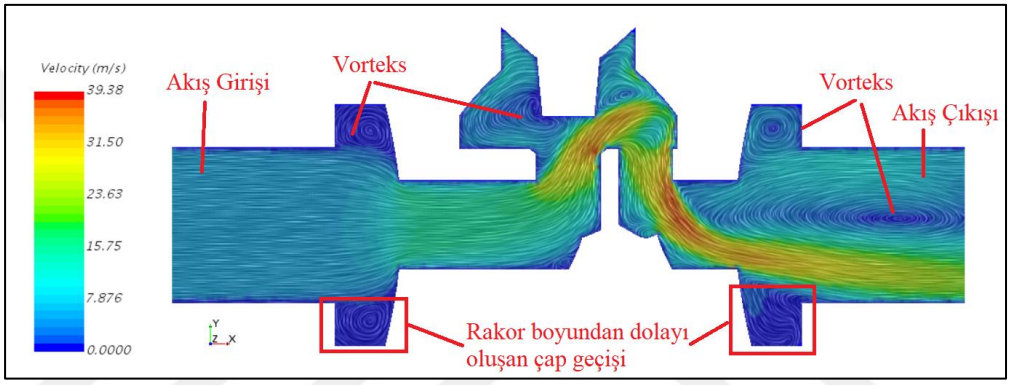
AÇIKLIK	**AKIŞ KATSAYISI**							
	Kv				**Cv**			
	3111	**2592**	**2074**	**1555**	**3111**	**2592**	**2074**	**1555**
100%	0,943	0,949	0,946	0,947	1,096	1,103	1,100	1,101
80%	0,939	0,943	0,940	0,943	1,092	1,097	1,093	1,096
60%	0,861	0,863	0,858	0,854	1,001	1,004	0,998	0,993
40%	0,647	0,648	0,643	0,634	0,752	0,754	0,747	0,737
20%	0,355	0,356	0,351	0,344	0,412	0,414	0,409	0,400

Şekil 7.14, Şekil 7.7'de gösterilen hesaplama alanının kesit görüntüsündeki akış çizgilerini göstermektedir.

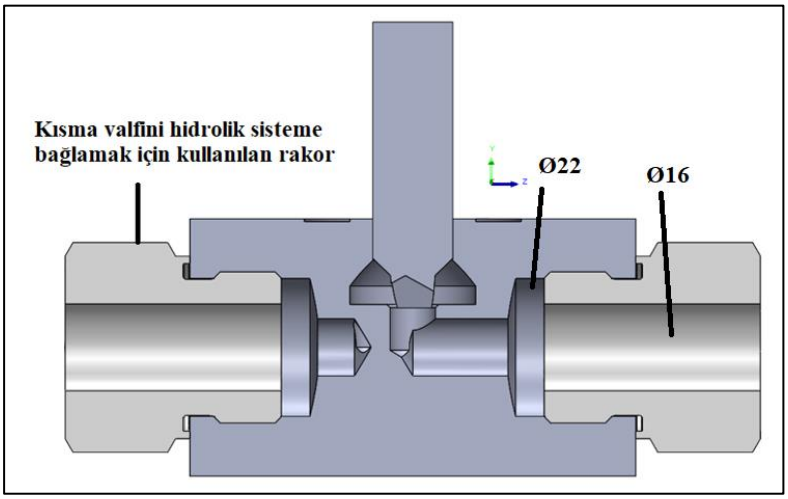


Şekil 7.14. Reynolds 3111'e göre kısma valfi hız dağımları a) %100 açık b) %80 açık c) %60 açık d) %40 açık e) %20 açık

Şekil 7.14'te Reynolds 3111'e göre %100-80-60-40-20 açıklık durumlarına göre hızlar gösterilmektedir. Şekilde kısma miktarı arttıkça en büyük akış hızları artmaktadır. Şekil 7.15'de vorteks oluşan bölümler gösterilmiştir. Kısma valfinin akış girişi ve çıkışı bölümlerinde ve iğnenin olduğu bölümde vortekslerin oluştuğu görülmektedir. Akış çıkışındaki bölümün büyük kısmında hızların düşük olduğu görülmektedir. Ayrıca kısma valfini hidrolik sisteme bağlamak için akış girişi ve çıkışı olan bölümlere bağlantı rakorları takılması gerekmektedir. ISO 1179 standardına uygun olarak kullanılan rakorların, akış giriş ve çıkış bölgelerinden daha kısa olmasından dolayı akışta çap değişmi olmakta, akışkan 16 mm çaptan 24 mm çapa doğru akmaktadır.



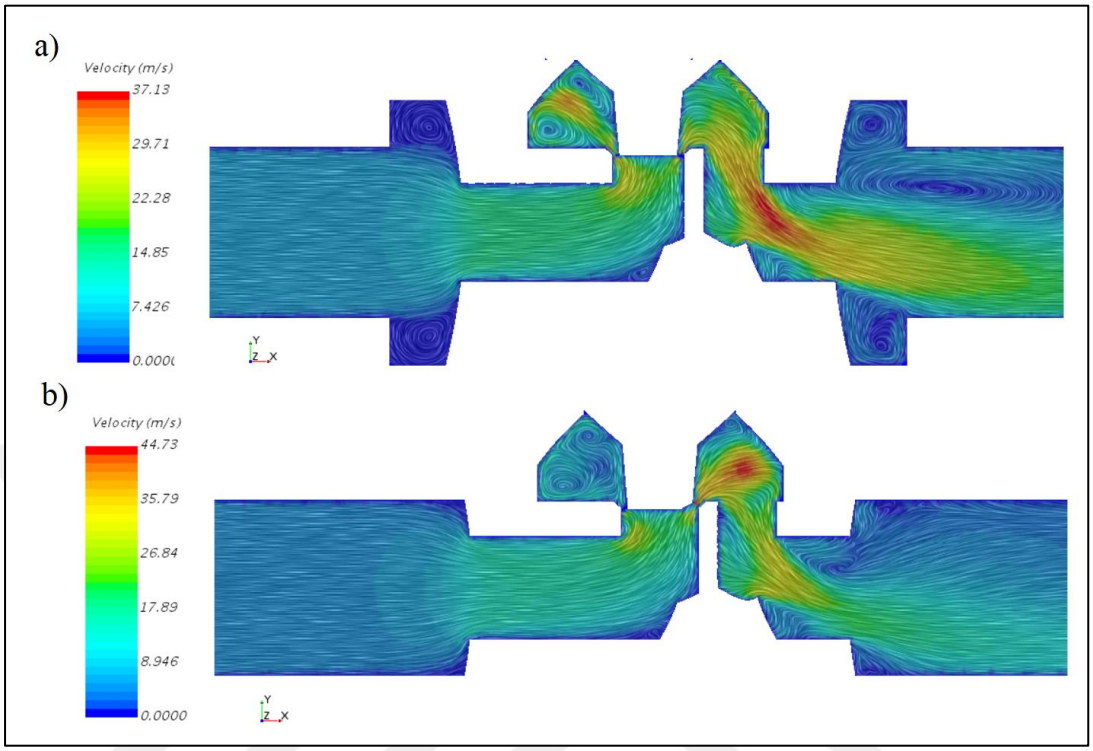
Şekil 7.15. Reynolds 3111'e göre %100 açık konumda kısma valfi üzerinde oluşan vorteksler



Şekil 7.16. Kısma valfi rakorlu bağlantısı

Şekil 7.16'da kısma valfine bağlanan rakorlar gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü gibi çap geçişleri mevcuttur. Çap geçişinin olması akış hızını etkilemektedir. Akışkan,

küçük çaptan büyük çapa geçtiğinde hız azalmakta ve basınç artmaktadır. Bu durum basınç kayıplarının artmasına neden olmaktadır.

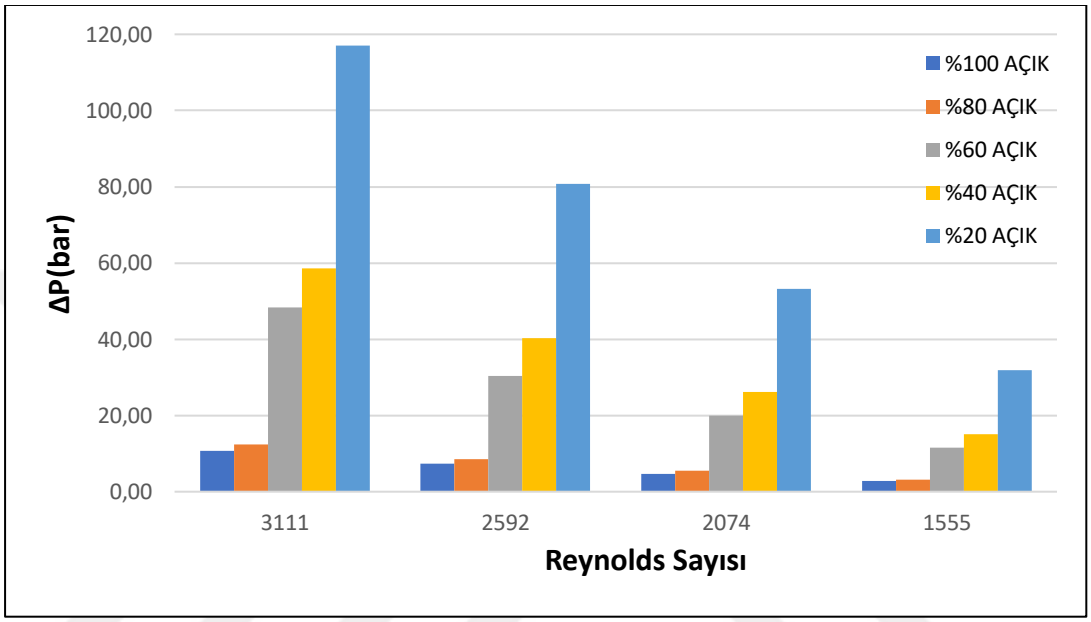


Şekil 7.17. Reynolds 3111 ve %60 açık durumu a) Rakor boyu giriş ve çıkış bölgesinden kısa b) Rakor boyu giriş ve çıkış bölgesiyle aynı

Şekil 7.17'de rakor boyları uygun olacak şekilde yeni data oluşturulmuş ve bir önceki datayla kıyaslanmıştır. Rakor boyunun doğru bir şekilde bağlanması hem 24 mm'lik çapta oluşan hem de çıkış bölgesinde oluşan vorteksleri ortadan kaldırmıştır. Ancak bu kısımlarda yapılan iyileştirmeler akış katsayılarında değişikliğe neden olmamıştır. Kısma valfinde çap geçişlerini ortadan kaldırmak, akışta meydana gelebilecek vorteksleri azaltacağı için akışın daha kararlı olmasına ve vorteks bölgesinde oluşabilecek basınç kayıplarını da azaltacağından önemlidir. Basınç kayıplarının yüksek olduğu diğer bir bölge olan iğnenin olduğu bölgede gereğinden büyük bir hacmin mevcut olduğu görülmektedir. Ancak akışın valfe girip iğne üzerinden geçip valf çıkışına yönlenmesi için bu hacmin valf için gerekli olduğu görülmektedir. Bu bölgede yapılacak tasarım değişikliğiyle daha yüksek akış katsayına sahip kısma valfleri tasarlanabileceği görülmektedir.

Şekil 7.5 b)' de gösterilen kapalı uç iğne valfiyle yapılan analiz sonuçları Şekil 7.18' de gösterilmiştir. %100 açık konumda basınç kaybı Reynolds 3111'de 10,74 bar

ölçülmüştür. Kısma oranı %80' de 12,45 bar, %60 ise 48,3 bar olarak ölçülmüştür. %100 açık konumda açık uçlu iğneye göre basınç farkında düşüş olmuştur. %80 açıklıkta hemen hemen aynı değerleri vermiştir. Ancak %60 açıklıkta basınç farkı büyük bir artış göstererek 48,3 bar olarak ölçülmüştür. %40 ve %20 açıklıkta da açık uçlu iğneye göre basınç farkında büyük artışlar olmuştur.



Şekil 7.18. Kısma valfinin kapalı uçlu iğne analiz sonuçları

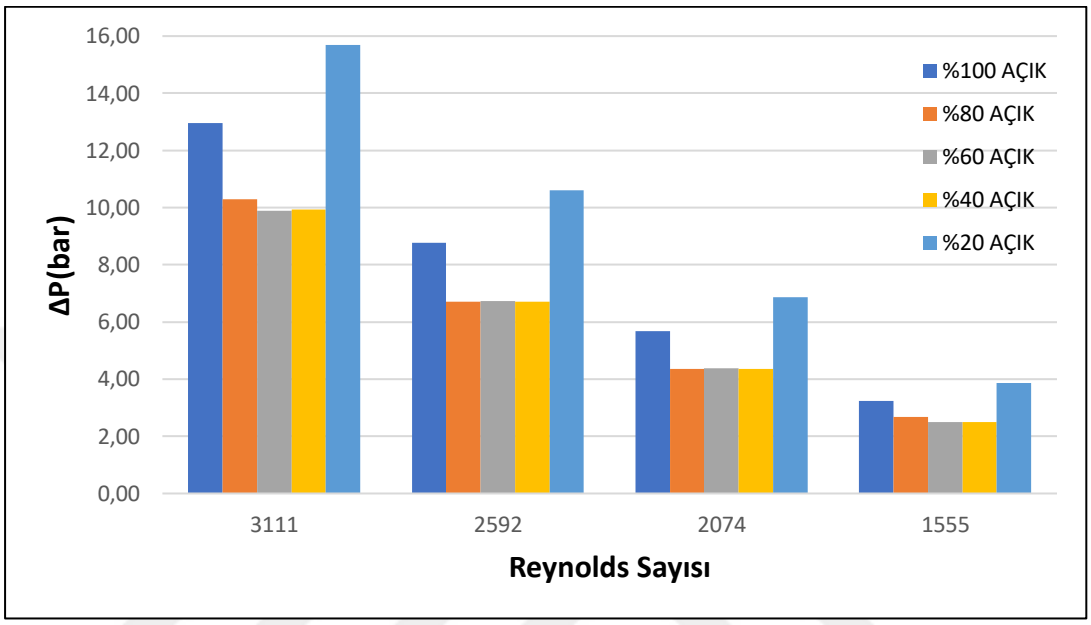
Tablo 7.2'de kapalı uçlu iğne için akış katsayıları verilmiştir. Akış katsayıları aynı açıklık değerinde farklı debilerde hemen hemen aynı hesaplamıştır. %100 açık konumda açık uçlu iğneye göre artış olduğu görülmektedir. %80 açıklıkta değerler yakındır. %80 açıklıktan sonra değerlerde azalma meydana gelmiştir. Akış katsayısının azalması istenmeyen bir durumdur.

Tablo 7.3. Kısma valfi kapalı uçlu iğne akış katsayıları

AÇIKLIK	**AKIŞ KATSAYISI**							
	Kv				**Cv**			
	3111	**2592**	**2074**	**1555**	**3111**	**2592**	**2074**	**1555**
100%	1,013	1,023	1,015	1,001	1,178	1,190	1,181	1,164
80%	0,941	0,948	0,942	0,934	1,094	1,103	1,095	1,086
60%	0,478	0,501	0,495	0,487	0,555	0,583	0,576	0,567
40%	0,434	0,436	0,432	0,427	0,504	0,507	0,502	0,496
20%	0,307	0,308	0,303	0,294	0,357	0,358	0,353	0,342

Şekil 7.5 c)'de gösterilen kısa uçlu iğne valfiyle yapılan analiz sonuçları Şekil 7.19'da gösterilmiştir. Yapılan analiz çalışmalarında %100 açık konumda Reynolds 3111'de

12,95 bar basınç kaybı tespit edilmiştir. Açıklık %80 yapıldığında 10,30 bar tespit edilmiştir. Normal şartlarda açıklık azaldıkça basınç farkının artması beklenmektedir. Kısma oranı azaldıkça basınç farkının çok fazla değişmediği tespit edilmiştir. %20 açıklık oranına getirildiğinde ise basınç farkı 15,70 bar olmuştur.



Şekil 7.19. Kısma valfinin kısa uçlu iğne analiz sonuçları

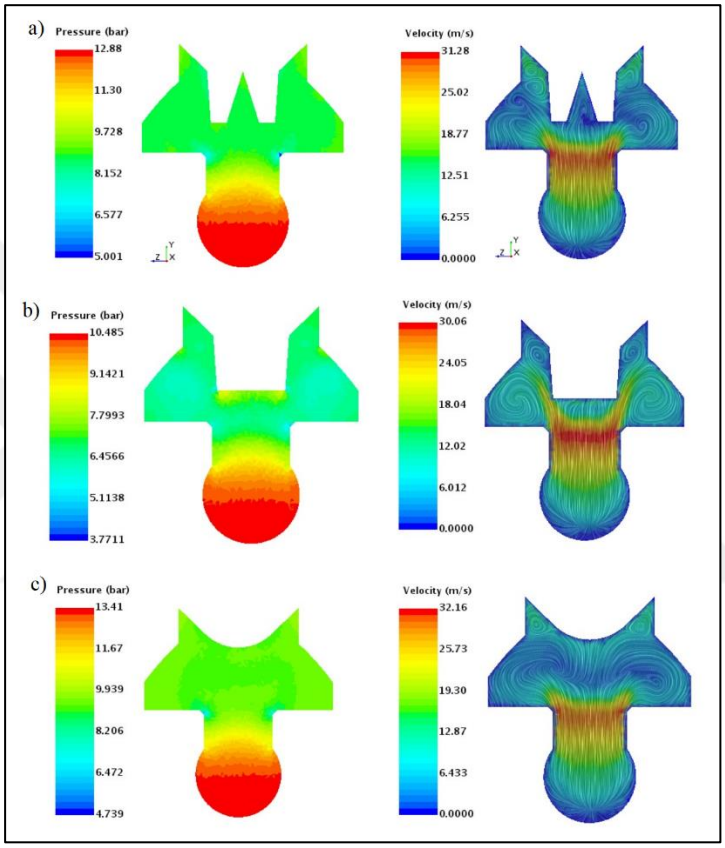
Tablo 7.4'te kısa iğne tipli valfin akış katsayıları incelendiğinde diğer iğne uçlarına göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Özellikle %20 açıklık oranında Cv değeri 1'e yakındır.

Tablo 7.4. Kısma valfi kısa uçlu iğne akış katsayıları

AÇIKLIK	AKIŞ KATSAYISI							
	Kv				Cv			
	3111	2592	2074	1555	3111	2592	2074	1555
100%	0,922	1,121	1,394	1,844	1,073	1,304	1,621	2,144
80%	1,034	1,280	1,590	2,031	1,203	1,489	1,848	2,362
60%	1,055	1,279	1,586	2,099	1,227	1,487	1,844	2,441
40%	1,053	1,280	1,590	2,099	1,225	1,489	1,848	2,441
20%	0,838	1,019	1,267	1,689	0,974	1,185	1,474	1,965

Şekil 7.20'de 3 farklı iğne tipinin Reynolds 3111'de ve %100'de açıklıktaki basınç ve hız dağılımları gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi en yüksek basınç değeri Şekil 7.20 c)'de, en düşük basınç ise b)'de oluşmuştur. Kısa iğne tipinde en yüksek basıncın oluşmasının en önemli sebebi akışkanın diğer iğne tiplerine göre daha büyük bir hacmi doldurmasıdır. Şekil 7.20 c)'de ise iğnenin olduğu bölümde akış hızları diğer iğne

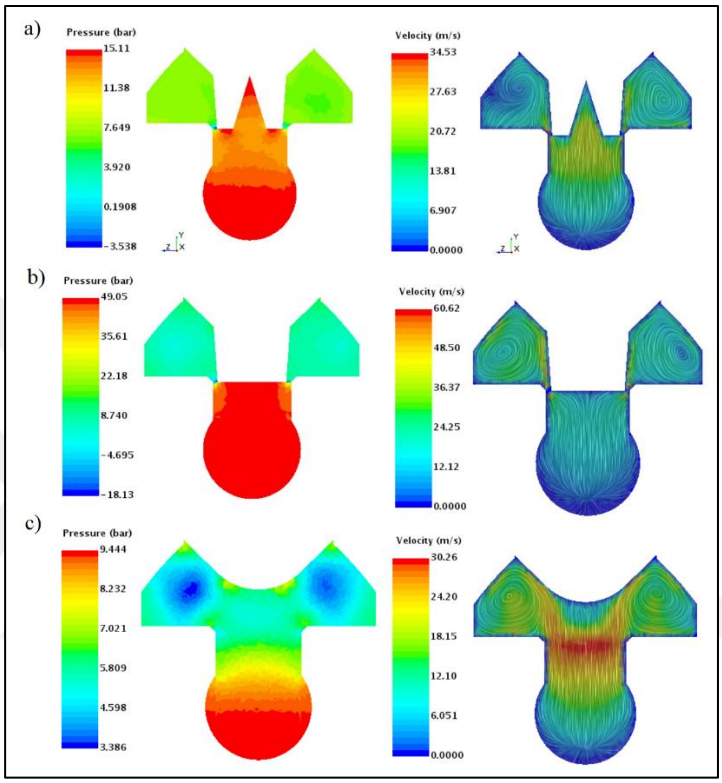
tiplerine göre daha düşüktür. Bu durum bu kısımda basınç artışına sebep olmaktadır. Şekil 7.20 b) incelendiğinde iğnenin bulunduğu bölümde akış hızları diğer iğne tiplerine göre daha yüksektir. Açık uçlu iğne Şekil 7.20 a)'da görüleceği gibi akışı yavaşlatmış ve basıncın artımasına neden olmuştur. Şekil 7.20, Şekil 7.21 ve Şekil 7.22'de gösterilen bölgeler Şekil 7.2'deki iğnelerin hareket ettiği bölgelerden alınmıştır.



Şekil 7.20. Reynolds 3111'de %100 açık iğne tiplerinin basınç ve akış dağılımları a) Açık uçlu iğne b) Kapalı uçlu iğne c) kısa uçlu iğne

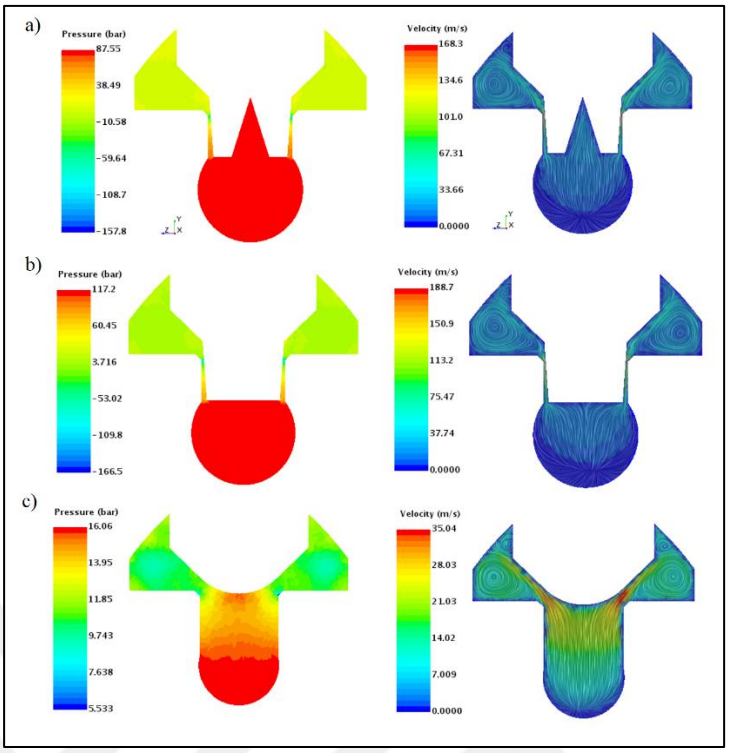
Şekil 7.21'de Reynolds 3111'de farklı iğne tiplerinin %60 açıklık oranlarındaki basınç ve akış dağılımları gösterilmiştir. %100 açıklıkta en düşük basınca sahip olan kapalı uç iğne tip %60 açıklık oranında en yüksek basınca sahiptir (Şekil 7.21. b)). Kısa tip iğne ise %60 açıklık oranında en düşük basınca sahiptir. Şekil 7.21 incelendiğinde kısa iğne tip valfte en yüksek akış hızlarının oluştuğu görülmektedir. Kısa tip iğne Şekil 7.20 c)'de %100 açıklık oranına göre %60 açıklık oranında daha düşük basınç oluşmasının sebebi iğnenin olduğu bölümün küçülmesi ve akış hızlarının artmasıdır. Diğer iğne tiplerine bakıldığında iğnenin olduğu bölüm küçülmüş, akışın geçtiği

bölümlerde daralma artmıştır. Bu durum özellikle Şekil 7.21 b)'de gösterilen kapalı uçtaki iğne valfinde daha da azalmış ve basıncın artmasına neden olmuştur. Açık uçlu iğnenin bulunduğu bölümde açıklık akışın bu bölgeye girmesine ve bu bölgede hızını artırmasına sebep olmuştur. Bu sebeple kapalı uçlu iğneye göre açık uçlu iğnede daha az basınç oluşmuştur.



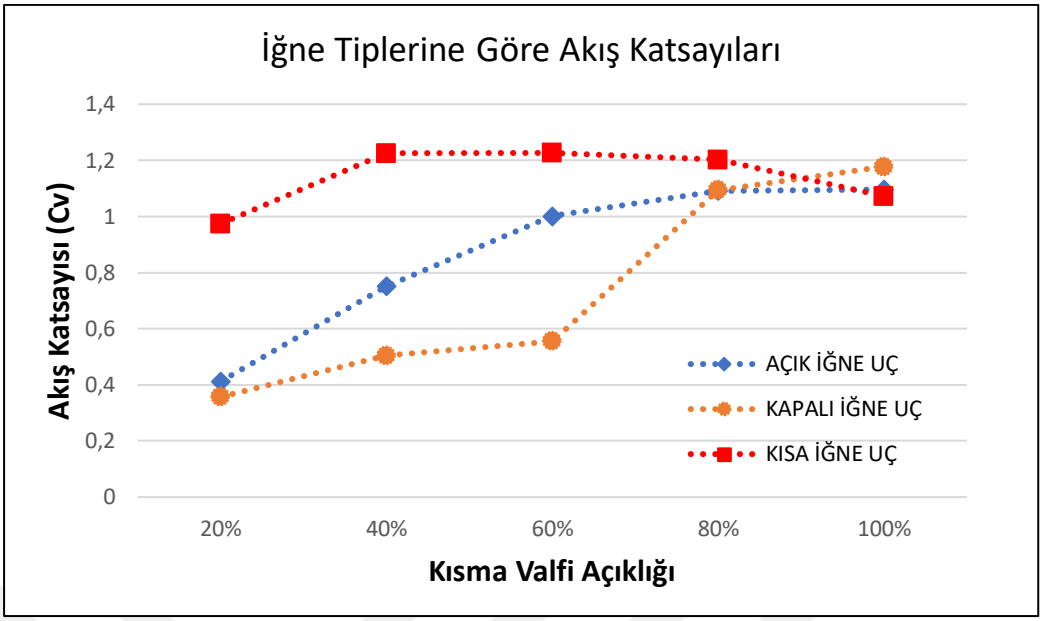
Şekil 7.21. Reynolds 3111'de %60 açık iğne tiplerinin basınç ve akış dağılımları a) Açık uçlu iğne b) Kapalı uçlu iğne c) kısa uçlu iğne

Şekil 7.22'de üç iğne tipinin Reynolds 3111'de %20 açık konumlarındaki basınç ve akış dağımları gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde en düşük basıncın Şekil 7.22 c)'de, en yüksek basıncın ise Şekil 7.22 b)'de oluştuğu görülmektedir. En düşük basıncın kısa uçlu iğnede oluşmasının sebebi akışın geçtiği bölgenin diğer iğnelere göre daha geniş olmasıdır. Şekil 7.22 a)' da açık uçlu iğnenin bulunduğu bölümde basıncın, Şekil 7.22 b)'de bulunan kapalı uçlu iğneye göre daha düşük olması, iğnedeki açıklık sebebiyledir. Akışkanın daha daha büyük alana girmesi ve bu kısımda hızını artırması basıncı azalmıştır. Kısa tip iğnenin daha düşük basınç oluşturmasının en önemli sebeplerinden biri de iğnenin kısa olmasından dolayı kısma valfi üzerinde yeteri kadar kısmayı sağlayamaması ve akış miktarını azaltamamasıdır.



Şekil 7.22. Reynolds 3111'de %20 açık iğne tiplerinin basınç ve akış dağılımları a) Açık uçlu iğne b) Kapalı uçlu iğne c) kısa uçlu iğne

Şekil 7.23'te iğne tiplerinin Reynolds 3111'de ve farklı açıklıktaki akış katsayıları gösterilmiştir. Akış katsayının yüksek olması valfin daha performanslı çalıştığını göstermektedir. Şekil incelendiğinde en performanslı iğne tipi kısa iğne tipidir. Kapalı iğne uç %100 açık konumda en yüksek akış katsayısına sahipken bundan sonraki açıklıklarda en kötü performansa sahiptir. Çalışması yapılan valf üzerinde bulunan ve üretici tarafından üretilen açık uçlu iğne %100 ve %80 açıklık oranlarında yüksek akış oranına sahipken bundan sonraki açıklıklarda akış katsayılarında düşüş meydana gelmiştir. Şekil 7.23 incelendiğinde 3 farklı iğne tipin %100 ve %80 açıklık oranlarında birbirlerine yakın akış katsayılarında sonuçlar verdiği görülmektedir. Ancak bundan sonraki açıklık değerlerinde iğne tiplerinin akış katsayılarının birbilerinden çok farklı olduğu görülmektedir. Buradaki en önemli faktörlerden bir tanesi akışkanın geçtiği bölgedir. İğne tipleri kısılmaya başladığında %80 açıklığa kadar akışkanın geçtiği bölgede çok fazla basınç farkı olmamıştır. Bu açıklıktan sonra akışın geçtiği bölgelerde ciddi derecede basınç farkları oluşmaktadır.



Şekil 7.23. İğne tiplerinin Reynolds 3111'de valf açıklığına göre akış katsayıları

8. BASINÇ KAYIPLARININ AZALTILMASININ ENERJİ VERİMLİLİĞİ AÇISINDAN İNCELENMESİ

Bütün sistemlerde sürtünme harakete karşıdır. Bir cismin hareket edebilmesi için sürtünmeyi yenecek bir kuvvetin o cisme uygulanması gerekir. Bu durum akışkanların akışı için de aynıdır. İçinde akışkan bulunan bir boruda akış olabilmesi için borunun iki ucunda basınç farkı bulunması gerekmektedir. Böyle bir durumda akış yüksek basınçtan düşük basınca doğrudur [1].

Basınç farkı ne kadar fazla olursa akış hızı da o denli yüksek olur. Borularda akış, basınç farkına bağlı olduğu gibi basınç farkı da akış oluşumunu gerektirir. Düşük hızlarda akışkanın tüm molekülleri aynı yönde hareket eder ve laminer akış gözlenir. Akış belli bir değeri aştığında akışkanın molekülleri aynı yönde hareket edemez ve türbülanslı akış gözlenir. Bir hidrolik sistemde en büyük verimi elde edebilmek için boru boyutları laminar akışa izin verecek şekilde seçilmelidir [1].

Hidrolik sistemlerde oluşan hidrolik güç; basınç ve debinin çarpımıyla hesaplanır.

Hidrolik güç = Basınç x Debi

$$P_g=P.Q \tag{8.1}$$

Hidrolik güç, sistem içerisinde iş çıktısının yanında ısı üretimi olarak da harcanmaktadır. Isı üretimi denklem (8.2) ile hesaplanabilir [28].

$$Q=q.\Delta P.1,485 \tag{8.2}$$

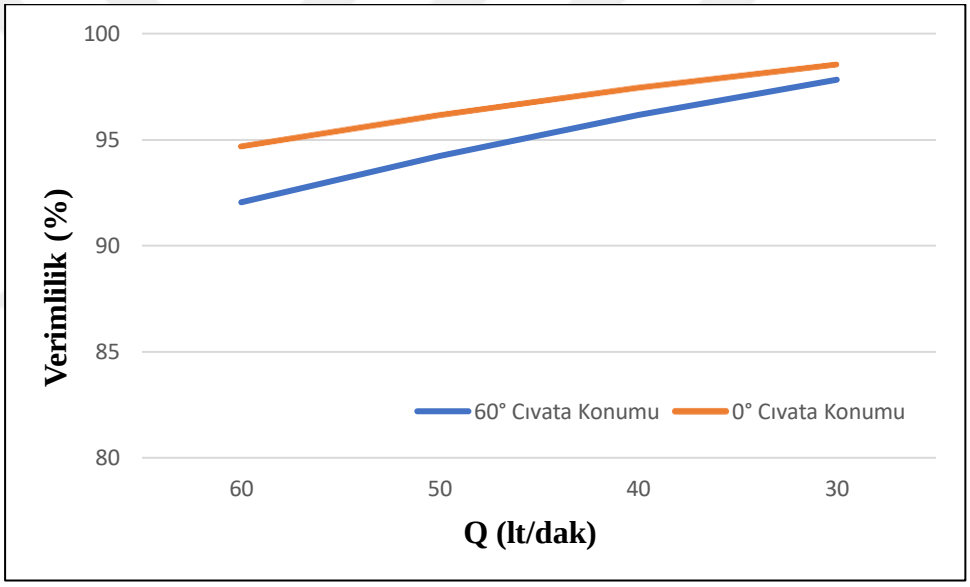
Q: Isıya harcanan güç (kW), q: Debi (lt/dak), ΔP: Basınç farkı (bar)

Bu verilere göre verimlilik aşağıdaki denklemle hesaplanmaktadır [28].

$$\eta=\frac{P_{iş}}{P_g} \tag{8.3}$$

$P_{iş}$: Hidrolik güç- Isı olarak harcanan güç, P_g: Hidrolik güç

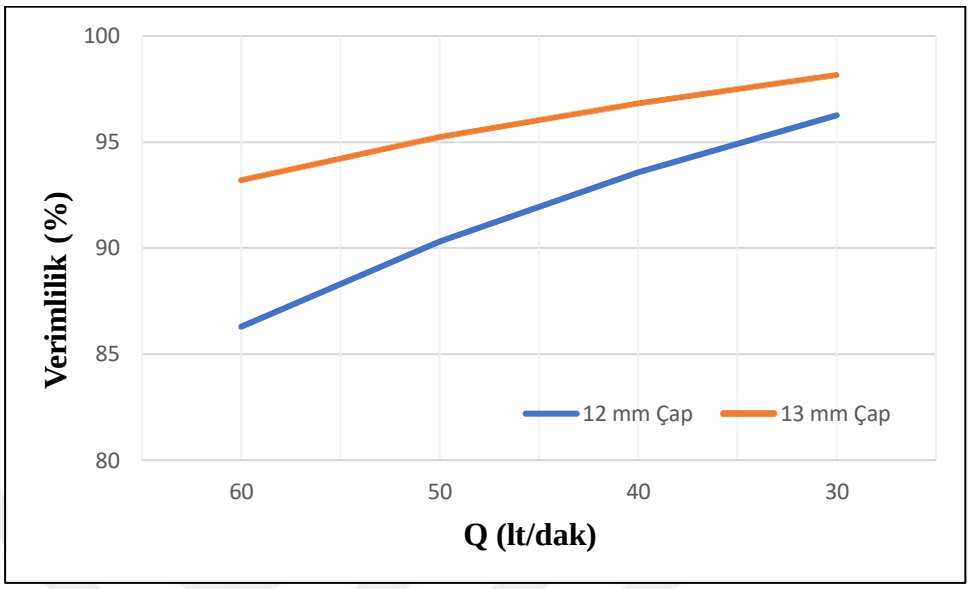
Hidrolik sistemlerde oluşan basınç kayıpları, sistemdeki her ekipmandan oluşabilir. Hidrolik sistemlerde akışkana yüksek direnç oluşturan ekipmanlar daha fazla basınç kaybı oluştururlar. Şekil 8.1' de banjo döner dirseğin 0° (en iyi konum) ve 60° (en kötü konum) basınç farklarına göre verimliklikleri gösterilmiştir. Şekil incelediğinde debi azaldıkça iki durum arasındaki verimliliğin birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. Bunun en önemli sebebi debinin azalmasıyla basınç farklarının azalması ve sistemdeki akışın daha düzgün olmasıdır. Debi arttıkça verimlilikler arasındaki fark da artmaktadır. 60 lt/dak debide 60° cıvata konumundaki verim %92 iken 0° cıvata konumunda verimlilik %95 olarak ölçülmüştür. Tek bir banjo döner dirseğinde oluşan %3 lük verimlilik artışı, sistemde birden çok döner dirseğin kullanıldığı düşünüldüğünde hidrolik sistem için önemli bir verim artışıdır.



Şekil 8.1.Banjo Döner Dirsek 60° ve 0° konumdaki verimlilikleri

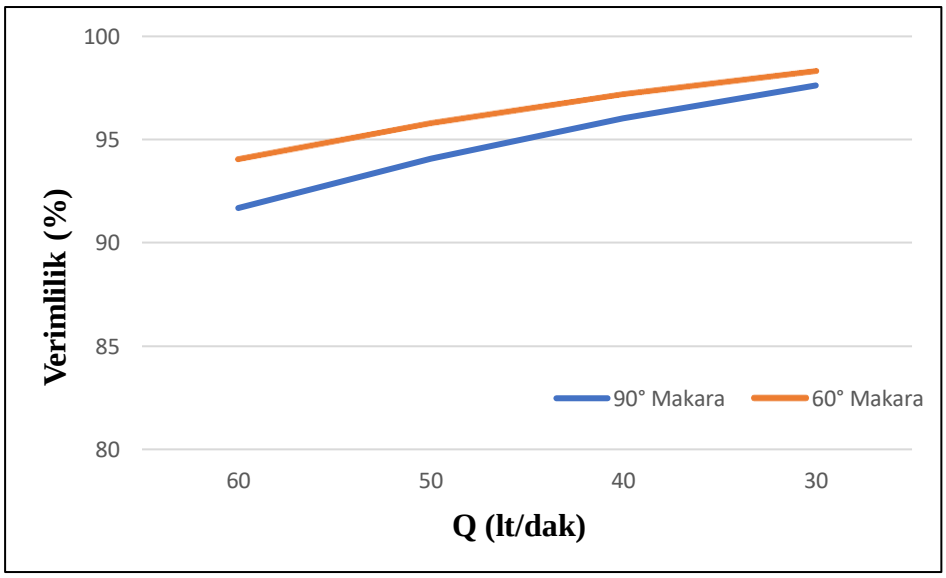
Şekil 8.2'de hidrolik yön kontrol valfinin P-B hattındaki 12 (en kötü durum) ve 13 (en iyi durum) mm delik çapındaki verimlilikleri gösterilmiştir. Hidrolik yön kontrol valfleri sistemde yüksek basınç kaybı oluşturan elemanlardandır. Özellikle P-B hattı bir aktüatörü kontrol ettiğinde bu kısımdaki basınç kayıpları sistem verimliliği açısında çok önemlidir. P-B hattında bulunan çek valften dolayı bu hat hidrolik yön kontrol valfi üzerindeki en yüksek basınç kaybına sahip hattır. Şekil 8.2' de 60 lt/dak debide 12 mm çapta verimlilik %86'dır. Hidrolik yön kontrol valfinin nominal çalışma debisi olan 50 lt/dak'da ise %90'dır. Yön kontrol valfinde yapılan iyileştirmeden sonra

13 mm çapta 60 lt/dak debide verimlilik %93'e 50 lt/dak' da ise %95'e yükselmiştir. Yapılan çalışmalarla %7'ye varan bir verimlilik artışı sağlanmıştır.



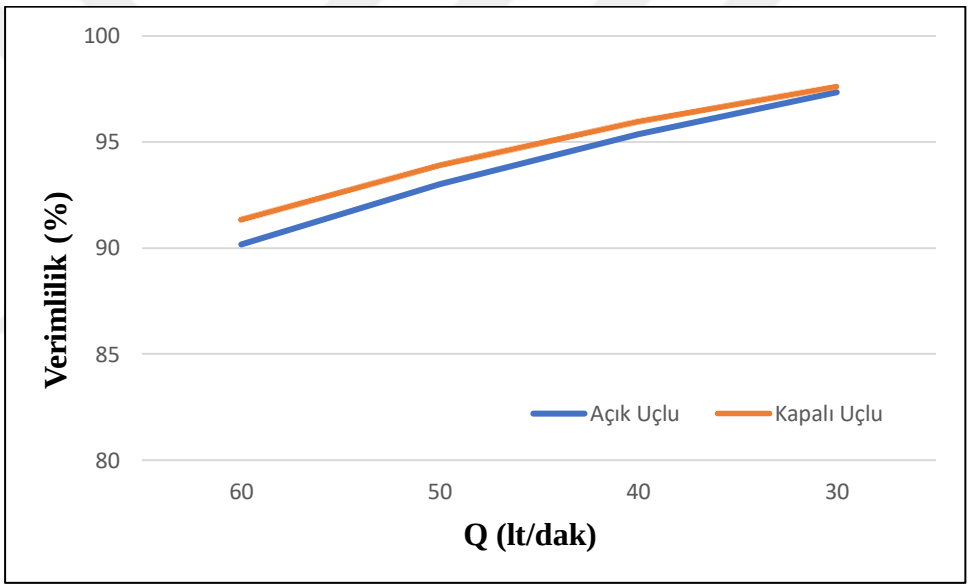
Şekil 8.2. Yön kontrol valfi P-B hattı 12 ve 13 mm delik çapı verimlilikleri

Hidrolik yön kontrol valfinin P-T hattı verimlilikleri Şekil 8.3'de gösterilmiştir. P-T hattında 90° sürgü açısında (en kötü durum) 60 lt/dak verimlilik %92, 50 lt/dak'da %94 tür. 60° sürgü açısında 60 lt/dak'da %94, 50 lt/dak'da ise %97 dir. Yapılan iyileştirme çalışmalarıyla %3'e varan verimlilik artışı sağlanmıştır. Hidrolik yön kontrol valfinde özellik P-B hattında yapılan verimlilik artışı kontrol ettiği aktüatörün verimliliğini de etkileyeceğinden büyük önem taşımaktadır.



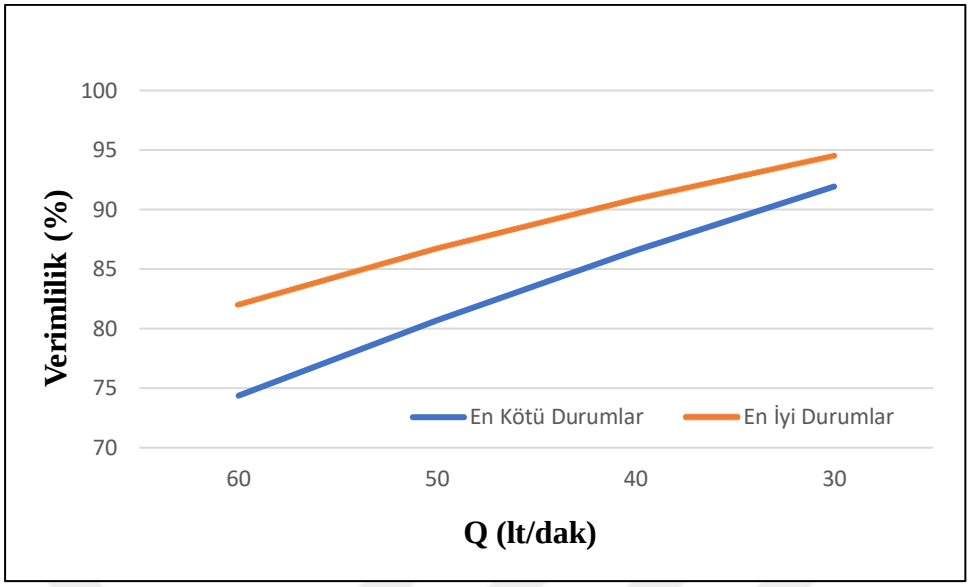
Şekil 8.3.Yön kontrol valfi P-T hattı 90° ve 60° sürgü verimlilikleri

Şekil 8.4’ te kısma valfinin açık uçlu iğne ve kapalı uçlu iğne olan verimlilik değerleri gösterilmiştir. Kısma valfinde yapılan çalışmalarda faklı iğne tiplerinin durumları incelenmiş ve bunların farklı konumlarındaki kayıpları incelmiştir. Bu bölümde kısma valfinin %100 açık konumunda yani sistemde herhangi bir işlevi olmadığı durum incelenmiştir. Düşük debilerde verimlilik hemen hemen aynı gözükmektedir. Ancak debi arttıkça basınç farkı arttığından dolayı verimlilikler arasındaki fark açılmaktadır. 60 lt/dak debide açık uçlu konumda verimlilik %90, kapalı uçlu konumda ise %91dir. Verimlilik açısından incelediğinde çok yüksek bir fark olmasa da sistemde birden fazla kısma valfinin bulunması durumunda sistemin genel verimliliğine katkısı büyük olacaktır.



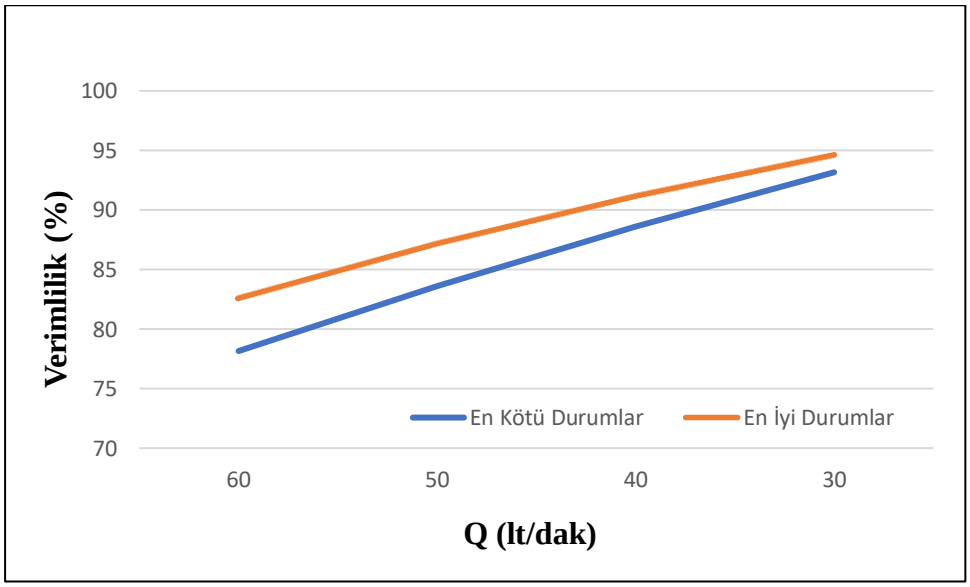
Şekil 8.4. Kısma valfi %100 açık açık ve kapalı uçlu iğne verimlilikleri

Bu çalışmada 3 ekipmanın basınç kayıpları toplam verimlilik açısından Şekil 8.5’te incelenmiştir. Şekilde hidrolik yön kontrol valfinin P-B hattında olması durumundaki verimlilikler gösterilmiştir. Şekil incelediğinde 60 lt/dak’da en kötü durumlarda toplam verimlilik %74’tür. Debi azaldıkça verimlilikler arasındaki fark azalmıştır. 30 lt/dak’da %92’dir. En iyi durumda 60 lt/dak’da %82, 30 lt/dak’da %94’tür. Yapılan iyileştirmeler sonucunda toplam verimliliğe etkisi %8 olmuştur. Bu verimlilikteki artışa en büyük etken, yön kontrol valfinin P-B hattındaki yapılan iyileştirmeler olmuştur.



Şekil 8.5. 3 ekipmanın toplam verimliliği (Yön kontrol valfi P-B hattında)

Şekil 8.6'da toplam verimlilik yön kontrol valfinin P-T hattı için gösterilmiştir. P-T hattındaki verimlilik artışı P-B hattına göre daha düşük olduğundan toplam verimliliğe etkisi daha az olmuştur. 60 lt/dak'da en kötü durumlar için toplam verimlilik %78 iken en iyi durumlarda %83'tür. 30 lt/dak'da en kötü durumlarda %93 iken en iyi durumlarda %95'dir. Yapılan iyileştirme çalışmalarıyla verimlilikte %5'e varan artışlar olmuştur.



Şekil 8.6. 3 ekipmanın toplam verimliliği (Yön kontrol valfi P-T hattında)

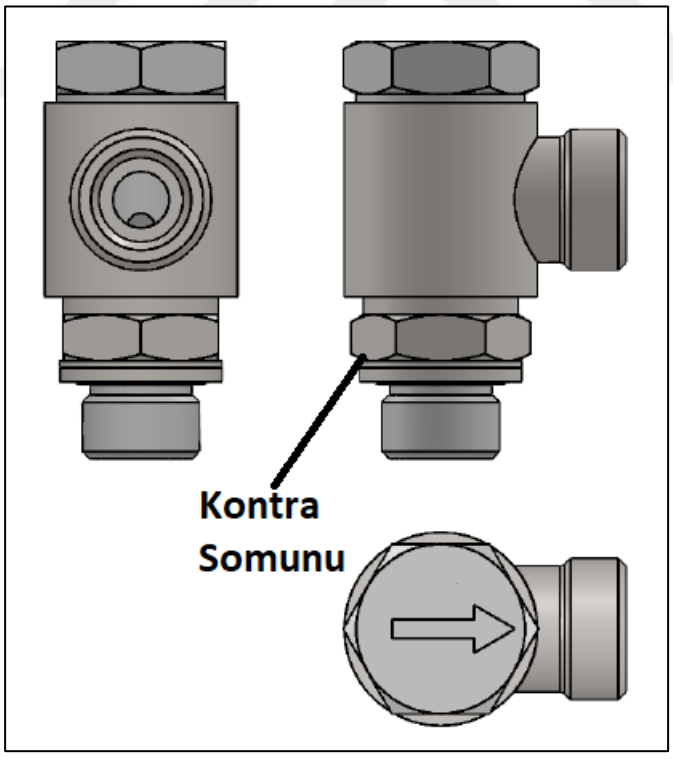
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Hidrolik sistemlerdeki ekipmanların neden olduğu basınç kayıpları hidrolik sistemdeki düşük verimliliğin temel sebeplerinden birisidir. Basınç kayıplarının artması hidrolik sistemde daha fazla enerji harcamasına sebep olmaktadır. Hidrolik sistemlerde verimliliğin artırılması sadece enerji maliyetlerinin azaltılması olarak görülmemelidir. Ekipmanların uzun ömürlü olması, bakım sürelerinin ve maliyetlerinin düşmesi verilmlilik artışıyla sağlanabilir. Hidrolik sistemde verimliliği etkileyen bir çok paremetre bulunmaktadır. Sistemde kullanılan her bir parça basınç kaybı oluşturmaktadır. Sistemdeki verimliliği artırmak için öncelikli olarak sistemin doğru tasarlanması ve doğru ekipman kullanımı büyük bir önem arz etmektedir. Bölüm 8'de çalışması yapılan ekipmanların verimliliğe olan etkileri incelenmiştir. Bu bölümde her bir ekipmanın tek başına ve toplu halde verimlilikleri, en kötü ve en iyi durumlar için gösterilmiştir. En basit bir hidrolik sistemde bile onlarca bağlantı elemanı, birden çok bükümlü devre borusu ve hidrolik hortum, emniyet valfi, yön kontrol valfi ve pompa kullanıldığı düşünüldüğünde en basit devre ekipmanında bile yapılacak bir iyileştirme sistemin verimlilik artışı için çok büyük bir önem teşkil etmektedir.

Hidrolik sistemlerde basınç kayıplarına neden olan bölümler incelediğinde bunlar genel olarak boru, hortum ve bağlantı elemanı kayıpları, pompa kayıpları, valf kayıpları ve mekanik kayıplar olarak sıralanabilir. Bunlar içinde en fazla oluşan kayıplar, valfler nedeniyle oluşan kayıplardır [28].

Bölüm 5'te banjo döner dirseğin içerisinde bulunan cıvatanın konumunun neden olduğu basınç kayıpları incelenmiştir. Yapılan çalışmada montaj sırasında banjo cıvatasında bulunan deliklerin konumlarının ayarlanamadığı tespit edilmiştir. Cıvata 7,5° olacak şekilde 0-360° döndürülmüş ve basınç kayıpları ölçülmüştür. En az basınç kayıpları 0° konumunda tespit edilmiştir. En fazla basınç kayıpları ise civatanın 60° konumunda tespit edilmiştir. Reynolds 6222'de 0°'de bağlanan bir döner dirsek 60°' de bağlanan bir dirseğe göre yaklaşık %57 daha az basınç farkı oluşturmuştur. Aynı debide oluşan basınç farkının, 100 barda çalışan bir hidrolik sistemde %2'lik bir verim artışı sağlamıştır. 30 lt/dak'da ise yaklaşık %33 basınç kaybında azalma, verimliklikte

ise %1 artış sağlamıştır. Bir hidrolik sistemde birden çok döner dirsek kullanıldığı düşünüldüğünde sisteme verimlilik açısından katkısı oldukça fazla olacaktır. Banjo döner dirseğin şu anki durumunda, cıvata deliklerinin ayarlanamaz olması basınç kayıplarının en az olacağı şekilde (0°'deki bağlantı durumu) montaj yapılmasını mümkün kılmamaktadır. Tablo 5.2' de gösterildiği gibi banjo döner dirseğin en az basınç kaybında sisteme monte edilme ihtimali sadece %12,5'tir. Bunun önüne geçmek için banjo cıvatası üzerine bir ok işareti yerleştirerek 3 delikten birini göstermesi sağlanabilir. Ayrıca banjo döner dirseğin sisteme bağlantısını kontra somunlu olarak ifade edilen bir sistemle yapılması sağlanabilir. Böylece banjo döner dirseğin montajı sırasında cıvata üzerindeki ok işareti, gövde üzerindeki deliğin konumuna getirilebilir ve böylece her zaman en düşük basınç kaybı oluşturan durumda bağlantı yapılabilir. Şekil 9.1'de kontralı döner dirseğin tasarımı gösterilmiştir. Banjo cıvatası üzerindeki ok işareti uygun konumuna getirildikten sonra kontra somunu sıkılarak döner dirsek monte edilebilir. Bu tasarım üzerine ileride çalışma yapılması ve tasarımın uygun olması durumunda patent başvurusu yapılması planlanmaktadır.



Şekil 9.1. Kontralı banjo döner dirsek

Bölüm 6'da monoblok bir yön kontrol valfinin basınç kayıpları incelenmiştir. Yön kontrol valfinin basınç kayıplarıyla ilgili P-T ve P-B hattı için yapılan çalışmalarda P-

T hattında yapılan iyileştirmeler sonucunda Reynolds 5530'da yaklaşık %30, P-B hattında yapılan iyileştirmeler sonucunda ise yaklaşık %55 avantaj sağlanmıştır. P-T hattı verimlilik açısından incelediğinde %4'e varan, P-B hattında %7'ye varan verimlilik artışı sağlanmıştır.

Bölüm 7'de iğne tip kısma valfinin farklı iğne tiplerine göre akış katsayıları incelenmiştir. Üretici tarafından üretilmiş kısma valfi üzerinde bulunan açık uçlu iğne tipi, aynı iğnenin kapalı hali ve aynı iğnenin daha kısa hali tasarlanmış ve akış katsayıları hesaplanmıştır. Yapılan çalışmalarda en performanslı iğne, kısa iğne olarak tespit edilmiştir. Ancak kısa iğne %20' lik açıklığa kadar ciddi bir basınç kaybı sağlayamamıştır. Bu durum valfin %20 açıklığa kadar debide ciddi bir azaltma meydana getirmemesi, hidrolik aktüatör üzerinde yavaşlatma yapmayacağı anlamına gelmektedir. Bu iğne tipi ancak %20 açıklıktan sonra aktüatör üzerinden geçen debiyi azaltmaya başlayacak ve aktüatörü yavaşlatacaktır. Kapalı iğne ise %100 açık konumda en iyi performansı sağlamıştır. Ancak diğer konumlarda düşük akış katsayılarına sahiptir. Bu durum kapalı iğnenin %80 açıklıktan itibaren hidrolik aktüatör üzerindeki debiyi azaltacağı ve aktüatörü kısa sürede yavaşlatacağı anlamına gelmektedir. Açık iğne tipi ise %80 açıklığa kadar diğer iğne tiplerle aynı davranışları gösterecek ancak bu açıklıktan sonra kapalı iğneye göre daha yavaş, kısa iğneye göre daha hızlı tepki gösterecektir. Bu çalışmada kısma valflerindeki farklı iğnelerin incelemesinin kullanıcılara fikir vermesi amaçlanmaktadır. Kısma valfi, hidrolik sistem üzerinde uzun süre %100 açık konumda çalışacaksa ve aktüatörlerin yavaşlatılması çok az miktarda olacaksa kısa bir iğnenin kullanılması verimlilik açısından daha uygun olacaktır. Ancak aktüatörler çok sık olarak yavaşlatılacak ve çok büyük miktarlarda yavaşlatılma yapılacaksa kapalı uç iğnenin kullanılması daha uygun olacaktır. Ortalama bir kullanım söz konusu ise üreticinin ürettiği açık uçlu bir iğnenin kullanılması daha verimli olacaktır.

Bölüm 8'de çalışması yapılan 3 ekipman için toplam verimlilikler gösterilmiştir. Buna göre hidrolik yön kontrol valfi P-B konumunda bir aktüatörü kontrol ediyorsa en kötü durumlarda 60 lt/dak debide %74, en iyi durumda ise %82 verimliliğe sahiptir. Hidrolik yön kontrol valfinin P-B hattında bulunan Şekil 6.36'da gösterilen çek valf bölgesindeki akışkanın geçtiği çap 12 mm' den 13 mm' ye genişletilmiştir. Yapılan bu iyileştirmeler sonucunda %8'e varan verimlilik artışı sağlanmıştır. P-T hattında ise

Şekil 6.23'te gösterilen sürgülerin kenar açıları 90°'den 60°'ye düşürülmüş ve %5'e varan verimlilik artışı sağlanmıştır. Bu verimlilik artışlarının anlamı daha az enerjiye ihtiyaç olacağıdır. Dolayısıyla daha az enerji ihtiyacı daha az yakıt harcanması anlamına gelmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Pinches J. M., Ashby G. J., *Güç Hidroliği,* 40.000, Evren Ofset, Ankara, 1994.

[2] TMMOB Makina Mühendisleri Odası., *Hidrolik Devre Elemanları Ve Uygulama Teknikleri*, 2. Baskı, İstanbul, 2001.

[3] Rydberg K., Energy Efficient Hydraulics: System Solutions for Loss Minimization, *The National Conference on Fluid Power,* Linköping, Sweden, 16-17 March 2015.

[4] Shang T., Improving Performance of an Energy Efficient Hydraulic Circuit, Master of Science, University of Saskatchewan, Departmant of Mechanical Engineering, Saskatoon, 2004

[5] Vašına M., Hružík L., Bureček A., Energy and Dynamic Properties of Hydraulic Systems, *Tehnički vjesnik*, 2018, **25**(2), 382-390.

[6] Perumal K., Ganesan R., CFD Modeling for The Estimation of Pressure Loss Coefficients of Pipe Fittings: an Undergraduate Project, *Computer Applications in Engineering Education*, 2016, **24**(2), 180-185.

[7] Saman S., Amir A., Ali M., The Effect of The Pipe Bending Angle on The Pressure Losses Vane Elbow Pipes, *The Asian Review of Civil Engineering*, 2019, **8**(1), 1-8.

[8] Johnson M., Hydraulic Systems: Selecting The Correct Lubricant, *Tribology & Lubrication Technology*, 2008, **64**(11), 16-21

[9] Heybroek K., On Energy Efficient Mobile Hydraulic Systems: With Focus on Linear Actuation, PhD Thesis, Linköping University, Department of Management and Engineering, Linköping, 2017.

[10] Totten G., *Handbook of Hydraulic Fluid Technology*, 2rd ed., CRC Press, Florida, 2012

[11] Quilumba F. L., Lee L. K., Lee W. J., Harding A., Improving Hydraulic System Energy Efficiency with High-Performance Hydraulic Fluids, *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2013, **50**(2), 1313-1321.

[12] Hodges P., *Hydraulic Fluids*, Elsevier, New York, 1996.

[13] https://akon.com.tr/wp-content/uploads/2020/03/amv50.pdf, (Ziyaret tarihi: 23 Temmuz 2020)

[14] Exner H., *Basic Principles and Components of Fluid Technology*, 2nd ed., Schleunungdruck GmbH, Marktheidenfeld, 1991.

[15] Voss Fluid., *Tube Coupling Technology Catalogue,* Germany, 2013

[16] Vukovic M., Leifeld R., Murrenhoff H., Reducing Fuel Consumption in Hydraulic Excavators-Comprehensive Analysis, *Energies*, 2017, **10**(5), 687.

[17] Nurmi J., Mattila J., Global Energy-Optimal Redundancy Resolution of Hydraulic Manipulators: Experimental Results for a Forestry Manipulator, *Energies*, 2017, **10**(5), 647.

[18] Gradl C., Scheidl R., Performance of an Energy Efficient Low Power Stepper Converter, *Energies*, 2017, **10**(4), 445.

[19] Shi H., Huayong Y., Guofang G., Huaiyin L., Dianqing H., Energy Saving of Cutterhead Hydraulic Drive System of Shield Tunneling Machine, *Automation in Construction*, 2014, **37**, 11-21.

[20] Ergür, H. S., Hidrolik Sistemlerdeki Enerji Verimliliği, *Uludag University Journal of The Faculty of Engineering*, 2018, **23**(2), 241-254.

[21] Lisowski E., Rajda J., CFD Analysis of Pressure Loss During Flow by Hydraulic Directional Control Valve Constructed from Logic Valves, *Energy Conversion and Management*, 2013, **65**, 285-291.

[22] Frosina E., Adolfo S., Dario B., Michele P., Micaela O., 3D CFD Transient Analysis of The Forces Acting on The Spool of a Directional Valve, *Energy Procedia*, 2015, **81**, 1090-1101.

[23] Min B., Xin F., Ying C., Computational Fluid Dynamics Approach to Pressure Loss Analysis of Hydraulic Spool Valve, *Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control*, Hangzhou, China, 3-5 April 2001.

[24] Herakovič N., Duhovnik J., Šimic M., Cfd Simulation of Flow Force Reduction in Hydraulic Valves, *Tehnicki vjesnik/Technical Gazette*, 2015, **22**(2), 453-463.

[25] Lisowski E., Rajda J., CFD Analysis of Flow Forces Acting on The Spool of Directional Control Valve Type WE10J, *Czasopismo Techniczne*, 2015, **2**(7), 133-140

[26] Hossain M. S., HossaİIn M. I., Computational Investigation of Turbulent Flow Development in 180° Channel with Circular Cross Section, *European Journal of Engineering Research and Science*, 2018, **3**(12), 98-105.

[27] Lisowski E., Filo G., Analysis of a Proportional Control Valve Flow Coefficient with The Usage of a CFD Method, *Flow Measurement and Instrumentation*, 2017, **53**, 269-278.

[28] Tunç Ö., Yüke Duyarlı Oransal Yön Kontrol Valflerinin Basınç Kaybı ve Isınma Yönünden İyileştirilmesiyle Enerji Verimliliğinin Arttırılması, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2019, 592901

[29] Wu Renzhi., Qin L., Numerical Study on Flow Characteristics and Energy Loss Mechanism in The 90° Circular Pipe Bend, *2019 International Conference on Advances in Construction Machinery and Vehicle Engineering (ICACMVE)*., Changsha, China, 14-16 May 2019.

[30] Okhotnikov I., Karem A., Siamak N., Philip G., Numerical and Experimental Investigation of The Metering Characteristic and Pressure Losses of The Rotary Tubular Spool Valve, *Flow Measurement and Instrumentation*, DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2019.101679

[31] Gajbhiye B. D., Harshawardhan A. K., Shashank S. T., Channmallikarjun S. M., Teaching Turbulent Flow Through Pipe Fittings Using Computational Fluid Dynamics Approach, *Engineering Reports*, 2020, **2**(1), e12093.

[32] Savić V., Knežević D., Lovrec D., Jocanović M., Karanović, V., Determination of Pressure Losses in Hydraulic Pipeline Systems by Considering Temperature and Pressure, *Strojniški Vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 2009, **55**(4), 237-243.

[33] Piechota P., Synowiec P., Andruszkiewicz A., Wędrychowicz W., Selection of The Relevant Turbulence Model in a CFD Simulation of a Flow Disturbed by Hydraulic Elbow—Comparative Analysis of The Simulation with Measurements Results Obtained by The Ultrasonic Flowmeter, *Journal of Thermal Science*, 2018, **27**(5), 413-420.

[34] Kim J., Yadav M., Kim S., Characteristics of Secondary Flow Induced by 90-degree Elbow in Turbulent Pipe Flow, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2014, **8**(2), 229-239.

[35] Zhang J. H., Liu G., Ding R., Zhang K., Pan M., Liu S., 3D Printing for Energy-Saving: Evidence from Hydraulic Manifolds Design, *Energies*, 2019, **12**(13), 2462.

[36] Khowal R., Jadhav D. N., Chaudhari T., Flow Coefficient Valve Calculation Using CFD Analysis for Needle Valve. *Special Issue on International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering (IJTARME)*, 2016, **5**(2), 66-69

[37] Sonawane V. J., Rane T. J., Monde A. D., Vajarinkar R.V., Gawade P. C., Design and Analysis of Globe Valve as Control Valve Using CFD Software, *Journal of Mechanical and Civil* Engineering, 2013, **6**, 63-71.

[38] Yevale, S. R., Gharge, K. S., A Review on CFD Analysis of Control Valves, *GRD Journals-Global Research and Develpoment Journal for Engineering*, 2018, **3**(7), 66-69.

[39] Cengel Y., Cimbala M., *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, 1st ed., The McGraw Hill Companies, New York, 2006.

[40] Tamdemir Ş., Hava-Hava Isı Pompasının Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum, 2014, 360678

[41] Kine S. J., Mcclintock, F. A., Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, 1953, **75**(1), 3-8.

[42] Pal C., Gulshan T., Shashi S., Nisbat A., Chandan M., Experimental and CFD Analysis of Mixed Elbow Draft Tube and Comparative Analysis with Simple Elbow Draft Tube, *International Journal for Research in Engineering Application and Management*, 2018, **4**(3), 15-21.

[43] http://akder.org/tr/makale/248-k-sma-valfleri#.XwYNUigzZPY, (Ziyaret tarihi: 23 Temuz 2020)

[44] https://otomasyonadair.com/2015/12/14/akis-katsayisi-kv-mi-cv-mi/, (Ziyaret tarihi: 23 Temmuz 2020)

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

[1] **Kokmaz Y. S**., Kibar A., Yiğit K. S., Hidrolik Sistemlerde Kullanılan Offline Filtrenin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Uluslararasi Marmara Fen Ve Sosyal Bilimler Kongresi*, Kocaeli, Türkiye, 23-24-25 Kasım 2018

[2] **Kokmaz Y. S**., Kibar A., Yiğit K. S., Flushing İşlemi Yapan Makinenin Soğutma Kapasitesinin Sayısal Analizi, *Uluslararasi Marmara Fen Ve Sosyal Bilimler Kongresi*, Kocaeli, Türkiye, 26-27-28 Nisan 2019

ÖZGEÇMİŞ

İlk, orta ve lise öğrenimini İstanbul Pendik'te tamamladı. 2011 yılında Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden, 2013 yılında Anadolu Üniversitesi İşletme Fakültesi İşletme Bölümü'nden mezun oldu. 2012 yılında askerlik görevini tamamladı. Aynı yıl Altan Hidrolik Mühendislik San. ve Tic. A.Ş. firmasında Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaya başladı. 2018 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı ve sürdürmektedir. Halen Altan Hidrolik Mühendislik San. ve Tic. A.Ş. firmasında Ar-Ge Müdürü olarak görevine devam etmektedir.