

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BELDEN KIRMA DÜMENLEME SİSTEMİNE SAHİP
TRAKTÖRLERDE DÜMENLEME SİSTEMİ
ÜZERİNE BİR İNCELEME**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
TARIM MAKİNALARI MÜH. UĞUR CEMİL KARAMAN**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : KONSTRÜKSİYON

Haziran 2007

**BELDEN KIRMA DÜMENLEME SİSTEMİNE SAHİP
TRAKTÖRLERDE DÜMENLEME SİSTEMİ
ÜZERİNE BİR İNCELEME**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
TARIM MAKİNALARI MÜH. UĞUR CEMİL KARAMAN
503021212**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 4 Mayıs 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 12 Haziran 2007**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Tahsin KUT
Diğer Jüri Üyeleri Yrd.Doç.Dr. Cemal BAYKARA (İ.T.Ü)
Doç.Dr. Rahmi GÜÇLÜ (Y.T.Ü)**

Haziran 2007

Önsöz

Bu tezimin hazırlanması esnasında desteklerini esirgemeyen danışmanım sayın Prof. Dr. Tahsin KUT'a, tezimin başında bana kendi çalışmasını gönderen ve tezimin ileri gitmesini sağlayan sayın Prof. Dr. Sabri Çetinkunt'a ve internet üzerinde araştırma yaparken çalışmalarına ulaştığım tüm akademisyenlere teşekkürü bir borç bilirim. İleri doğru bu araştırmayı kullanarak geliştirecek kişi ve kurumlarla birlikte ileriye doğru bu tip araçların ülkemizde üretilmesi esnasında kullanılması amacıyla.

Haziran 2007

Uğur Cemil Karaman

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	xii
ÖZET	xviii
SUMMARY	xix
1.GİRİŞ	1
1.1 Dümenlemenin Tanımı ve Genel Bilgiler	1
1.2 Kullanılan Çeşitli Dümenleme Sistemleri ve Tanımları	3
1.2.1 Fren İle Dümenleme	3
1.2.2 Belden Kırma Dümenleme	4
1.2.3 Çatallı Tip Dümenleme	5
1.2.4 Dingil Dönüslü Mekanizmalar	6
1.2.5 Bir Merkez Etrafında Dönen Mekanizmalar	7
1.3 Standart Araçlardaki Dümenleme Geometrilerin İncelenmesi	10
1.3.1 Statik Ackerman Dümenlemesi	10
1.3.2 Dinamik Ackerman Dümenlemesi	12
1.3.4 Tüm Tekerleklerin Dümenlendiği Mekanizmalar	14
2.ACKERMAN DÜMENLEMESİ	17
2.1 Dümenleme Sisteminin Tanımı	17
2.2 Taşıtın Dönme Hareketi	17
2.2.1 Taşıtın Dönme Karakteri	20
2.2.2 Direksiyon Donanımları	20
2.2.3 Direksiyon Kinematiği	28
2.2.3.1 Tekerlek kamberi	28
2.2.3.2 Toe in, toe out	28
2.2.3.3 Kaster açısı	28
2.2.3.4 Yapısal kaster	28
2.2.3.5 King-pin açısı	29
2.2.3.6 Tekerlek sapma dairesi yarıçapı	29
2.2.4 Direksiyon Donanımlarının Sınıflandırılması	31
2.2.4.1 Mekanik kumanda	31
2.2.4.2 Yardımcı kuvvetle çalışan kumanda düzeni	31
2.2.4.3 Yabancı kuvvetle kumanda düzeni	31
2.2.4.4 Dümenleme sistemi kinematik eşitlikleri	32
2.2.4.4.1 Dişli kramayer dümenleme sistemi	32

2.2.4.4.2 Kaldıraç kollu dümenleme sistemi	33
2.2.4.4.3 İtme bağlantılı dümenleme sistemi	33
2.2.4.4.4 Otobüs dümenleme sistemi	33
2.2.5 Normal Kumanda Düzeni	35
2.2.6 Bireysel Tekerlekten Kumanda	38
2.2.7 Direksiyon Dişli Kutusu	38
2.3 Ackerman Dümenlemesinde Yanal Dinamikler	41
2.3.1 Kinematik Yaklaşım	41
2.3.1.1 Lastiğin kinematik modeli	41
2.3.1.2 Ackerman geometrisi	41
2.3.1.3 Boşluk gereksinimi	43
3.BELDEN KIRMA DÜMENLEME SİSTEMİ	45
3.1 Giriş	45
3.2 Dümenleme Sisteminin Tanımı	48
3.3 Belden Kırma Dümenleme Sistemindeki Stabilite Sorunları	55
3.3.1 Yuvarlanma Stabilesi	56
3.3.2 Yanal Stabilesi	57
3.3.2.1 1 Serbestlik dereceli model	59
3.3.2.2 2 Serbestlik dereceli model	59
3.3.2.3 3 Serbestlik dereceli model	60
3.3.2.4 4 Serbestlik dereceli model	61
3.4 Belden Kırma Dümenleme Sistemleri	61
3.4.1 Hibrid Araç Modeli	62
3.4.2 Güç Dümenleme Sistemi Modeli	64
3.4.3 Dümenleme İçin Basınç- Akış Denklemleri	72
3.4.4 Hidrostatik Dümenleme Sistemi	75
3.4.5 Kullanılan Dümenleme Mekanizmasının Açıklaması	76
3.4.5.1 Kullanılan parçalar arasındaki ilişkiler	78
3.4.5.2 İki silindirli sistem	79
3.4.5.3 Modelin geçerliliği	82
3.4.5.3.1 Basitleştirilmiş model	82
3.4.5.3.2 Basitleştirilmiş model için denklemler	83
3.4.5.3.3 Geri besleme kontrol sistemi	84
3.4.5.3.3.1 Kontrol valfi	84
3.4.5.3.3.2 Mekanik geri beslemeli sistem	85
3.4.5.3.3.3 Basınç geri beslemesi	86
3.4.5.3.3.4 Filtre fonksiyonu	87
3.4.5.3.3.5 Komple kontrol modeli	93
3.5 Sistemde Kullanılan Parçalar	95
3.5.1 Direksiyon Simidi	95

3.5.2 Dümenleme Kontrol Ünitesi	95
3.5.3 Pompalar	96
3.5.3.1 Eğik bloklu pistonlu pompa	96
3.5.3.2 Eğik plakalı pistonlu pompa	97
3.5.4 Silindirler	98
3.5.5 Hortum Ve Borular	99
3.5.5.1 Hidrolik borular	99
3.5.5.2 Hidrolik hortumlar	99
3.6 Valfler	99
3.6.1 Tarafsız Devreler	100
3.6.1.1 Öncelik valfi	100
3.6.1.2 Yüke duyarlı hat	100
3.6.1.3 Dümenleme rahatlatma valfi	100
3.6.1.4 Sistem rahatlatma valfi	101
3.6.2 Nötr Devreler	101
3.6.3 Statik Sinyal	102
3.6.4 Yüksüz reaksiyon Yüklü Reaksiyona Karşı	103
3.6.4.1 Yüksüz reaksiyon	103
3.6.4.2 Yük reaksiyon	104
3.6.4.3 Tamamlayıcı valfli dümenleme ünitesi	104
3.7 Valf Tanımları	105
3.8 Firma Uygulamaları	107
3.8.1 Charl Lynn Firmasının Uygulamaları	107
3.8.1.1 Açık merkezli güç iletici	107
3.8.1.2 Kapalı merkezli	108
3.8.1.3 Tarafsız sızmalı kapalı merkezli sistem	109
3.8.2 Parker Firmasının Uygulamaları	110
3.8.2.1 Hydraguide	110
3.8.2.2 Dönüşsüz açık merkez	111
3.8.2.3 Açık merkez	111
3.8.2.4 Geri dönüşlü açık merkez	112
3.8.2.5 Kapalı merkez	113
3.8.2.6 Açık merkez	113
3.8.2.7 Dümenleme öncelik valfli kapalı merkezli sistem	114
3.8.2.8 Kapalı merkezli yüke duyarlı sistem	115
3.8.3 Eaton Firmasının Uygulamaları	115
3.8.3.1 Q amp yüke duyarlı devreler için akış düzenleyici	115
3.8.3.2 Geniş aç	117

4.UYGULAMALAR	119
4.1 Giriş	119
4.2 Kullanılacak Formüller	120
4.2A Tek Silindir Durumu	120
4.2B Dengelenmiş Silindir Durumu	121
4.2C Çapraz Bağlı Silindir Durumu	122
4.3 Uygulamalar	124
4.3.1 Uygulama 1	124
4.3.2 Uygulama 2	133
4.3.3 Uygulama 3	138
4.3.4 Uygulama 4	145
4.3.5 Uygulama 5	150
4.3.6 Uygulama 6	156
4.3.7 Uygulama 7	162
4.3.8 Uygulama 8	167
4.3.9 Uygulama 9	173
4.3.10 Uygulama 10	179
4.4 Yorumlar Ve Sonuç	185
KAYNAKLAR	187
ÖZGEÇMİŞ	190

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1	Temel Araç İçin Dümenleme Sistemi Parametreleri..... 75
Tablo 4.1	Swinger 1200 Genel Verileri..... 124
Tablo 4.2	Sauer- Danfoss OSPM 200 Teknik Özellikleri..... 125
Tablo 4.3	Parker Serie 6 Teknik Özellikleri..... 127
Tablo 4.4	Sauer- Danfoss OSPM 250 Teknik Özellikleri..... 129
Tablo 4.5	Parker Serie 12 Teknik Özellikleri..... 131
Tablo 4.6	HYDREMA 900 MVP Genel Verileri..... 134
Tablo 4.7	Sauer- Danfoss OSPC 400 Teknik Özellikleri..... 134
Tablo 4.8	Parker Serie 20 Teknik Özellikleri..... 136
Tablo 4.9	Bell 2306D 4X4 Genel Verileri..... 139
Tablo 4.10	Sauer- Danfoss OSPM180 Teknik Özellikleri..... 140
Tablo 4.11	Sauer- Danfoss OSQB 4 Teknik Özellikleri..... 140
Tablo 4.12	Parker Serie 20 Teknik Özellikleri..... 141
Tablo 4.13	HİTACHI ZW 310 Genel Verileri..... 145
Tablo 4.14	Sauer- Danfoss OSPM250 Teknik Özellikleri..... 146
Tablo 4.15	Sauer- Danfoss OSQB 5 Teknik Özellikleri..... 146
Tablo 4.16	Parker Serie 20 Teknik Özellikleri..... 147
Tablo 4.17	VOLVO A25D Genel Verileri..... 151
Tablo 4.18	Sauer- Danfoss OSPB250 Teknik Özellikleri..... 152
Tablo 4.19	Sauer- Danfoss OSQB 4 Teknik Özellikleri..... 152
Tablo 4.20	Parker Serie 20 Teknik Özellikleri..... 153
Tablo 4.21	AHV-IV Genel Verileri..... 157
Tablo 4.22	Sauer- Danfoss OSPC250 Teknik Özellikleri..... 157
Tablo 4.23	Sauer- Danfoss OSQM 4 Teknik Özellikleri..... 158
Tablo 4.24	Parker Serie 20 Teknik Özellikleri..... 159
Tablo 4.25	VOLVO L180D Genel Verileri..... 162
Tablo 4.26	Sauer- Danfoss OSPB315 Teknik Özellikleri..... 163
Tablo 4.27	Sauer- Danfoss OSQM 4 Teknik Özellikleri..... 163
Tablo 4.28	Parker Serie 25 Teknik Özellikleri..... 164
Tablo 4.29	JOHN DEERE Skidders 748 G3 Genel Verileri..... 168
Tablo 4.30	Sauer- Danfoss OSPB400 Teknik Özellikleri..... 169
Tablo 4.31	Sauer- Danfoss OSQM 4 Teknik Özellikleri..... 169
Tablo 4.32	Parker Serie 25 Teknik Özellikleri..... 170
Tablo 4.33	LE TOURNEAU L2350 Genel Verileri..... 174
Tablo 4.34	Sauer- Danfoss OSPB500 Teknik Özellikleri..... 175
Tablo 4.35	Sauer- Danfoss OSQM 10 Teknik Özellikleri..... 175
Tablo 4.36	Parker Serie 25 Teknik Özellikleri..... 176
Tablo 4.37	BUHLER B56 Genel Verileri..... 180
Tablo 4.38	Sauer- Danfoss OSPB400 Teknik Özellikleri..... 180
Tablo 4.39	Parker Serie 20 Teknik Özellikleri..... 182

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 :Dümenleme Sistemi Parçaları.....	1
Şekil 1.2 :Standart Bir Aracın Ön Dümenleme Sistemi.....	2
Şekil 1.3 :Dümenleme Geometrisini Etkiyen Parçalar.....	2
Şekil 1.4 :Fren ile Dümenlemeye Örnek.....	3
Şekil 1.5 :Belden Kırma Dümenleme Örneği.....	5
Şekil 1.6 :Çatallı Tip Dönme Örneği.....	6
Şekil 1.7 :Dingil Dönüşlü Mekanizmalı Taşıt Örneği.....	7
Şekil 1.8 :Rijit Aks.....	8
Şekil 1.9 :Paralel Tekerleklerin İç Tekerin Dairesel Yolunu İzlediği Sistem.....	9
Şekil 1.10 :Tekerleklerin Dış Tekerin Dairesel Yolunu İzlediği Sistem....	9
Şekil 1.11 :Dümenleme Esnasında Şekil 1.9 ve 10'da Verilen Grafiklerin Kesişimini Kullanan Sistem.....	9
Şekil 1.12 :Ackerman Geometrisine Örnek.....	11
Şekil 1.12A :Ackerman Geometrisine Örnek.....	12
Şekil 1.13 :Tekerlek Kayma Açısı Değişimine Örnek.....	13
Şekil 1.14 :Tüm Tekerlekleri Dümenlemeli Araçlara Örnek.....	15
Şekil 2.1 :İki Akslı Bir Taşıtın Hatasız Dönüşü.....	18
Şekil 2.2 :Dört Tekerlek Dümenlemede Dönüş Geometrisi.....	19
Şekil 2.3 :Stasyonere Dönme Hareketinde, Dönme Karakteri İndeksinin Merkezkaç İvmesine Göre Değişimi.....	20
Şekil 2.4 :Bazı Tipik Direksiyon Sistemleri.....	22
Şekil 2.5 :Trapez Mekanizması.....	22
Şekil 2.6 :Ön Aks.....	23
Şekil 2.7 :Trapez Mekanizmasının Konum Analizi.....	24
Şekil 2.8 :Trapez Mekanizması Dönme Hareketi.....	24
Şekil 2.9 :Direksiyon Donanımlarında Kullanılan Bazı Çubuk Mekanizmaları.....	25
Şekil 2.10 :Temel Olarak Bir Direksiyon Sistemi Elemanları.....	26
Şekil 2.11 :Kayan Dişli Çiftli Dümenleme Sistemi.....	26
Şekil 2.12 :Sonsuz Vida Mekanizmalı Direksiyon Kutusu.....	27
Şekil 2.13 :Döner Bilyeli Somun Tipi Direksiyon Kutusu.....	27
Şekil 2.14 :King-Pin Açısı.....	28
Şekil 2.15 :Kamber Açısı.....	29
Şekil 2.16 :Toe in ve Toe out Büyüklükleri.....	29
Şekil 2.17 :Kaster Açısı ve Yapısal Kaster Mesafesi.....	30
Şekil 2.18 :Mekanik Kumanda Düzeni.....	32
Şekil 2.19 :Hidroblok Kumanda Düzeni.....	32
Şekil 2.20 :Hidrostatik Kumanda Sistemi.....	32
Şekil 2.21 :Kayan Dişli Çiftli Dümenleme Sistemi.....	32
Şekil 2.22 :Kaldıraç Kollu Dümenleme Sistemi.....	34
Şekil 2.23 :İtme Bağlantılı Dümenleme Sistemi.....	34
Şekil 2.24 :Otobüs Dümenleme Sistemi.....	34
Şekil 2.25 :Traktörde En Küçük Dönme Dairesi ve En Küçük İz Dairesi....	35
Şekil 2.26 :Normal Kumanda Sistemi.....	36

Şekil 2.27	:Direksiyonda Dümenlemenin Açıklanması.....	36
Şekil 2.28	:Dört Tekerlekli ve Üç Tekerlekli Traktörün Dönme Diagramı...	37
Şekil 2.29	:Sapma açısının grafik yoldan bulunması ve aks mesafesinin iz genişliğinden büyük olması halinde direksiyonun hata eğrisi.....	37
Şekil 2.30	:Bireysel Tekerlekten Kumanda.....	38
Şekil 2.31	:Ortadan Bir Defa Bölünmüş Uzun Rod.....	39
Şekil 2.32	:Lastik Tekerli Traktörlerde Kumanda Düzeni.....	40
Şekil 2.33	:Sonsuz Vida Çark Segmentli Sonsuz Vida.....	40
Şekil 2.34	:Sonsuz Vida Çarklı Sonsuz Vida.....	41
Şekil 2.35	:İki Akslı Araçta Ackerman Dümenleme Geometrisi.....	43
Şekil 2.36	:Boşluk Gereksinimi.....	44
Şekil 2.37	:Tipik Yolcu Arabası ve Otobüsün Boşluk Gereksinimi.....	44
Şekil 3.1	:Yol Dışı Araçlarda Kullanılan Tipik Dümenleme Şekilleri.....	45
Şekil 3.2	:Belden Kıрма Dümenleme Sistemi.....	48
Şekil 3.3	:Belden Kıрма Traktörü Dümenleme Prosesi	49
Şekil 3.4A	:Tekerlekli Tip Belden Kıрма Dümenlemeye Sahip Ön Yükleyci.....	51
Şekil 3.4B	:Belden Kıрма Dümenlemeli Bir Aracın Genel Görünüşü.....	51
Şekil 3.5	:Değişken Debili Eksenel Pistonlu Pompa ve Yüke Duyarlı Kontrol Devresi.....	54
Şekil 3.6	:Belden Kıрма Dümenlemeli Aracın Pivot Noktası.....	54
Şekil 3.7	:Araç Dönüşü Esnasında Bir Belden Kıрма Dümenlemeli Araç İçin Kütle Pozisyonun Merkezi.....	56
Şekil 3.8	:Geleneksel Belden Kıрма Dümenlemeli Aracın Yılan Durumunun Bir Şeması.....	57
Şekil 3.9	:Belden Kıрма Dümenlemeli Aracın 1 Serbestlik Dereceli Modeli.....	59
Şekil 3.10	:Belden Kıрма Dümenlemeli Aracın 2 Serbestlik Dereceli Modeli.....	60
Şekil 3.11	:Belden Kıрма Dümenlemeli Aracın 3 Serbestlik Dereceli Modeli.....	60
Şekil 3.12	:Belden Kıрма Dümenlemeli Aracın 4 Serbestlik Dereceli Modeli.....	61
Şekil 3.13	:Belden Kıрма Dümenleme Sistemlerinde Kullanılan Hidrolik Dümenleme Sistemi.....	62
Şekil 3.14	:Hibrid Mekanik ve Hidrolik Araç Modeli.....	63
Şekil 3.15	:Döner Valfin Kesiti.....	63
Şekil 3.16	:Güç Dümenleme Sistemi Modeli.....	65
Şekil 3.17	:Basitleştirilmiş Valf Modeli.....	65
Şekil 3.18	:Hidromekanik Dümenleme Sistemleri Şeması.....	71
Şekil 3.19	:Çapraz Bağlı Hidrolik Silindirlerin Şeması.....	72
Şekil 3.20	:Bir Açık Devre Hidromekanik Dümenleme Sistemi Modeli.....	73
Şekil 3.21	:Bir Hidrostatik Dümenleme Sistemi Şeması.....	75
Şekil 3.22	:Belden Kıрма Traktörlerde Kullanılan Dümenleme Mekanizması.....	76
Şekil 3.23	:Dümenleme Mekanizması İçindeki Parçaların Birbirleriyle Olan İlişkileri.....	78
Şekil 3.24	:İki Silindirli Sistem.....	79
Şekil 3.25	:Transfer Fonksiyonu Diagramı.....	81
Şekil 3.26	:Basitleştirilmiş Model.....	81
Şekil 3.27	:Kontrol Valfi Modeli.....	84
Şekil 3.28	:Kontrol Sisteminin Basitleştirilmiş Blok Diagramı.....	85
Şekil 3.29	:Sağa Dönüş Esnasındaki Hidrolik Sistem.....	86
Şekil 3.30	:Yüksek Geçişli Filtre.....	87

Şekil 3.31	:Komple Geri Besleme Kontrol Sistemi.....	93
Şekil 3.32	:Basınç Geri Beslemeli Hidrolik Devre Şeması Parçaları.....	94
Şekil 3.33	:Direksiyon Simidi.....	95
Şekil 3.34	:20 Serisi Dümenleme Kontrol Ünitesi.....	96
Şekil 3.35	:25 Serisi Dümenleme Kontrol Ünitesi.....	96
Şekil 3.36	:Eğik Bloklı Pistonlu Pompa.....	97
Şekil 3.37	:Eğik Plakalı Pistonlu Pompa.....	98
Şekil 3.38	:Çift Etkili Hidrolik Silindir.....	98
Şekil 3.39	:Yüke Duyarlı Devre.....	101
Şekil 3.40	:Dinamik Sinyal Açık Merkezli Pompa.....	102
Şekil 3.41	:Dinamik Sinyal Yüke Duyarlı Pompa.....	102
Şekil 3.42	:Statik Sinyalli Sistem.....	103
Şekil 3.43	:Kapalı Merkezli Yük Reaksiyonsuz Devre.....	103
Şekil 3.44	:Açık Merkezli Yük Reaksiyonlu Devre.....	104
Şekil 3.45	:Tanımlanan Valflerin Devrede Gösterilmesi.....	106
Şekil 3.46	:Tanımlanan Valflerin Devrede Gösterilmesi.....	106
Şekil 3.47	:Açık Merkezli Güç İletici.....	108
Şekil 3.48	:Kapalı Merkezli Sistem.....	109
Şekil 3.49	:Tarafsız Sızmalı Kapalı Merkezli Sistem.....	110
Şekil 3.50	:Tipik Dümenleme Devresi.....	111
Şekil 3.51	:Dönüşsüz Açık Merkezli Sistem.....	111
Şekil 3.52	:Açık Merkezli Sistem.....	112
Şekil 3.53	:Geri dönüşlü açık merkez.....	112
Şekil 3.54	:Kapalı merkez.....	113
Şekil 3.55	:Açık Merkez.....	114
Şekil 3.56	:Dümenleme Öncelik Valfli Kapalı Merkezli Sistem.....	114
Şekil 3.57	:Kapalı Merkezli Yüke Duyarlı Sistem.....	115
Şekil 3.58	:Konvansiyonel Dümenleme Kontrol Ünitesi.....	116
Şekil 3.59	:Q Amp Dümenleme Kontrol Ünitesi.....	116
Şekil 3.60	:Q Amp Dümenleme Kontrol Ünitesi.....	117
Şekil 3.61	:Standart ve Geniş Açılı Sistemi Arasındaki Farkları Gösteren Grafik.....	118
Şekil 3.62	:25 tonluk Yükleyicide Standart Dümenleme Simülasyonu Çıktıları.....	118
Şekil 3.63	:23 tonluk Yükleyicide Geniş Açılı Dümenleme Simülasyonu....	118
Şekil 4.1	:Tek Dümenleme Silindiri.....	120
Şekil 4.2	:Dengelenmiş Silindir.....	121
Şekil 4.3	:Çapraz Bağlı Silindirler.....	122
Şekil 4.4	:Swinger 1200 Ön Yükleyici.....	125
Şekil 4.5	:Dümenleme Silindirinin Aracın Sol Kısımında Olduğu Uygulama.....	129
Şekil 4.6	:Dümenleme Silindirinin Aracın Sağ Kısımında Olduğu Uygulama.....	133
Şekil 4.7	:Hydrema 900 MVP.....	134
Şekil 4.8	:Hydrema 900 MVP Dümenleme Hidrolik Devre Şeması.....	138
Şekil 4.9	:Bell 2306D 4X4.....	139
Şekil 4.10	:Bell 2306D 4X4 Dümenleme Hidrolik Devre Şeması.....	144
Şekil 4.11	:Hitachi ZW 310.....	145
Şekil 4.12	:Hitachi ZW 310 Dümenleme Hidrolik Devre Şeması.....	150
Şekil 4.13	:Volvo A25D 4x4.....	151
Şekil 4.14	:Volvo A25D 4x4 Dümenleme Hidrolik Devre Şeması.....	156
Şekil 4.15	:AHV-IV.....	157
Şekil 4.16	:AHV-IV Dümenleme Hidrolik Devre Şeması.....	161
Şekil 4.17	:Volvo L180D.....	162

Şekil 4.18	: Volvo L180D Dümenleme Hidrolik Devre Şeması.....	167
Şekil 4.19	:John Deere Skidders 748 G3.....	168
Şekil 4.20	:John Deere Skidders 748 G3 Dümenleme Hidrolik Devre Şeması.....	173
Şekil 4.21	:Le Tourneau L2350.....	174
Şekil 4.22	:Le Tourneau L2350 Dümenleme Hidrolik Devre Şeması.....	179
Şekil 4.23	:Buhler B56 Ön Yükleyici.....	180
Şekil 4.24	:Buhler B56 Ön Yükleyici Dümenleme Hidrolik Devre Şeması...	184

SEMBOL LİSTESİ

L	:İki Aks arası mesafe (m)
ρ_a	:Ani dönme merkeziyle ön dış tekerlek arası mesafe (m)
β_a	:Ön iç ve dış tekerin ani dönme noktası arasında kalan açı (°)
R	: Aracın dönüş yarıçapı (m)
Δ_r	:Taşıtın arka aks merkezinin sapma açısı (°)
ζ	:Bir katsayı
δ_f	:Taşıtın ön aks merkezinin sapma açısı (°)
δ_{Aa}	:Dış teker sapma açısı (°)
δ_i	:İç teker sapma açısı (°)
j	:Bir katsayı
h	:Rot başlarının yerden yüksekliği (m)
τ	:Kaster açısı (°)
λ	:Direksiyon dirseği açısı (°)
τ_0	:Pitman kolu başlangıç açısı (°)
b	:Pitman kolu dönme eksenine king-pin eksenine arasındaki uzunluk (m)
v	:İz genişliği (m)
s	:Direksiyon tekerleği yuvarlanma dairesi yarıçapı (m)
g	:Deve boynu dönme merkeziyle orta dikme arası mesafe (m)
ϕ_1	:Mekanizma kolları arası açı (°)
ϕ_2	:Mekanizma kolları arası açı (°)
n_k	:Yapısal kaster (°)
i_k	:Direksiyon ile tekerlek arası indirgeme oranı
η	:Seçilen sistemin verimi (%)
i_a	:Açısal indirgeme oranı
e	:Moment kolu (mm)
R_L	:Direksiyon simidi yarıçapı (mm)
i_1	:Dişli kutusunun iç açısal indirgeme oranı
N	:Direksiyon simidinin dönüş yapısı
β	:Kumanda destek kolu açısı (°)
i_2	:Kumanda çubukları arası indirgeme oranı
c, a, d, g	:Dümenleme sistemindeki rod uzunlukları (mm)
b	:İki aks saplama arası uzaklık (mm)
α	:Dış tekerleğin sapma açısı (°)
β	:İç tekerleğin sapma açısı (°)
δ_1	:Ön iç tekerin sapma açısı (°)
δ_2	:Ön dış tekerin sapma açısı (°)
v	:Hız vektörü
β_p	:P noktasındaki yan kayma açısı (°)
a	:İki aks arası mesafe (m)
s	:Aracın iz genişliği (m)
x	:P noktasının arka iç teker eksenine olan uzaklığı (m)
$\Delta\delta_2$	:Sistemin sapma açısı miktarı (°)
M, MP	:Aracın ani dönme merkezi
δ^a_2	:Gerçek dümenleme açısı (°)
δ_{A2}	:Ackerman dümenleme açısı (°)
R	:Aracın dönüş yarıçapı (m)
R_{max}	:Aracın maksimum dönüş yarıçapı (m)

R_{min}	:Aracın minimum dönüş yarıçapı (m)
ΔR	:Araç için gerekli boşluk miktarı (m)
b	:Araç genişliği (m)
f	:Ön aksın aracın önüne olan uzaklığı (m)
A_p	:Silindir alanı (m ²)
A_{pr}	:Mil alanı (m ²)
A_{p'}	:Silindir alanı ile mil alanı arası fark (m ²)
β	:Yağın bulk modülü (Pa)
β_e	:Efektif bulk modülü (Pa)
C_{ep}	:İçsel sızma katsayısı ((m ³ /s)/Pa)
C_{ip}	:Hidrolik eleman içindeki dışsal sızıntı katsayısı ((m ³ /s)/Pa)
C_{tp}	:Toplam sızıntı katsayısı (C _{ep} + C _{ip}) ((m ³ /s)/Pa)
φ	:Dümenleme açısı değeri (°)
K_c	:Valf akış basınç katsayısı ((m ³ /s)/Pa)
K_{ce}	:Toplam akış basınç katsayısı [(K _c + C _{tp}) ((m ³ /s)/Pa)]
K_q	:Valf akış kazancı ((m ³ /s)/m)
P₁	:Dümenleme silindiri içindeki ilerleme esansındaki basınç (Pa)
P₂	:Dümenleme silindiri içindeki geri gelişi esansındaki basınç (Pa)
P_L	:P ₁ ile P ₂ arasındaki fark (Pa)
P_s	:Sistem basıncı (Pa)
Q₁	:Kontrol valfinin 1'e doğru olan yan akış miktarı(m ³ /s)
Q₂	:Kontrol valfinin 2'ye doğru olan yan akış miktarı (m ³ /s)
Q_L	:Q ₁ + Q ₂ 'nin ortalama değeri(m ³ /s)
V₀₁	:Hidrolik silindir odasının ilerlemesinin başlangıç değeri (m ³)
V₀₂	:Hidrolik silindir odasının geri gelmesinin başlangıç değeri (m ³)
V₁	:Hidrolik silindir odasının ileri pozisyon sonundaki hacmi (m ³)
V₂	:Hidrolik silindir odasının geri pozisyon sonundaki hacmi (m ³)
V_t	:Sistem içindeki toplam yağ hacmi (cm ³)
X_p	:Pistonun nötr pozisyonundan yer değiştirmesi (m)
X_v	:Valfin nötr pozisyonundan yer değiştirmesi (m)
φ_b	:Yük ünitesinin dümenleme açısı (°)
φ_f	:Traktörün dümenleme açısı (°)
φ	:Aracın toplam dümenleme açısı (°)
F_i	:Sol hidrolik silindirden gelen kuvvet (N)
F_r	:Sağ hidrolik silindirden gelen kuvvet (N)
J_b	:Yük ünitesinin ataleti (kgm ²)
J_f	:Traktörün ataleti (kgm ²)
m_b	:Yük ünitesinin kütlesi (kg)
m_f	:Traktörün kütlesi (kg)
a	:Ön aksın C ₁ 'den uzaklığı (m)
a_{yj}	:C _j 'de yan ivmelenme (m/sn ²)
A,B,C	:Eşlik eden denklemler içindeki sistem matrisi
A_i	:Ölçü orifis alanları (m ²)
A_p	:Hidrolik silindir alanı (m ²)
B	:Pin bağlantısının C ₁ 'den uzaklığı (m)
C_d	:Ölçü orifisi için akış katsayısı
C_{tj}	:Ön veya arka lastiğin hizalama torku katsayısı
C_{xj}	:Ön veya arka lastiğin boylamasına kuvvet katsayısı
C_{yj}	:Ön veya arka lastiğin yanıl kuvvet katsayısı
C_{yj}	:Ön veya arka lastiğin boylamasına köşe rijitlik katsayısı
D	:Sabit moment kolu (m)
E	:Pin bağlantısının C ₂ 'den olan uzaklığı (m)
f	:C ₂ 'den arka aksa olan uzaklığı (m)
F	:Hidrolik silindir kuvveti (N)
I_j	:C _j 'nin j kesitindeki esneme ataleti (cm ⁴)

I_w	:Telerlek spin ataleti (cm ⁴)
K_0	:Valf orifis alanı sabiti
K_c	:Sabit
K	:Dümenleme altı gradyeni
K_{Lo}	:Silindir sızıntı sabiti
K_ϕ	:Burulma yayı rijitlik katsayısı
l_0	:Valfin sıfır yer değiştirmesindeki sızıntı katsayısı
l_a	:Sabit
L	:Hidrolik silindirin boyu (m)
L_j	:Aracın j kesitinin uzunluğu (m)
m_j	:Aracın j kesitinin ağırlığı (kg)
m	:Hidrolik silindirin yer değiştirmesi (m)
n	:Valfin doğrusal yer değiştirmesi (m)
P_0	:Tank basıncı (bar)
P_l	:Sol silindir odası basıncı (bar)
P_r	:Sağ silindir odası basıncı (bar)
P_s	:Pompa basıncı (bar)
q^-	: Q^- 'nin ufak değişimleri
Q	:Hidrolik silindire doğru olan akış oranı (lt/min)
Q^-	: Q 'nin normalleştirilmiş değeri
Q_i	:Akış oranları $i=1,2,3,4$
Q_l	:Silindirin sol odasına doğru olan akış oranı (lt/min)
Q_l^-	: Q_l 'nin normalleştirilmiş değeri
Q_L	:Silindire karşı olan sızıntısı (lt/min)
Q_r	:Silindirin sağ odasına doğru olan akış oranı (lt/min)
Q_r^-	: Q_r 'nin normalleştirilmiş değeri
Q_l	:Silindirin sol odasına doğru olan akış oranı (lt/min)
Q_{max}	:Maksimum akış oranı (lt/min)
R	:Döner valf gömleğinin iç silindirinin yarıçapı (m)
r	:Durum değişken değeri
R	:Lastik yuvarlanma yarıçapı (m)
$R_{x,R}$	:Pin bağlantısındaki reaksiyon kuvvetleri (N)
t	:zaman (min)
t_a	:Ön ve aksın yarım uzunluğu (m)
T_{aj}	:J aksının üzerinde toplanan hizalama torku (Nm)
T_j	:Aracın J kesiti üzerindeki dümenlem torku (Nm)
T_N	:Pin bağlantısındaki kontrol torku (Nm)
T_{wi}	:İ lastiği üzerindeki hizalama torku (Nm)
u	:Aracın ileri hızı (m/s)
u_j	:J kesitinin ilerleme hızı (m/s)
v_j	:J kesitinin yanal hızı (m/s)
V_m^-	: V_m 'nin küçük değişimleri
V	:Ön kısmın hızı (m/s)
V_m	:Hidrolik silindire doğru olan yağ hacmi (cm ³)
v_j	:J aksındaki hız (m/s)
V_{m0}	:Toplam yağ hacminin yarısı (cm ³)
X_{wi}	:İ lastiğindeki boylamasına lastik kuvveti (N)
Y_j	:J aksı üzerinde toplanan yanal lastik kuvveti (N)
Y_{wi}	:İ lastiği üzerindeki yanal lastik kuvveti (N)
a_j	:Ön veya arka lastiğin kayma açısı (°)
a_2	:Ön veya arka lastiğin eşdeğer kayma açısı (°)
β	:Bobin ve gömlek arası açısal yer değiştirme (m)
β^-	: β 'nin normalleştirilmiş değeri
β_2	:Burulma milinin alt sonundaki açısal yer değiştirme (m)
Φ^-	: Φ 'nin normalleştirilmiş değeri

Φ_c	:Arzulanan eklem açısı (°)
Φ_c^-	: Φ_c 'nin normalleştirilmiş değeri
Φ_0	:Eklem açısının başlangıç değeri (°)
Φ_{max}	:Maksimum eklem açısı (°)
θ_i	:İ lastiğinin spin açısı (°)
γ	:Aracın esneme hızı (m/sn)
γ_j	:J kesitinin esneme hızı (m/sn)
σ_l	:Lastik burulma hareketi için gevşeme uzunluğu (m)
σ_x	:Lastiğin boylamasına hareketi için gevşeme uzunluğu (m)
σ_y	:Lastiğin yanal hareketi için gevşeme uzunluğu (m)
α_2	:Arka aksta sağ ve sol lastiğin ortalama kayma açıları (°)
c	:Belden kırma noktasıyla aracın arka kütle merkezi arası uzaklık (m)
K_t	:Lastiğin dikey rijitliği
m_w	:Tekerleğin kütlesi (kg)
α	:Lastik kayma açısı (°)
α_1	:Ön aksta sağ ve sol lastiğin ortalama kayma açıları (°)
β_e	:Efektif bulk modülü
δ_t	:Lastik dikey eğilmesi (mm)
$\bar{O}_{wl}$	: ϕ ve θ üzerindeki lastik çekiş kuvvetleri tarafından yapılan iş (joule)
$\bar{O}_{ws}$	:Dümenleme torku tarafından yapılan iş (joule)
γ	:Tekerlek kamberi
$P_L^\wedge$	:Boyutsuz basınç katsayısı
λ	:Sistemin öz değerleri
μ	:Sürtünme katsayısı
μ_{max}	:Maksimum sürtünme katsayısı
μ_s	:Boylamasına kaymanın %100 olduğu esnadaki kayma sürtünme katsayısı
Φ	:Sınırlandırılmış katman kalınlığı (mm)
Φ	:Belden kırma açısı (°)
k	:Geri besleme matrisi
q	:Genelleştirilmiş kordinatlar
X	:Durum değişkenleri
θ	:Arka gövde esneme açısı (°)
θ_f	:Ön tekerleklerin spin dönüş açısı (°)
θ_i	:Tekerlek dönüş açısı (°)
θ_r	:Arka tekerleklerin spin dönüş açısı (°)
w^-	:Tekerlek açısal hızı (rad/sn)
w_0^-	:Serbest yuvarlanma açısal hızı (rad/sn)
ζ	:Sönümleme katsayısı
a	:Aracın ön tekerlekleri ile ön kütle merkezi arası mesafe (m)
b	:Eklem noktasından ön kütle merkezine olan mesafe (m)
b_t	:Lastik genişliği (m)
$C_{\alpha max}$	:Yanal kuvvet için yol dışı lastik model katsayısı
C_α	:Lastik yanal kuvvet katsayısı
$C_{F\alpha}$	:Lastik köşe rijitliği
C_{Fs}	:Lastiğin boylamasına kayma rijitiği
C_g	:Tutucu noktasındaki burulma sönümlemesi
C_i	:Koni indeksi
C_L	:Lastik temas uzunluğu katsayısı
$C_{M\alpha}$	:Lastik hızlama momenti katsayısı
C_r	:Lastik yuvarlanma direnci katsayısı
C_R	:Eklem noktasındaki eş değer burulma sönümlemesi
C_{smax}	:Boylamasına kuvvet için yol dışı lastik modeli katsayısı
C_{sf}	:Ön tekerleğin boylamasına kayma rijitliği
C_{sr}	:Arka tekerleğin boylamasına kayma rijitliği

C_s	:Lastik boylamasına kuvvet katsayısı
C_{Tα}	:Lastik hizalama rijitliği
C_{tp}	:Valf sızma katsayısı
C_t	:Lastiğin dikey sönümleme katsayısı
d	:Arka tekerleklerin arka kütle merkezinden olan mesafesi (m)
d_j	:Eklem noktasından dümenleme silindirine olan dik mesafesi (m)
d_p	:Piston çapı (m)
d_r	:Mil çapı (m)
e	:Tutma noktasından arka tekerleklerle olan mesafe (m)
f	:Tutma noktasından kütük kütle merkezine olan mesafe (m)
F_{fx}	:Kütük üzerindeki boylamasına temas kuvveti (N)
F_{fy}	:Kütük üzerindeki yanlamasına temas kuvveti (N)
F_l	:Kütük üzerindeki boylamasına temas kuvveti (N)
F_r	:Lastik yuvarlanma direnç kuvveti (N)
F_{t1}	:Öndeki sonuçlanmış çekiş kuvveti (N)
F_x	:Boylamasına Lastik kuvveti (N)
F_{y1}	:Ön aksta sonuçlanan yanıl kuvvet (N)
F_{y2}	:Arka aksta sonuçlanan yanıl kuvvet (N)
F_{ZT}	:Oranlı lastik yükü (N)
F_z	:Lastik normal kuvveti (N)
h	:Kütük merkeziyle kütük temas noktası arası mesafe (m)
H_g	:Tutucunun yanıl eksenine olan yüksekli (m)
h_t	:Lastik yüksekliğı (m)
I₁	:Ön aksın esneme atalet momenti (cm ⁴)
I₂	:Arka aksın esneme atalet momenti (cm ⁴)
I₃	:Kütük esneme atalet momenti (cm ⁴)
K₁	:Yol dışı lastik modeli katsayısı
K₂	:Yol dışı lastik modeli katsayısı
K_{cr}	:Kritik burulma rijitliğı
K_c	:Valf akış-basınç katsayısı
K_R	:Hidrolik silindirlerin eş değır burulma rijitliğı
K_s	:Dümenleme sisteminin eş değır burulma rijitliğı
L	:Lyapunov fonksiyonu
l_r	:Lastik gevşeme uzunluğı (m)
l_t	:Lastik temas uzunluğı (m)
m₁	:Ön parça kütlesi (kg)
m₂	:Arka parça kütlesi (kg)
m₃	:Kütük kütlesi (kg)
M_x	:Lastik aşırı dönme momenti (Nm)
M_y	:Lastik yuvarlanma direnci momenti (Nm)
M_{z1}	:Ön aksta sonuçlanmış hizlama momenti (Nm)
M_{z2}	:Arka aksta sonuçlanmış hizlama momenti (Nm)
M_z	:Lastik yardımcı hizalama momenti (Nm)
MOB	:Lastik mobilite katsayısı
N₁	:Ön akstaki dikey yük (N)
N₂	:Arka akstaki dikey yük (N)
P	:Tutucu yanıl eksen noktasındaki direksiyon kuvveti (N)
P₁	:Silindir ilerleme boşluğundaki basınç (Pa)
P₂	:Silindir geri hareketi esnasındaki boşluğı basıncı (Pa)
P_L	:Silindir basınç farkı (Pa)
R	:Fonksiyon kaybı
S	:Tekerlek boylamasına kayması
T₁	:Ön gövdenin kinetik enerjisi (joule)
T₂	:Arka gövdenin kinetik enerjisi (joule)
T₃	:Kütüğün kinetik enerjisi (joule)

T_d	:Tekerlek sürüş torku (Nm)
t_p	:Pnömatik iz
T_R	:Eklem noktası direnç torku (Nm)
u	:Araç ilerleme hızı (m/sn)
u_{cr}	:Kritik hız (m/sn)
v	:Ön gövde yanal hızı (m/sn)
V₁	:Artan hacimle birlikte odanın akış hacmi (cm ³)
V₂	:Azalan hacimle birlikte odanın akış hacmi (cm ³)
V₀	:Serbest yuvarlanan tekerleğin açısal hızı (rad/sn)
V_{cx}	:X yönündeki temas alanı lastik hızı (m/sn)
V_{cy}	:Y yönündeki temas alanı lastik hızı (m/sn)
V_x	:X yönündeki tekerlek merkezi hızı (m/sn)
w_t	:Tekerlek izi
i	:Direksiyonun kilitten kilite olan tur sayısı
V	:Dümenleme silindiri hacmi (cm ³)
V_h	:Seçilen dümenleme kontrol ünitesi hacmi (cm ³)
a	:Akış arttırıcı oranı
Q_p	:Dümenleme sistemi için gerekli debi (lt/min)
Q_H	:Seçilen dümenleme kontrol ünitesi debisi (lt/min)
Q_w	:Çalışma hidrolikleri debisi (lt/min)
D	:Silindir çapı (mm)
d	:Mil çapı (mm)
s	:Silindir stroğu (mm)
P	:Araca boylamasına etkiyen kuvvet (kg)
Δp	:Dümenleme kontrol ünitesi basıncı (bar)
b	:Hidrolik silindirin aracın orta eksenine olan mesafe (mm)
α	:Belden kırma açısı değeri (°)

BELDEN KIRMA DÜMENLEME SİSTEMİNE SAHİP TRAKTÖRLERDE

DÜMENLEME SİSTEMİ ÜZERİNE BİR İNCELEME

ÖZET

Bu tezde mevcutta üretilen belden kırma traktörlerin dümenleme açılarının arttırılıp arttırılamayacağıyla ilgili analizler yapılmıştır. Bu konuda fazla sayıda literatür olmadığı için kurulan analiz modeli sonuçları sadece firma kataloglarıyla karşılaştırılmıştır. Çalışmada üç ayrı analiz yürütülmüştür. Birinci analizde araca doğru gelen boylamasına kuvvetlerden dümenleme silindiri çapı hesaplanmıştır. İkinci analizde silindir çapı ve stroğu kullanarak silindirin hacmi elde edilmiştir. İkinci analiz esnasında çeşitli firma kataloglarından farklı tip dümenleme kontrol üniteleri seçilmiştir. İkinci analizde bulunan silindir hacmi değeri ve seçilen dümenleme kontrol ünitesinin hacmi kullanılarak bu tip araçlar için belirlenmiş ergonomik bir kullanım için gerekli direksiyonun kilitten kilide olan tur sayısı hesaplanmıştır. Bulduğumuz değer belirlenmiş değer olan $i = 3-5$ arası olmalıdır. Üçüncü analiz yapılmadan önce dümenleme silindiri aracın üzerine yerleştirildi. Bu yerleştirme yapılırken silindirin bağlantı eksenleri ve yerleştirileceği noktanın aracın orta eksenine olan uzaklıkları önemlidir ve araç üzerine dümenleme silindirinin uygun şekilde yerleştirildiği kabul edildi. Dümenleme silindiri aracın üzerine yerleştirildikten sonra üçüncü analiz olarak aracın belden kırma noktasında oluşan geometrik şekilden yararlanılarak teorik belden kırma dümenleme açısı hesaplanmıştır.

AN ANALYSIS UPON STEERING SYSTEM ON TRACTORS WHICH HAVE ARTICULATED STEERING SYSTEM

SUMMARY

In this thesis, I made an analysis regarding the possibility of increasing the steering angle of the articulated frame tractor. During my reserach, due to the fact that there are few references regarding this topic for analysis, I only compared my analysis model that i prepared for my search, with the information in company catalogs. In this work, three different analysis were conducted. In the first analysis, diameter of the steering cylinder is obtained by using longitudinal forces toward the tractor. In the second analysis, volume of the cylinder is obtained by using the cylinder diameter and stroke. During the second analysis, different types of steering control units were chosen by several firm catalogs.

The number of tours from one lock to another lock for an ergonomic use of the steering wheel on such vehicles is obtained by using the volumes of the cylinder found in the second analysis and the selected steering control unit . The value we find should be the assigned value of between 3 and 5. Before making the third analysis, the steering cylinder was installed on the vehicle. While installing the steering cylinder, the distance from the installation point to mid axis of the vehicle and the link axis of the steering cylinder are of special importance. I made the assumption that the steering cylinder is properly installed on the vehicle.

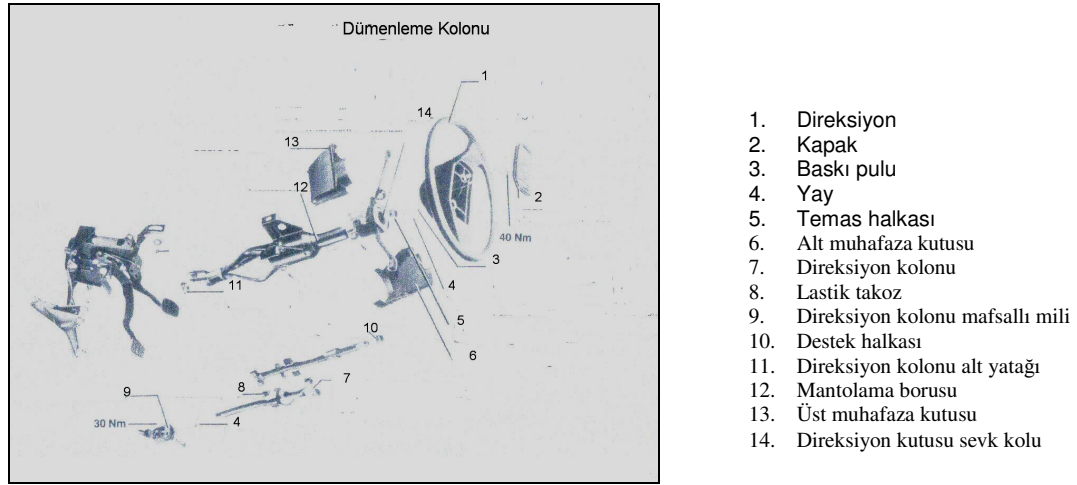
After installing the steering cylinder, theoretical articulating point steering angle was calculated by using the geometrical shape occuring at the articulating point of the vehicle within the third analysis.

1.GİRİŞ

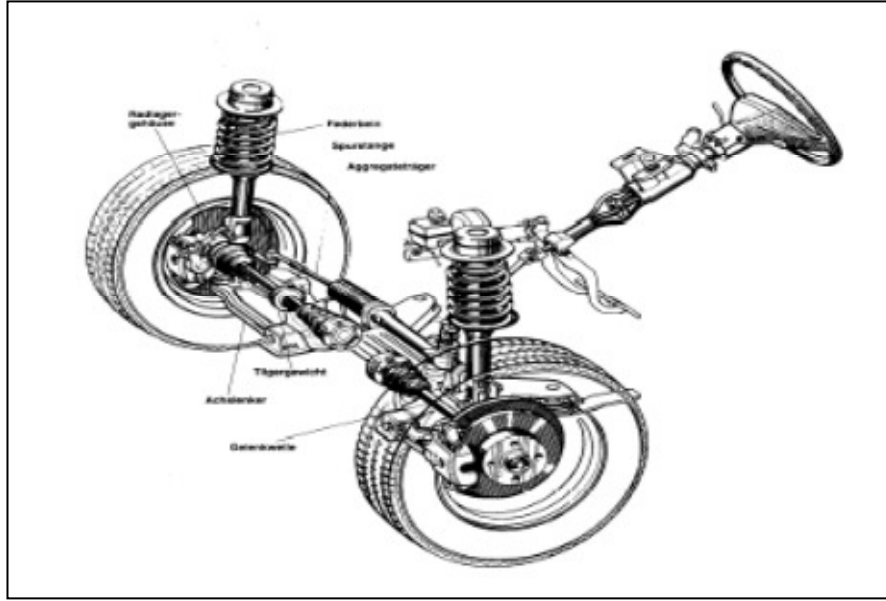
Bu bölümde dümenlemeyle ilgili mevcutta kullanılmış ve kullanılmakta olan sistemler hakkında genel bilgiler verilecektir.

1.1 Dümenlemenin Tanımı ve Genel Bilgiler

En genel anlamıyla araçların kontrol ve hareket yönlerini değiştirmeye yarayan sistem olarak tanımlanır. Şekil 1.1’de standart bir aracın dümenleme sistemi parçaları gösterilir. Şekil 1.2’de standart bir aracın ön dümenleme sistemi gösterilir.[1]

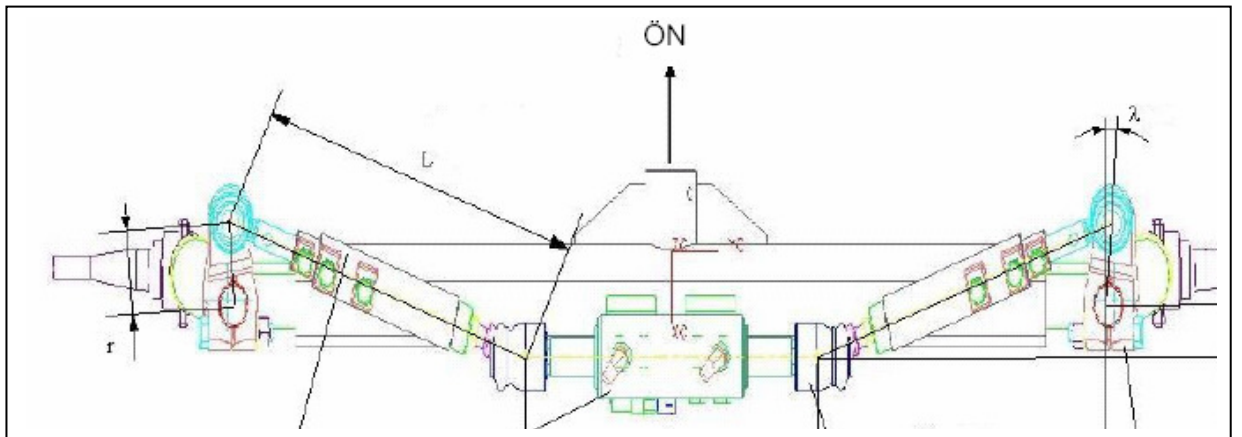


Şekil 1.1 Dümenleme Sistemi Parçaları [1]



Şekil 1.2 Standart Bir Aracın Ön Dümenleme Sistemi[1]

Dümenleme geometrisini etkileyen parçalar;direksiyon simidi, direksiyon kolu, rot kolu ve küresel mafsalsın hareketidir. Bu parçalar Şekil 1.3'te gösterilir.[2]



Şekil1.3 Dümenleme Geometrisini Etkiyen Parçalar[2]

1.2 Kullanılan eşitli Dümenleme Sistemleri ve Tanımları

Bu kısımda mevcutta kullanılan ve kullanılmış olan dümenleme sistemleri hakkında genel bilgiler verilecektir.

1.2.1 Fren ile Dümenleme

Bu sistemde araç dümenlemesi fren kavraması kullanılarak yapılır. Aracın dümenlemesi farklı tekerleklerin glerinin veya frenlerinin amaçlı şekilde kontrolüyle olur. Bu araçların kullanım yerleri aşağıda gösterilmektedir. şekil 1.4'te fren ile dümenlemeye örnek bir araç görülmektedir.[1]

Kullanım yeri:

- Atlı kızak
- Tank
- Paletli Traktör
- Paletli aletler v.b.



şekil1.4 Fren ile Dümenlemeye rnek[1]

Avantaj ve dezavantajları:

Fren ile dümenlemeye sahip araçlar avantaj ve dezavantajlara sahiptirler ve bu avantaj ve dezavantajlar aşağıdaki gibidir.[1]

Avantajları:

1. Az parçalı dümenleme aygıtları kullanılır
2. Küçük ve hafif araçlar elde edilir.
3. Küçük dönüş yarıçapları elde edilir.

Dezavantajları:

1. Dar sokaklarda sınırlı kullanıma sahiptirler.
2. Paletlerinden dolayı sokaklarda sınırlı kullanım hızına sahiptirler.
3. Bu tip araçlar ağır oldukları için çalıştıkları ortamlarda bulunan malzemelere ve sokaklara büyük baskı yaparlar.

1.2.2 Belden Kırma Dümenleme

Tanımlanmış dümenleme mekanizma bağlantıları aracın ortasına monte edilmiştir. Araç, tanımlanmış bağlantılarla birleştirilmiş iki kısma ayrılmıştır. Bu iki kısım aracın ortasında bulunan bir dikey menteşe ile birleştirilir ve bir veya iki adet hidrolik silindir ile ön ve arka kısmın açısı değiştirilir. Bu araçların kullanım alanları aşağıdaki gibidir ve Şekil 1.5'te bu tip dümenlemeye sahip bir araç görülmektedir. [1]

Kullanım yeri:

- Tekerlekli yükleyiciler
- Zirai ve orman makinaları
- Özel imalat makinaları

Avantaj ve dezavantajları:

Belden kırma dümenlemeye sahip araçlar avantaj ve dezavantajlara sahiptirler ve bu avantaj ve dezavantajlar aşağıdaki gibidir. [1]

Avantajları:

1. Aracın arka kısmı dümenleme esnasında ön kısmı takip ettiğinden dolayı bu araçlarda yalnızca 2 iz vardır
2. Hareket merkezinin tanımlanmış bağlantıları araca doğru gelen küçük yüklemelerle kontrol edilebilmektedir.

Dezavantajları:

1. Bu araçlarda tekerlekler ve tanımlanmış belden kırma bağlantıları arasında mekanik bağlantı yoktur.
2. Bu araçların dümenlenmesi için hidrolik sistemlere ihtiyaç vardır.
3. Belden kırma dümenlemeye sahip araçlarda büyük belden kırma açıları dönüşlerde devrilme riskine neden olabilir.
4. Belden kırma dümenlemeye sahip araçlarda operatörün dümenleme kolonu tarafından yaralanma riski vardır.



Şekil1.5 Belden Kırma Dümenleme Örneği [3]

1.2.3 Çatallı Dümenleme Sistemi

Dümenleme tekerleği iki dümenleme çatalının arasına konmuştur. Dümenleme tekerleği çatalların döndürülmesi ile hareket eder. Bu tip araçların kullanılma yerleri aşağıdadır. Şekil 1.6'da çatallı tip dümenlemeye sahip bir araç görülmektedir. [1]

Kullanım yeri:

- Bisiklet
- Motosiklet
- Üç tekerlekli araçlar

Avantaj ve Dezavantajları:

Çatallı tip dümenlemeye sahip araçlar avantaj ve dezavantajlara sahiptirler ve bu avantaj ve dezavantajlar aşağıdaki gibidir. [1]

Avantajları:

1. Bu araçlar basitleştirilmiş tasarımlara sahiptirler
2. Bu araçlar basitleştirilmiş tasarımlara sahip olduklarından dolayı dümenleme esnasında simetrik dönme davranışlarına sahiptirler.

Dezavantajları:

1. Bu tip dümenleme sistemi uygulamadaki bazı problemlerden dolayı kısıtlı kullanıma sahiptir.
2. Bu araçlarda dönüşlerde dümenleme sistemine daha az yükleme olmaktadır.
3. Yüksek hızlarda viraj dönüşlerinde yüksek devrilme riskine sahiptirler.
4. Bu tip dümenlemeye sahip araçlarda yüksek hızlarda araç stabilite sorunlarından dolayı sınırlı bir kullanıma sahiptir.



Şekil1.6 Çatalı Tip Dönmeye Örnek[1]

1.2.4 Dingil Dönüslü Mekanizmalar

Araç dönüşü esnasında sıklıkla tüm ön dingiliyle dümenlenmektedir. Bu tip araçların ön dingilleriyle dümenlenmesinden dolayı bu araçların dümenlemesi yalnızca düşük hızlarda olmaktadır. Bu tip araçları kullanım yerleri aşağıdaki gibidir. Şekil 1.7'de dingil dönüslü mekanizmaya sahip bir araç görülmektedir. [1]

Kullanım yeri:

- At arabaları
- İki akslı tarım arabaları
- Kar kızakları v.b

Avantaj ve dezavantajları:

Dingilli tip dümenlemeye sahip araçlar avantaj ve dezavantajlara sahiptirler ve bu avantaj ve dezavantajlar aşağıdaki gibidir. [1]

Avantajları:

1. Bu araçlarda ön dingil döndüğü için bu araçlar basit olarak dizayn edilirler.
2. Yalnızca ön dingil döndürüldüğü için dümenleme sistemi az parçalı olarak imal edilirler.

Dezavantajları:

1. Bu tip araçların arka aksı sabit aks olduğu için dümenlenme esnasında araç devrilme riskine sahiptir.
2. Bu tip araçlar viraj dönüşlerinde diğer dümenleme sistemine sahip araçlardan daha fazla boşluğa ihtiyaç duymaktadır.

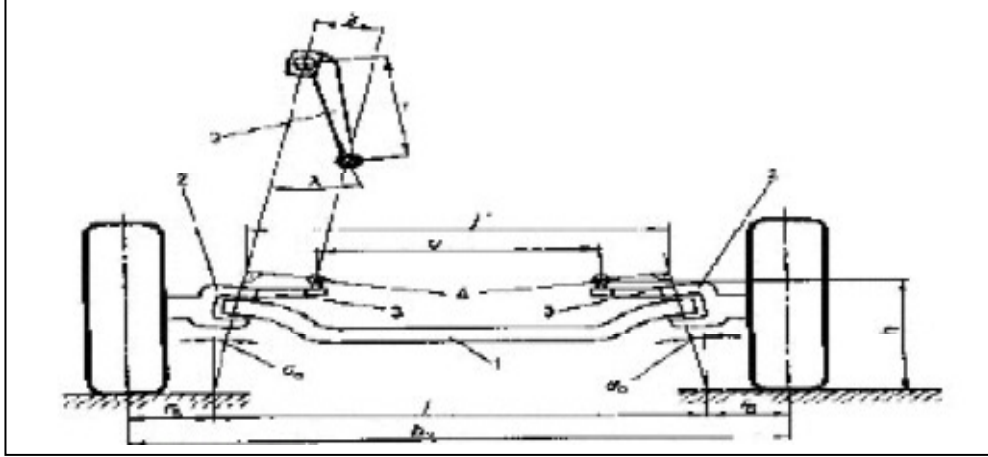


Şekil 1.7 Dingil Dönüslü Mekanizmalı Taşıt Örneği[1]

1.2.5 Bir Merkez Etrafında Döner Mekanizmalar

Bu tip dümenleme sisteminde her ön tekerlek kendi bağlantı piminin etrafında dönmektedir. Konstrüksiyon tipleri sabit akslı ve bağımsız tekerlek olarak ikiye ayrılmaktadır. Şekil 1.8'de sabit akslı dümenleme tipi gösterilir.

Bu tip dümenlemenin kullanım yerleri aşağıdaki gibidir. [1]



Şekil1.8 Sabit Aks[1]

Kullanım yerleri:

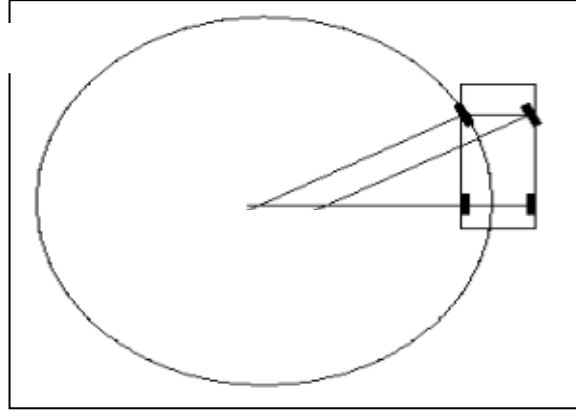
Ön tekerlek dümenlemeli

1. Arabalar
2. Kamyonlar
3. Traktörler

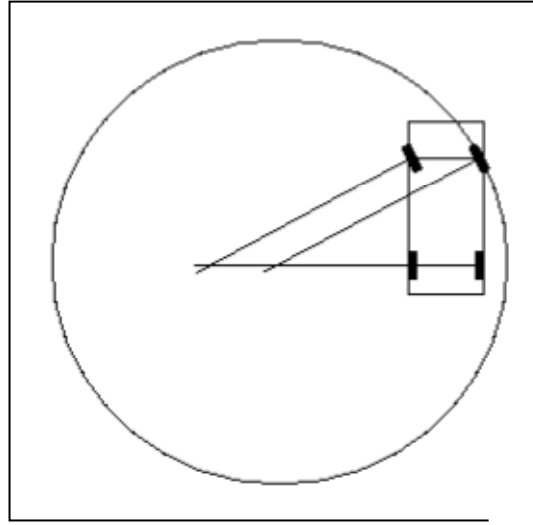
Arka tekerlek dümenlemeli

1. Forklift
2. Ziraî makinalar
3. Özel makinalar

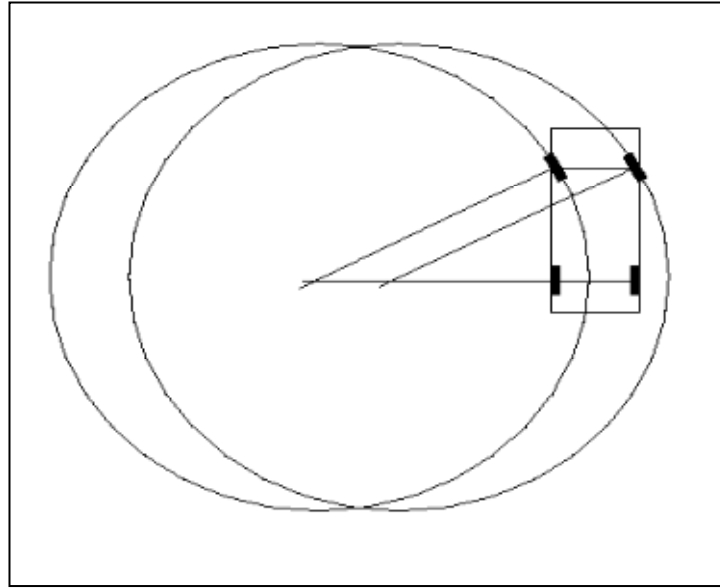
Bu sistemde kullanılan dümenleme geometrisi Şekil 1.9'daki geometrik sistemi veya Şekil 1.10'daki geometrik sistemi kullanabilirler. Bu iki dümenleme geometrisinin avantajlarını kullanmak için Şekil 1.11'de gösterilen Şekil 1.9 ve 1.10'nun kesişimini kullanan sistem kullanılır



Şekil1.9 Paralel Tekerleklerin İç Tekerin Dairesel Yolunu İzlediği Sistem[1]



Şekil1.10 Paralel Tekerleklerin Dış Tekerin Dairesel Yolunu İzlediği Sistem[1]



Şekil1.11 Dümenleme Esnasında Şekil 1.9 ve 10'da Verilen Grafiklerin Kesişimini Kullanan Sistem[1]

Avantaj ve dezavantajları:

Bir merkez etrafında dönen mekanizmalara sahip araçlar avantaj ve dezavantajlara sahiptirler ve bu avantaj ve dezavantajlar aşağıdaki gibidir. [1]

Avantajları:

- Bu araçların tasarımında basit dümenleme geometrileri kullanılmaktadır.

Dezavantajları:

- Araç Dümenleme esnasında dümenleme tekerleklerinde olan çapraz hareketten dolayı kauçuk etkisi olarak ta adlandırılan durum oluşmaktadır
- Bu tekerleklerde olan kauçuk etkisinden dolayı aracın lastiklerinde aşınma olmaktadır.
- Bu tip dümenlemeye sahip araçlar virajlardaki dönme esnasında yüksek araç hızlarında kullanımı sınırlıdır.

1.3 Standart Araçlardaki Dümenleme Geometrilerinin İncelenmesi

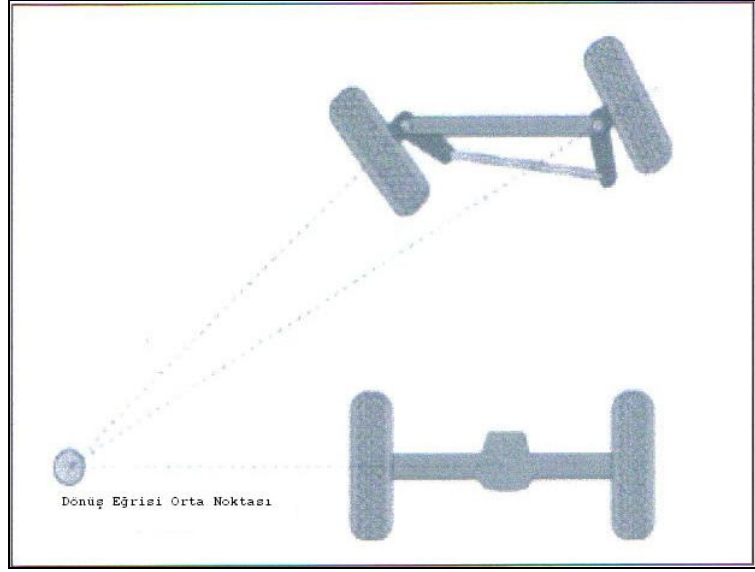
1.3.1 Statik Ackerman Dümenlemesi

Bir arabanın dümenleme bağlantılarının düzenlenmesine Ackerman dümenleme geometrisi denir veya aracın iç teker ile dış tekerinin dönme esnasında farklı dönme yarıçapı izleri ihtiyacını çözmek için bulunmuş geometrik Şekil olarak tanımlayabiliriz. Şekil 1.12’de ackerman dönüş geometrisi şekline örnek gösterilir. Ackerman dümenleme geometrisi için dümenleme zinciri tasarımları üçe ayrılmakta ve bunlar aşağıdaki gibidir. [1]

Dümenleme zinciri tasarımı aşağıdaki gibi üç tipe ayrılmıştır.

Bunlar;

- Trapez şeklinde dümenleme sistemi
- Üçgen şeklinde dümenleme sistemi
- Dikdörtgen şeklinde dümenleme sistemidir.



Şeki1.12 Ackerman Geometrisine Örnek[1]

Avantaj ve dezavantajları:

Ackerman dümenleme geometrisine sahip araçlar avantaj ve dezavantajlara sahiptirler ve bu avantaj ve dezavantajlar aşağıdaki gibidir. [1]

Avantajları:

1. Dümenleme esnasında dümenleme tekerleklerinde çapraz hareket oluşmaz.
2. Dümenleme esnasında tekerleklerde çapraz hareket oluşmadığı için aracın lastiklerinde aşınma yoktur.
3. Dümenleme esnasında aracın şasesinde daha az yüklenme olmaktadır.
4. Dar sokaklardaki dümenleme esnasında sokaklar için mükemmel bir kullanıma sahip olduğu bulunmuştur.
5. Ackerman dümenleme geometrisi uygulanan araçlarda iyileştirilmiş stabil kullanımı sağlamaktadır.

Dezavantajları:

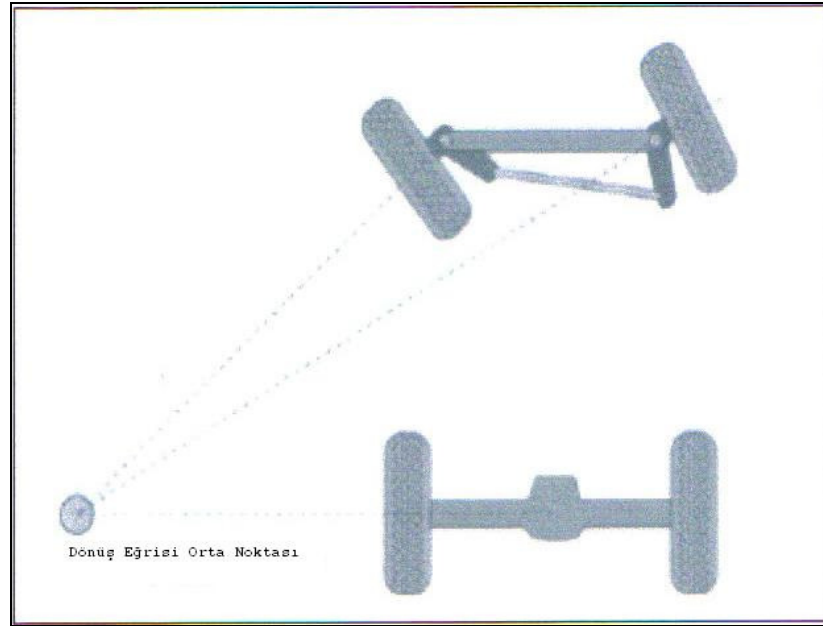
1. Ackerman dümenleme geometrisine sahip araçlar dümenleme esnasında virajlarda araç yüksek hızları için kullanım sınırı vardır.
2. Ackerman dümenleme geometrisine sahip araçlar için tasarlanan dümenleme sistemi kompleks bir tasarıma sahiptir
3. Bu dümenleme sistemi uygulanan aracın ön iç tekerleği büyük bir dönüş açısına sahiptir.

4. Bu dümenleme sistemi uygulanan aracın ön iç tekerleğin dönebilmesi için büyük boşluk alanına ihtiyaç duymaktadır.

1.3.2-Dinamik Ackerman Dümenlemesi

İki nedenden dolayı dinamik ackerman geometrisi kullanılır. Bu nedenleri izleyen gibi açıklayabiliriz. Şekil 1.12A'da dinamik ackerman geometrisine örnek gösterilmektedir. [1]

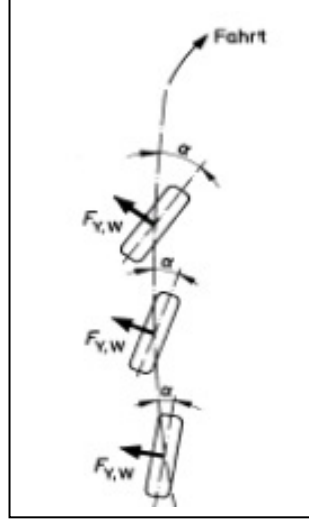
- Dümenleme esnasında iç tekerin dönme açısı dış tekerin dönme açısından daha büyüktür. Maksimum dönme açısı tekerlek yuvalarında küçük boşluklar tarafından sınırlanmıştır. Sonuçta dönme yarı çapı izi düşünüldüğünden küçük olmadığı bulunmuştur.
- Virajlardaki düşük hızlardan dolayı tekerleklerde santrifüj kuvveti oluşmaz.



Şekil 1.12-A Dinamik Ackerman Geometrisine Örnek[1]

- Virajlardaki yüksek hızlardan dolayı santrifüj kuvvetler hızla birlikte artma eğilimindedir.

Ayrıca; dinamik ackerman dümenleme geometrisinde daha fazla dönme açısı için daha büyük kayma açısına ihtiyaç vardır. Daha büyük kayma açısı daha fazla santrifüj kuvvetini karşılamaktadır. Şekil 1.13'te tekerlek kayma açısı değişimine örnek gösterilir.



Şekil 1.13 Tekerlek Kayma Açısı Değişimine Örnek[1]

Statik ackerman dümenleme mekanizmasında aşağıdaki izleyen sorunlar bulunmuştur. Bunlar;

1. Ön aksın içteki tekerleğinin dümenleme açısı ön dış tekerlekten daha büyük olduğu bulunmuştur.
2. Ön aksın içteki tekerleğinin kayma açısı ön dış tekerin kayma açısından daha büyük olduğu bulunmuştur.
3. Ön aksın dıştaki tekeri dümenleme esnasındaki yüklenmesi ön iç tekere göre daha fazladır.

Dinamik Ackerman geometrisi sınırlanmış Ackerman geometrisini kullanmaz. Çünkü ön dıştaki tekerleğin dümenleme açısı genelde izin verilen değerden daha fazla olduğu bulunmuştur. Bunun nedeni olarak izleyen iki durum bulunmuştur.

Bunlar;

- Aracın dümenlemesi esnasında oluşan lastik etkisidir.
- Aracın dümenlenmesi esnasında viraj alırken ki sürüş davranışının daha iyi olmasından dolayıdır.

Avantaj ve dezavantajları:

Dinamik ackerman dümenleme geometrisine sahip araçlar avantaj ve dezavantajlara sahiptirler ve bu avantaj ve dezavantajlar aşağıdaki gibidir. [1]

Avantajları:

1. Dar sokaklardaki dümenleme esnasında sokaklar için mükemmel bir kullanıma sahip olduğu bulunmuştur.
2. Ackerman dümenleme geometrisine sahip araçlar virajlardaki dümenlemeleri esnasındaki yüksek araç hızlarında daha iyi olduğu bulunmuştur.
3. Ackerman dümenleme geometrisi uygulanan araçlarda iyileştirilmiş stabil kullanımı sağlamaktadır.

Dezavantajları:

1. Dümenleme esnasında dümenleme tekerlerinde arzulanmayan çapraz hareket oluşumu vardır.
2. Dümenleme esnasında dümenleme tekerinde oluşan kauçuk etkisinden dolayı faydalı lastik ömrünü azaltır.
3. Bu araçlar için kullanılan dümenleme sistemleri karmaşık tasarımlara sahiptir.

1.3.3 Tüm Tekerleklerin Dümenlendiği Mekanizmalar

Bir aracın tüm tekerleklerini ayrı ayrı dümenlenebilir.

Bunun için aşağıdaki gibi sistemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sistemler aşağıdaki gibidir. [1]

1. Oransal dümenleme:

Ön ve arka tekerlekler oransal ilişkiyle dümenlenirler

2. Açısal Senkronizasyon ile dümenleme:

Ön ve arka tekerlekler farklı yönlerde ama aynı açıyla dümenlenirler.

3. Gecikmeli dümenleme:

Arka tekerlekler yalnızca ön tekerleklerin tam dümenleme açısından sonra dümenlemeye başlar.

4. Köpek yürüyüşü dümenlemesi:

Ön ve arka tekerlekler aynı yönde dümenlenir.

Bu araçların kullanım yerleri aşağıdaki gibidir. Şekil 1.14'te tüm tekerlekleri dümenlenen bir araç örneği görülmektedir.

Kullanım yerleri:

- Zirai makinalar
- İnşaat araçları
- Özel amaçlı araçlar



Şekil1.14 TümTekerlekleri Dümenlemeli Araçlara Örnek[1]

Avantaj ve Dezavantajları:

Tüm tekerlekleri dümenlenen araçlar avantaj ve dezavantajlara sahiptirler ve bu avantaj ve dezavantajlar aşağıdaki gibidir. [1]

Avantajları:

1. Aracın arka lastikleri ön lastikleri izlediği için bu araçlarda yalnızca 2 adet iz vardır.(açısal senkronizasyon)
2. Ön tekerlekle birlikte arka tekerleklerde dümenlendiği için park alanlarındaki manevra kabiliyetleri diğer dümenleme tiplerine göre daha iyidir.
3. Bu araçların dar alanlardaki hareket yetenekleri hızlı ve basit özelliklere sahiptir.
4. Ön tekerlekle birlikte arka tekerleklerde dümenlendiği için iyileştirilmiş stabilizasyona sahiptirler.

Dezavantajları:

1. Bu tip araçların dümenleme sistemleri tasarımı karmaşık özelliklere sahiptirler.
2. Bu araçların imalatı için ackerman dümenleme geomerisine sahip araçlara göre daha fazla malzeme gereksinimi duyulmaktadır.
3. Bu tip araçlar ackerman dümenleme geomerisine sahip araçlara göre pahalı oldukları bulunmuştur.
4. Bu tip dümenleme geometrisine sahip araçların kullanımı kısıtlı olduğu için genel olarak kabul edilmemektedir.

2. ACKERMAN DÜMENLEMESİ

Bu bölümde Ackerman dümenleme geometrisine göre dümenlenen araç sistemleri hakkında bilgiler verilecektir.

2.1 Dümenleme Sisteminin Tanımı

Dümenleme sistemi taşıtın Ackerman geometrisi olarak ta bilinen hatasız bir geometriyle dönmesini sağlamalıdır. Bunun aksi olarak oluşacak hatalardan dolayı ortaya çıkacak kaymalar, dümenleme tekerleklerinde istenmeyen aşınmalara ve dümenleme mekanizmasının aşırı kuvvet ve momentlerle zorlanmasına yol açabilmektedir. Başka bir tanımlama yaparsak, dümenleme sistemi, traktörün yön değiştirmesini sağlayan sistem olarak tanımlayabiliriz. İyi bir dümenleme sistemi, traktörün yön değiştirmesini en büyük bir sapma ve en küçük bir dönme yarıçapı ile gerçekleştirmelidir. Aşağıdaki değerler Federal Alman Motorlu Taşıt Emniyet Standartlarına göre direksiyon simidi ile yön değiştiren tekerlekler arası indirgenme oranı 25'den büyük olmamalıdır. Ayrıca 10 km/h' lik bir hızla düz yolda ilerlerken, sağa veya sola 12m yarıçapında bir dönüş yapmak için direksiyona uygulanması gereken kuvvet 250N(25kg)'u aşmamalıdır. Yardımcı kuvvetle çalışan direksiyonlarda 600N(60kg)'u aşmamalıdır. Aşınma sonunda, sistemde meydana gelen boşluklar kolayca ayarlanmalı ve sistemin bakımı kolay olmalıdır. Ayrıca yolun engebelerinden gelen darbeleri direksiyona iletmemelidir. Direksiyona uygulanan kuvvet, direksiyonun dişli kutusu yardımıyla artırılarak, kumanda çubukları üzerinden ön tekerleklerle iletilir. Tekerlekler sağ veya sola saptırıldıktan sonra küçük bir kuvvet yardımıyla, en düşük hızda bile, eski konumuna gelmelidir. [4]

2.2 Taşıtın Dönme Hareketi

Taşıtların hareketi yaklaşık olarak düzlemsel hareket olarak kabul edersek, bu hareketi bir ani dönme merkezi ve dönme hızı ile tarif etmek mümkündür. Tekerlek düzlemlerinin zemine olan iz düşümleri, tekerlek merkezlerinden ani dönme merkezine çizilen çizgilere dik ise tekerlekler kaymadan dönebilirler. Buna Ackerman dönüş geometrisi de denir.

Tanımlanan bu uygulamada, ön aks konfigürasyonu faktörünün, verilmiş bir ön aks geometrisi için aks aralığının, dönme yarıçapına etkileri ve belli bir dönme yarıçapını sağlayacak konfigürasyonun belirlenmesi için gerekli formülasyonları açıklamış ve saha testi prosedürünü tanımlamıştır. [4]

Dönme yarıçapını küçültmenin bir yolu da taşıtın arka aksındaki tekerleklerinin de saptırılmasıdır. Yalnız bu olanaktan ancak çok alçak hızlarda faydalanılır. Çünkü bu araçların arka tekerlekleri seyir mekaniği bakımından karasızdır.

İki akslı taşıtlarda dört tekerlekten dümenlemenin olumsuz özelliklerine rağmen, düşük hızda manevra kabiliyetinin yanı sıra yüksek hızda viraj alma kabiliyetinin geliştirilmesinde uygulanabilmektedir.

Mekanik, hidrolik yada elektronik olanaklarının kullanıldığı tipik uygulamalarda arka tekerleklerinin sapma açıları 40° olarak sınırlandırıldığı bulunmuş ve sadece düşük hızlarda uygulanması önerilmiştir.

Ön tekerlek sapma açılarıyla orantılı saptırılan arka tekerlekler için dönüş denklemleri aşağıdaki gibidir;

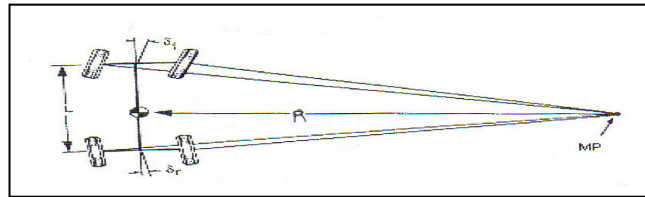
$$\xi_f(1 + \tau) \quad (2.2)$$

$$\xi_r + \xi_f := \xi_f + \tau \cdot \xi_f = \xi_f(1 + \tau) := \frac{L}{R} \quad (2.3)$$

Buradan dönüş yarıçapı izleyen gibi elde ederiz.

$$R := \frac{L}{\xi_f(1 + \tau)} \quad (2.4)$$

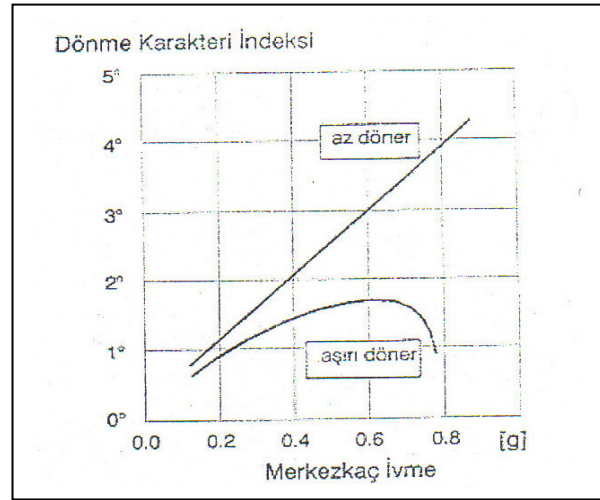
Bu eşitlik, arka tekerlerin saptırılması durumunda, dönme yarıçapındaki azalmanın açık ifadesini vermektedir. %50'lik arka teker sapmasında dönme yarıçapında üçte birlik (1/3) azalmaya ulaşılmıştır. %100'lük arka teker sapmasında dönme yarıçapında yarı yarıya azalmaya ulaşılmıştır. Şekil 2.2 dört tekerlek dümenlemesine sahip bir araç örneği görülmektedir.



Şekil 2.2 Dört Tekerlek Dümenlemede Dönüş Geometrisi[4]

2.2.1 Taşıtın Dönme Karakteri

Stasyoner dönme hareketi taşıtın dönme karakterini, yani az döner, aşırı döner yada tarafsız olmasını belirlemektedir. Taşıtın dönme karakterinin çeşitli büyüklüklere bağlı tanımı yapılabilmektedir. I.S.O. test tekliflerinde, tekerleklerle indirgenmiş direksiyon açısı ile Ackerman açısının farkının merkezkaç ivmeye bağlı değişimini taşıtın dönme karakteri için ölçü olarak alınmıştır. Şekil 2.3 'de aşırı döner ve az döner karakterlerinin değişimi gösterilir. Grafik ordinatında kullanılan dönme karakteri indeksi, gerçek direksiyon açısı ile Ackerman açısı farkıdır. [4]



Şekil 2.3 Stasyoner Dönme Hareketinde, Dönme Karakteri İndeksinin Merkezkaç İvmesine Göre Değişimi[4]

Taşıtın dönme karakteri merkezkaç ivmeye bağlı olarak değişmektedir. Bu karakter taşıtın hızına ve viraj yarıçapına bağlı olmakta, ayrıca zeminin durumu da taşıtın dönme karakterini değiştirebilmektedir. Ağırlık merkezi ön aksa yakın olan taşıtların az döner karakter gösterme eğilimi daha yüksektir. Ağırlık merkezi arka aksa yakınlığı aşırı dönerliği desteklemektedir. Genel olarak taşıtın tarafsız veya az döner olması tercih edilmektedir.

2.2.2 Direksiyon Donanımları ve Ön Aks Geometrisi

Direksiyon donanımlarından beklenen bazı şartlar vardır. Örnek olarak 38stvzo'ya (Federal Alman Motorlu Taşıt Emniyet Standartları) göre direksiyon sistemi taşıtın kolay ve emniyetli doğrultu kontrolünü garanti etmelidir. Maksimum 6 saniye içinde ön tekerlekler, 12 metrelik dönme yarıçapına tekabül eden pozisyona gelmelidir.[4]

Direksiyon tahrik kuvveti 250 N'un üzerindeyse güç yardımcılı direksiyon sistemi gereklidir.

Eğer güç yardımcısı (hidrolik direksiyon sistemi) arızalanırsa 600 N aşmamalıdır. 70/311/EEC’de motorlu taşıtların direksiyon sistemine göre tip onayı için sağlaması gereken özellikler verilmiştir. Burada, direksiyon parametreleri (direksiyon kontrol eforu, direksiyon süresi, direksiyon açısı, direksiyon oranı, nominal direksiyon kontrol yarıçapı) tanımlanmış ve motorlu taşıtlar için direksiyon transmisyonu, direksiyon ekipman ve tipleri belirtilmiştir ve konstrüksiyon ve tip onayı için test koşulları tanımlanmıştır. [4]

Bir aracın tekerlek saptırmaları izleyen gibi yapılabilir:

1. Tekerlek sapması aracın bütün bir aksını tek bir düşey eksen etrafında döndürülebilir veya
2. Bir aracın aynı dingile veya aksa ait iki tekerleği ayrı olarak aşağı yukarı düşey eksen etrafında döndürülerek yapılabilir.

Birinci sistem prensip olarak daha basit olmakla beraber izleyen sorunlara sahiptir;

1. Bu araçların dümenlenmesi için gerekli kuvvet büyüklüğünün fazla olmasıdır.
2. Dümenleme esnasında taşıtın dayanma yüzeyinin küçülmesi ve bilhassa daralmasından dolayı stabilite sorunu ortaya çıkar.
3. Dingil hareketi için büyük bir hacmin serbest bırakılması nedeniyle bu tip dümenleme daha çok iki akslı tarım arabalarında ve römorklarda kullanılmaktadır.

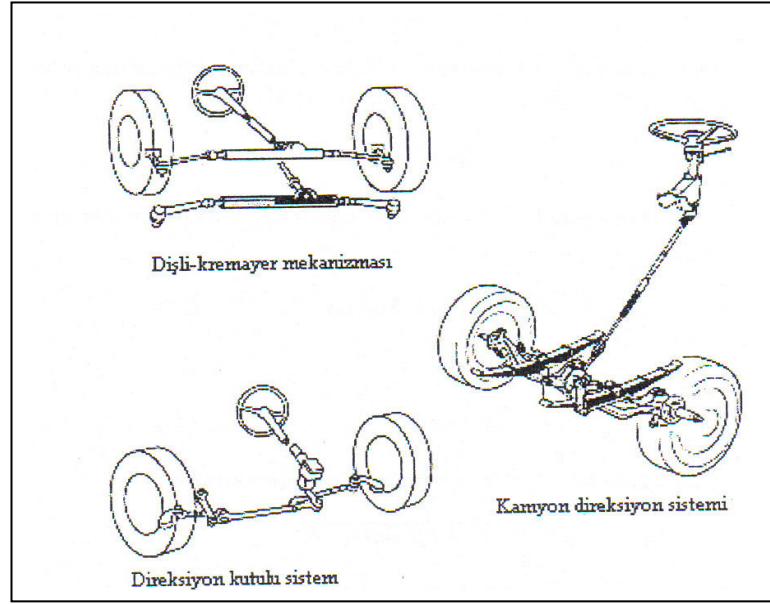
Ackerman sistemi de denilen ikinci sistem bugün en çok kullanılan sistemdir. Bu sisteme göre yapılan bir direksiyon sistemi 3 kısma ayrılabilir. Bunlar;

1. Direksiyon simidi ve mili
2. Direksiyon mekanizması
3. Tekerlekleri mekanizmaya bağlayan bir çubuk sistemidir. [4]

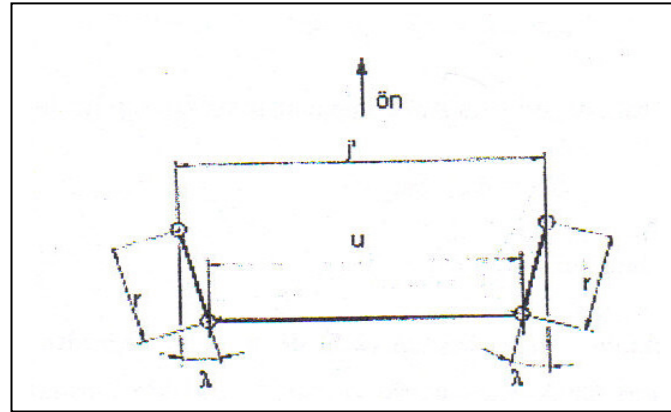
Ackerman koşuluna en iyi yaklaşımı trapez mekanizması vermektedir. Ackerman geometrisinin uygun dizaynı taşıt aks aralığı ve ön aks iz genişliğinin bir fonksiyonudur. Reimpell, bunu şu Şekilde ifade etmiştir(Şekil 2.4).

$$\cot \xi_{Aq} := \cot \xi_q + \frac{j}{l} \quad (2.5)$$

Şekil 2.4’te mevcutta kullanılan direksiyon sistemleri görülmektedir.



Şekil 2.4 Bazı Tipik Direksiyon Sistemleri[4]



Şekil 2.5 Trapez Mekanizması[4]

Aynı kaynakta dönüş kinematiği açıklanırken, trapez mekanizmasının pozisyon analizi için şu formülasyonu teklif etmiştir ve bu Şekil 2.5'te gösterilir. [4]

$$h := h \cdot \sigma + r \cdot \cos \lambda \cdot \tan \sigma_0 \quad (2.6)$$

Ve aracın ön aks iç tekerlek sapmasının ve ön dış tekerlek sapmasının bulunabilmesi için gereken eşitlikler aşağıdaki Şekilde verilebilir;

$$J^I := b \cdot v - 2 \cdot (r \cdot s + h \cdot \tan \psi_0) \quad (2.7)$$

$$J := b \cdot v - 2 \cdot r \cdot s \quad (2.8)$$

$$h := J^1 - 2 \cdot r \cdot \sin \lambda \quad (2.9)$$

Şekil 2.7’de olduğu gibi mekanizma iki üçgene ayrıldığı düşünülürse izleyen eşitlikleri elde ederiz;

$$g := \sqrt{(J^1)^2 + r^2 - 2 \cdot J^1 \cdot r \cdot \sin(\lambda_2 + \xi_i)} \quad (2.10)$$

$$\cos \psi_1 := \frac{g^2 + (J^1)^2 - r^2}{2 \cdot g \cdot j} \quad (2.11)$$

$$\cos \psi_2 := \frac{g^2 + (J^1)^2 - u^2}{2 \cdot r} \quad (2.12)$$

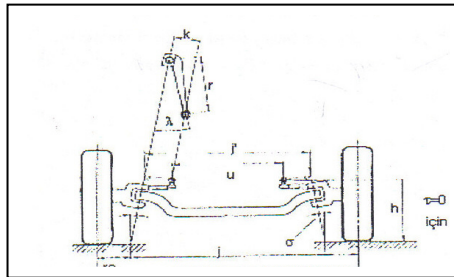
Şekil 2.8’i dikkate alarak, gerçekte oluşan aracın ön dış tekerlek sapma açısı izleyen gibi bulunur: [4]

$$\xi_{a1} := \psi_1 + \psi_2 + \lambda_2 - 90^\circ \quad (2.13)$$

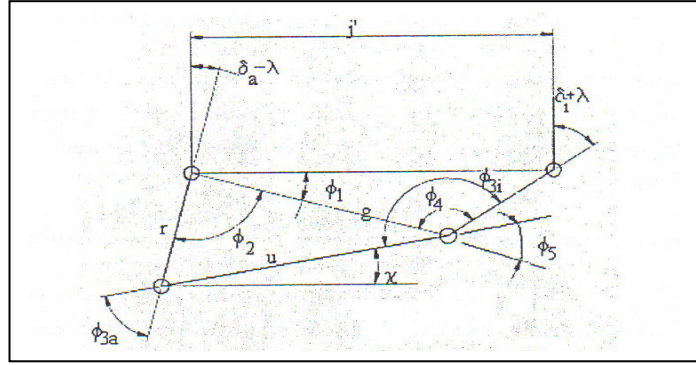
Yukarıda bulunan değere göre Ackerman koşulundan sapma değeri izleyen eşitlikle bulunur:

$$\Delta \xi_f := \xi_{Aa} - \xi_{a1} \quad (2.14)$$

eşitliğiyle bulunur. ξ_{a1} denklem(2.5)’de bulunan değerden küçük olmamalıdır. Direksiyon mekanizması için kullanılan sistemler vida sistemleri, sonsuz vida ve kayan dişli çifti kullanılır. Direksiyon mekanizmalarında az elastiklik, boşluk ayarlama ve hafif hareket yeteneği aranan koşuldur. Şekil 2.6’da bu araçlarda kullanılan bir ön aks görülmektedir. Şekil 2.7’de bu tip araçlarda kullanılan trapez dümenleme mekanizmasının konum analizi görülmektedir. [4]

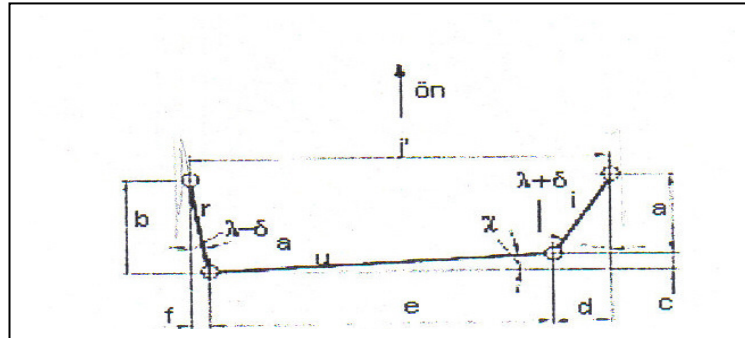


Şekil 2.6 Ön Aks[4]



Şekil 2.7 Trapez Mekanizmasının Konum Analizi[4]

Çubuk mekanizması ve direksiyon kutusu direksiyon donanımının toplam çevrim oranını saptar. Bu orandan tekerleklerin bir uç konumdan diğer bir uç konuma geçmesi için gerekli direksiyon simidinde dönme miktarı hesaplanabilir. Bu dönme miktarı binek taşıtlarda 3,5-9 devir arasında değişir ve ticari taşıtlarda 14 devre kadar çıkabilir. Sistemin toplam çevrim oranı 5-33 arası olmalıdır. Şekil 2.8'de trapez mekanizmasının dönme hareketi gösterilmektedir.



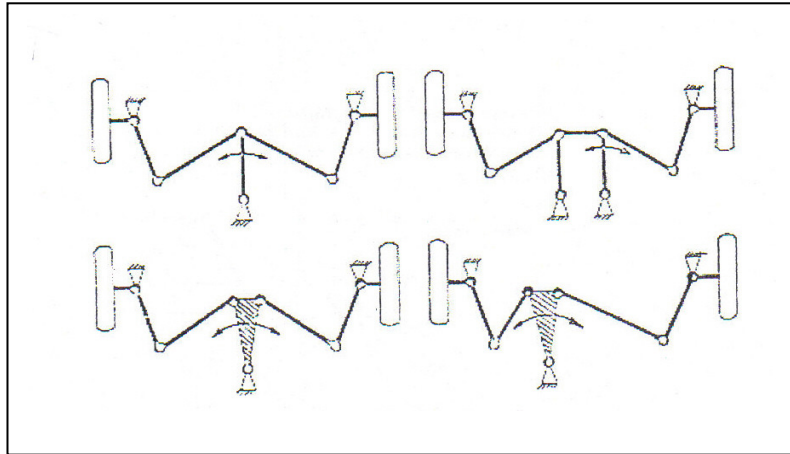
Şekil 2.8 Trapez Mekanizması Dönme Hareketi[4]

Yüksek çevrim oranları direksiyon momentini azaltır, buna karşılık büyük direksiyon açıları gerektirir ve buda sürüş esnasında rahatsızlık veren bir özelliktir. Bu nedenle ağır taşıtlarda direksiyon sistemine bir servo ilavesi ile sürücünün zorlanması azaltılabilir. [4]

Direksiyon sistemlerinin davranışları açısından gerekli teknik şartlarını aşağıdaki gibi özetleyebiliriz. [4]

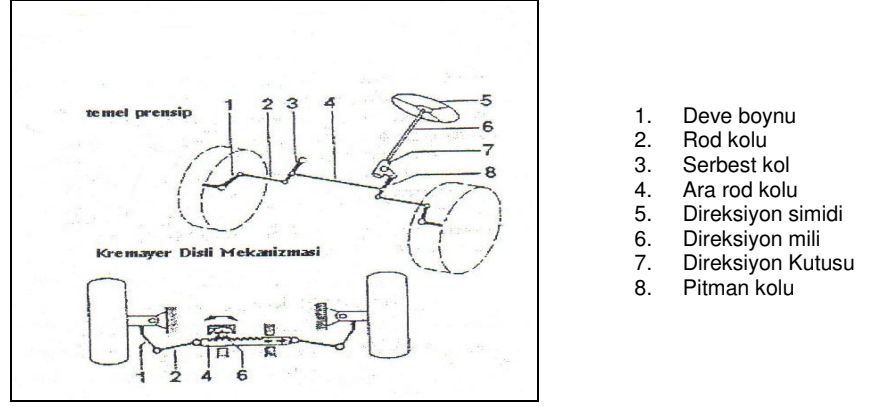
1. Yol bozukluklarından kaynaklanan sarsıntıları, direksiyon simidine iletmeyecek şekilde mümkün olduğunca sönümlemelidir. Ancak bu sönümleme sürücünün yol hissini kaybetmesine izin vermemelidir.
2. Temel direksiyon kinematiği dizaynı, Ackerman koşulunu sağlamalıdır. Herhangi bir sapma durumunda sağ ve sol direksiyon tekerleklerinin akslarından uzatılan çizgiler aynı noktada kesişmelidir.
3. Direksiyon sisteminin uygun rijitliği ile(eğer elastik plastik bağlantılar kullanılıyorsa), taşıt küçük direksiyon düzeltmelerine reaksiyon göstermelidir.
4. Direksiyon simidi bırakıldığında, tekerlekler kendiliğinden düz pozisyona geri dönmeli ve bu pozisyonda stabil kalmalıdır.
5. Kolay kullanım için, mümkün olduğunca az direksiyon oranı (direksiyonun kilitten kilide dönmesi) olmalıdır. Böylece oluşan direksiyon kuvvetleri sadece direksiyon oranıyla değil, ön aks yükü, dönüş dairesi yarıçapı, tekerlek süspansiyonu ve doğrultusu (kaster, kingpin açısı, direksiyon yuvarlanma dairesi yarı çapı) ve lastik profili ile tanımlanır.

Şekil 2.9'da ackerman dümenleme geometrisinde kullanılan çubuk mekanizmaları gösterilir.



Şekil 2.9 Direksiyon Donanımlarında Kullanılan Bazı Çubuk Mekanizmaları[4]

Temel olarak bir direksiyon sisteminin elemanları Şekil 2.10'da görülmektedir.



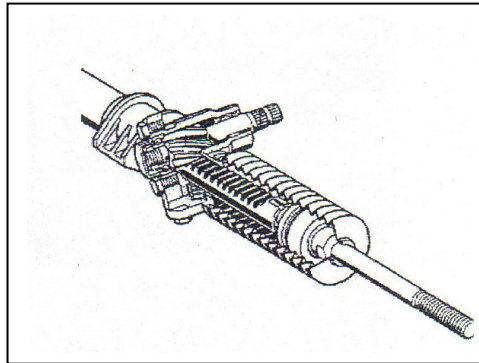
Şekil 2.10 Temel Olarak Bir Direksiyon Sistemi Elemanları[4]

Orta rod kolunun dümenlenen tekerleklerin merkezlerinin arkasında olduğu duruma arkadan dümenleme konfigürasyonu denmektedir. Bir taşıtta Ackerman geometrisine yaklaşım derecesinin, yüksek hızda taşıtın yön değiştirmesiyle ilgili tepki davranışına etkisi çok azdır.

Bir direksiyon kutusu, aşağıdaki teknik özelliklere sahip olmalıdır; [4]

1. Direksiyon kutusu aracın düz gidişinde oynamalara sebebiyet vermemelidir
2. Direksiyon kutuları imal edilirken düşük sürtünme ve yüksek verimli olarak imal edilmelidir
3. Aracın hareketi esnasında direksiyon kutusu yüksek rijitliğe sahip olmalıdır
4. Direksiyon kutuları tekrar ayarlanmalıdır.

Bu nedenlere bağlı olarak 3 tip konstrüksiyon oluşturulmuştur. Bunlardan biri kayan dişli çiftli direksiyon kutularıdır. Temel olarak mekanizma bir sabit dişli ve kayan dişliden oluşmaktadır. Şekil 2.11'de kayan dişli çiftinden oluşan dümenleme sistemi görülmektedir. [4]

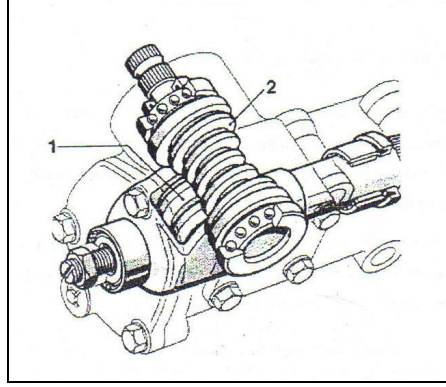


Şekil 2.11 Kayan Dişli Çiftli Dümenleme Sistemi[4]

Bir diğ er tip direksiyon kutusu, sonsuz vida mekanizmalı direksiyon kutusudur. Direksiyon milinin dişli kısmı yataklanmış sonsuz vida elemanını oluşturur.

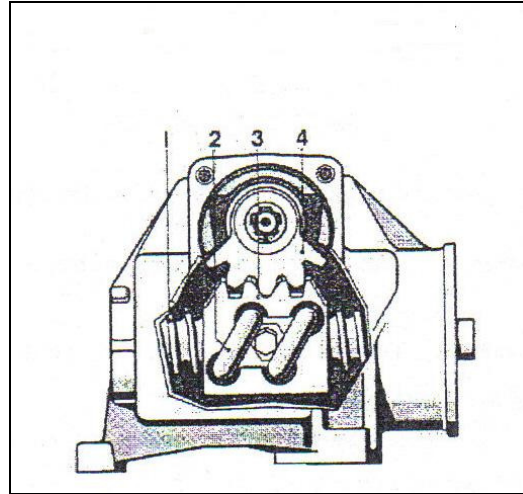
şekil 2.12'de sonsuz vida mekanizmalı dümenleme sistemi görülmektedir.

şekil 2.13'te döner bilyeli somun tipi direksiyon kutusu görülmektedir.



1. Sektör mili dişlisi
2. Sonsuz vida

şekil 2.12 Sonsuz Vida Mekanizmalı Direksiyon Kutusu[4]



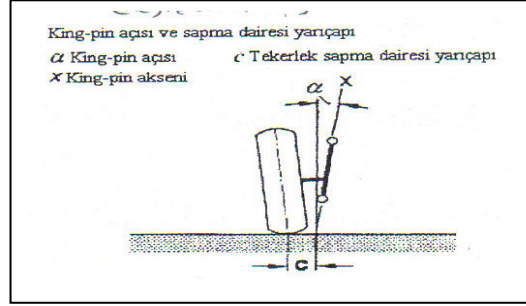
1. Direksiyon mili ve sonsuz vida
2. Döner bilya kanalı
3. Direksiyon somunu
4. Sektör dişlisi

şekil 2.13 Döner Bilyeli Somun Tipi Direksiyon Kutusu[4]

    nc  tip direksiyon kutusu, döner bilyeli somun tipi direksiyon kutusudur. Direksiyon vida dişlisi ve direksiyon somunu arasındaki kuvvetler, düşük sürtünmeli bir dizi bilye yardımıyla iletilir. [4]

2.2.3 Direksiyon Kinematiki ve Ön Aks Geometrisi

Ackerman sistemi uygulanan ön akslarda tekerleklerin ve saptırma ekseninin, buna kingpin denmektedir, konumu taşıt mekanik özelliklerine tesir eden büyüklüklerdendir ve taşıt tipine göre çok değişkendir. Şekil 2.14'te bu büyüklüklerden olan king- pin açısı görülür. [4]



Şekil 2.14 King-Pin Açısı[4]

Bir taşıtın ön aks geometrisi aşağıda sıralanan büyüklüklerle saptanır; [4]

2.2.3.1 Tekerlek kamberi(ζ):

Tekerlek düzleminin düşey düzlemle yaptığı açıdır. Bu tekerlek kamberi Şekil 2.15'te görülür.

2.2.3.2 Toe in, toe out(β_0):

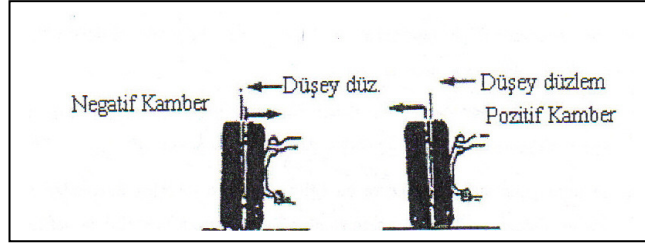
Tekerlek düzlemi- yol düzlemi kesişme doğrusunun taşıt eksenine ile yaptığı açıdır. Toe in ve toe out büyüklükleri Şekil 2.16'da gösterilir.

2.2.3.3 Kaster açısı(τ):

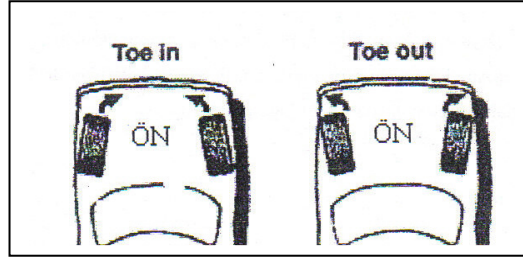
Tekerleğin saptırıldığı eksenin (king pin eksenine) taşıt boyuna olan düzlemde düşeyle yaptığı açıdır. Kaster açısının tanımı Şekil 2.17'de gösterilir.

2.2.3.4 Yapısal kaster(n_k):

King pin'in yeri deldiği noktanın tekerlek merkezinin düşey izinin taşıt eksenine paralel yöndeki mesafedir. Yapısal kaster mesafesinin tanımı Şekil 2.17'de gösterilir.



Şekil 2.15 Kamber Açısı[4]



Şekil 2.16 Toe in ve Toe out Büyüklükleri[4]

2.2.3.5 King pin açısı(σ):

Tekerleğin döndüğü eksenin taşıt eksenine dik düzlemdeki düşeyle yaptığı açıdır.

2.2.3.6 Tekerlek sapma dairesi yarıçapı(c):

King pin ekseninin yeri kestiği nokta ile tekerlek- yer temas bölgesinin merkezi arasındaki, taşıt eksenine dik düzlemdeki mesafedir.

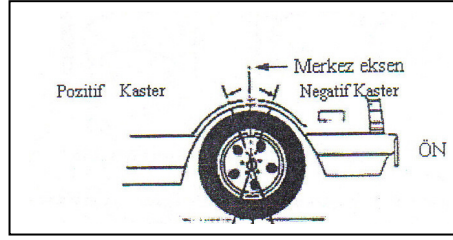
Bu büyüklüklerin nedenleri ve değiştikleri aralıklar için şunlar açıklanabilir; [4]

Kamber açısı:

Genellikle tekerleğin üst kenarı dışarı bakacak Şekildedir. Uygulanış nedenleri için şunlar sıralanabilir;

- Eskiden yollar çok engebeliydi. Böyle bir yolda tekerleklerin yola dik oturmaları için bir kamber gerekli olduğu ortaya çıkmıştır.
- Dingiller yük altında eğilmek zorundadır ve bu eğilme neticesinde tekerlek düzlemleri düşeyden ayrılır. Önden verilecek bir ters kamber ile bu durum yük altında hafifletilebilir.

Kamber açısı ile tekerlek sapma dairesi yarı çapı küçültülebilir. Kamber açısı küçük olup en çok 3°'ye kadar yükselebilir.



Şekil 2.17 Kaster Açısı ve Yapısal Kaster Mesafesi[4]

Toe in, toe out:

Kamber açısının etkilerini kompanse eder. Bu açılar genellikle çok küçüktür($\beta_0 < 1^\circ$). Bu açılar genelde derece olarak değil tekerlek düzlemlerinin ön ve arka açıklığının verilmesiyle tanımlanır.

Kaster açısı, yanal kuvvetler için hıza bağlı geri çevirme momentinin oluşumunu sağlayan moment kolunu oluşturur. Yapısal kaster, viraj sonrası direksiyon serbest bırakılınca taşıtın tekrar doğrusal konuma gelmesini sağlar. Bu geri çevirme momentinin bir etkisidir. Yapısal kaster, kaster açısı, kaster açıklığı ve statik tekerlek yarıçapının bir fonksiyondur. Kaster açısı, ön dingil basıncı fazla olan önden motorlu yada ağır araçlarda küçük, ön dingil basıncı düşük arkadan motorlu yada hafif araçlarda büyüktür. Nadiren negatif kaster açısına rastlanır. Kaster açısı genel olarak 5° olmak ile beraber $14''$ 'lik değerlere de rastlanır. Tekerlek sapma dairesi yarıçapı, direksiyon sisteminin kuvvet dağılımından(fren tahrik kuvveti) etkilenme derecesini belirleyen bir değerdir. Günümüzde bu değerlerin sıfır veya negatif olması istenir. [4]

King pin açısının nedeni olarak sapma dairesi yarıçapını küçültmek olduğu bulunmuştur. King pin açısı standart yapıli otomobillerde en büyük olup diğer konstrüksiyon Şekilleri arasında bu bakımdan fark yoktur. King pin açısı için olağan değerler 5° - 8° 'dir. [4]

Kaster ve king pin açıları ve sapma dairesi yarıçapı sonucu tekerlek merkezinin bu aşağı yukarı hareketleri direksiyon simidinde bir dirence sebep olur. Sapma dairesi yarıçapı Standard yapıdaki otomobillerde en büyük, önden tahrikli taşıtlarda ise en küçüktür.(örnek olarak 20-40 mm) [4]

Ön aks geometrisindeki hata yada ayarsızlıktan istenmeyen düzensiz lastik aşınmalarına neden olacaktır. Düzensiz aşınmaların lastik ve taşıt performansına etkileri aşağıdaki gibidir. [4]

- Araçların faydalı lastik ömrü azalır.
- Aracın hareketi esnasında gürültü ve titreşimleri artırır.(konfor azalması)
- Aracın hareketi esnasında özellikle ıslak zeminde aracın yolda tutunmasının azalmasıdır.
- Aracın hareketi esnasında taşıtın stabilitesinin bozulmasına neden olur.

2.2.4 Direksiyon Donanımlarının Sınıflandırılması

Ç38stvzo, üç tip direksiyon sistemi tanımlanmıştır. Bu tanımlamada işletme esnasında kullanıcıya göre. Bunlar 3'e ayrılır. [5]

2.2.4.1 Mekanik kumanda:

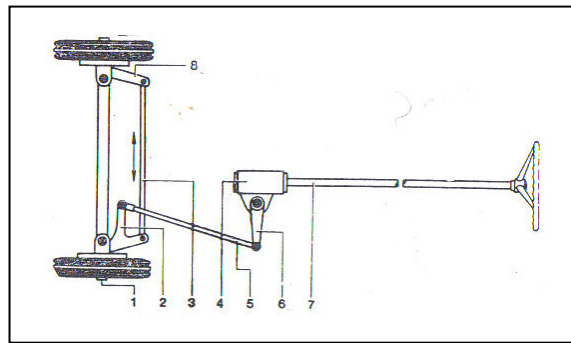
Yalnız sürücünün kol kuvveti ile çalışan düzendir. Şekil 2.18'de mekanik kumanda gösterilir.

2.2.4.2 Yardımcı kuvvetle çalışan kumanda düzeni:

Kol kuvvetinin yanı sıra hidrolik veya hidrostatik kuvvetle kumanda sağlanır.Kol kuvvetine zorunlu hallerde gerek duyurulur Şekil 2.19 ve 2.20'de yardımcı kuvvetle çalışan kumanda örnekleri gösterilir.

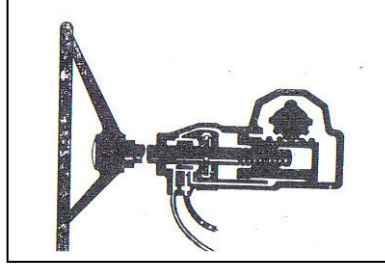
2.2.4.3 Yabancı kuvvet kumanda düzeni:

Kumandayı gerçekleştiren kuvvet ayrı bir düzen tarafından sağlanır. Sürücünün kol kuvvetinden yararlanılmaz.

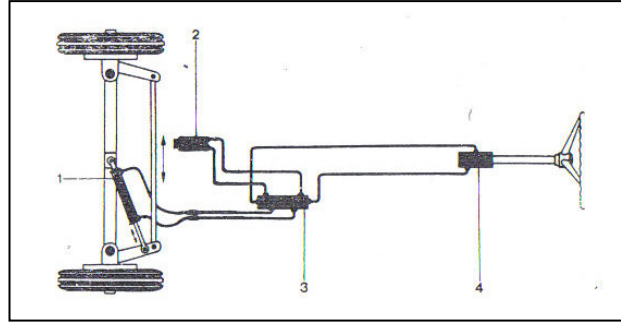


1. Aks kolu
2. Kumanda kolu
3. İz çubuğu
4. Direksiyon dişli kutusu
5. Kumanda itme çubuğu
6. Kumanda destek kolu
7. Direksiyon sütunu
8. İz kolu

Şekil 2.18 Mekanik Kumanda Düzeni[5]



Şekil 2.19 Hidroblok Kumanda Düzeni[5]



1. İş silindiri
2. Motor tarafından tahrik edilen pompa
3. Kumanda ventili
4. Kumanda birimi pompası

Şekil 2.20 Hidrostatik Kumanda Sistemi[5]

2.2.4.4 Dümenleme sistemi kinematik eşitlikleri:

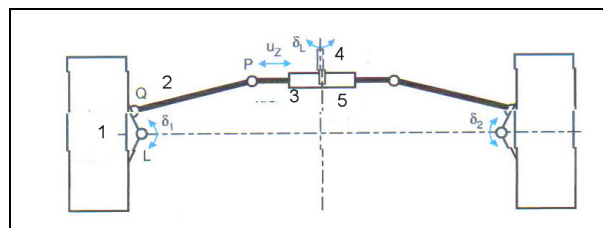
Burada bazı dümenleme sistemlerinin kinematik eşitliklerini vermek zorundayız.

2.2.4.4.1 Kayan dişli çiftli dümenleme sistemi:

Binek araçlarda kullanılan en yaygın dümenleme sistemidir. Şekil 2.21’de kramayer aksın ya önüne yada arkasına yerleştirilebilir. Dümenleme tekerinin ζ_L dönüşü ilk önce dümenleme kutusunda kramayerin hareketine döndürülür. $U_z = U_z(\zeta_L)$ ve o zaman itilen bağlantılara bağlı olarak tekerleğin döndürülmesi için geçirir $\zeta_1 = \zeta_1(U_z)$, $\zeta_2 = \zeta_2(U_z)$.

Bu yüzden geniş dümenleme oranları; dümenleme kutusu ve dümenleme bağlantılarının kinematiğine bağlıdır. [6]

Şekil 2.21’de kayan dişli çiftli dümenleme sistemi görülür.



1. Tekerlek ve tekerlek gövdesi
2. İtme çubuğu
3. Kramayer
4. Pinyon
5. Dümenleme kutusu

Şekil 2.21 Dişli- Kramayer Dümenleme Sistemi[6]

2.2.4.4.2 Kaldıraç kollu dümenleme sistemi:

Şekil 2.22’de kullanılan bir kaldıraç kol dümenleme sistemi tekerleklerin daha büyük açılarda dümenlemesini mümkün kılar. Bu dümenleme sistemi kamyonlarla birlikte temelde geniş tekerlekler ve ön aksta bağımsız süspansiyon olan araçlarda kullanılır. Burada tekerinin ζ_L döndürülmesi ilk önce dümenleme kutusunun tarafından dümenleme kolunun döndürülmesine dönüştürür $\zeta_g = \zeta_g(\zeta_L)$. İtilen bağlantı tekerleğin döndürülmesi için geçirilir

$\zeta_1 = \zeta_1(\zeta_g)$, $\zeta_2 = \zeta_2(\zeta_g)$. Bu yüzden geniş dümenleme oranları; dümenleme kutusu ve dümenleme bağlantılarının kinematiğine bağlıdır. Şekil 2.22’de kaldıraç kollu dümenleme sistemi görülür. [6]

2.2.4.4.3 İtme bağlantılı dümenleme sistemi:

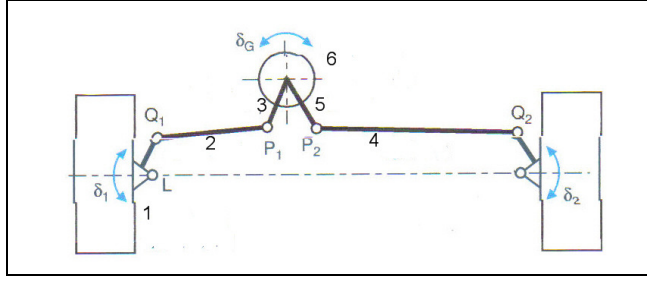
Dümenleme tekerinin ζ_L dönüşü dümenleme kutusu tarafından kaldıraç kollu dümenleme sisteminin hareketine dönüştürülür $\zeta_H = \zeta_H(\zeta_L)$ ve aracın sol tekeri daha fazla döndürülür. $\zeta_1 = \zeta_1(\zeta_H)$.

İtici bağlantı sol tekeri sağ tekere doğru döndürülmesi için hareketi geçirir, $\zeta_2 = \zeta_2(\zeta_1)$. Bu dümenleme oranı; dümenleme kutusu ve dümenleme bağlantı kinematiği tarafından tanımlanır. Burada , $\zeta_2 = \zeta_2(\zeta_1)$ itici kolun kinematiğinin ayrı Şekilde değişmesiyle verilir. Şekil 2.23’te itme bağlantılı dümenleme sistemi görülür. [6]

2.2.4.4.4 Otobüs dümenleme sistemi:

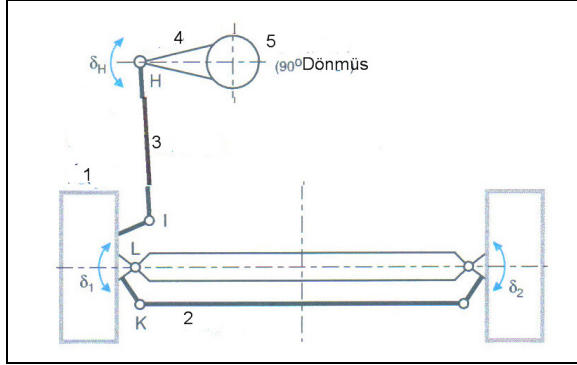
Otobüslerde şöförler ön aksın 2 metre veya daha fazla önünde oturur. Bu durum için özel dümenleme sistemine ihtiyaç vardır. Dümenleme tekerinin ζ_L kadar döndürülmesi dümenleme kutusu tarafından kaldıraç kollu dümenleme sisteminin hareketine dönüştürür. $\zeta_H = \zeta_H(\zeta_L)$. Dümenleme bağlantısı tarafından hareketi sağ kaldırıcı kola transfer eder. İtici bağlantıları tarafından sol ve sağ tekerleklere bu hareket iletilir, $\zeta_1 = \zeta_1(\zeta_H)$,

$\zeta_2 = \zeta_2(\zeta_H)$. Şekil 2.24’te otobüs dümenleme sistemi görülür. [6]



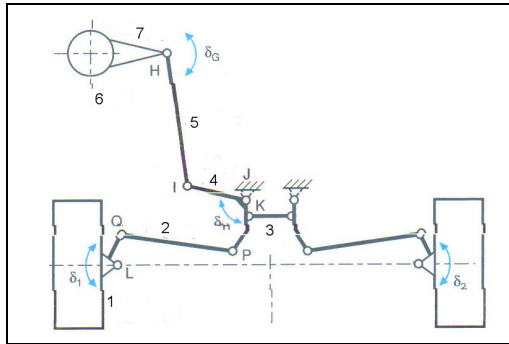
1. Tekerlek ve tekerlek gövdesi
2. İtme çubuğu-1
3. Dümenleme manivelası-1
4. İtme çubuğu-2
5. Dümenleme manivelası-2
6. Dümenleme kutusu

Şekil 2.22 Kaldıraç Kollu Dümenleme Sistemi[6]



1. Tekerlek ve tekerlek gövdesi
2. İtme çubuğu
3. Dümenleme bağlantısı
4. Dümenleme manivelası
5. Dümenleme kutusu

Şekil 2.23 İtme Bağlantılı Dümenleme Sistemi[6]



1. Tekerlek ve tekerlek gövdesi
2. İtme çubuğu
3. Bağlantı çubuğu
4. Sol manivela kolu
5. Dümenleme çubuğu
6. Dümenleme kutusu
7. Dümenleme manivelası

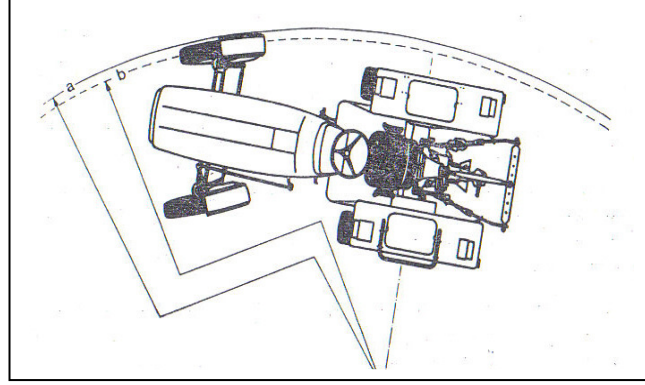
Şekil 2.24 Otobüs Dümenleme Sistemi[6]

Uygulamada kumanda çeşitleri de şu şekilde sınıflandırılabilir: [5]

- Ön tekerlekten kumanda: En çok traktörlerde kullanılan sistemdir.
- Arka akstan kumanda: Direksiyon için uygun yer bulmak güç olduğunda ve sürücünün görme alanı kötü olduğu uygulamalarda kullanılır.
- Dört tekerlekten birden kumanda

Aks kolları üzerinden gerçekleştirilen kumandada normal kumanda ve bireysel tekerlek kumandası olarak ikiye ayrılır.

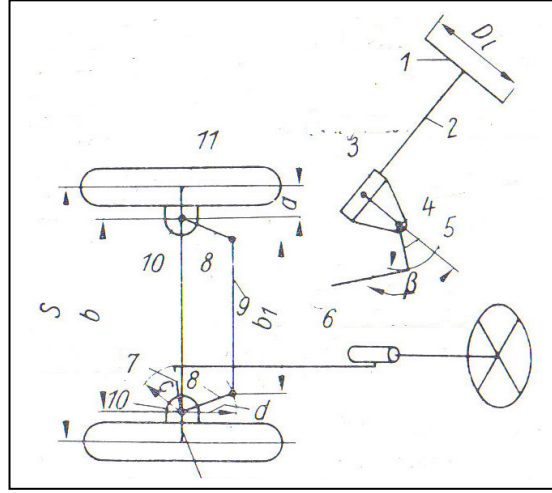
Bir traktörün dönüş yeteneği için en küçük iz dairesi ve en küçük dönme dairesi tanımlanmıştır. Şekil 2.25'te bu tanımlanan özellikler gösterilir. Normal kumanda sisteminde en küçük iz dairesi, direksiyonun en büyük sapmasında, ön dış tekerleğin merkezinin çizdiği daire olarak tanımlanır. En küçük dönme dairesi ise, yine direksiyonun en büyük sapmasında, traktörün ön dış tekerleğinin çizdiği daire yarıçapı olarak tanımlanır. [5]



Şekil 2.25 a) En Küçük Dönme Dairesi b) En Küçük İz Dairesi[5]

2.2.5 Normal Kumanda

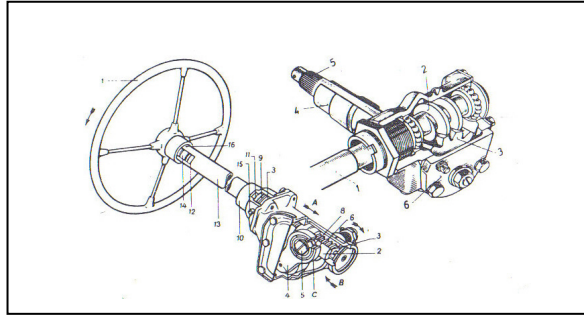
Bütün taşıtlarda olduğu gibi traktörlerde de bu sistem uygulanır. Bu kumanda sistemi şu parçalardan oluşur. Bunlar direksiyon simidi, sütunu, dişli kutusu ve genellikle kumanda trapezini oluşturan kumanda çubuklarında oluşur. Direksiyon simidi(1) dönmek istenen yöne doğru çevrilirse, gerçekleştirilen dönme hareketi direksiyon sütunu(2) üzerinden dişli kutusuna iletilir(3). Bu arada dönme hareketi doğrusal harekete dönüştürülerek kumanda mili(4) ve destek kolu(5) üzerinden geçerek kumanda itme çubuğuna(6) ve kumanda koluna(7) iletilir. Kısa(8) ve uzun(9) rodlar üzerinden de aks saplaması(10) döndürülerek, aks kollarının salınımı sonunda bunlara yataklanan tekerlekler direksiyon doğrultusunda döndürülmüş olur. Şekil 2.26'da normal kumanda sistemi görülmektedir. [5]



1. Direksiyon simidi
2. Direksiyon sütunu
3. Direksiyon dişli kutusu
4. Kumanda mili
5. Kumanda destek kolu
6. kumanda itme çubuğu
7. kumanda kolu
8. İz kolu
9. İz çubuğu
10. Aks saplaması
11. Aks kolu

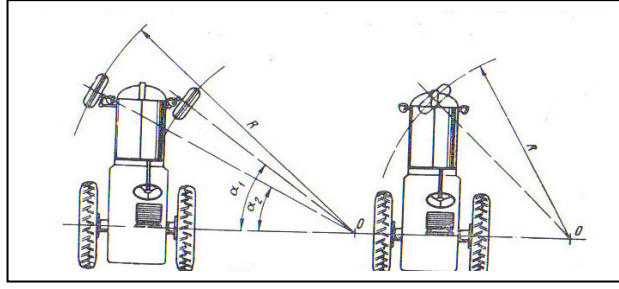
Şekil 2.26 Normal Kumanda Sistemi[5]

Direksiyon simidinin(1) ok istikametinde döndürülmesi halinde, kumanda somunu(2) ve dişlisi(3) A doğrultusunda döner. Bu arada kumanda mili(4) kumanda somunu saplaması(5) üzerinden yine A doğrultusunda döner. Böylece kumanda destek kolu da B doğrultusunda hareket edeceğinden ön tekerlerde direksiyon simidi doğrultusunda dönmüş olur. Şekil 2.27’de direksiyon sistemindeki dümenlemenin açıklaması gösterilmektedir. [5]



Şekil 2.27 Direksiyonda Dümenlemenin Açıklanması[5]

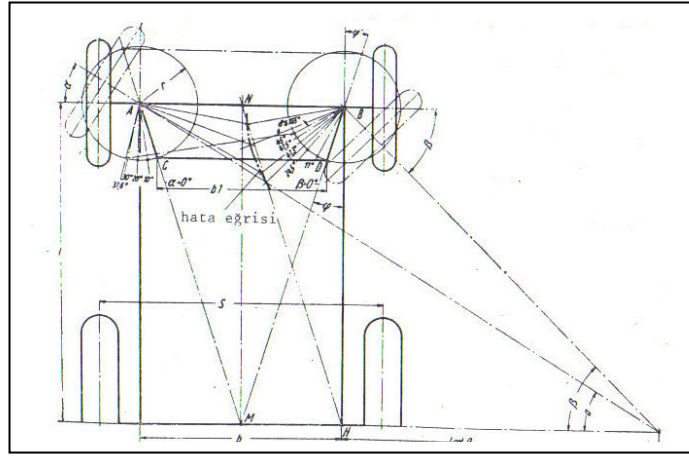
Dönemeçte dört tekerleğin birden yanıl sapmasız ve mükemmel bir şekilde yuvarlanmaları istenirse, aks kollarının uzantılarının arka aksı veya uzantısını dönme merkezi olarak adlandırılan bir noktada kesmesi gerekir. Şekil 2.28’de üç ve dört tekerlekli traktörlerin dönme diagramları gösterilmektedir. Bir traktörün aks mesafesi ve iz genişliği ne kadar küçük olursa dönme yarıçapı(R) o kadar kısa olur.Bunun sonucu olarak ta traktörün manevra kabiliyeti yüksek olur. [5]



Şekil 2.28 a) Dört Tekerlekli b) Üç Tekerlekli Traktörün Dönme Diagramı[5]

Dönemeçteki dönmenin Şekil 2.28’de gösterildiği gibi gerçekleşmesi için, dış tekerleğin sapma açısı (α), iç tekerleğin sapma açısı (β)’dan küçük olmalıdır.

Şekil 2.29’da direksiyon sisteminde oluşan hatanın bulunması gösterilir. [5]



Şekil 2.29 Sapma Açısının Grafik Yoldan Bulunması ve Aks Mesafesinin İz Genişliğinden Büyük Alması Halinde direksiyonun hata eğrisi[5]

Aks mesafesi l ve iki aks saptaması arasındaki uzaklık b olursa buradan

$$b := (l \cdot \cot(\alpha)) - (l \cdot \cot(\beta)) \quad (2.15)$$

veya

$$\left(\frac{b}{l} \right) = (\cot(\alpha) - \cot(\beta)) \quad (2.16)$$

bağlantısı geçerli olur. Basit bir kumanda trapezi bu bağlantıyı yaklaşık olarak gerçekleştirir. [5]

Aks mesafesinin iz genişliğinin 1,6 katından daha küçük olması halinde AC ve BD’nin uzantılarının M noktasında kesiştikleri kabul edilerek kısa rotun doğrultu açısı φ tespit edilir. İdeal bir direksiyonda α ve β açılarının kesişme

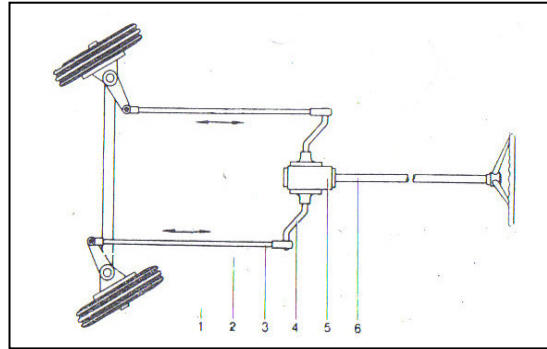
noktası NH üzerinde olmalıdır. NH doğrultusu α ve β açılarının uzantılarının geometrik yeridir. Gerçekten kesişme noktası NH ile çakışmaz.

Bu yüzden α ve β açılarının gerçek kesişme noktaları bulunarak direksiyon hatası bulunur. Φ açısı traktörlerde 20°'den küçük olup 17°-18° kadardır. Kısa ve uzun rodlar arası açıda 165°'den küçük olursa ölü nokta ortaya çıkmaz. [5]

2.2.6 Bireysel Tekerlekten Kumanda

Traktörlerde daha geniş karın altı boşluğu sağlamak için uygulanan bir yöntemdir. Direksiyonun hareketi ile kumanda çubuğu(3) ve kumanda destek kolu(4) üzerinden ayrı ayrı kumanda edilecek tekerleklerle iletilir. Şekil 2.30'da bireysel tekerlekten kumandalı sistem gösterilir. Bu sistemde kumanda trapezi yoktur.

Sistem direksiyon simidi, direksiyon dişli kutusu ve kumanda çubuklarından oluşur. Denklem 2.15'teki bağlantı gerçekleşmez. [5]



1. Kumanda kolu
2. Kumanda itme çubuğu
3. Kumanda destek kolu
4. Direksiyon dişli kutusu
5. Direksiyon sütunu
6. Aks kolu

Şekil 2.30 Bireysel Tekerlekten Kumanda[5]

2.2.7 Direksiyon Dişli Kutusu

Direksiyon simidi ile kumanda edilen tekerlekler arasında oldukça büyük bir indirgenme oranı gereklidir. Burada açılar arasında ($\dot{I}_a$) ve uygulanan kuvvetle iletilen kuvvet ($\dot{I}_k$) olmak üzere iki çeşit indirgenme oranı söz konusudur.

Açısal indirgeme oranı da kendi arasında ikiye ayrılabilir. Direksiyon simidi ile kumanda destek kolu arasındaki oran $\dot{I}_1$ ve kumanda çubukları arasındaki $\dot{I}_2$ ile gösterilir. $\dot{I}_1$ direksiyon dişli kutusunun iç açısal indirgenme orandır. [5]

Direksiyon simidinin n kere dönmesiyle $\dot{I}_1$;

$$\dot{I}_1 = (\text{direksiyon sapması})/(\text{kumanda destek kolu açısı}) = \frac{360n}{\beta^0} \quad (2.17)$$

Bu denklemde

h : verim, dişli kutuda 0.4-0.6 ve çubuklarda 0.75-0.83

$\dot{\alpha}$:Açısal indirgenme oranı

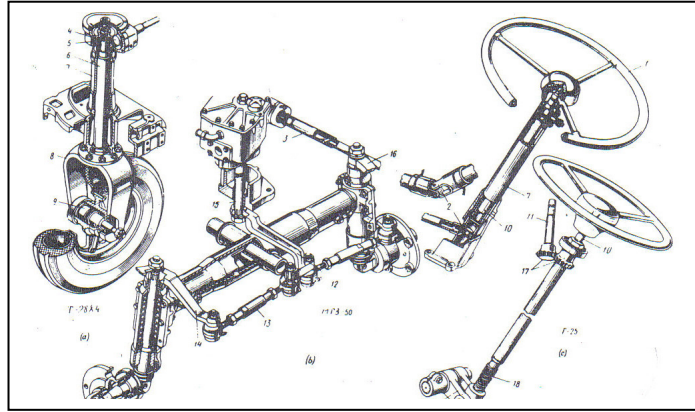
e : moment kolu(30-70 mm)

R_L : direksiyon simidi yarı çapı(mm).dir.

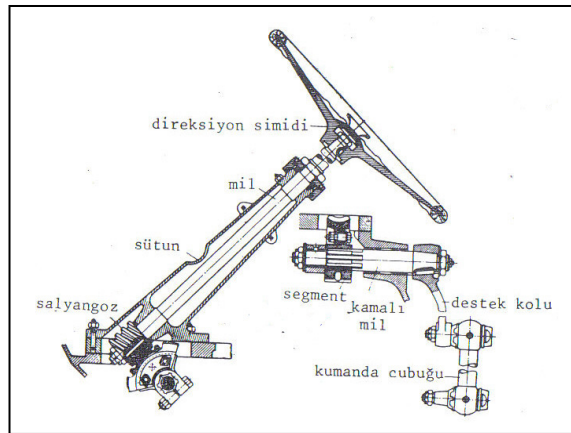
Dişli kutusu dahil tüm kumanda düzeni ayrıntılı olarak Şekil 2.32'de gösterilmiştir.

Dişli kutusunun yapısına göre çok çeşitleri vardır. En çok kullanılanı sonsuz vida ile sonsuz vida çarklı sonsuz vidadır. Şekil 2.33'te sonsuz vida mekanizması ve

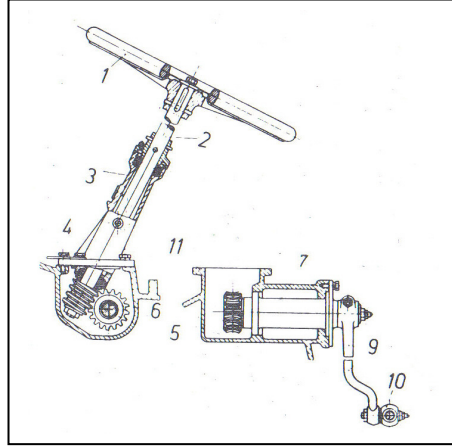
Şekil 2.34'te sonsuz vida çarklı vida sistemi görülmektedir. [5]



Şekil 2.32 Lastik Tekerli Traktörlerde Kumanda Düzeni[5]



Şekil 2.33 Sonsuz Vida Çark Segmentli Sonsuz Vida[5]



1. Direksiyon simidi
2. Direksiyon mili
3. Direksiyon sütunu
4. Direksiyon sonsuz vidası
5. Sonsuz vida dişlisi
6. Kumanda mili
7. Eksantrik burç
8. Kumanda destek kolu
9. Kumanda itme çubuğu
10. Dişli gövdesi

Şekil 2.34 Sonsuz Vida Çarklı Sonsuz Vida [5]

2.3 Ackerman Geometrisinde Yanal Dinamikler

2.3.1 Kinematik Yaklaşım

2.3.1.1 Lastiğin kinematik modeli:

Bir araç düşük yanal ivme ile viraja doğru girdiği zaman çizgisinde sabit kalması için yanal kuvvetlere ihtiyacı vardır. O zaman tekerleklerde zorla yanal kaymalar ortaya çıkar. İdeal durumda, yanal kaymasız, tekerlekler yalnızca araç doğrultusunda hareket eder. Lastiğin yanal yöndeki temas noktasındaki elemanın hızı sıfır olduğu zaman bu durum ortadan kaybolur. [6]

$$v_y = (e_y)^T \cdot v_{OF} = 0 \quad (2.21)$$

Bu eşitlik yalnızca düşük hızlarda hareket eden araçların hesabında kullanılır.

2.3.1.2 Ackerman geometrisi:

Kinematik lastiğin sınırları içinde ön tekerleklerin gerekli dümenleme açıları Şekilde verilen M dönme noktasına göre inşa edilir. Düşük hızlarda hareket eden araçların dümenleme sistemi bağlantısı tasarımı sıklıkla Ackerman geometrisine göre yapılır ve bu bağlantıları sağlamalıdır; [6]

$$\tan(\delta_1) := \frac{a}{R}$$

ve (2.22)

$$\tan(\delta_2) := \frac{a}{R + s}$$

Burada s: iz genişliği ve a: iki aks arası mesafedir. Burada eğri yarıçapını yok edersek aşağıdaki formülü elde ederiz. [6]

$$\tan(\delta_2) := \frac{a}{\left(\frac{a}{\tan(\delta_1)} \right) + s}$$

veya (2.23)

$$\tan(\delta_2) := \frac{a \cdot \tan(\delta_1)}{a + s \cdot \tan(\delta_1)}$$

Ackerman dümenleme açısı $(\delta_2)^A$, dan gerçek dümenleme açısı $(\delta_2)^a$, dan sapması $\Delta\delta_2 := (\delta_2)^a - (\delta_2)^A$, üstteki izleyen denklemden, dümenleme sistemi hakkında yargıya varmada kullanılır. [6]

M dönme noktası çevresinde dönme yönündeki hız aracın her noktasında sabittir. Hız vektörü v ve aracın boylama eksenini arasındaki β yan kayma açısı olarak adlandırılır. P noktasındaki yan kayma değerini β_P açı olarak aşağıdaki gibi verilir. [6]

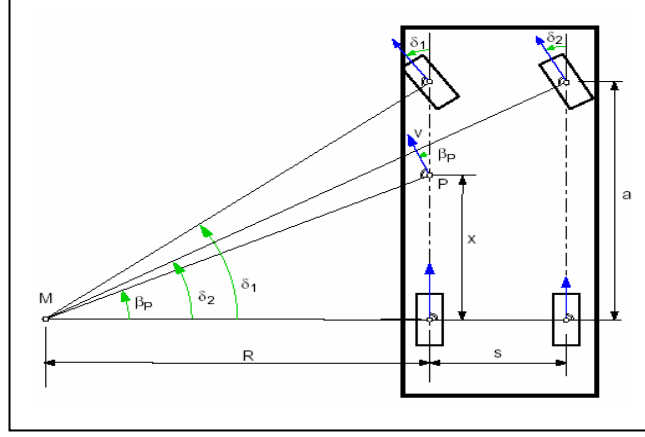
$$\tan(\beta_P) := \frac{x}{R}$$

veya (2.24)

$$\tan(\beta_P) := \left(\frac{x}{a} \right) \cdot \tan(\delta_1)$$

Şekil 2.35'te iki akslı araçtaki ackerman dümenleme geometrisi gösterilir.

Burada x P noktasının arka iç teker olan uzunluğudur.



Şekil 2.35 İki Akslı Araçta Ackerman Dümenleme Geometrisi[6]

2.3.1.3 Boşluk gereksinimi

Ackerman yaklaşımı araçların köşe dönüşleri esnasında araç için gerekli boşluğun hesabında kullanılabilir. (Şekil 2.35)

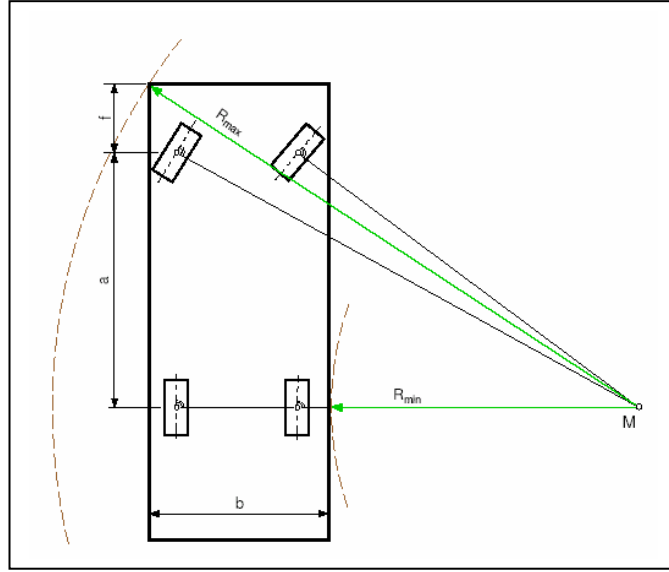
İki akslı aracın ön tekerlekleri ackerman geometrisine göre ön dış teker maksimum yarı çapta ve iç tekerde minimum yarı çapa göre döner ve aşağıdaki denklem elde edilir. [6]

$$(R_{\max})^2 := (R_{\min} + b)^2 + (a + f)^2 \quad (2.25)$$

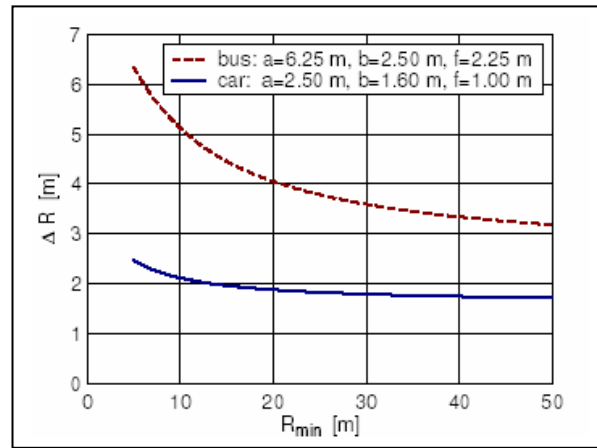
Burada a iki aks arası mesafe, b aracın genişliği ve f'te ön aksın aracın önüne olan mesafesidir. Böylece boşluk gereksinimi köşe radiusunun $R_{\min}$ 'in bir fonksiyonu olarak hesaplanabilir. [6]

$$\Delta R := R_{\max} - R_{\min} = \sqrt{(R_{\max})^2 := (R_{\min} + b)^2 + (a + f)^2} - R_{\min} \quad (2.26)$$

Şekil 2.36'da ackerman dümenleme geometrisinde gerekli boşluk hesabı için kullanılacak model gösterilir. Boşluk gereksinimi ΔR 'nin tipik bir yolcu arabası ve bir otobüsteki minimum radiusların karşılaştırması Şekil 2.37'de dir. [6]



Şekil 2.36 Boşluk Gereksinimi[6]



Şekil 2.37 Tipik Yolcu Arabası ve Otobüsün Boşluk Gereksinimi[6]

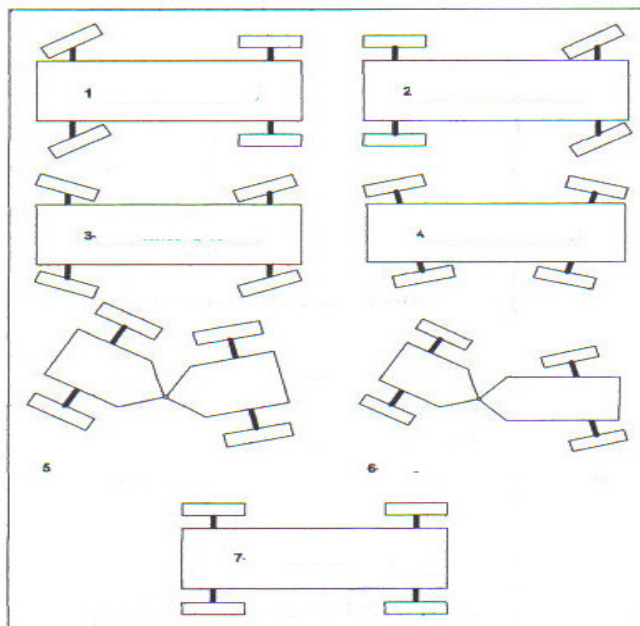
3. BELDEN KIRMA DÜMENLEME SİSTEMİ

Bu bölümde belden kırma dümenlemeli traktörlerde kullanılan sistemler hakkında ve kullanılan parçaları hakkında bilgi verilecektir.

3.1 Giriş

Hem manevra kabiliyeti hem de yol dışı araçların çekiş performansı, tahmin edilmemiş ve değişken zeminler üzerindeki uygulamalarda daha iyi performans için önemlidir. Ama, bu iki önemli unsurun kombinasyonu teknik olarak zordur. Çünkü yüksek çekiş için ön ve arka akslara büyük çaplı lastikler gerekmektedir. Yüksek manevra kabiliyeti içinde ön aksla birlikte arka aksında dümenlenmesi gerekmektedir. Bu sorunu çözmek için geliştirilen, çeşitli dümenleme tipleri

Şekil 3.1’de gösterilir. 1,2,3 ve 5 tipleri yaygın bir şekilde kullanılır, tip 4 en az yaygındır ve bazen maden ve tarım araçları için birlikte kullanılır. Tip 6 tip 4 ve 5’in bir kombinasyonudur ve tarım taşımasında ve yük taşıma amaçları için kullanılabilir. Yukarıda bahsedilen manevra kabiliyeti ve çekiş performansını sağlamak için belden kırma dümenlemeli araçlar ortaya çıkmıştır.[7]



1. Ön Tekerlek Dümenlemeli Sistem
2. Arka Tekerlek Dümenlemeli Sistem
3. Dört Tekerlek Dümenlemeli Sistem
4. İki Akslı Dümenleme Sistemi
5. Belden Kırma Dümenleme Sistemi
6. Belden Kırma ve Aks Dümenlemeli Sistem
7. Yanlamasına Dümenleme Sistemi

Şekil 3.1 Yol Dışı Araçlarda Kullanılan Tipik Dümenleme Şekilleri[7]

Belden kırma dümenleme sıklıkla iki hidrolik dümenleme silindiri tarafından aracın ön ve arka kısmının sağa-sola göreceli olarak açısı değişen bir güç dümenleme sistemidir. Belden kırma dümenlemenin başlangıcı olarak özellikle yük ve kazı uygulamaları için kullanılacak yol dışı araçların geliştirilmesindeki istekdi.

Bu tasarım önemli bir Şekilde daha etkili performansla öncülük etmesi için yol dışı araçlarının dönüş kabiliyetlerini ve yüksek çekiş seviyeleri bu tasarımla birlikte kanıtlandı. [7-9]

Belden kırma dümenleme kavramı izleyen imalatçı firmaları tarafından ilk kez 20. yüzyılın başlarında önerildi, bunlar Pavesi-Toloti(İtalya), Pavesi-Wilson(İngiltere), Letourno(Fransa), Krupp(Almanyada) ve Lock Heed(Amerika)'dır. Ama, bu fikir uzun bir süre yaygın bir Şekilde kullanılmadı, buna neden olarak hidrolik sistem gibi sürüş sistemleri gelişene kadar bu sistemler kullanılmadı, ve bundan sonra belden kırma dümenleme uygulamaları artmaya başladı. [7]

Belden kırma dümenlemeye sahip araçlar belden kırma düzlemiyle birlikte belden kırma dümenlemeli araçlar olarakta adlandırılırlar, örnek olarak skreyper, yükleyiciler v.b dir. Genel olarak, belden kırma dümenlemeli araçlar her kısmında bir veya daha çok akslara sahip iki veya daha çok kısmı birbirine bir menteşeyle bağlayan araçlar gibi tanımlanır. Bunlarda, her aks sağ ve sol yanlarında tekil veya çiftli lastiklerle donatılabilir. Belden kırma prensibinin tüm avantajları alınarak, belden kırma araçlar belden kırma dümenleme taslağıyla birlikte donatılabilir ve belden kırma dümenlemeli araçlar olarak adlandırılırlar. [7-9]

Bunların özel dümenleme taslaklarından dolayı belden kırma dümenlemeli araçlar sınırlı alanlarda yüksek manevra kabiliyetine sahiptir. Operatör bile sabit durumlarda doğru dümenlemeyi çok rahat yapar. Dalgalı yüzeylerde ve az meyilli yerlerdeki hareket avantajları için daha büyük ebatlı lastik kullanımıyla bu avantajları artırılır.

Bu dümenleme sistemine sahip araçlar sabit süspansiyon sistemlerine sahiptir ve zeminden araca gelen dinamik yükler bu araçların esnek lastikleri ve bir yay bağlı operatör koltuğu tarafından sönmölenir. Genellikle belden kırma dümenlemeli araçlarda kullanılan süspansiyon sistemleri bazı üreticiler tarafından ayarlanarak sürücü sürüş konforunu yükseltirler. [7-9]

Üstte belirtilen avantajlarına rağmen, belden kırma dümenleme taslakları farklı durumlarda hem yuvarlanma hem de yanal uygunsuzlukları içeren bazı problemleri içermektedir. [7-9]

Bazı belden kırma dümenlemeli araçlarda motordan transmisyonla doğru bir şekilde bağlanan bir doğru sürücü kullanılması yanında çamurlu alanlarda giderken motoru korumaya yönelik motor ile tahrik tekerlekleri arasına bir tork dönüştürücü de yerleştirilebilmektedir. Belden kırma dümenlemeli araçlar genellikle bir sürekli 4 çekiş konfigürasyonuna sahip olarak imal edilirler. Bu sürüş konfigürasyonu çamurlu zemin koşulları gibi çeşitli zemin durumlarında aracın hareketine izin verir. [7-9]

Ön ve arka akslar sağ ve sol lastikler kilitlendiğinde gücü diferansiyel dişliden aracın diğer tarafına transfer edecek diferansiyel kilidine sahiptirler.

Bir boylamasına diferansiyel bir diferansiyel kilit tarafından yumuşak veya buzlu zeminlerde aracın hareketi esnasında kilitlenebilen ön ve arka akslar arasında aracın sağına ve soluna aracın gücünü aktarmada kullanılır. Bu araçlarda, sürüş donanımı operatör tarafından operasyon esnasında seçilebilmektedir. [7-9]

Belden kırma dümenlemeli araçların en yaygın kullanım şeklinde, pivot noktası temel tekerlek merkezine yakın yerleştirilir. Ama, bu araçlar için arka yük taşıma platformuyla birlikte belden kırma dümenlemeli araçlar için, yarım yol dümenleme sistemi yerleşimi bağlantısı uygun olmadığı bulunmuştur. Çünkü bu durum yükleme alanını bölmekte ve aracın stabilitesini bozabildiği bulunmuştur. [7-9]

Bu yüzden, yük taşıyan belden kırma dümenlemeli araçlar için , pivot noktası ön aksa yakın yerleştirilir. Farklı alanlarda aracın hareketi esnasında tüm tekerleklerin zemin temasını korumak için, aracın ön veya arka aksına greyderlerin arka aksında kullanılan salıncak tekerlek mekanizması da kullanılabileceği önerilmiştir.

Genel olarak, küçük yüklerle birlikte dümenlenen aks diğer aks bağlantılı olacaktır. Tipik olarak sağa sola olan pivot açısı $\pm 45^\circ$ olduğu zaman bu araçlarda ki salınım serbestliği $\pm 15^\circ$ 'dir. [7]

Belden kırma dümenlemeli araçlar tekerlek dümenlemeli araçlardan daha büyük düzenlenmiş ataletleri içerir ve bunlar dümenleme prosesi esnasında yer değiştirmek zorundadır; böylece , belden kırma dümenlemeli araçlar genellikle dümenleme prosesi için daha yüksek güç gereksimine ihtiyacı vardır. Tipik olarak , belden kırma dümenlemeli araçlarda aracın direksiyonunun kilitten kilide dönmesi için benzer tekerlek dümenlemeli araçların yaklaşık 3,5 katı kadar enerjiye ihtiyaç duyduğu bulunmuştur. [7-9]

3.2. Belden Kırma Dümenleme Sistemi Tanımı

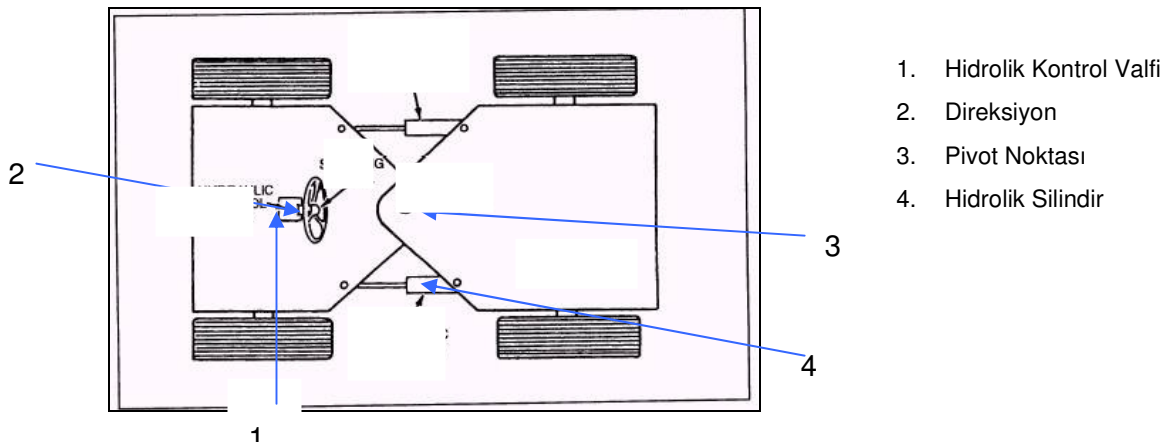
Belden kırma dümenlemeli araçlar, örneğin skreyperler, yükleyiciler ve ağaç sökücüler, yol dışı uygulamalarda geniş şekilde kullanılmaktadırlar, örnek olarak ormancılıkta, inşaatlarda, tarımda ve madencilik gibi. Bu araçların dümenleme prosesleri ön tekerlekleri dümenlenen araçlardan farklıdır. Ön tekerlekleri dümenlemeli araçlarda, örnek olarak yolcu araçları ve kamyonlar için, direksiyon döndürüldüğü zaman aracın ön tekerlekleri dümenlemeyi başaran dümenleme sistemi mekanizması tarafından yer değiştirilir. Ama, belden kırma dümenlemeye sahip olan araçlarda dikey eksenli pivot bağlantısıyla birleştirilmiş iki kısım birbirlerine göreceli olarak hareket ederler, ve bu dümenleme durumu Şekil 3.3'de gösterilir. Bu sistemde kullanılan silindirler eşit ama zıt yer değiştirmeye sahip olmak zorundadır. [7-9]

Belden kırma dümenlemeye sahip araçlarda hidrolik güç makinasının tüm kesitini bir dikey menteşe etrafında döndürülmesi için kullanılır.

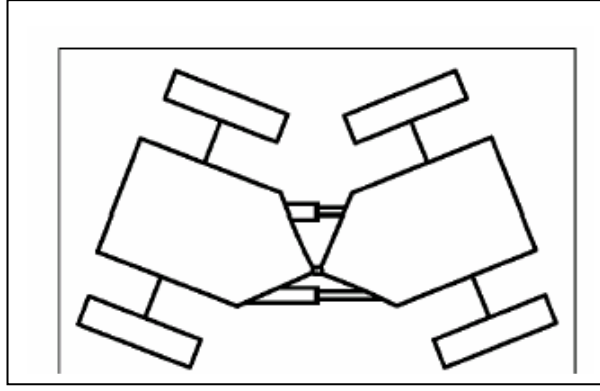
Bu dizayn belden kırma dümenleme olarak adlandırılır ve direksiyon, hidrolik kontrol valfi ve hidrolik silindirler tarafından kontrol edilir. Pivot aracın ortasındadır, böylece pivot içindeki her parça eşit olarak kuvveti paylaşır. Bu hareket dört tekerleğe kordinat dümenleme etkisi yapmaktadır. Belden kırma dümenleme sistemi iki hidrolik silindir ile donatılmış pivot hareketine izin vermek zorundadır. [7-9]

Pivot noktası, aynı iz içinde tekerleklerin hareketini sağlar ve böylece bu araçların çalıştıkları zeminin zarar görmesini azaltır ve aracın daha iyi manevra yapmasını sağlar, çünkü arka tekerlekler bu tip araçlarda her zaman ön tekerlekleri izlemektedir. [7-9]

Şekil 3.2'de belden kırma dümenleme sistemi gösterilmektedir.



Şekil 3.2 Belden Kırma Dümenleme Sistemi[10]



Şekil 3.3 Belden KıрмаTraktörün Dümenleme Prosesi[7]

Ayrıca bu araçların gövdeleri ön gövde ve dönen bir eklem tarafından bağlanan motorun oturduğu son gövde olarak iki parçadan oluşmaktadır .Dümenleme sistemi, hidrolik silindirler tarafından harekete geçirilir. [7-9]

Makinayı dümenlerken bu pivot noktası etrafındaki ön ve arka çatı açıları değiştirilir. Telle dümenleme sistemi son zamanlarda otomobil endüstrisinin ilgisini çekmiştir. Bir çok iş makinası imalatçısı benzer sistemleri bulmuşlardır ve uygulamaya geçirmişlerdir. Uzun müddet amaçları iş makinalarını ve ekipmanlarını özerk bir makina olarak geliştirmektir ve böylece operatör yeteneklerinin yüksek verimli çalışmada güvenilmesine olan ihtiyacı kaldırmaktır. [7-9]

Aracın direksiyonunun dönüşü ile oransal artışı bir dümenleme valfi bir oransal pivot açısı elde edilmesinde kullanılır. Çünkü iki sistem (direksiyon ve dümenleme güç sistemi) mekanik olarak birbirlerine bağlanmışlardır, dümenleme durumunda direksiyondan operatöre doğal geri besleme kuvveti oluşması gerekmektedir. Bir telli dümenleme sistemi direksiyon alt sistemi ve dümenleme gücü alt sistemi arasında yalnızca elektrik sinyaline sahiptirler. Ayrıca belden kırma dümenlemeye sahip bahçe traktörü gibi araçlarda dümenleme sisteminde mekanik sistem kullanılmaktaydı. [7-9]

Son yıllarda mekanik sistemlerden hidrolik dümenleme sistemlerine doğru bir geçiş vardır ve bu tip araçlar daha çok hidrolik dümenlemeli olarak imal edilirler.

Bir belden kırma dümenlemeli araç aracın ön kısmına göre açısal harekete neden olan ve onun arka kısmının bir bağlantı sistemi tarafından bağlı bulunan bir direksiyon tarafından döndürülen bir dümenleme kontrol valfinin kontrolü altında olan bir çift hidrolik dümenleme silindire sahiptir. İleri veya geri hareket ettirilen dümenleme silindiri ve dümenleme kontrol valfi arasında bir çift akış bölücü vardır. Dümenleme silindiri harekete geçirilmiş olduğu zaman bağlantı sistemi dümenleme kontrol valfini nötr pozisyona geri dönmesini sağlar. [7-9]

Belden kırma dümenlemeli bir araç için tipik bir konvansiyonel dümenleme sisteminin sahip olduğu ön ve arka kısımları pivot bir noktayla birbirlerine bağlıdır, bir çift dümenleme silindirleri aracın arka kısmının tersinin yanlarına bağlanmıştır ve silindir piston mili bağlantıları aracın arka kısımlarından uzanarak aracın ön kısmıyla arka kısmını birbirlerine bağlar. Dümenleme kontrol valfi aracın direksiyonundan hareket etmektedir. Her zaman araç dümenlenmek zorundadır, aracın ön ve arka kısımları arasındaki açı mekanik olarak dümenleme esnasında hissedilebilir. [7-9]

Bu öncelikli dümenleme mekanizması araçta onu izleyen onun mekaniği ile ilgili ciddi geri çekilmeler olduğu bulunmuştur. Son zamanlarda bu bir belden kırmalı aracın ön ve arka kısmı arasına bir açısal sensör silindiriyle düzeltilmesi önerilmiştir, ve bunu piston milini aracın iki kısmı arasındaki açıyla birlikte uzatılarak kapatılmasını sağlar. Bu açısal sensör silindirinin zıt yağ boşluğu hareketi izleyen silindirlerin her biri direksiyon ve dümenleme kontrol valfi arasında bulunan mekanik sistem ile bağlantılıdır. [7-9]

Bu mekanik bağlantı dümenleme kontrol valfinin nötr pozisyonuna otomatik dönüşü için aracın ön ve arka kısmı arasındaki açıya göre izleyen hareket silindiri tarafından hareket ettirilir.

Belden kırma dümenlemeli araçların dümenleme sistemi iki veya daha çok pivot noktasıyla bağlantılı olan araç modellerine sahip olabilir. Pivot noktasına bağlı iki veya daha çok araç modülünün çoklu teleskopik hidrolik silindirleriyle bağlı olan bir çift hidrolik güç tarafından dümenlemesi sağlanır. [7-9]

Yardımcı dümenleme sistemi, acil ve geri besleme dümenleme yeteneklerinin sağ veya sol dümenleme silindirinden birinde bir hata olduğu taktirde yer değiştirmesi sağlar veya bir hidrolik güç sisteminden sağlayarak aracın pivot noktasının her iki yanındaki çift etkili silindirlerin bağımsız bir şekilde operasyonda kullanılmasını sağlar. [7-9]

Bir pompa serisi, akümülatörler, yağ tankları ve diğer bağlantılı hidrolik elemanları aracın dümenlemesine eşlik eden senkronize ölçü valfiyle ilişkili olabilir.

Tipik bir tekerlekli tip eklemlerli off-road aracı bir motor sonlu şase ve bir motorsuz sonlu şase'nin bir pivot bağlantıyla bağlanmasından oluşur. Bir tekerlekli tip ön-son yükleyici bu konu için örnek olabilir. [7-9]

Şekil 3.4-A'da bir tekerlekli tip yükleyici bir dört tekerlek, tekli kova, bir pim bağlantılı belden kırma dümenlemeli araç gösterilmektedir.

Komple bir dönüş, iki hidrolik silindirin ön ve arka çatıları her ikisinde pivot noktasının referansına göre hareketi ayarlanır. Bu insan operatör performansı modelinin, bir tekerlekli tip belden kırma dümenlemeli araç modeli, bir elektro hidrolik dümenleme alt sistemi ve bir pacejke lastik alt modeli kullanılarak tasarlanır. Şekil 3.4-B'de belden kırma dümenlemeli traktörün çiftliklerdeki uygulaması görülmektedir. [7-10]



Şekil 3.4-A Tipik Tekerlekli Tip Belden Kırma Dümenlemeye Sahip Ön Yükleyici[10]



Şekil 3.4-B Belden Kırma Dümenlemeli Traktörün Çiftliklerdeki Uygulaması[11]

Ayrıca belden kırmalı araçlarda dar alanlarda ve engel çevresine doğru manevralarda ön çatının dönmesi çok basittir; böylece araca takılan ataşmanlar köşe çevresine doğru yöneltilir ve tekerleklerinin yaptığı açılı hareketini hassas şekilde izlerler. Bu giriş kısmında verilen bilgilere göre belden kırma dümenlemeye sahip olan araçlar avantaj ve dezavantajlara sahiptirler. [7-11]

Avantajları ise;

- Ön ataşmanların mükemmel olarak taşınması sonucu yüksek manevra kabiliyetine sahiptir.
- Sabit ekseninde yüksek kaldırma kapasitesine sahiptir.
- Araç dümenleme esnasında iyi bir görünüme sahiptir.
- Ön ve arka akslar dümenleme esnasında aynı hareket izini takip ettiği için iyi hareket kabiliyetine sahiptir.
- Basit ve dayanıklı tasarıma sahiptir.
- Böylece 10 ton üstündeki ağırlıklarda üretilebilirler.

Dezavantajları ise;

- Bu tip traktörlerde yetersiz yön hareketi stabilitesinden dolayı yılan fenomonunu oluşumuna sahiptir.
- Arka kısmın ani sağa ve sola hareketinden dolayı oluşan JackKnife durumu oluşabilir.

Ayrıca son yıllarda telli dümenleme sistemleri de belden kırma dümenlemeli araçlarda kullanılmaya başlamıştır ve mevcut sistemde iyileşmelere neden olduğu bulunmuştur. Bir elektro hidrolik telli dümenleme sistemi, ana valfe kontrol sinyali bir hidrolik pilot sinyali yerine bir gerçek-zaman kontrol bilgisayarından bir elektrik sinyali gönderilmesiyle olmaktadır. Şekil 3.5'te telli dümenleme için hidrolik sistem şekli görülmektedir.[12,13]

Telli dümenleme sisteminin geliştirilmesi nedenleri aşağıdaki gibidir;

1. Bu araçlar için yeni fonksiyonların geliştirilme isteği
2. Direksiyon sistemi modüleritesi ile farklı eklemleri araç uygulamalarına uyum sağlama kolaylığını sağlar.
3. Aracın imalatı esnasında kullanılan komponentlerin azalmasıyla imalat maliyetleri düşürülebilir

Atılan donanım parçalarının fonksiyonlarını yazılım yerine getirmektedir. Dümenleme girişi komutu bir direksiyon ve onun sensörleri tarafından üretilmektedir. Kontroller valf selenoidlerine doğru gelen komutları bu sensörler üretmektedir. Sisteme pilot akış sağlanmasına ihtiyacı vardır, ama bunun için yalnızca ana valfin içinde bulunan orta bölgeye güç sağlanmasında kullanılmaktadır. [12,13]

Bu sistemde çek valfler ve ana sistemde kavitasyonu önlemeye yarayan valfler ve dümenlemenin önceliğine yönelik öncelik valfine sahip olarak imal edilebilirler ve boydan boya rahatlama valfleri kullanılarak bir engelin makinaya çarpması durumunda sistem basıncının araç için tehlike oluşturmamasını önlemektedir.[12,13]

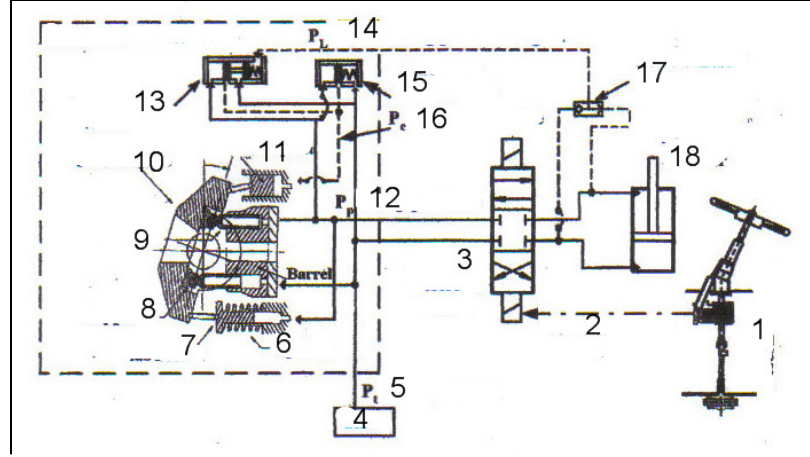
Yüke duyarlı sinyal bir mekik valfiyle değişken deplasmanlı pompaya doğru olan dümenleme silindirleri arasında geri beslemeyi sağlamaktadır, ve aracın dümenleme pompası deplasmanını kontrol etmede kullanılmaktadır.[12,13]

Telli dümenlemenin avantajları:[12,13]

- Modüler dümenleme alt sistemleri dizaynıyla birlikte basitleştirilmiş montaj uygulamalarına ve azaltılmış imalat maliyetlerine sahiptir.
- Farklı makina ihtiyaçlarına uymak için yalnızca yazılım düzeltililebilir.
- Mekanik parçalar birbirlerine kablolar aracılığı ile bağlandığı için sistemin verimi normale göre daha yüksektir.
- Operatörün dümenleme kolunu tarafından yaralanma riski azaltılabilmektedir.

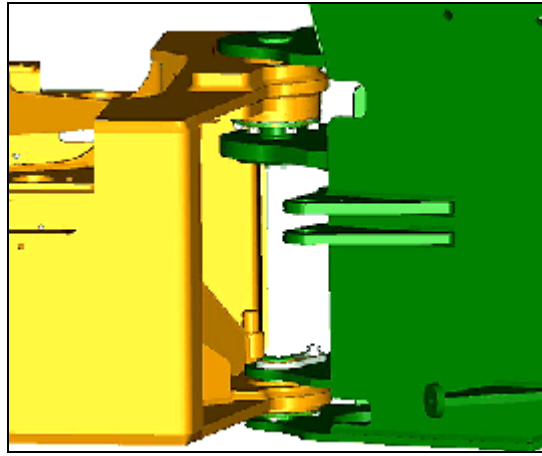
Dezavantajları;

- Telli dümenleme sistemini ana dezavantajı dümenleme koşullarında operatöre direk mekanik geri besleme yoktur bu aktif kontrol sistemi tarafında emilmektedir.



- | | | |
|----------------------|---------------------|---------------------------------|
| 1. Direksiyon | 7. Ön Piston | 13. Yüke Duyarlı Valf |
| 2. Dümenleme sinyali | 8. Kayıcı | 14. Yüke Duyarlı Basınç Sinyali |
| 3. Dümenleme Valfi | 9. Piston | 15. Basınç Limit Valfi |
| 4. Tank | 10. Eğimli Plaka | 16. Kontrol Valfi |
| 5. Tank Basıncı | 11. Kontrol Pistonu | 17. Yüke Duyarlı Mekik Valfi |
| 6. Yay | 12. Pompa Basıncı | 18. Dümenleme Silindiri |

Şekil 3.5 Değişken Debili Eksenel Pistonlu Pompa ve Yüke Duyarlı Kontrol Devresi[12,13]



Şekil 3.6 Belden Kırma Dümenlemeli Aracın Pivot Noktası[11]

Ackerman dümenleme sistemi içinde uygun geometri esnasında az bir tork ve kuvvetler vardır ve buda tekerleklerin yolda sürücünün direksiyonu bırakmasıyla doğrulması aracın hareket stabilitesi ve dümenleme sisteminin hareketi tarafından sağlanmaktadır. [7-10]

Bu araçlarda dümenleme sistemleri yalnızca hidrolik sistemlerle ilgili değildir ayrıca aracın taşıt mekanikleri ve aracın hareket ettiği zemin koşulları da bu sistemi etkilemektedir.

Farklı dümenleme geometrileri ve dümenleme sisteminin boşluğunun oynadığı belden kırma traktörlerde dümenleme sisteminin stabilite fonksiyonunu operatör tarafından doldurulur. Operatörlerin kavrayışı aracın düzelmesine izin veren, ve yönelme hareketinin izin verilen en yüksek hızına limitli olduğu bulundu. [7-10]

3.3 Belden Kırma Araçlardaki Stabilite Sorunları

Belden kırma dümenlemeli olarak ta bilinen bu sistemlerde üç tip stabilite sorunu olduğu bulunmuş ve bunlar tanımlanmıştır. Bunlar üzerinde farklı kişiler çalışmışlar ve bu üç durum için farklı uygulamalar düşünülmüş ve uygulanmıştır. Bu üç tip stabilite sorunları yanal stabilite sorunları, aracın ön kısmının hareket esnasında sağa sola esnemesi olarak adlandırılan Jacknife durumu ve aracın arka kısmının hareket esnasında sağa ve sola olan yılan gibi hareket etmesi olarak adlandırılan Snaking mode'dur. [7-9,14-17]

Bu yukarıda belirtilen durumları burada kısaca açıklanacaktır.

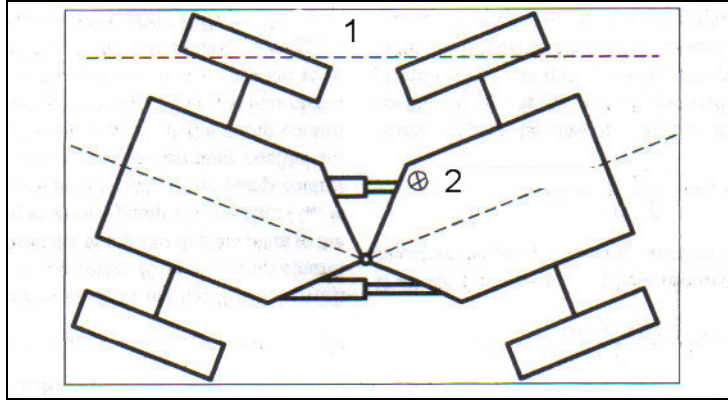
Belden kırma araçlarda , ön ve arka kısımlar pivot noktasındaki içsel kuvvetlerden dolayı bir tanesi diğerini etkilemektedir . Böylece , bu araçların stabilite analizleri tek çatılı araçlardan daha çok karmaşıktır. Pratik olarak imalatçılar tarafından hazırlanan raporlar temelinde , hem düşük hızlardaki yuvarlanma durağanlığının olmaması hem de yüksek hızlardaki aracın yanal düzgünsüzlükleri eklem dümenlemeli araçlarda çoğunlukla olan durumlardan olduğu bulunmuştur. [7,9,10]

Yuvarlanma düzgünsüzlüğü aracın dışarı doğru olan mümkün yuvarlanmasıyla ilişkilidir. Yanal stabilite aracın üzerine küçük bir rahatsızlık etkidiği zaman aracın denge durumunda kalması için gerekli olduğu bulunmuştur. Örnek olarak operatör tarafından direksiyonun küçük hareketlerdir.

Oluşan bu rahatsızlık faktörü aracın yanal veya sağ veya sola enseme hareketinin tedirginliklerine neden olur ve sonuç olarak araç yolda düzgün gitmemeye başlamaktadır. [7-9,14-17]

3.3.1 Yuvarlanma Stabilitesi

Düşük hızla nehir yolları gibi ve eğimli zeminlerdeki operasyonlar esnasında, bir belden kırma dümenlemeli araç tipik olarak tekil çatılı araçtan daha düşük yuvarlanma dengesine sahip olduğu ortaya çıkmıştır. Bu Şekil 3.7’da gösterilen aracın eklem açısı arttığı zaman aşırı dönüş çizgisi aracın ağırlık merkezine doğru hareket ettiği durum olarak tanımlanmıştır. [7-9,14-17]



1. Aşırı Dümenleme Hattı
2. Araç Kütle Merkezi

Şekil 3.7 Araç Dönüşü Esnasında Bir Eklem Dümenlemeli Araç İçin Kütle Pozisyonunun Merkezi[7]

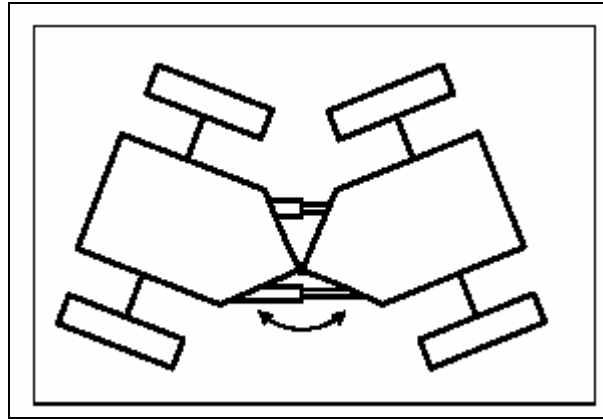
Gibson ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada düşük hızda meyilli zeminde hareket eden aracın ilerlemesi esnasında ön aksın bağlantısıyla birlikte kütük sökme makinalarının sürüldüğü 4 tekerleğin eğilmesini bulmuşlardır. Bu yaptıkları çalışmada, onlar üç destek noktasını kullanarak kullandıkları araç için bir stabilite üçgeni tanımladılar. Eğilme tanımlanan bu stabilite üçgeninin bir yanının şekillendiği hat ile aracın ağırlık vektörüyle kesiştiği zaman başladığı bulundu. Bu bulunan kriter temelinde, eğimdeki aracın hareketini ve verilen herhangi pivot açısı için onlar eğilmenin olduğu yerdeki eğim açısını hesapladılar. Gibson ve arkadaşları ayrıca bu çalışmalarında verilen pivot açısı için minimum stabilite noktasını belirlediler. Gibson yaptığı çalışma esnasında kullandıkları araç için erken uyarı cihazı geliştirdiler. Bazı sensörler uyarı hücrelerine doğru olan yük tarafından araca doğru uygulanan eğilme kuvvetleri sonuçları hakkında bilgi göndermede kullanıldı. Bu bilgi, aracın stabilite üçgeni şeklinin düzeltilmesi ve yük düzeltme hesaplamasında kullanıldı. Geliştirilen alet aracı kullanan operatörler tarafından çok faydalı olduğu ortaya çıktı. Geliştirilen bu aletin inşa etmesi basit ve ucuzdur. [7-9,14-17]

3.3.2 Yanal Stabilite

Yüksek hızla doğrusal hareket esnasında araca gelen yanal düzgünsüzlükler eklem dümenlemeli araçların ana dezavantajlarından birini oluşturmaktadır. Yüksek hızda yol üzerinde hareket esnasında, iki tip yanal düzgünsüzlük mümkündür: bunlar arka kısmın aracın ön kısmına bağlanmasını sağlayan birbirlerine yaklaşık 1Hz frekansla eşlik eden bir ayrılma durumu ve aracın iki kısmını bağlayan yerde olan salınımlardır. [7-9,14-17]

Belden kırma dümenlemeli araçların en geniş kullanılan tasarımları için, aracın yarı noktasındaki pivot bağlantısıyla birlikte, tekerlek dümenlemeli araçlara benzer bir problem yaygın olduğunu bulunmuştur.

Yüksek hızda otoyolda doğrusal hareket esnasında Şekil 3.8’de şematik olarak gösterilen aracın iki kısmı birbirleriyle ilişkili olarak farklı fazlarda birlikte salınırlar. Mevcut olan problemler dalgalanma, amaçsız dolaşma veya arka kesme olarak operatörler tarafından tanımlandılar. [7-9,14-17]



Şekil 3.8 Geleneksel Belden Kırma Dümenlemeli Aracın Yılan Durumu[7]

Horton ve Crolla tarafından yapılan çalışmada birinci olarak sabit bir ilerleme hızında bir doğrusal hatta hareket eden bir belden kırma dümenlemeli aracın yanal satabilitesini buldular. Üç serbestlik dereceli bir doğrusal taslağın sonuçları temelinde, onlar, ön ve arka kısımlar arasındaki hidrolik silindirleri gösteren pivot bağlantısında bir burulma yayı ve sönümleyici kullanarak sonuca ulaştılar. Yazarlar ayrılma ve dalgalanma düzgünsüzlükleriyle ilgili daha yüksek hızlardaki bu tip araçlarla ilgili iki yaygın yatay stabilite problemi tanımladılar. Ayrılma düzgünsüzlüğü veya yılan fenemonu esnasında aracın ön kısmı arka kısmı çevresinde bağlıdır.

Dalgalanma düzgünsüzlüğü veya yılan fenemonu esnasında aracın iki kısmı tipik olarak 1Hz frekansla birbiriyle ilişkili olarak salınırlar. [7-9,14-17]

Onların bulguları pivotta efektif burulma rijitliğinin bir düşük değerinin var olduğu zaman bu durumların oluştuğunu gösterdiler. Basınçlandırılmış bir miktar hava ve hidrolik sistemdeki esnek borular pivot noktasındaki düşük rijitlik sonuçlarındaki faktörlerden olduğu bulundu. Ek olarak, belden kırma dümenlemeli araçların arka kısmının kütle merkezi pozisyonunun önemli olan etkisinde durağan olmayan tipteki durumlarda Horton ve Crolla'nın çalışmaları tarafından gösterildiler. Bir arzulanmayan salınım durumu veya yılan fenemonu arka aksın arka kısmının kütle merkezine yerleştirildiği durumda aldığı bulundu; ama, arka aks arka kısmın kütle merkezinin önüne yerleştirirse, yalnızca ayrılma düzgünsüzlüğü veya ön kısmın salınımı mümkün olduğu bulunmuştur. Crolla ve Horton'un sonuçları farklı imalatçılar tarafından raporlanan problemlere nitelik olarak benzer sonuçlar vermiştir. [7-9,14-17]

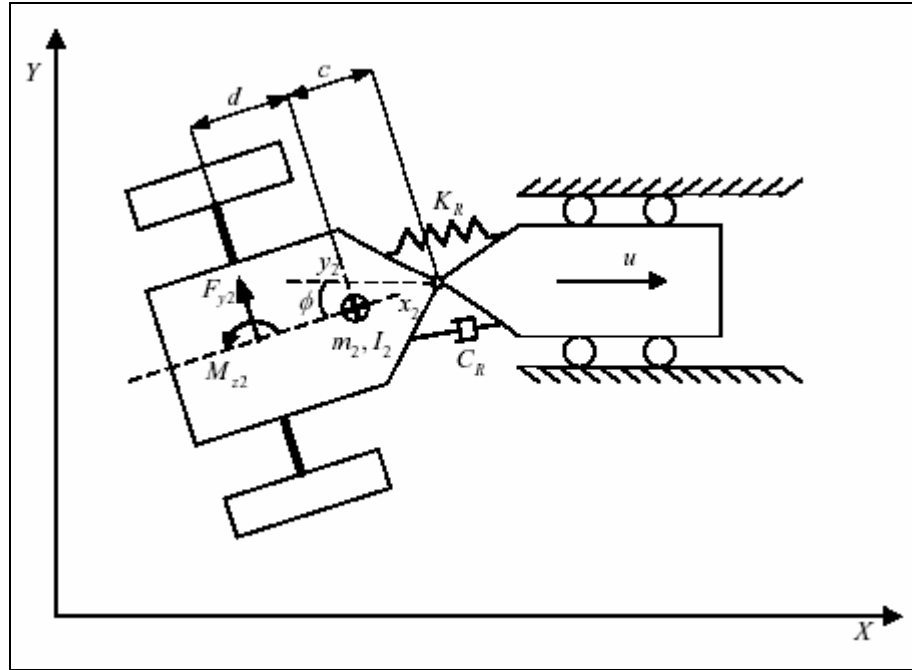
Daha sonra, bu yazarlar araç modeli ve hidrolik dümenleme sistemi modelinden oluşan bir model temelinde imalatçıların sayısal sonuçlarını yayınladılar. Kombine model normalleştirilmiş dümenleme valfi ve hidrolik silindir denklemlerinin dahil edilmesiyle birlikte onların önceki yaptıkları 3 serbestlikli modellerinden türetilmiştir. Dümenleme sistemi karakteristikleri aracın yanal stabilitesi için en hassas dizayn unsurları olarak tanımlandı. Ek olarak, bağlantıdaki düşük burulma rijitliği olduğu zaman oluşan önceki tartışılan iki tip düzensizlik gibi bir tekil çatılı aracın aşırı dümenleme durumuna benzer bir yavaş ayrılma durumu olarak üçüncü bir tip stabilite problemi tanımlandı. Dümenleme sisteminin doğrusal etkisi bu durum içindeki bir düşük dalgalanma durumu esnasında onun nominal yolundan araca doğru döndüğü bulundu. [7-9,14-17]

Önemli bir Şekilde, Horton ve Crolla'nın çalışması yılan fenemonu salınımında stabiliteyi sağlayabilecek hidrolik silindirlere doğru olan başlangıç akımını gösterdi. Stabil durum sistemin yapısal sönümünün arttırılmasıyla bu durum başarıldı. Onların işi belden kırma dümenlemeli araçların yanal stabilitesi üzerinde dümenleme sisteminin daha fazla etkilerini bulmak amacındaydılar. Horton ve Crolla'nın çalışmasındaki hidrolik sistem modeli burulma mili ve mekanik kramayeri içeren yaygın yolcu araçları tipine benzerdir. Önceki kombine model içindeki kayan valf Horton ve Crolla tarafından bir döner valfle yer değiştirerek geliştirildi. Onların sonuçları ya hidrolik silindir içindeki veya döner valf içindeki başlangıç yağ sızıntısıyla birlikte gösterildi ve bu uygulamanın aşırı dümenleme durumdaki stabiliteyi azalttığı bulundu. [7-9,14-17]

Bu yukarıda anlatılan çalışmalarda 1, 2, 3 ve 4 serbestlik dereceli modeller kullanılmıştır. Bu kısımda bunlar hakkında kısa bilgiler verilecektir. [7]

3.3.2.1 1 Serbestlik dereceli model

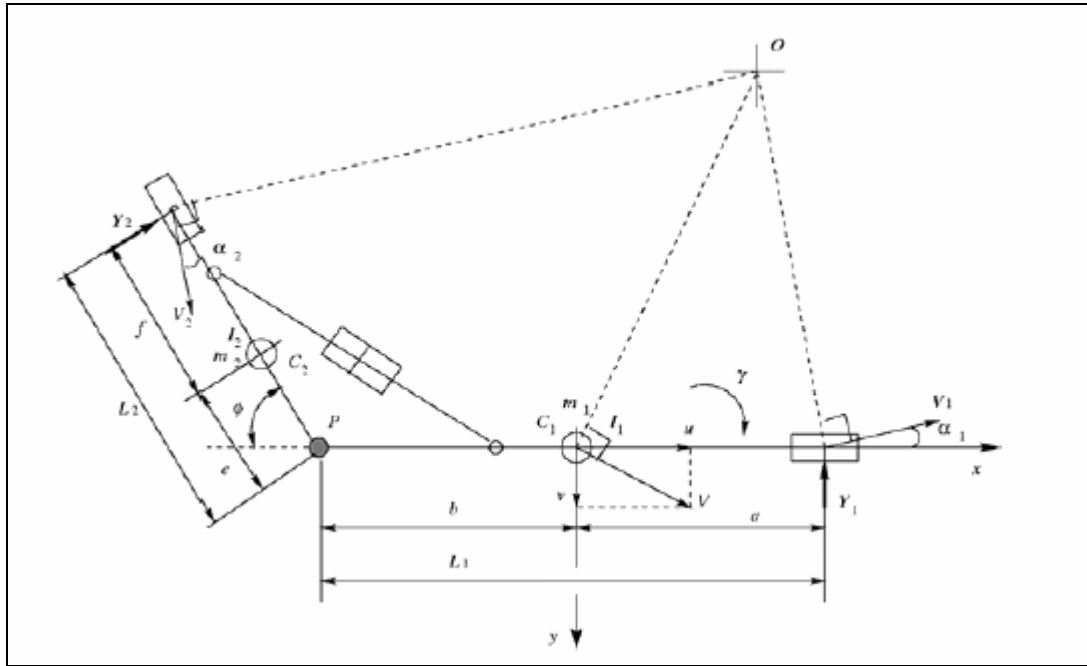
Belden kırma dümenlemeli araçların, veya herhangi yol aracının önemli bir hareketi, bir doğrusal durum içindeki sabit hız operasyonudur. O bu durağan olan hareketin arzu edilmesidir. Bu hareketi araştırmak için yanal stabilitenin bir doğrusal analizine gerek vardır. Bu tarz analizler çeşitli yazarlar tarafından yapıldı. Bu analizlere genel yaklaşım rahatsız eden harekete eşlik eden doğrusal diferansiyel eşitliklerden türetilmiş olmasıdır. Şekil 3.9'da gösterilen bir serbestlik dereceli model aracın en basit modelidir. Bu doğrusal model bir pivot bağlantısıyla birbirlerine bağlı olan aracın ön ve arka kısımlardan oluşmaktadır. [7]



Şekil 3.9 Belden Kırma Dümenlemeli Aracın 1 Serbestlik Dereceli Modeli[7]

3.3.2.2 2 Serbestlik dereceli araç modeli

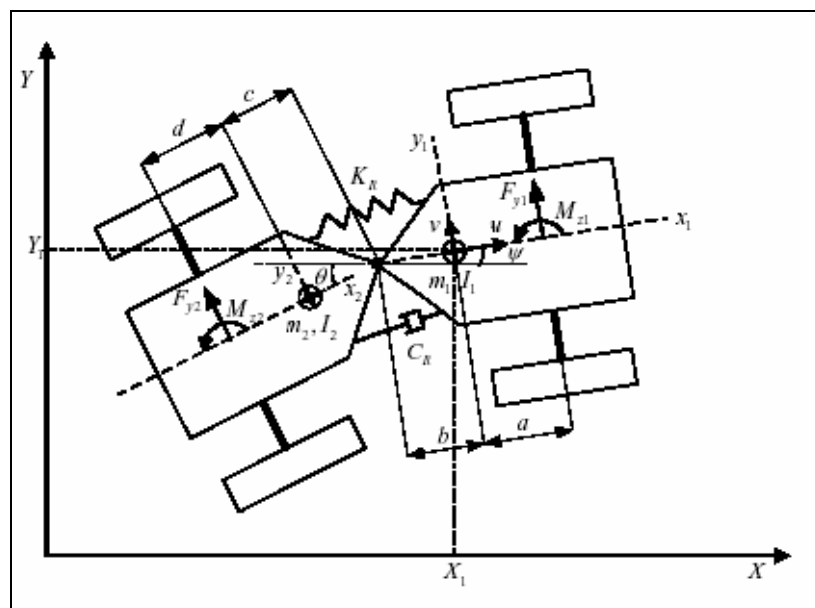
2 serbestlik dereceli araç “bisiklet modeli olarak da bilinen” model Şekil 3.10'da gösterilir. Model P noktasında bir pivot bağlantı tarafından birleştirilen ön ve arka kısımlar ve bir hidrolik silindirden oluşur. Ön ve arka tekerlekler ön ve arka aksların merkezinde tekil tekerlekler tarafından yer değiştirirler. Dümenleme için tekerleklerin kullanılması yerine, aracın şasesinin ϕ açısıyla dönmesiyle dümenlenmekte olduğu kabul edilmiştir. [7]



3.3.2.3 3 Serbestlik dereceli araç modeli

Bu gerçek bir araç için olmasına rağmen takip edilen bir belden kırma dümenlemeli aracın bir serbestlik dereceli modelinin analizinin herhangi salınan esneme düzensizliklerini ortaya çıkarmadığı bulunmuştur. Bundan sonra yapılacak analizler

Şekil 3.11’de gösterilen bir belden kırma dümenlemeli aracın bir üç serbestlik dereceli modeli kullanılarak yapılmaktadır. [7]

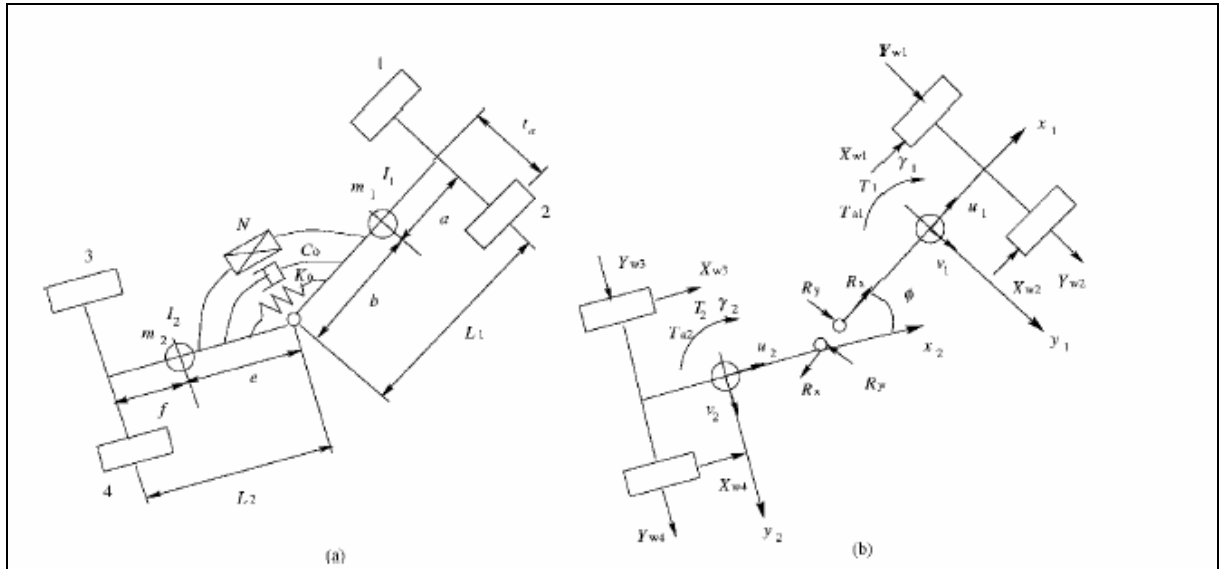


Şekil 3.11 Belden Kıрма Dümenli Aracın 3 Serbestlik Dereceli Modeli[7]

Lastik yardımcı hizalama momentinin düzenlenmesi kütle merkezi pozisyonunun akslara yakın olduğu yerlerdeki durumda önceden tahmin edilen davranışları etkin bir şekilde değiştirebildiği bulundu. [7]

3.3.2.4 4 Serbestlik dereceli araç modeli

2 serbestlik dereceli önceden tanımlanan modelin kanıtlanması, Şekil 3.12a'daki modelle yapılmıştır. İlk durum, K_ϕ katsayılı bir açısız yay ve C_ϕ katsayılı açısız sönümleyicinin aracın dümenleme hidrolik silindirlerini uyarmaya başlar. İkinci durumda, yay ve sönümleme kullanmak yerine, bir N aktuatörü hidrolik silindiri yerine gösterilmeye başlandı. Aracın ön ve arka kısmına etkiyen kuvvetler pin bağlantı reaksiyon kuvvetleri, ön ve arka kısmındaki dümenleme torkları ve lastik kuvvetleridir. Lastik kuvvetleri ön ve arka aksların üzerinde toplanan hizalama torkları ve boylamasına lastik kuvvetleri ve yanal kuvvetleri içermektedir. [7]

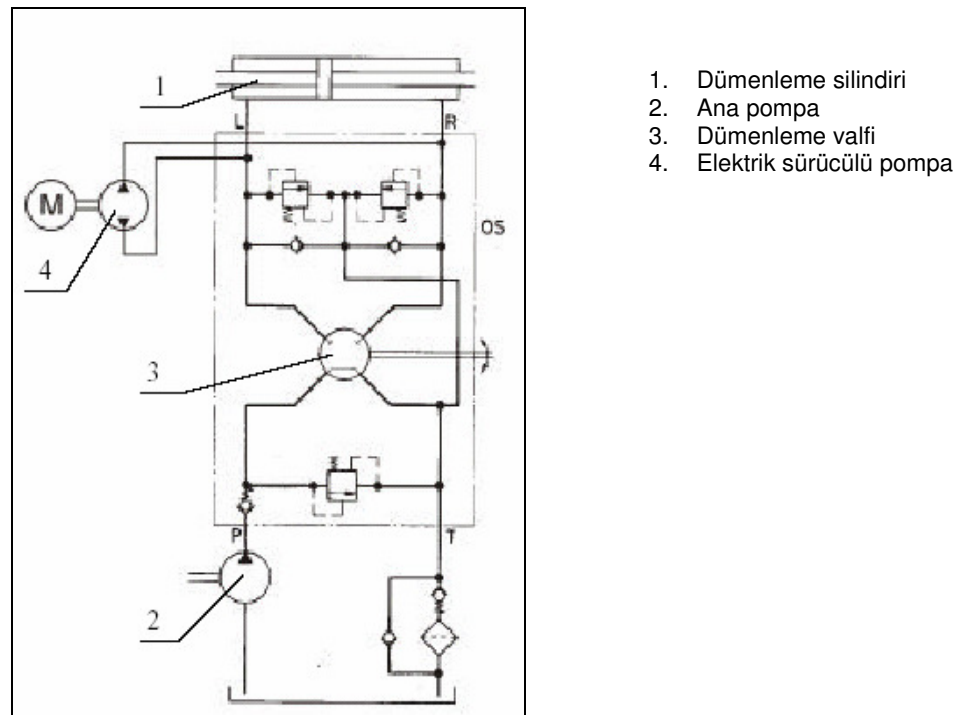


Şekil 3.12 Belden Kıрма Dümenli Aracın 4 Serbestlik Dereceli Modeli[7]

3.4 Belden Kıрма Dümenleme Sistemleri

Bu kısımda belden kırma traktörlerde kullanılan dümenleme sistemleri ve kullanılan parçaları tanıtılacak ve daha sonra çeşitli hidrolik firmalarının yaptıkları çalışmalara değinilecektir.

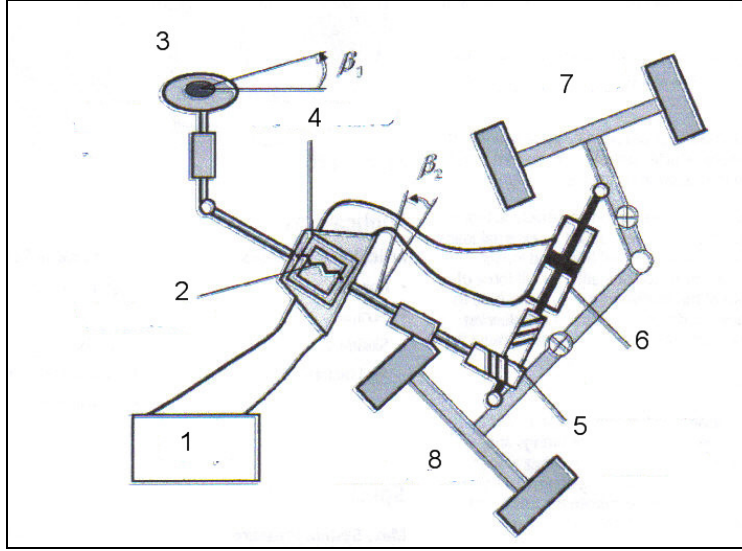
Hem hidrostatik hem de hidromekanik dümenleme sistemleri belden kırma dümenlemeli araçlar için kullanılabilirler. Dümenleme kontrolü uygulamaya bağlı olarak ya açık sistem yada kapalı bir sistem olabilir. Şekil 3.13'de belden kırma dümenleme sisteminde kullanılan hidrolik dümenleme sistemi görülmektedir.[7]



Şekil 3.13 Belden Kıрма Dümenleme Sistemlerinde Kullanılan Hidrolik Dümenleme Sistemi[10]

3.4.1 Hibrid Araç Modeli

Şekil 3. 14'te hibrid araç modeli gösterilir. Buradaki hidrolik sistem bir döner valf, bir hidrolik silindir ve bir sabit akışlı pompadan oluşur. Bu modelde direksiyondan valfe olan hareket hidrolik, dümenleme silindirinden dümenleme aksına olan hareket mekaniktir. Valf bir bobin, bir valf yuvası ve bir burulma mili olmak üzere 3 parçaya sahiptir. Bu modelde aracın 3 nolu direksiyonunun döndürülmesiyle 4 nolu döner valfin içindeki 2 nolu burulma milini döndürür. Bu dönüş 1 nolu pompadan 6 nolu silindire yağ basılmasına sebep olur. Bu basılan hidrolik yağ aracın ön aksını dümenler. Bu dümenleme esnasında 5 nolu kayan dişli çifti aracın arka kısmını dümenler. Şekil 3.15'te döner valfin kesiti gösterilir. Valf gövdesinin içinde aksel kanallar ve bobin dışındaki çap valfe doğru olan akışa klavuzluk eden akış yollarını oluşturmak için kesişirler.[7-10,18]

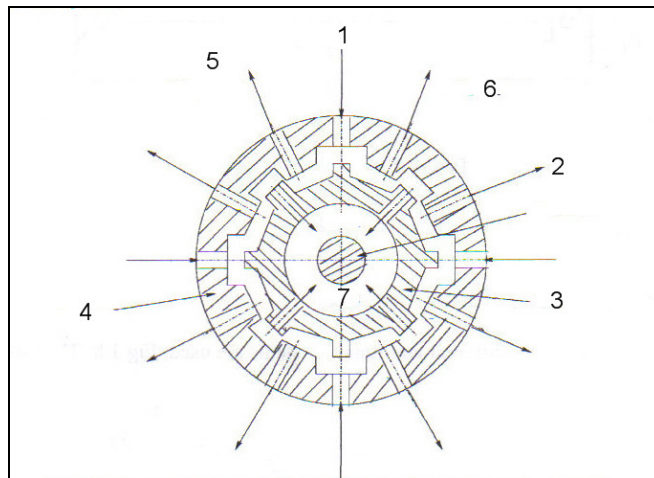


1. Pompa
2. Burulma Mili
3. Direksiyon
4. Döner Valf
5. Kayan Dişli Çifti
6. Silindir
7. Ön Kısım
8. Arka Kısım

Şekil 3.14 Hibrid Araç Modeli (Mekanik ve Hidrolik) [7-9]

Valf gövdesindeki kanallar bobin içindeki kanalarla eşleştiği alanlardan daha geniştir, böylece açık merkez pozisyonu Şekil 3.15'teki gibi gösterilebilir. Döndürme momenti direksiyona etkidiği zaman bobin direksiyon açısı β_1 ile birlikte dairesel bir şekilde döner. Burulma milinin sonundaki alt kısım da, valf gömleğiyle, burulma mili ve kayan dişli çiftini birbirlerine bağlar. Direksiyon dümenleme momenti tarafından harekete geçirilirse, burulma mili bir $\beta = \beta_1 - \beta_2$ gibi açıyla döner; bobin ve gömlek arasında bir yer değiştirme oluşturur. Bu deplasman ölçü valfi orifisinin alanında bir değişimle ilişkilidir. Böylece silindirin diğer tarafında bir basınç farkı oluşturulur.

Burulma mili bobin ve gömlek arasındaki bir dönüşün sonucu olan bir $\beta = \beta_1 - \beta_2$ basınç farkı türetir. Eğer döner valfin kontrol torku kısma torkundan az olursa, hareketli dişlisi dönmez, örnek olarak β_2 açısı gibi. [7-10,18]



1. Pompadan Gelen
2. Burulma Mili
3. Valf Bobini
4. Valf Dış Gövdesi
5. Sol Silindire
6. Sağ Silindire
7. Dönüş

Şekil 3.15 Döner Valfin Kesiti [7-9]

3.4.2 Güç Dümenleme Sistemi Modeli

Şekil 3.15’de yalnızca döner valfin doğrusal akış yollarının bir kesiti gösterildi. Valf bobini ve gömleği arasındaki göreceli açısal deplasmanı, örnek olarak β , gömleğin iç yüzeyindeki doğrusal deplasman terimleriyle açıklanabilir. [7-10,18]

$$n = r^* \beta \quad (3.1)$$

Burada r iç gömlek silindiri yarıçapıdır. Deplasman n döner valfin ölçü orifis alanlarını düzeltir. Çünkü r sabittir, β açısal deplasmanı valfin ölçü orifis alanlarını belirler ve böylece silindirin karşı kısmında basınç farkını kontrol eder. [7,9,10]

Eğer dümenleme girişi eklem açısı Φ_c ’nin bir arzulanan olduğu düşünülürse, kapalı bir kontrol bir ölçülü valf φ ile birlikte Φ_c ’nin farkını düzenler, ve bu fark β ’yı düzenlemede kullanılır. [7-10,18] Böylece,

$$\beta = f^*(\Phi_c - \Phi) \quad (3.2)$$

Φ_c ’nin küçük açıları ve φ , denklem 3.2 doğrusal fonksiyonu tarafından yaklaşılabilir.

$$\beta = k_c * (\Phi_c - \varphi) \quad (3.3)$$

Burada k_c bir sabittir. Modeli basitleştirerek, eşitlik 3.3 izleyen gibi normalize edilir.

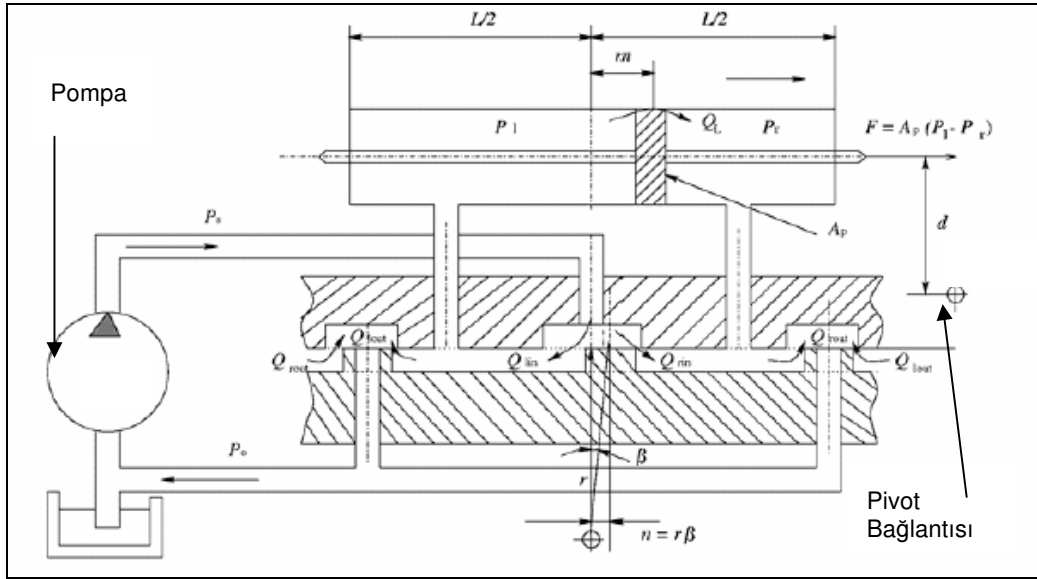
$$\beta^- = (\Phi^-)_c - \Phi^- \quad (3.4)$$

Burada

$$\begin{aligned} \beta^- &:= \frac{\beta}{\beta_{\max}} \\ (\varphi^-)_c &:= \frac{\Phi_c}{\Phi_{\max}} \\ \varphi^- &:= \frac{\varphi}{\Phi_{\max}} \end{aligned} \quad (3.5)$$

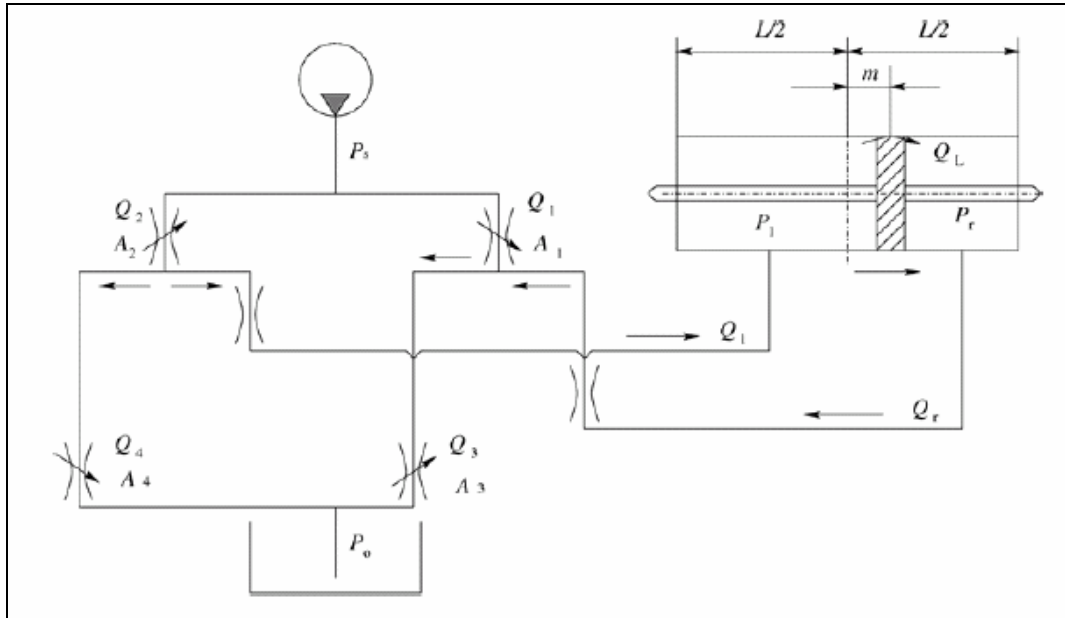
Burada $\Phi_{\max}$ Φ ’nin maksimum değeridir ve $\beta_{\max} = k_c * \Phi_{\max}$ dır. [7-10,18]

Şekil 3.16’da belden kırma dümenlemeye sahip araçlarda kullanılabilen güç dümenleme modeli görülür.



Şekil 3.16 Güç Dümenleme Sistemi Modeli[7]

Şekil 3.15'te gösterilen valf Şekil 3.17'deki gibi bir grup orifisin düzenlenmesi gibi modellenebilir. Oksuz orifisler valf gövdesine doğru sabit deliklerle gösterilir, azalan oklarla birlikte orifisler β açısız deplasmanının bir yönü için olan azalmasını gösterir, artan oklarla birlikte orifisler aynı dönüş için daha geniş gösterilirler. Şekil 3.17'de basitleştirilmiş valf modeli görülür. [7-10,18]



Şekil 3.17 Basitleştirilmiş Valf Modeli[7]

Bu sistemle ilgili formüller çıkarılırken izleyen öngörüler yapıldı; pompa ile valf ve valf ile silindir arasında basınç düşümü yoktur; yağın ataletinin olmadığı düşünüldü; dönüş basıncı dinamikleri ihmal edildi, $P=0$. Yağ geçiş hatlarında dalga mekaniği dinamikleri ihmal edildi; yağın bulk modeli sabit olarak kabul edildi. [7-10,18]

Şekil 3.17 temelinde, döner ölçü orifisine, ve tüm hidrolik sistemin kütle çevrim eşitliklerine orifis eşitlikleri uygulanarak, izleyen eşitlikler elde edilir. [7-10,18]

$$(Q_1 - Q_3) + Q_L := (-A)_p \left(\frac{dm}{dt} \right) + \left[\frac{A_p (0.5L - m)}{B} \right] \cdot \frac{dP_r}{dt} \quad (3.6)$$

$$Q_2 - Q_4 - Q_L := (-A)_p \left(\frac{dm}{dt} \right) + \left[\frac{A_p (0.5L + m)}{B} \right] \cdot \frac{dP_l}{dt}$$

Burada β yağın bulk modülüdür ve akış oranları, Q_i ($i=1,2,3,4$) ve Q_L izleyen gibi tanımlanır. [7-10,18]

$$\begin{aligned} Q_1 &:= A_1(\beta) \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_r)}{\rho}} \\ Q_2 &:= A_2(\beta) \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_l)}{\rho}} \\ Q_3 &:= A_3(\beta) \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_r}{\rho}} \\ Q_4 &:= A_4(\beta) \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_l}{\rho}} \\ Q_L &:= K_L \cdot (P_l - P_r) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Burada ρ yağın yoğunluğu; K_L sabit, ve C_d ölçü orifisi için akış katsayısıdır. Döner valfin geometrik unsurlarına göre, orifisler izleyen ilişkilere sahiptirler, [7-10,18]

$$\begin{aligned} A_1(\beta) &:= A_4(\beta) \\ A_2(\beta) &:= A_3(\beta) \end{aligned} \quad (3.8)$$

Eşitlik 7'yi basitleştirerek, döner valfin orifis alanları, döner valfin β dönüş açısının doğrusal bir fonksiyonu gibi düzenlenir. Bu ilişki izleyen gibi tanımlanır; [7-10,18]

$$\begin{aligned}
A_1(\beta) &:= -k_1 \cdot \beta + l_a \\
A_{21}(\beta) &:= -k_2 \cdot \beta + l_a
\end{aligned}
\tag{3.9}$$

Burada K_1 , K_2 ve l sabittir. Eşitlik 3.7, 3.8, 3.9 ve Şekil 3.16 temelinde izleyen ilişkiler elde edilir. [7-10, 18]

$$\begin{aligned}
Q_1 &:= C_D \cdot (-k_1 \cdot \beta + l_a) \cdot (P_s - P_r)^{\frac{1}{2}} \\
Q_2 &:= C_D \cdot (k_2 \cdot \beta + l_a) \cdot (P_s - P_l)^{\frac{1}{2}} \\
Q_3 &:= C_D \cdot (k_2 \cdot \beta + l_a) \cdot (P_r)^{\frac{1}{2}} \\
Q_4 &:= C_D \cdot [(-k)_1 \cdot \beta + l_a] \cdot (P_l)^{\frac{1}{2}} \\
C_D &:= C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \\
Q_l &:= Q_2 - Q_4 \\
Q_r &:= Q_3 - Q_1 \\
V_m &:= \int_0^4 Q_l dt = \int_0^4 Q_r dt
\end{aligned}
\tag{3.10}$$

İzleyen öngörüye göre

$$Q := \frac{Q_l + Q_r}{2}
\tag{3.11}$$

Eşitlik 3.11'in normalizasyonu ile birlikte, eşitlik 3.12'ye sahip oluruz.

$$Q^- := \frac{(Q_l)^- + (Q_r)^-}{2}
\tag{3.12}$$

Burada

$$\begin{aligned} Q^- &:= \frac{Q}{Q_{\max}} \\ (Q_r)^- &:= \frac{Q_r}{Q_{\max}} \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$Q_{\max} := C_D \cdot K_3 \cdot \beta_{\max} \sqrt{P_s}$$

$$(Q_l)^- := \frac{Q_l}{Q_{\max}}$$

Burada K_3 sabit bir sayıdır.

Aşağıdaki şekilde öngörü yapılabilir; [7-10,18]

$$(v_m)^- := \frac{v}{v_{m0}} - \frac{Q_{\max}}{v_{m0}} \cdot Q^- \quad (3.14)$$

Küçük değişimlerin müddetinde, eşitlik 3.12 ve 3.14 eşitlik 3.15 olurlar;

$$\begin{aligned} q^- &:= \frac{[(q_l)^- + (q_r)^-]}{2} \\ (v_m)^- &:= \frac{Q_{\max}}{v_{m0}} \cdot q^- \end{aligned} \quad (3.15)$$

q , q_r , q_l ve v_m üst durum değişkenlerinin pertürbasyonlarla ilişkisini gösterir.

Eşitlik 3.6'yı doğrulaştırarak, Q_i yaklaşık olarak $\beta = 0$ ve $P_l = P_r = 0.5 \cdot P_s$ kabul edilerek birinci dereceden denkleme genişletilir. [7-10,18]

Böylece;

$$\begin{aligned}
\Delta Q_1 &:= -C_D \cdot K_1 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}} \cdot \Delta\beta - \frac{C_D \cdot l_a \cdot \Delta P_r}{2 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}}} \\
\Delta Q_2 &:= -C_D \cdot K_2 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}} \cdot \Delta\beta - \frac{C_D \cdot l_a \cdot \Delta P_l}{2 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}}} \\
\Delta Q_3 &:= -C_D \cdot K_2 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}} \cdot \Delta\beta + \frac{C_D \cdot l_a \cdot \Delta P_r}{2 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}}} \\
\Delta Q_4 &:= -C_D \cdot K_1 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}} \cdot \Delta\beta + \frac{C_D \cdot l_a \cdot \Delta P_l}{2 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}}}
\end{aligned} \tag{3.16}$$

Eşitlik 3.10 temelinde izleyen eşitliğe sahip oluruz.

$$\Delta Q_l + \Delta Q_r := \Delta Q_2 + \Delta Q_3 - (\Delta Q_1 + \Delta Q_4) \tag{3.17}$$

Eşitlik 3.16'yı eşitlik 3.17'de yer değiştirerek izleyen eşitliği elde ederiz; [7-10,18]

$$\frac{1}{2} \cdot (\Delta Q_l + \Delta Q_r) := C_D \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}} \cdot (K_1 + K_2) \cdot \Delta\beta - \frac{C_D \cdot l_a \cdot (\Delta P_l - \Delta P_r)}{2 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}}} \tag{3.18}$$

Eşitlik-3.18 normalize olursa izleyen denkleme sahip oluruz.

$$\frac{1}{2} - \frac{\Delta Q_l + \Delta Q_r}{Q_{\max}} := \left[\left(\frac{\Delta\beta}{\beta_{\max}} \cdot \frac{K_1 + K_2}{K_3} \right) - \frac{l_a}{K_3 \cdot \beta_{\max}} \left(\frac{\Delta P_l - \Delta P_r}{P_s} \right) \right] \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \tag{3.19}$$

Bu denklem izleyen gibi tekrar yazılabilir,

$$q^- := k_0 \cdot (\beta_m)^- - l_0 \cdot \Delta p^- \tag{3.20}$$

Burada

$$k_0 := \frac{\sqrt{2} \cdot (K_1 + K_2)}{2 \cdot K_3}$$

$$l_0 := \frac{\sqrt{2} \cdot l_a}{2 \cdot K_3 \cdot \beta_{\max}}$$
(3.21)

$$(\beta_m)^- := \frac{\Delta \beta}{\beta_{\max}}$$

$$\Delta P := \frac{(\Delta P_1 - \Delta P_r)}{P_s}$$

Eşitlik 3.6 ve 3.10'la birlikte izleyen doğrusal eşitliklere sahip oluruz,

$$Q^- := \left(\frac{A_p \cdot \dot{\phi} \cdot d}{Q_{\max}} \right) + \left(\frac{V_{m0} \cdot P_s}{2 \cdot \beta \cdot Q_{\max}} \right) \cdot \left[\frac{(P_l)^- - (P_r)^-}{P_s} \right] + \left(\frac{K_L \cdot P_s}{Q_{\max}} \right) \cdot \left(\frac{P_l - P_r}{P_s} \right)$$
(3.22)

Eşitlik 3.22'yi doğrusallaştırarak, izleyen öngörüler yapılır.

$$\dot{m}^- := \dot{\phi} \cdot d$$

$$V_l := A_p (0.5 \dot{m}^- + m)$$
(3.23)

$$V_r := A_p (0.5 \dot{m}^- - m)$$

Ve V_l ve V_r V_{m0} 'ya yakın kalır.

Pertürbasyonun terimlerinde, eşitlik 3.22 izleyen gibi olur. [7-10,18]

$$q^- := \left(\frac{A_p \cdot d}{Q_{\max}} \right) \cdot \dot{\phi}^- + \left(\frac{V_{m0} \cdot P_s}{2 \cdot \beta \cdot Q_{\max}} \right) \cdot \Delta p^- + K_{L0} \cdot \Delta p^-$$
(3.24)

Burada $K_{L0} = (K_L \cdot P_s) / (Q_{\max})$ olduğu kabulü yapıldı.

Eşitlik 3.15, 3.20 ve 3.24'ü kombine edersek, hidrolik dümenleme sistemini tanımlayan izleyen eşitliklere sahip oluruz: [7-10,18]

$$\left(\frac{V_{m0}}{Q_{\max}} \right) \cdot (\dot{v}_m)^- := k_0 \cdot \beta^- - l_0 \cdot \Delta p^- \quad (3.25)$$

$$\left(\frac{V_{m0} \cdot P_s}{Q_{\max} \cdot 2 \cdot B} \right) \cdot \Delta p^- + \left(\frac{A_p \cdot d}{Q_{\max}} \right) \cdot \dot{\phi} := -(l_0 + K_{L0}) \cdot \Delta p^- + k_0 \cdot \beta^-$$

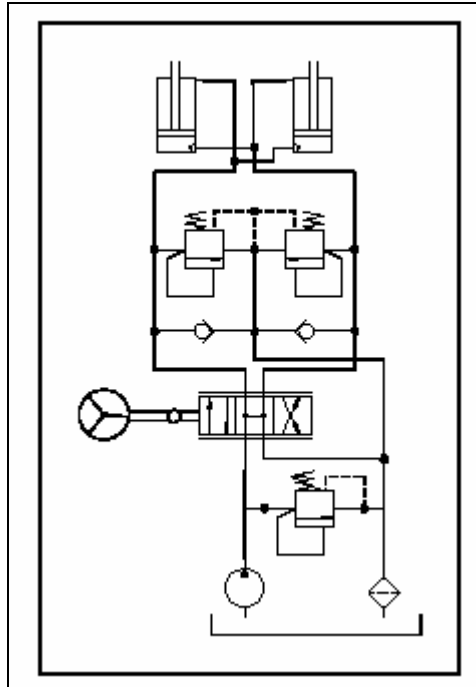
Burada β küçük pertürbasyonlar içindir, $(\beta_m)^- = \beta^-$

Şekil-7’de gösterildiği gibi; hidrolik silindirin aktuatör kuvveti ve torku izleyen gibidir.

$$F = A_p \cdot (P_1 - P_r) = A_p \cdot P_s \cdot \Delta p^- \quad (3.26)$$

$$T_N := A_p \cdot P_s \cdot \Delta p^- \cdot d$$

Hidromekanik dümenleme sistemi, mekanik giriş tarafından harekete geçirilen bir hidrolik valftir, bu örnek olarak bir direksiyon dönmesi olabilir. Direksiyon ve hidrolik valf arasındaki bağlantı bu sistemlerde mekaniktir. Şekil 3.18’de hidrolik dümenleme sistemi gösterilir. [7-10,18]



Şekil 3.18 Hidrolik Dümenleme Sistemleri Şeması[10]

En yaygın kullanılan bobin tipi bir kayan valf olan hidrolik valftir. Bu valf standart hidrolik semboller tarafından Şekil 3.18'deki devrede kullanılır.

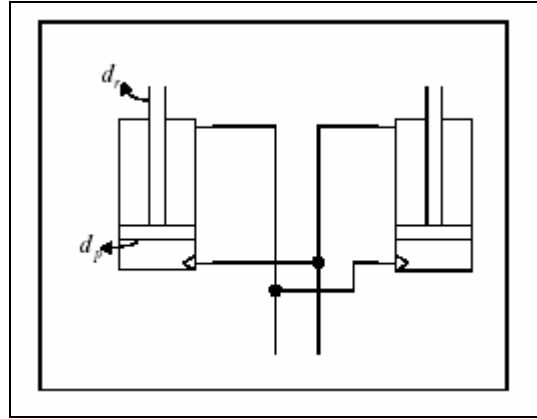
3.4.3 Dümenleme Sistemi İçin Basınç-Akış Denklemi

Bu kısımda, bir açık devre olan hidromekanik dümenleme sistemi için basınç-akış ilişkisini tanımlayan denklemler çıkarılacaktır. Bir hidromekanik dümenleme sistemi Şekil 3.19'da gösterilen gibi iki çapraz bağlı dümenleme silindiri içerir. Bunlar izleyen efektif alanla birlikte bir tekil çift etkili silindir tarafından gösterilebilir. [7-10,18]

$$A_e := \frac{\pi}{4} \left[\left(d_p \right)^2 - \left(d_r \right)^2 \right] + \left(d_p \right)^2 \quad (3.27)$$

Böylece, bir hidromekanik dümenleme sistemi Şekil 3.20'da gösterildiği gibi bir kayan valfle birlikte bir hidrolik silindir kombinasyonu tarafından gösterilir. [7-10,18]

Şekil 3.19'da çapraz bağlı hidrolik silindirler gösterilir. Şekil 3.20'de açık devreli hidrolik dümenleme sistemi gösterilir.



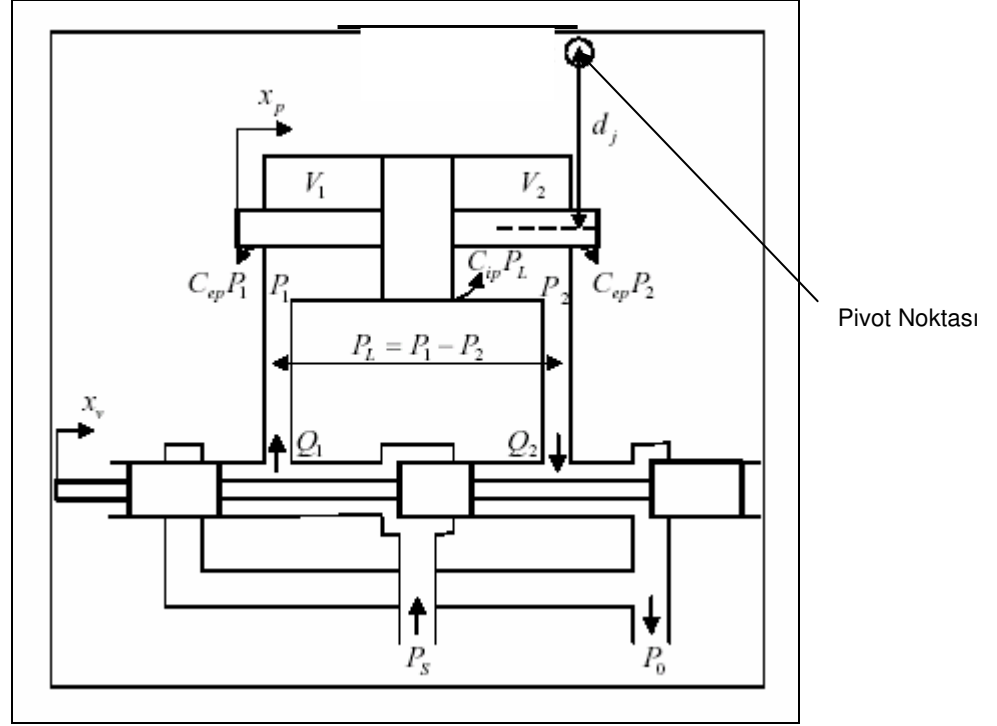
Şekil 3.19 Çapraz Bağlı Hidrolik Silindirlerin Şeması[7]

Bir kayan valfle eşleşen ve simetrik orifis için, basınç- akış eğrisinin merkez noktası çevresindeki doğrusal olarak türetilen denklem için bir açıklama izleyen denklem tarafından verilebilir. Sonuçta eşitlik 3.28 elde edilir. [7-10,18]

$$K_q \cdot x_v := \left(A_e \frac{dx_p}{dt} \right) + (C_{tp} + K_c) \cdot P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{P_L}{dt} \quad (3.28)$$

P_L basınç farkı izleyen gibi tanımlanır.

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (3.29)$$



Şekil 3.20 Bir Açık Devre Hidromekanik Dümenleme Sistemi Modeli[7]

Eklem açısı ϕ 'nin küçük değerleri için, izleyen eşitlik kullanılabilir; [7-10,18]

$$x_q := \phi \cdot d_j \quad (3.30)$$

Böylece, eşitlik 3.28 izleyen gibi tekrar yazılabilir.

$$K_q \cdot x_v := \left(A_e \cdot d_j \frac{d\phi}{dt} \right) + (C_{tp} + K_c) \cdot P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{P_L}{dt} \quad (3.31)$$

T_s torku izleyen eşitlik tarafından hesaplanarak dümenleme sistemi içinde bulunabilir. [7-10,18]

$$T_s = P_L \cdot A_e \cdot d_j \quad (3.32)$$

Kritik bir Şekilde kapalı merkezli valf için ve silindire karşı olan sızıntının göz ardı edilmesinin düşünülmesinden dolayı, K_c ve C_{tp} ihmal edilir. Böylece, valf nötr pozisyonunda olduğu zaman ($x_v=0$), P_L ϕ terimleri içinde eşitlik 3.31'ten bulunabilir.

Bu koşullar altında, eşitlik 3.32'yi kullanarak T_s 'yi tekrar hesaplarız; [7-10,18]

$$T_s := \frac{-4 \cdot A_e \cdot (d_j)^2 \cdot \beta_e \cdot \phi}{V_t} \quad (3.33)$$

Böylece, dümenleme sistemi izleyen rijitlikle birlikte pivot bağlantısında bir burulma yayına eşit olur. [7-10,18]

$$K_s := \frac{4 \cdot A_e \cdot (d_j)^2 \cdot \beta_e}{V_t} \quad (3.34)$$

K_r rijitliği ile birlikte pivot bağlantısındaki iki burulma yayının bir kombinasyonu ile ilişkili silindirler içindeki basınçlandırılmış yağın sıkıştırılma etkisi izleyen gibi bulunur: [7-10,18]

$$K_R := \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \cdot (A_e)^2 \cdot (d_j)^2 \cdot \beta_e \quad (3.35)$$

$V_1=V_2=0.5 \cdot V_t$ ile birlikte nötr pozisyon içinde, eşitlik 3.34 ve 3.35 aynı olacaktır. ($K_s=K_R$) Üretici verilerinden, temel araç için hidrolik sistemin parametreleri

tablo 3.1’de verilir. Basınçlandırılmış havanın yokluğunda ve esnek borularda, efektif bulk modülü β_e yaklaşık 1.5 GPa olan yalnızca hidrolik yağın bulk modülüne eşittir. β_e ’nin bu değeri ve hidrolik sistemin verilen parametreleri, K_s için eşitlik 3.34 temelinde yaklaşık 15.000.000 (Nm/rad)’dır. Ama, basınçlandırılmış havanın bir miktarı β_e ’yi yeteri kadar azaltabilir. β_e ’nin değeri esnek boruların mekanik uyumu ve basınçlandırılmış havanın etkilerinin dahil edilmesiyle birlikte 100 kata kadar bir faktör tarafından azaltılabilir. [7-10,18]

Pivot bağlantısı ve silindirler içindeki sürtünmeye rağmen, burulma sönümlemesi pivot bağlantısında düzenlenebilir. Genel olarak, bu araçlarda yapısal sönümleme sabit bir değerde olduğu bulundu. [7,9,10]

Horton ve Crolla yanal stabilitenin terimleri içindeki pivot bağlantısında bulunan burulma sönümlemesinin artışına eş değer olan tipik kapalı merkez valfiyle birlikte ($C_{tp}+K_c$) $\neq 0$ bir dümenleme sistemi içindeki silindirlere karşı olan başlangıç sızıntısını gösterdiler. Böylece, pivot noktasındaki bir eş değer burulma sönümlemesi C_R sızıntısı ve sürtünme etkilerini göstermede kullanılabilir. Sonuç olarak, aracın dümenleme sistemi pivot bağlantısındaki bir K_R burulma yayı kombinasyonları ve bir C_R burulma sönümlemesi kombinasyonu gibi modellenirler. [7-10,18]

Tablo 3.1 Temel Araç İçin Dümenleme Sistemi Parametreleri[7]

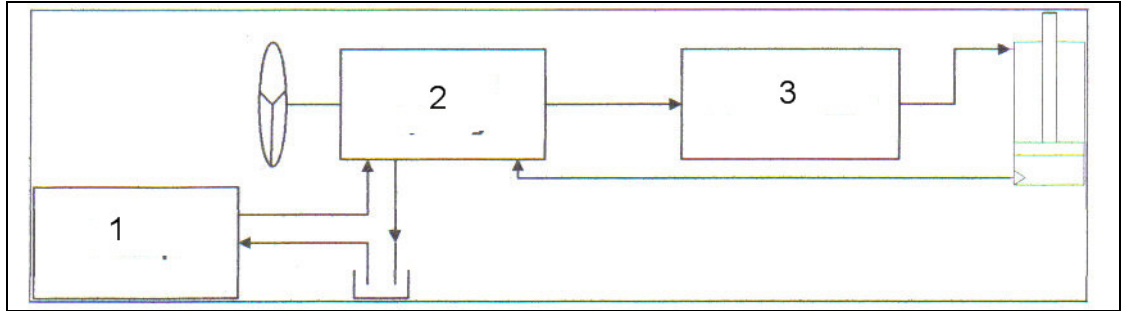
Parametre	Birim	Değer
Ae	m ²	0.01
Kq	m ² /s	5
dj	m	0.5
V1	m ³	0.005
V2	m ³	0.005

3.4.4 Hidrostatik Dümenleme Sistemi

Hidrostatik dümenleme sistemleri yol dışı araçlarda, iş makinalarında ve yüksek dümenleme kuvvetleri gerektiren traktörlerin kontrolünde kullanılırlar.

Geçmişte, hidrostatik dümenleme sistemleri bir yön kontrol valfini kontrol eden bir küçük deplasmanlı pilot valfiyle yapıldı. Ama, bugün, hidrostatik dümenleme sistemleri bir yağ ölçü elemanı gibi bir içten dişli içerir. Bu sistem içinde, yağ hacmi

Şekil 3.21'deki şematik olarak gösterilen, direksiyon açısının girişine göre oransal geçişi ölçülerek yapılır. Açık hidrolik devresine sahip araçlarda sisteme geri besleme yoktur. Şekil 3.21'de hidrostatik dümenleme sistemi gösterilir. [7-10,18]



1. Pompa 2. Döner Valf 3. Akış Ölçer

Şekil 3.21 Bir Hidrostatik Dümenleme Sistemi Şeması[7]

Dümenleme valfi sıklıkla bir gövde içindeki bir gömlek ve içinde bulunan bir bobinle birlikte bir döner valften oluşan valfe benzerdir.

Direksiyon döndüğü zaman bobin gömleğe doğru göreceli olarak döner ve bobin ve gömlek kombinasyonuna doğru olan yağ akışına izin veren yolları açar. Yağ akışı içten dişliye doğru yapılır ve içten dişlinin dönmesine neden olur.

Bir yağ akış ölçer gibi olan içten dişli fonksiyonları, direksiyonun dönüşünün durduğu zaman, içten dişli akışı gerotora olan akışı durduran gömleğe kadar dönmesini sağlar. [7-10,18]

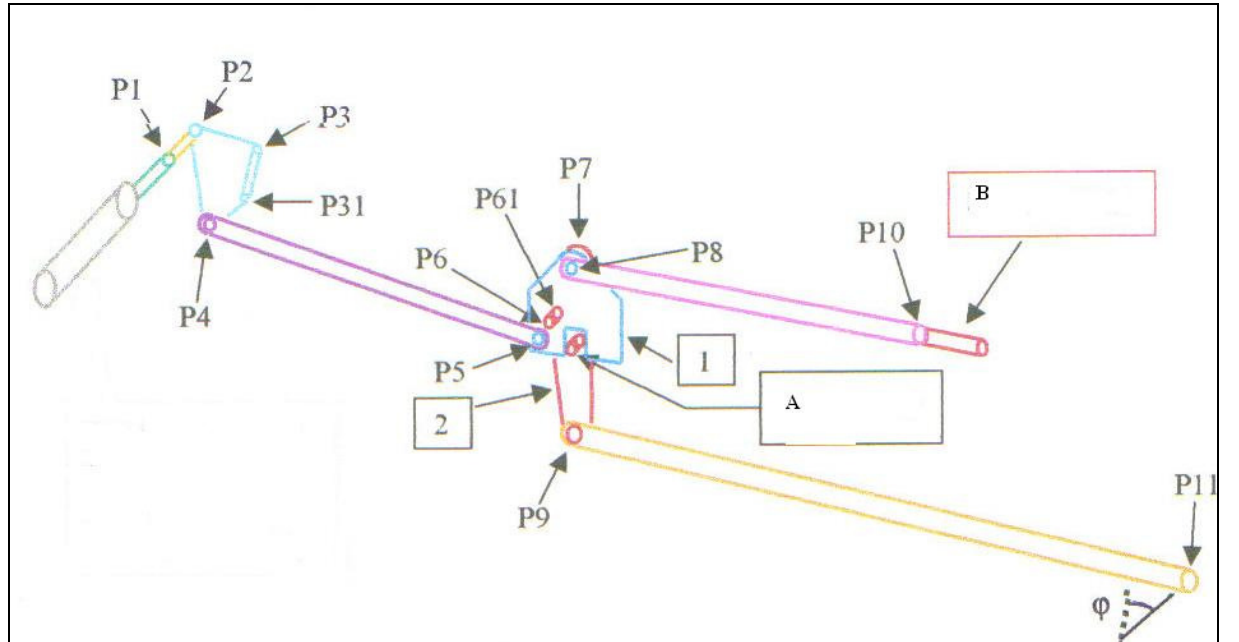
Böyle bir dümenleme sistemi için basınç akış denklemi, hem açık merkezli hem de kapalı merkezli olarak geliştirilmiştir. Kapalı devre sistemi içinde, arzu edilen eklem açısı ve gerçek açı arasındaki fark bir oransal kontrol tarafından yer değiştirilen valfi düzenlemede kullanılır. [7-10,18]

Hem açık hem de kapalı kontrol için sonuç denklemlerinin gösterdiği dümenleme sistem karakteristikleri bir hidrolik-mekanik sisteme benzer olduğu bulunmuştur.

3.4.5 Belden Kıрма Traktörlerde Kullanılan Dümenleme Mekanizmasının

Açıklaması

Bu kısımda belden kırma dümenlemeye sahip traktörlerdeki dümenleme sistemine genel bir bakış atılacaktır. Şekil 3.22'de belden kırma traktörlerde kullanılan dümenleme mekanizması tanımlanmaktadır. Bu sistem hibrid dümenleme sistemine benzerdir.[19]



A. Güvenlik Durdurucusu B.Kayan Bobin

Şekil 3.22 Belden Kıрма Traktörlerde Kullanılan Dümenleme Mekanizması[19]

Bu sistemde P1 ve P11 noktaları dümenleme bağlantılarına yerleştirilmiş orijinleriyle birlikte bir kordinat sistemine bağlı olarak verildi.

Pozitif X yönünde hareketin anlamı bizim yükleme ünitesini geriye doğru hareket ettirmemiz demektir. P1'in y yönünde ± 83.5 mm hareketi vardır ve bunun hareketi kayan dişli çiftinin hareketiyle aynıdır.

P2-P3-P3.1-P4 konsolu dönen bir pivot ile araç çatısına bağlıdır ve dönüş P3-P3.1 aksları çevresinde olur. Bu konsol P4'e geri beslemede hareket etmez.

Konsol1 y yönünde P6-P6.1 aksının çevresinde döner.

Aks kısmen konsol1'in arkasına gizlenmiş olarak konsol2'ye bağlanmıştır. Konsol1 valf bloğundaki kayan bobinle ilişkili olan P8-P10 ile bağlıdır. Konsol2 P7'de araç gövdesine bağlıdır ve aks çevresinde y ekseninde döner.

Konsol2 P6-P6.1 aksı boyunca konsol1'le bağlıdır. P10 x yönünde hareket eder ve hareketi kayan bobin hareketiyle aynıdır.

P9-P11 dümenleme açısının mekanik geri beslemesidir. P9 z yönü çevresinde ϕ dümenleme açısıyla döner.

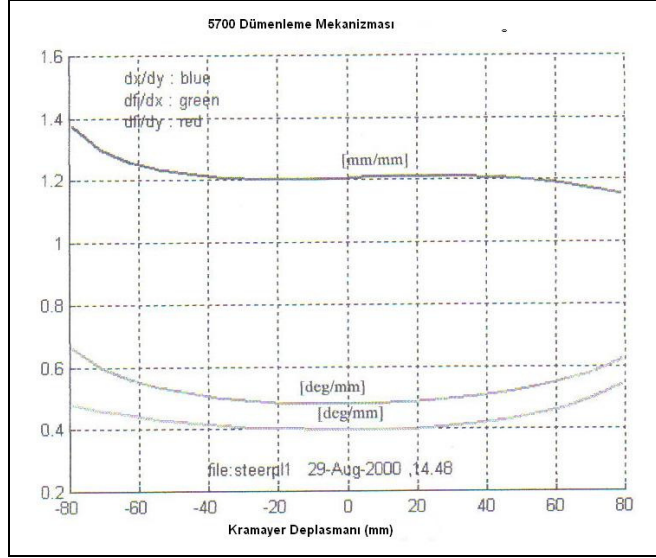
P1 noktası y yönünde pozitif bir hareket verir. Bu aracın sağa doğru dönmesini ve birde ϕ açısının pozitif olmasını sağlar.

Direksiyon saat yönünde döndüğü zaman P1y yönünde pozitif hareket eder. Bu konsol P2-P4'ü P3-P3.1 çevresinde saat yönünde dönmesini sağlar. P4 ve P5 x eksenini yönünde negatif hareket eder ve buda P8-P10'u x ekseninde pozitif hareket ettirir. Belden kırma traktör harekete başladığı zaman P9-P11 mekanik geri besleme x yönünde negatif hareket eder ve buda P8-P10'u nötr pozisyonuna geri gelmesini sağlar. [19]

3.4.5.1 Dümenleme açısı, bobin ve kramayer deplasmanı arasındaki

ilişkiler

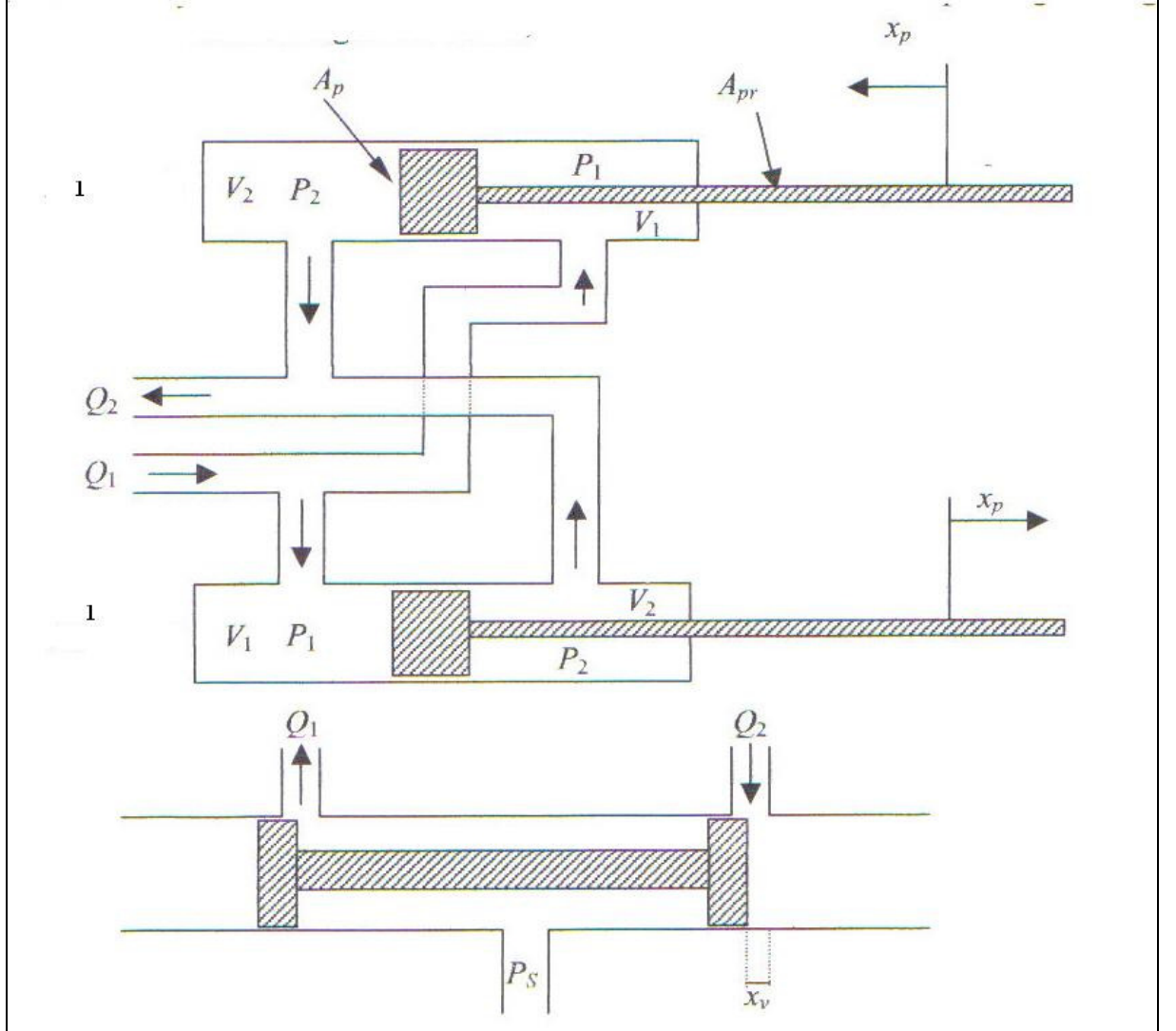
$d\phi$ (dümenleme açısı), dx (dümenleme bobini deplasmanı) ve dy (kramayer deplasmanı)  zellikleri arasındaki ilişkiler sabit değildir, bunlar ϕ dümenleme açısıyla birlikte değişirler. Bu nedenle konsol1 dönme hareketine başlar. şekil 3.23 kayan dişli çiftinin deplasmanının bu önemli ilişkilerini gösterir. [19]



şekil 3.23 Dümenleme Mekanizması İçindeki Parçaların Birbirleriyle Olan İlişkileri
[19]

3.4.5.2 İki silindirli sistem

Bu modelde belden kırma traktör kontrol sistemi iki tane birlikte hareket eden dümenleme silindirinden oluşmuştur ve bu Şekil 3.24'te gösterilir. [19]



1. Hidrolik Silindir

Şekil 3.24 İki Silindirli Sistem[19]

Pompalar P_s basıncının sağlanmasını kontrol eder ve buda sistemde $(P_s - P_1)$ basınç farkının sabit kalmasını sağlar. Basınç yüke doğru olursa P_L her iki silindir için eşit olmak zorundadır.

A_p piston alanı ve A_{pr} 'de piston alanı ile mil alanı arası farktır. V_1 ve V_2 hacimlerini süreklilik denklemini kullanarak tanımlarız. [19]

$$\begin{aligned}
V_1 &:= V_0 + \left[A_p + (A_p) \cdot \right] \cdot x_p \\
V_2 &:= V_0 - \left[A_p + (A_p) \cdot \right] \cdot x_p
\end{aligned} \tag{3.36}$$

Buradan 3.37 denklemini türetiriz.

$$\frac{dV_1}{dt} = \left[A_p + \left[(A_p) \cdot \right] \right] = \frac{-dV_2}{dt} \tag{3.37}$$

Sistemin toplam yağ hacmi;

$$V_1 = V_{01} + V_{02} = 2 \cdot V_0 \tag{3.38}$$

Toplam yağ akışını eşitlik 3.36 ve 3.37'yi süreklilik denkleminde yerine koyarak elde ederiz. [19]

$$\begin{aligned}
Q_1 &:= \left(\frac{dV_1}{dt} \right) + \left[\frac{V_0 + \left[A_p + (A_p) \cdot \right] \cdot x_p}{\beta_e} \right] \cdot \left(\frac{dP_1}{dt} \right) + C_{ip} \cdot (P_1 - P_2) + C_{ep} \cdot P_1 \\
Q_2 &:= \left[\frac{dV_1}{dt} - \left[\frac{V_0 + \left[A_p + (A_p) \cdot \right] \cdot x_p}{\beta_e} \right] \cdot \left(\frac{dP_2}{dt} \right) + C_{ip} \cdot (P_1 - P_2) \right] - C_{ep} \cdot P_2
\end{aligned}$$

Süreklilik denklemleri aşağıdaki gibidir;

$$\begin{aligned}
V_1 &:= Q_1 - C_{ip} \cdot (P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_1 = \left(\frac{dV_1}{dt} \right) + \left(\frac{V_1}{\beta_e} \right) \cdot \left(\frac{dP_1}{dt} \right) \\
V_2 &:= C_{ip} \cdot (P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_1 - Q_2 = \left(\frac{dV_2}{dt} \right) + \left(\frac{V_2}{\beta_e} \right) \cdot \left(\frac{dP_2}{dt} \right)
\end{aligned}$$

Bu iki denklemi toplarsak;

$$Q_1 + Q_2 := \left(2 \cdot \frac{dV_1}{dt} \right) + \left(\frac{V_0}{\beta_e} \right) \cdot \left(\frac{d(P_1 - P_2)}{dt} \right) + \left[\frac{\left[A_p + (A_p) \cdot \right] \cdot x_p}{\beta_e} \right] \cdot \left(\frac{d(P_1 - P_2)}{dt} \right) + \left[2 \cdot \left[C_{ip} \cdot (P_1 - P_2) \right] \right] + C_{ep} \cdot (P_1 - P_2)$$

Eğer $\frac{dV_1}{dt}$ 'nin yerine $\left[A_p + (A_p) \cdot \right] \cdot \frac{dx_p}{dt}$ 'yi 3.37 eşitliğine koyarsak (3.39) eşitliğini elde ederiz. [18]

$$Q_1 + Q_2 := 2 \cdot \left[\left[A_p + (A_p) \cdot \right] \cdot \frac{dx_p}{dt} \right] + \left(\frac{V_0}{\beta_e} \right) \cdot \left(\frac{d(P_1 - P_2)}{dt} \right) + \left[2 \cdot \left[C_{ip} \cdot (P_1 - P_2) \right] \right] + C_{ep} \cdot (P_1 - P_2) + \left[\frac{\left[A_p + (A_p) \cdot \right] \cdot x_p}{\beta_e} \right] \cdot \left(\frac{d(P_1 - P_2)}{dt} \right) \tag{3.39}$$

Q_L , V_t , C_{tp} ve P_L ' nin tanımlarını kullanarak ve 3.39 denkleminin son terimlerini düşünerek ihmal edebilir. 3.39 denklemini azaltırsak 3.40 denklemi olur; [19]

$$Q_L := 2 \left[A_p + (A_p)' \right] \cdot \frac{dx_p}{dt} + \left(\frac{V_t}{4\beta_e} \right) \cdot \left(\frac{dP_L}{dt} \right) + C_{tp} \cdot P_L \quad (3.40)$$

veya LAPLACE tranformasyonuna uğratırsak 3.41 denklemi elde edilir.

$$Q_L := \left[A_p + (A_p)' \right] \cdot s \cdot x_p + \left(\frac{V_t}{4\beta_e} \right) \cdot s \cdot P_L + C_{tp} \cdot P_L \quad (3.41)$$

Valfe doğru olan akışı tanımlayan denklem öncekiyle aynıdır. Böylece sistem denklemine elde ederiz. [19]

$$Q_L := \left[A_p + (A_p)' \right] \cdot s \cdot x_p + \left(\frac{V_t}{4\beta_e} \right) \cdot s \cdot P_L + C_{tp} \cdot P_L \quad (3.42)$$

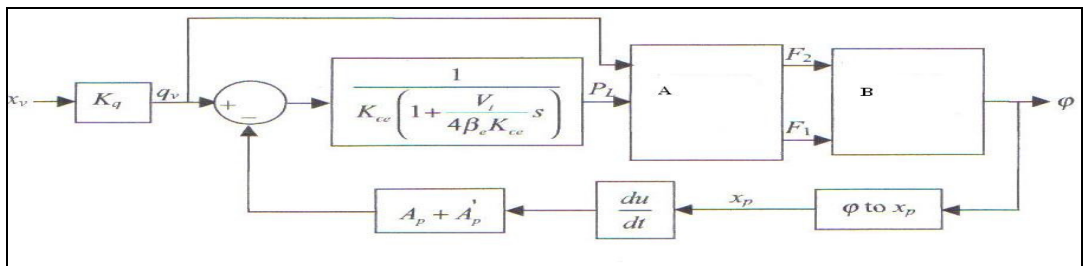
$$Q_L = K_q \cdot X_v - K_c \cdot P_L$$

Ayrıca Q_L üstteki gibi yazılabilir. Bu sistemi P_L 'ye göre çözersek 3.43'i elde ederiz.

$$P_L := \frac{K_q \cdot x_v - \left[A_p + (A_p)' \right] \cdot s \cdot x_p}{K_{ce} \cdot \left(1 + \frac{V_t \cdot s}{4\beta_e \cdot K_{ce}} \right)} \quad (3.43)$$

Burada $K_{ce} = C_{tp} + K_c$ dir.

X_v 'den X_p 'ye olan transfer fonksiyonu diagramı Şekil 3.25'teki gibi gösterilir. [19]



A. Kuvvete Neden Olan Basınç B. Araç Dinamikleri

Şekil 3.25 Transfer Fonksiyonu Diagramı[19]

Blok basıncı kuvveti içinde, P_L basıncı P_1 ve P_2 olmak üzere ikiye ayrılır. F_1 ve F_2 kuvvetleri aşağıdaki denklemden hesaplanır. [19]

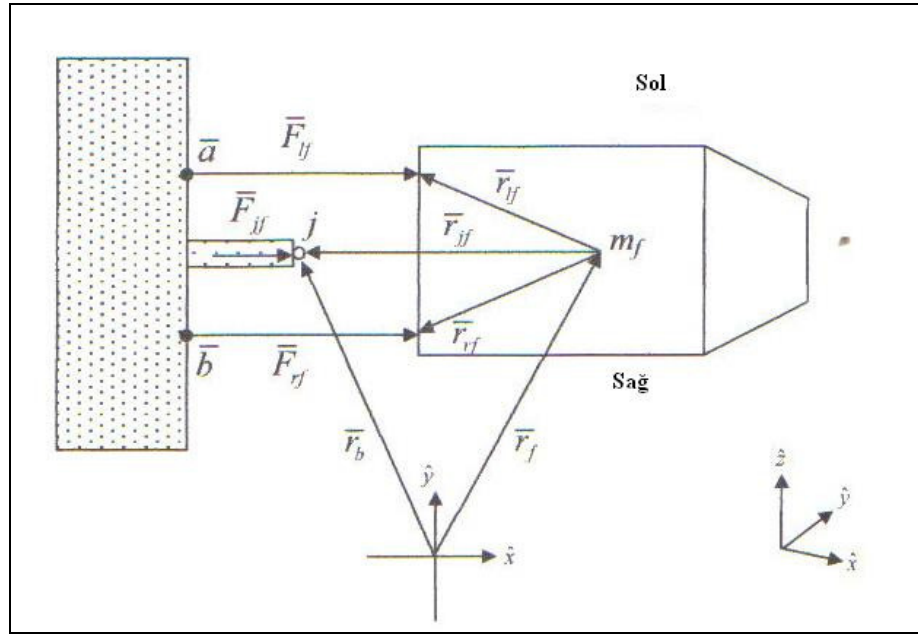
$$\mathbf{F}_1 := P_1 \cdot A_p - P_2 \cdot (A_p) \quad (3.44)$$

$$\mathbf{F}_2 := P_1 \cdot (A_p) - P_2 \cdot A_p$$

3.4.5.3 Modelin geçerliliği

3.4.5.3.1 Basitleştirilmiş model

Hareket etmeyen nesneyi bir duvara benzeterek aracın yük ünitesiyle yer değiştirebiliriz. Önceki tanımlandığı gibi traktör bağlantı çevresinde dönecektir. Şekil 3.26'da bu basitleştirilmiş model görülmektedir. [19]



Şekil 3.26 Basitleştirilmiş Model[19]

3.4.5.3.2 Basitleştirilmiş model için denklemler

Basitleştirilmiş model için eşitlikler aracın tüm modelleri için aynıdır. Bunlar; [19]

$$m_f \cdot \left[\frac{d^2}{dt^2} (r_f)^- := (F_{rf})^- + (F_{lf})^- + (F_{jf})^- \right. \quad (3.45)$$

$$J_f \cdot \left(\frac{d^2}{dt^2} \Phi \right) \cdot Z := (r_{rf})^- \times (F_{rf})^- + (r_{lf})^- \times (F_{lf})^- + (r_{jf})^- \times (F_{jf})^- \quad (3.46)$$

$$(r_f)^- := (r_b)^- - (r_{jf})^- \quad (3.47)$$

$$(r_{lf})^- := U[(\phi_f)^-] \cdot (r_{lf0})^- \quad (3.48)$$

$$(r_{jf})^- := U[(\phi_f)^-] \cdot (r_{jf0})^-$$

$$(r_{rf})^- := U[(\phi_f)^-] \cdot (r_{rf0})^-$$

$$(F_{rf})^- := f_r \cdot (e_r)^- \quad (3.49)$$

$$(F_{lf})^- := f_l \cdot (e_l)^-$$

$$(e_l)^- := \frac{(r_f)^- + U[(\phi_f)^-] \cdot (r_{lf0})^- - a^-}{\left| (r_f)^- + U[(\phi_f)^-] \cdot (r_{lf0})^- - a^- \right|} \quad (3.50)$$

$$(e_r)^- := \frac{(r_f)^- + U[(\phi_f)^-] \cdot (r_{lf0})^- - b^-}{\left| (r_f)^- + U[(\phi_f)^-] \cdot (r_{lf0})^- - b^- \right|}$$

3.4.5.3.3 Geri besleme kontrol sistemi

Dümenleme kontrol valfi iki dümenleme silindirine yağ sağlar. Valf direksiyona bağlı bir bağlantının hareketiyle hareket ettirilir ve buda bu bağlantıya yoldan dümenleme bağlantısına ve oradanda makina dümenleme açısına gelen geri beslemeyi de kapsar. Dümenleme kontrolünü stabil yapmak için, dinamik olarak geri besleme basıncı da kontrol valfi bobinine doğrudur. Direksiyon döndürülürse pistonlar hareket eder. Pistonların pozisyonları araca bir dümenleme açısı verir ve buda kontrol valfine geri besleme olarak adlandırılabilir.

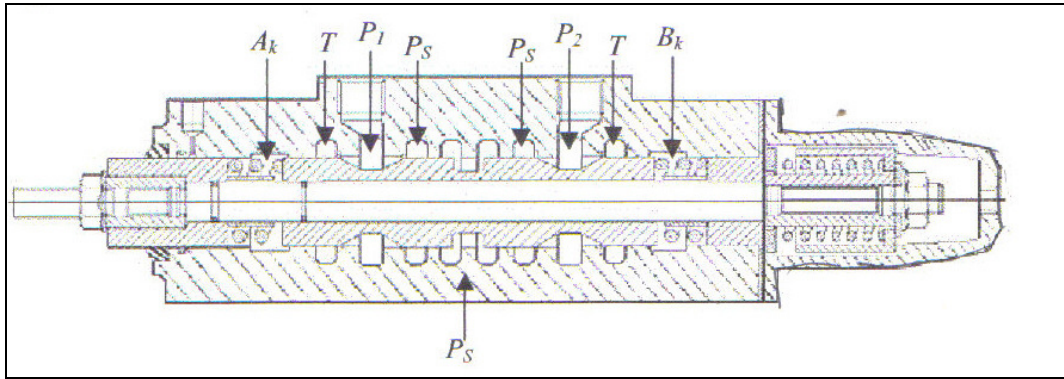
Açı arzu edilen pozisyona eriştiği zaman kontrol valfi bobini nötr pozisyonuna döner. Kontrol valfi bobininin hareketi mekanik olarak kontrol edildiğinde geri besleme basıncı bobininin hareketine karşı hidrolik kontrol verir.

Bu ters hareketin amacı basıncın yüksek frekanslı osilasyonunu geri hareket ettirmektir. Bu sistemde arzulanan sönümü ve yoğun titreşimlerden kaçınmamızı sağlar. [19]

3.4.5.3.3.1 Kontrol valfi

Sistemin stabilitesi için gerekli sönümlenme özel tip kontrol valfi tarafında verilir çünkü basıncın zamanlan türetilmesi esnasında geri besleme yapılmasına da ihtiyaç duyulmaktadır. [19]

Şekil 3.27’de bir kontrol valfi görülmektedir.



Şekil 3.27 Kontrol Valfi Modeli[19]

Dümenleme mekanizması hareketi bobinin sola yada sağa doğru hareketiyle olur. Direksiyonu döndürmemiz esnasında bobinin hareketiyle tank hattı t'yle birlikte veya P_S 'nin P_1 ve P_2 'yle bağlantısını sağlar.

Belden kırma traktörle sağa doğru dönme hareketi yapmak için dümenleme mekanizması bobinini sağa doğru hareket ettirmek gerekir ve P_1 'i P_s ile ve P_2 'yi tank ile birleştirir.

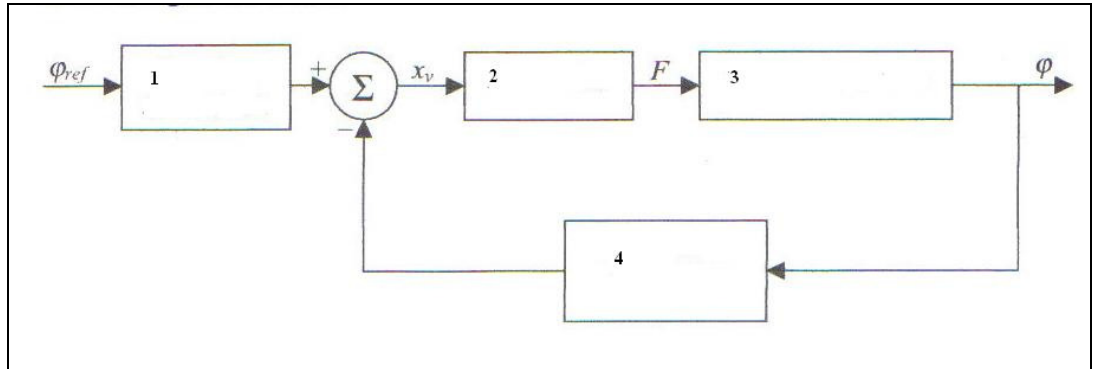
Bu durumda P_1 daha büyük bir basınca sahiptir ve buda aracın sağa dönmesini sağlar.

Basınç AK ve BK odalarının içine geri beslenir ve buda dümenleme kontrolünün stabilitesini korumak için gerekli sönülmeyi sağlar. [19]

3.4.5.3.2 Mekanik geri beslemeli sistem

Geri besleme kontrol sisteminin en önemli parçası mekanik geri beslemedir ve dümenleme açısı arzu edilen pozisyona geldiği zaman kontrol valfi nötr pozisyona geri döner. Bu dümenleme mekanizmasının parçasıdır. Kontrol teorisini kullanarak mekanik geri besleme; piston pozisyonundan kontrol valfine direk geri besleme olarak tanımlanabilir. [19]

Şekil 3.28'de kontrol sisteminin basitleştirilmiş blok diagramı görülmektedir.



1. Dümenleme mekanizması 2. Hidrolik 3. Araç Dinamikleri 4. Mekanik

Şekil 3.28 Kontrol Sisteminin Basitleştirilmiş Blok Diagramı[19]

φ_{ref} = Referans valf dümenleme açısı

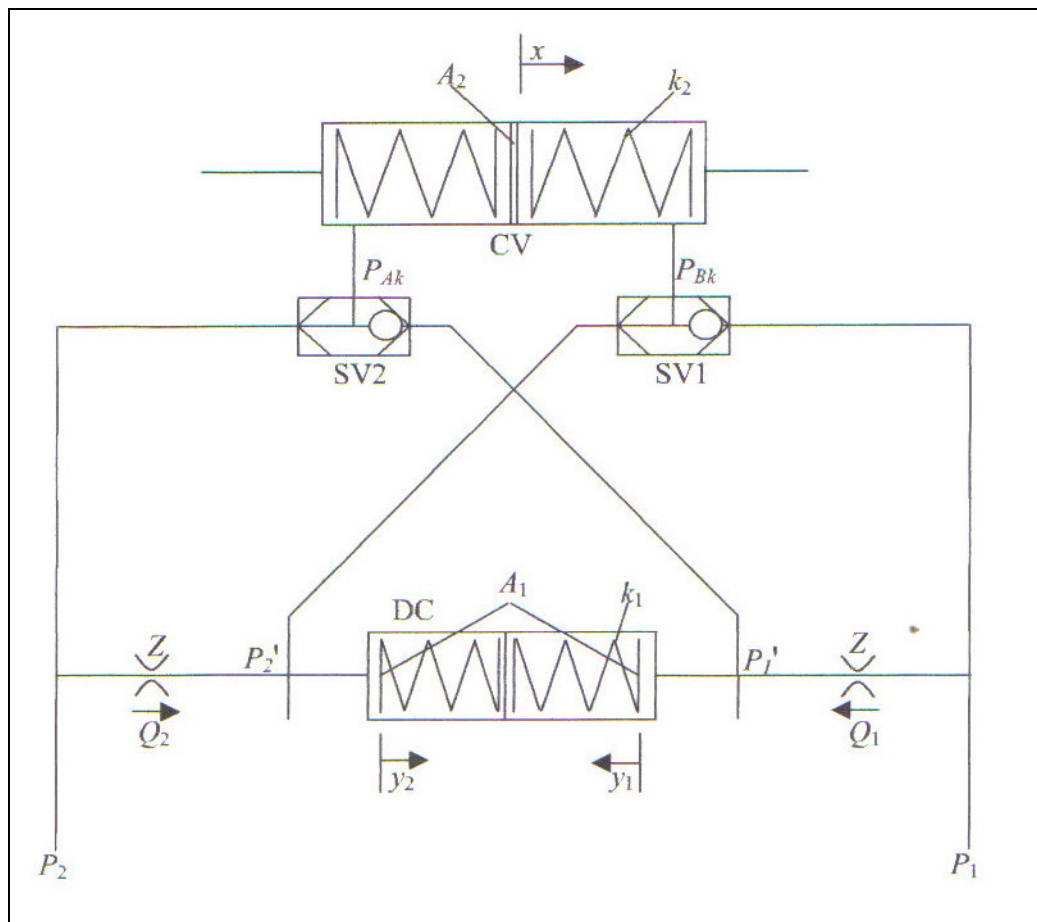
x_v = Kontrol valfi bobini deplasmanı

F = Dümenleme silindirindeki kuvvet

φ = Dümenleme açısı

Bu mekik valfi2 (SV2) içindeki basıncın kontrol valfine etki eden P_1 ' olmasına izin verir. [19]

Yüksek geçişli filtrenin kontrol valfiyle bağlantısı Şekil 3.30'da görülmektedir. [19]



Şekil 3.29'da mekik valfleri SV1 ve SV2, $P_2 > P_1'$ ve $P_2' > P_1$ basınç ilişkileriyle ilgili hareket ederler.

Eğer Q_1 akışıyla birlikte olanları araştırırsak vereceği akış olmadığı için mekik valfi 2 kapalıdır, ama P_1' basıncına göre $Q_1 := A_1 \cdot (y_1)'$ sönümlleme silindrine etki eder. P_2' basıncı SV1 açıkken hem sönümlleme silindrine hem de kontrol valfine etki eder.

Bu durumda aşağıdaki denklem elde edilir; [19]

$$Q_1 := A_1 \cdot (y_1)' \quad (3.51)$$

$$Q_2 := A_1 \cdot (y_2)' - A_2 \cdot x'$$

Burada yağın sıkıştırılabilirliği ihmal edilmiştir. İki mekik valfi dört farklı konuma sahiptir. Birincisi 3.51 denkleminde tanımlanmıştır ve geri kalan üç tanesi de aşağıda tanımlanacaktır. [19]

İkinci durumda aşağıdaki eşitlikleri veren $P_2 > P_1'$ ve $P_2' < P_1$ durumuna erişildi.

$$Q_1 := A_1 \cdot (y_1)' \quad (3.52)$$

$$Q_2 := A_1 \cdot (y_2)'$$

Üçüncü durumda $P_2 < P_1'$ ve $P_2' > P_1$ durumunda aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$Q_1 := A_1 \cdot (y_1)' + A_2 \cdot x' \quad (3.53)$$

$$Q_2 := A_1 \cdot (y_2)' - A_2 \cdot x'$$

Dördüncü ve son durum bize aşağıdaki eşitliği veren $P_2 < P_1'$ ve $P_2' < P_1$ duruma ulaşılır.

$$Q_1 := A_1 \cdot (y_1)' + A_2 \cdot x' \quad (3.54)$$

$$Q_2 := A_1 \cdot (y_2)'$$

P_1' basıncı izleyen gibi tanımlanabilir.

$$(P_1)' := P_1 - \Delta P_1 \quad (3.55)$$

Ve P_2' P_1' gibi yazılır.

$$(P_2)' := P_2 - \Delta P_2 \quad (3.56)$$

Q₁ akışı izleyen gibi tanımlanır.

$$Q_1 := \frac{P_1 - (P_1)' \cdot}{Z} \quad (3.57)$$

Q₂'de benzer yolla elde edilir;

$$Q_2 := \frac{P_2 - (P_2)' \cdot}{Z} \quad (3.58)$$

Burada (Z) orifise karşı olan basınç ile ona doğru olan akış arasındaki doğrusal ilişkidir.

F kuvvetini izleyen gibi tanımlanabilir. [19]

$$F = P \cdot A = k \cdot x \quad (3.59)$$

P= Basınç (N/m²)

A= Alan (m²)

k= Yay rijitlik katsayısı (N/m)

x=Yayın nötr pozisyonundan uzaklığı(m)

Eğer eşitlik 3.59'u P₁' basıncı ve sönümleme silindirin de kullanırsak izleyen denklem elde edilir.

$$(P_1)' \cdot A_1 = k_1 \cdot (y_1)' \quad (3.60)$$

Her iki tarafın türevi alınırsa basınç değişim hızı elde edilir.

Bu izleyen 3.61 denklemidir;

$$(y_1)' := \left(\frac{A_1}{k_1} \right) \cdot (P_1)' \quad (3.61)$$

Bir analog çözüm olarak 3.62 denklemini elde ederiz,

$$(y_2)' := \left(\frac{A_1}{k_1} \right) \cdot (P_2)' \quad (3.62)$$

Tanımlanmış aynı teknikle kontrol valfinin kullanılması durumunda ki denklem 3.63'ü izleyen gibi bulunur;

$$(P_{AK} - P_{BK}) \cdot A_2 := k_2 \cdot x \quad (3.63)$$

Burada $P_{AK} = \max(P_2, P_1')$ ve $P_{BK} = \max(P_2', P_1)$ 'dir. 3.63 denkleminin türevinin alınması aşağıdaki denklemi verir. [19]

$$\dot{x} := \left(\frac{A_2}{k_2} \right) \cdot [(\dot{P}_{AK}) - (\dot{P}_{BK})] \quad (3.64)$$

(3.51) ile (3.54) arası denklemlerin içine (3.57);(3.58);(3.61);(3.62) ve (3.64) eşitlikleri konursa ilk durum denkleminde ulaşılır. [19]

$$\begin{aligned} \frac{P_1 - (P_1)'}{Z} &:= \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \cdot (P_1)'' \\ \frac{P_2 - (P_2)'}{Z} &:= \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \cdot (P_2)'' - \left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot [(\dot{P}_2) - (\dot{P}_2)'] \end{aligned} \quad (3.65)$$

$P_2 > P_1'$ ve $P_2' < P_1$ olduğu zamanki ikinci durumda aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} \frac{P_1 - (P_1)'}{Z} &:= \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \cdot (P_1)'' \\ \frac{P_2 - (P_2)'}{Z} &:= \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \cdot (P_2)'' \end{aligned} \quad (3.66)$$

$P_2 < P_1'$ ve $P_2' > P_1$ olduğu zaman ki üçüncü durumda aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} \frac{P_1 - (P_1)'}{Z} &:= \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \cdot (P_1)'' + \left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot [(P_1)'' - (P_2)'] \\ \frac{P_2 - (P_2)'}{Z} &:= \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \cdot (P_2)'' - \left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot [(P_1)'' - (P_2)'] \end{aligned} \quad (3.67)$$

Dördüncü ve sonuncu durumda izleyen denklem elde edilir. [19]

$$\frac{P_1 - (P_1)'}{Z} := \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \cdot (P_1)'' + \left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot [(P_1)'' - (P_1)'] \quad (3.68)$$

$$\frac{P_2 - (P_2)'}{Z} := \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \cdot (P_2)''$$

Yukarıda bulduğumuz dört farklı durumdaki eşitliklerden P'1' ve P'2' denklemini elde edilmektedir ve bu P'1' ve P'2''yü aşağıdaki denklemlerden elde edilir.

Birinci durumdaki denklem; [19]

$$(P_1)'' := \left[\frac{1}{\frac{(A_1)^2}{k_1}} \right] \cdot \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot [P_1 - (P_1)']$$

$$(P_2)'' := \left[\frac{1}{\frac{(A_1)^2}{k_1} + \frac{(A_2)^2}{k_2}} \right] \cdot \left[\left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot (P_2)' + \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot [P_2 - (P_2)'] \right] \quad (3.69)$$

İkinci durumdaki denklem;

$$(P_1)'' := \left[\frac{1}{\frac{(A_1)^2}{k_1}} \right] \cdot \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot [P_1 - (P_1)']$$

$$(P_2)'' := \left[\frac{1}{\frac{(A_1)^2}{k_1}} \right] \cdot \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot [P_2 - (P_2)'] \quad (3.70)$$

Üçüncü durum aşağıdaki denklemi verir.

$$(P_1)'' := \left[\frac{1}{\frac{(A_1)^2}{k_1} + \frac{(A_2)^2}{k_2}} \right] \cdot \left[\left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot (P_2)' + \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot [P_1 - (P_1)'] \right]$$

$$(P_2)'' := \left[\frac{1}{\frac{(A_1)^2}{k_1} + \frac{(A_2)^2}{k_2}} \right] \cdot \left[\left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot (P_1)' + \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot [P_2 - (P_2)'] \right] \quad (3.71)$$

Üçüncü durumu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} \left(\dot{P}_1\right)^{\cdot\cdot} &:= \left[\frac{1}{\left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} + \frac{2 \cdot (A_2)^2}{k_2} \right]} \right] \cdot \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot \left[\left[\frac{(A_1)^2}{k_1} + \frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot [P_1 - (P_1)^{\cdot}] + \left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot [P_2 - (P_2)^{\cdot}] \right] \\ &\quad (3.72) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left(\dot{P}_2\right)^{\cdot\cdot} &:= \left[\frac{1}{\left[\frac{(A_1)^2}{k_1} \right] \left[\frac{(A_1)^2}{k_1} + \frac{2 \cdot (A_2)^2}{k_2} \right]} \right] \cdot \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot \left[\left[\frac{(A_1)^2}{k_1} + \frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot [P_2 - (P_2)^{\cdot}] + \left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot [P_1 - (P_1)^{\cdot}] \right] \end{aligned}$$

Son durumda aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} \left(\dot{P}_1\right)^{\cdot\cdot} &:= \left[\frac{1}{\frac{(A_1)^2}{k_1} + \frac{(A_2)^2}{k_2}} \right] \cdot \left[\left[\frac{(A_2)^2}{k_2} \right] \cdot (P_1)^{\cdot} + \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot [P_1 - (P_1)^{\cdot}] \right] \\ &\quad (3.73) \end{aligned}$$

$$\left(\dot{P}_2\right)^{\cdot\cdot} := \left[\frac{1}{\frac{(A_1)^2}{k_1}} \right] \cdot \left(\frac{1}{Z} \right) \cdot [P_2 - (P_2)^{\cdot}]$$

Basınç geri besleme kontrol valfi bobine bir yer değiştirme verir. Bu deplasman denklem 3.74 gibi tanımlanabilir. [19]

$$x := \left(\frac{A_2}{k_2} \right) \cdot P \quad (3.74)$$

3.4.5.3.3.5 Komple kontrol modeli

Burada farklı parçaların birbirleriyle nasıl bağlandığı gösterilecektir. Bu parçalar dümenleme mekanizması, hidrolikler, araç dinamikleri ve dinamik geri besleme basıncıdır. [19]

Blok diagramında aşağıda tanımlanan notasyonları kullanırız.

X_{v-s} = Dümenleme mekanizmasından gelen piston deplasmanı

X_{v-m} =Mekanik geri beslemeden gelen piston deplasmanı

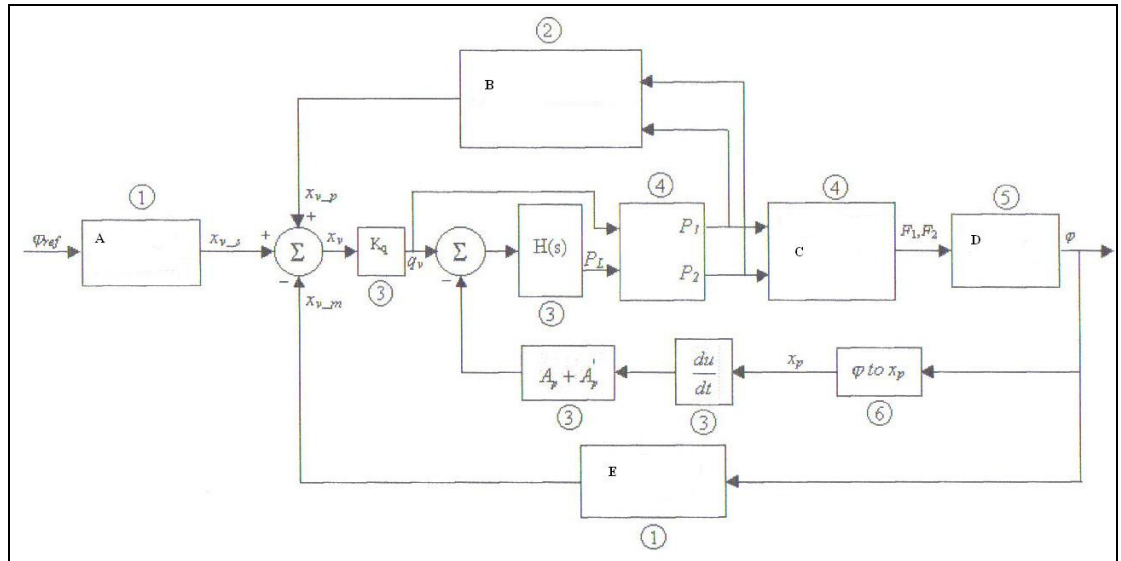
X_{v-p} =Basınç geri beslemesinden gelen piston deplasmanı

Bobin deplasmanı için aşağıdaki formül önerilir.

$$X_v = X_{v-s} + X_{v-m} + X_{v-p} \quad (3.75)$$

Şekil 3.31'de komple geri besleme kontrol sistemi gösterilir.

Şekil 3.32'de belden kırma dümenlemeye sahip araçlarda kullanılan hidrolik dümenleme gösterilir.



A. Dümenleme mekanizması B. Basınç geri beslemesi C. Kuvvete neden olan basınç

D. Araç dinamikleri E. Mekanik geri besleme

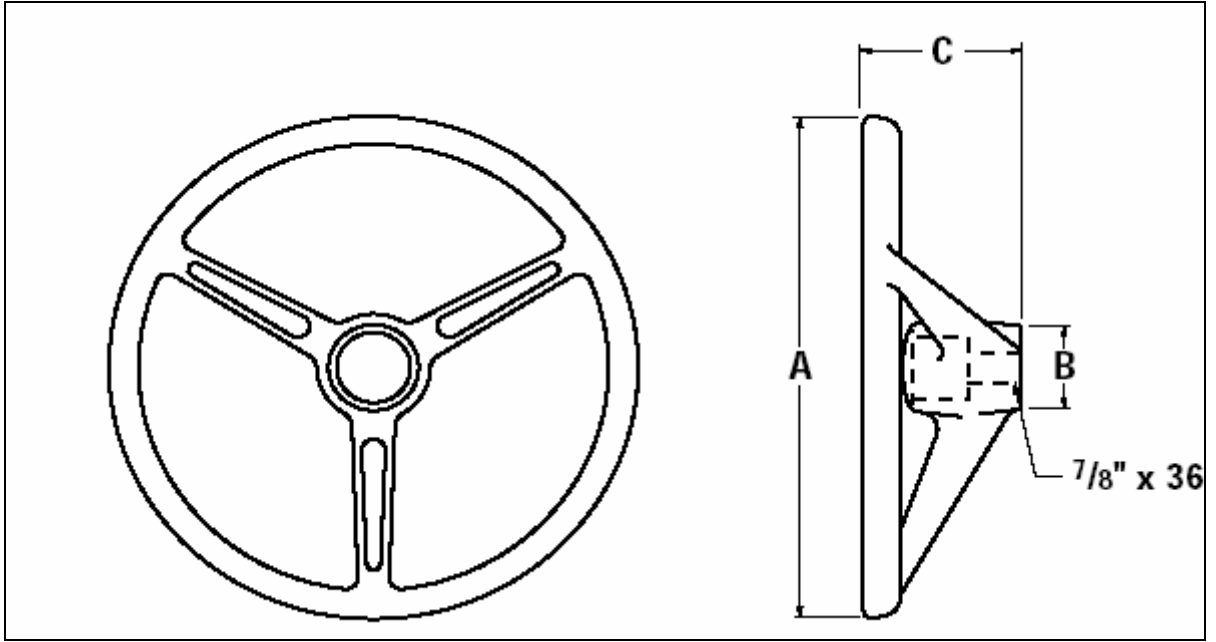
Şekil 3.31 Komple Geri Besleme Kontrol Sistemi [19]

3.5 Sistemde Kullanılan Parçalar

Bu kısımda belden kırma dümenleme sisteminde kullanılan parçalar tanıtılacaktır.

3.5.1 Direksiyon Simidi

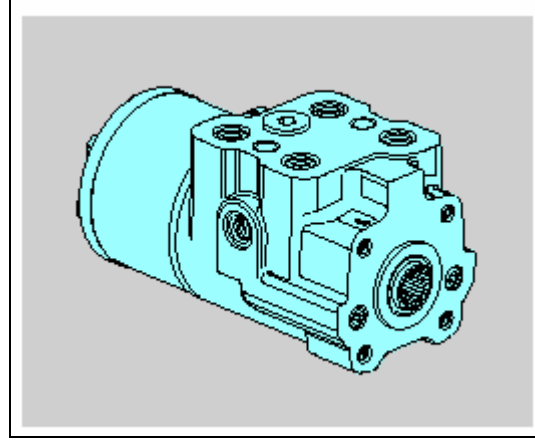
Dümenleme kontrol ünitesini kontrol etmede sürücü tarafından kullanılır. Değişik çaplarda üretilirler. Dümenleme esnasında sürücüye daha az efor sarf ettirmelidirler. Araç kullanma ergonomisine uymalıdır. Şekil 3.39'da tipik bir direksiyon gösterilir.[20]



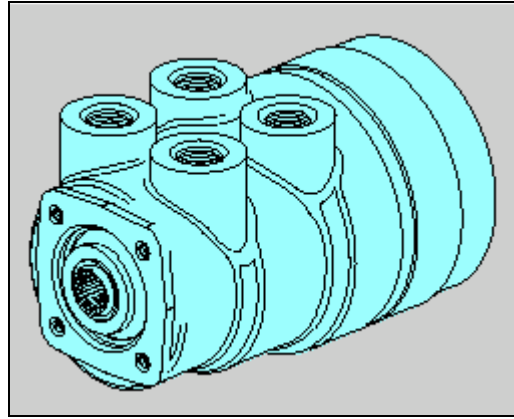
Şekil 3.33 Direksiyon[20]

3.5.2 Dümenleme Kontrol Ünitesi

Özel oranlı akış ve kontrol basınçları için dizayn edilmiştir. Dümenleme kontrol ünitesi maksimum dümenleme oranı elde etmek için öncelik valfi içindeki bir kontrol basıncıyla eşleşmek zorundadır. Yüksek kontrol basıncı için yüksek akış oranı gereklidir. Nötr içsel sızıntı komponent sıcaklıklarının eşitliğini sağlamak zorundadır. Ayrıca dümenleme esnasında kilitten kilite 3-5 turda gelmelidir. Başka bir deyişle aracın maksimum dümenleme açısının 10°/s olmasını sağlamalıdır. Mevcut belden kırma traktörlerde kullanılan dümenleme kontrol ünitelerinin sağladığı dümenleme açısı değeri 35-55°'dir. Şekil 3.34'te ve Şekil 3.35'te mevcutta kullanılan dümenleme kontrol üniteleri gösterilir.[18,21]



Şekil 3.34 20 Serisi Dümenleme Kontrol Ünitesi[21]



Şekil 3.35 25 Serisi Dümenleme Kontrol Ünitesi[21]

3.5.3 Hidrolik Pompalar

Belden kırma dümenlemeli araçlarda mevcutta daha çok pistonlu tip pompalar kullanılmaktadır ve bahçe traktörü gibi küçük araçlarda dişli tip pompalar kullanılabilmektedir. Ayrıca pompalar sabit deplasmanlı, basıncı ayarlanmış veya akış ve basıncı ayarlanmış olabilir.[22]

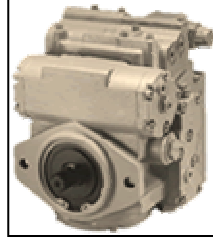
Sistemde kullanılan pistonlu tip pompalar ikiye ayrılır. Bunlar radyal ve ekseneldir.

3.5.3.1 Eğik bloklu pistonlu pompa

Genellikle iri gövdeli olup gürültülü çalışırlar. Çok değişik kapasitede yapılabilen pistonlu pompalar 1000 bar'a kadar değişen basınçta akışkan üretiminde kullanılmaktadırlar. Bu tip pompalarda küçük pistonlar gövde içinde yataklı ve dönme hareketleri yapan bir piston bloku içinde çalışırlar. Piston blokunun açısı ayarlanarak, küçük pistonların strokları değiştirilir ve böylece debi istenilen değere göre elde edilir.

Pistonlar, giriş ağız yarığında geçerken, akışkan silindire çekilir ve uzarken de, çıkış ağız yarığında akışkanı hidrolik sisteme doğru iterler. Pompa debisi, eğik eksen açısının değerine göre değişir.

Sabit debili pompalarda bu açı yaklaşık olarak 25°'dir. Değişken debili pompalarda bu açı 7°-25°'dir. Silindirik blok açısı; elle çevrilerek, servo kontrol sistemi sayesinde veya basınç kontrol düzeneği sayesinde değiştirilebilir. Şekil 3.36'da eğik bloklu pistonlu pompa görülmektedir.[22]

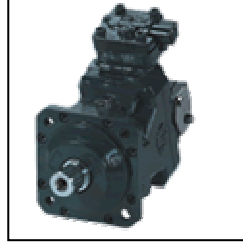


Şekil 3.36 Eğik Bloklu Pistonlu Pompa[23]

3.5.3.2 Eğik plakalı pistonlu pompalar

Bu pompalarda silindir eksenleri ile pompa mili birbirlerine paraleldir. Plaka $\pm 15^\circ$ 'ye ayarlanabilir. Pistonların stroğu ve pompanın debisi bu plakaya verilecek açıya göre değişir. Açı büyüdükçe debi artar, küçüldükçe debi azalır. Silindir bloku dönerken, piston pabuçları sabit eğimli blok yüzeyini, pistonların ileri geri hareketini sağlayacak şekilde takip eder. Geri çekilen pistonlar ağız yarığını geçtiğinde, akışkan, genişleyen pompalama odalarına geri çekilir. Silindir bloku daha fazla döndüğünde, pistonlar silindir bloku içine itilir ve çıkış ağız yarığını geçtiklerinde akışkan sisteme doğru itilir.

Pistonların boyut ve sayısı, strok boylarının olduğu gibi, pompanın debisini tayin eder. Sabit debili pompalarda eğimli blok mafsallı boyunduruğa monte edilmiştir. Eğimli blokun eğim açısı, elle çevrilerek, servo kontrol sistemi sayesinde veya basınç kontrol düzeneği sayesinde değiştirilebilir. Şekil 3.37'de eğik plakalı pistonlu pompa görülür.[22]



Şekil 3.37 Eğik Plakalı Pistonlu Pompa[23]

3.5.4 Hidrolik Silindirler

Silindirlerin amacı onların tiplerini tanımlar. Silindirler tek etkili, çift etkili veya çift milli tipe sahip olur. Eğer silindir pistonu tek tesirliyse hidrolik olarak dengesiz tasarım olarak kabul edilir. Çift etkili silindirlerin çift milli tipleri hidrolik olarak dengeli tasarım olarak kabul edilir çünkü pistonun her iki yanı aynı alana sahiptir. Mevcut belden kırma traktörlerde daha çok çift etkili silindirlerin tek milli modeli kullanılır. Hidrolik silindirler çok farklı piston çaplarında ve stroklarında ve farklı basınçlarda imal edilebilmektedir. Şekil 3.38’de çift etkili hidrolik silindir görülmektedir.[22]



Şekil-3.38 Çift Etkili Hidrolik Silindir[21]

3.5.5 Hortum ve Borular

Bu bölümde tüm hidrolik devrelerde kullanılan hortumlar ve borular hakkında bilgi verilecektir.

3.5.5.1 Hidrolik borular

Hidrolik devrelerde kullanılan esnek olmayan boruların yapımında genellikle yumuşak çelik, paslanmaz çelik ve hafif metaller kullanılır. Montajdan önce boruların baz esaslı su veya triklor etilende çözünmüş bir dekapanla temizlenmesi gerekir. Bu şekilde temizlenen borunun içinden saf ve filtre edilmiş yağ geçirilmelidir.

Borular genellikle soğuk olarak özel cihazlarda biçimlendirilir. Bu özel cihazlar metalin direncini azaltmayan düzgün kavisler elde edilmesini sağlar. Borularda burulma, basılma ve çekilme gibi zorlanmalardan kesinlikle kaçınmak gerekir. Hareketli iki nokta arasındaki esnek olmayan boruların kullanımı titreşim etkilerinin bulunmaması gerekir. Burulma, basılma ve çekilme gibi zorlanmaların da borunun maksimum direncinin %10'unu geçmemesi zorunluluğu vardır.

Hidrolik devrelerde kullanılan bütün borular kelepçelerle askıya alınarak yada dayanaklar üzerine oturtularak hiç oynamayacak şekilde bağlanmalıdır. Kelepçe ve dayanaklar mümkün olduğu kadar kavislere yakın yerlere yerleştirilmelidir.[22]

3.5.5.2 Hidrolik hortumlar

Hidrolik sistemlerde kullanılan esnek hortumlar, elastomer malzeme, elyaf ve örgü tel veya bez katmanlardan oluşacak şekilde üretilmektedir. Değişik çap ve basınç ölçülerinde hortumlar mevcuttur ve hortumun en içte bulunan katmanı , sistemde kullanılan akışkan türü ile uyumlu olmalıdır.

Kolaylıkla döşenebilme ve basınç şokları ile makine titreşimlerini sönümleme niteliklerinden dolayı , hidrolik hortumlar yaygın olarak kullanılmaktadır. [22]

3.6 Valfler

Belden kırma traktörlerin dümenleme sistemlerinde kullanılan valfler yüke duyarlı ve yüke duyarlı olmayan sistemler olarak iki tip sistemde de kullanılır. Bu kısımda bu iki tip sistem hakkında kısa bilgiler verilecek ve kullanılan valflerde tanıtılacaktır.[21,24]

3.6.1 Tarafsız Devreler: Yüke Duyarlı Devreler

Yüke duyarlı bir dümenleme ünitesi ve bir öncelik valfinin kullanımı normal bir güç dümenleme devresine aşağıdaki avantajları sağlar.

- Dümenlemenin düzeltilmesi için düzgün basınç sağlar. Çünkü dümenleme devresindeki yük değişimlerine aksın yanıt vermesi veya maksimum dümenleme oranını etkilemez.
- Doğru güç ötesi sistemin yeteneğini sistemi bağımsız iki devreye ayırarak sağlar. Basınç geçişleri her iki devrede izole edilmiştir. Akış yalnızca dümenleme manevrasının dümenleme devresine giderken gereklidir. Akış dümenlemede yardımcı devre kullanımı uygunsa gerekli değildir.
- Güvenli operasyonu sağlar, çünkü dümenleme devresi her zaman akış ve basınç önceliğine sahiptir.

Yüke duyarlı dümenleme kontrol ünitesi ve öncelik valfi açık merkezli, kapalı merkezli veya yüke duyarlı sistemlerde kullanılır. Açık merkezli sistem ve sabit deplasmanlı pompa veya basıncı ayarlanmış pompayla birlikte kapalı merkezli sistem bir çok yüke duyarlı sistem unsurlarına önerilir. Aşırı akış yardımcı devre için uygundur. Tipik yüke duyarlı kontrol devresi elemanları aşağıdaki gibidir. [21,24]

3.6.1.1 Öncelik valfi

Maksimum pompa çıkış oranındaki basınç düşüşüne ve öncelik akış gereksinimine göre ölçülerek dizayn edilmelidir. Minimum kontrol basıncı yeterli dümenleme akış oranı güvencesini vermeli ve dümenleme kontrol ünitesiyle eşleşmelidir. Bir dinamik sinyalli öncelik valfi bir dinamik sinyal kontrollü dümenleme ünitesiyle birlikte kullanılmalıdır. [21,24]

3.6.1.2 Yüke duyarlı hat

Bir yüke duyarlı hat her zaman dümenleme kontrol ünitesi içindeki değişken kontrollü orifisten aşağıya olan basınca duyarlı olmaya ihtiyacı vardır. Bu öncelik kontrol bobinin yanının karşısındaki bir içsel geçiştan dengelenmiştir. Toplam sistemin performansı dikkatli bir şekilde düzenlenmiş kontrol basıncının seçilmesi ve akış kontrol hattındaki basınç düşümüne bağlıdır. [21,24]

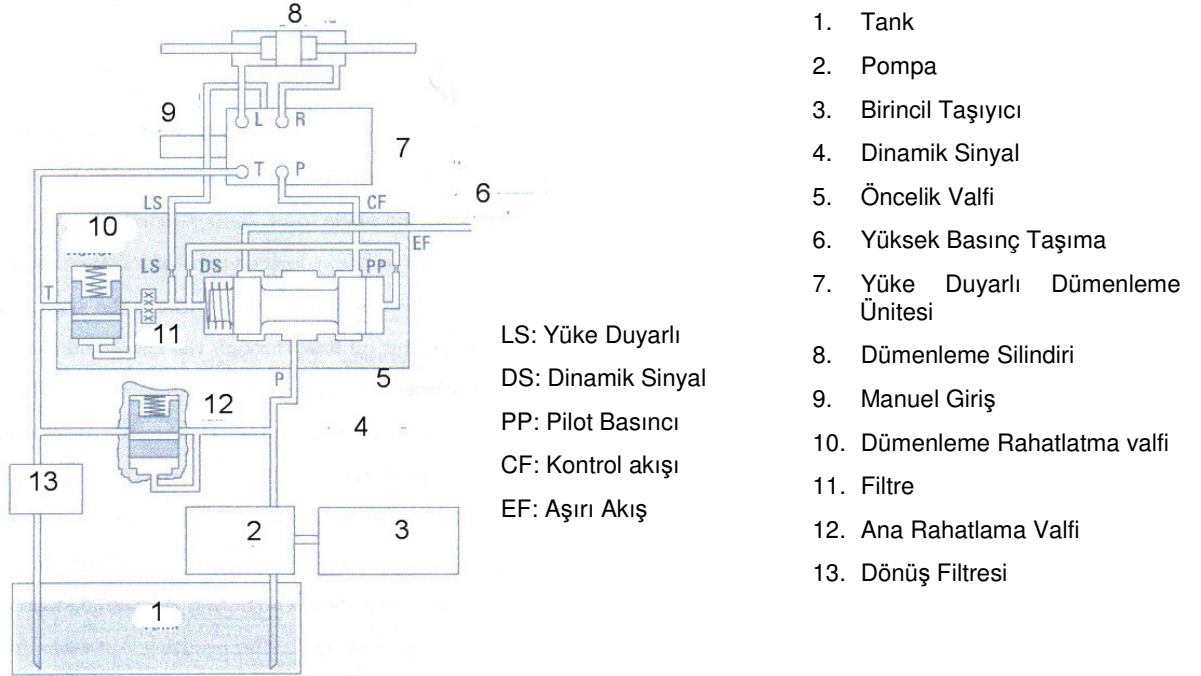
3.6.1.3 Dümenleme rahatlama valfi [21,24]

En azından gerekli maksimum dümenleme silindiri basıncının üzerinde 10 bar olarak üretilmelidir. Akışın çoğu rahatlatanın aşırı olduğu zaman devreye sokulmalıdır.

3.6.1.4 Sistem ana rahatlatma valfi

Pompadan sisteme gelen fazla akışı tanka ileterek dümenleme devresini rahatlatır.

Şekil 3.39'da yüke duyarlı bir devre gösterilir. [21,24]



Şekil 3.39 Yüke Duyarlı Devre[21,24]

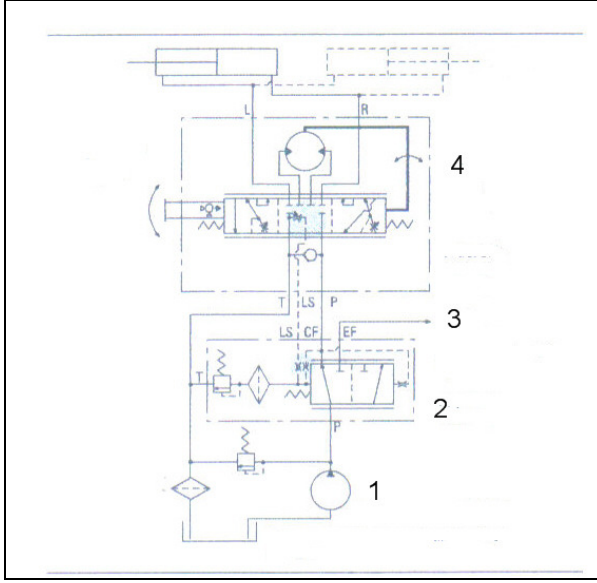
3.6.2 Nötr Devreler:Yüke Duyarlı Devreler-Sinyal Sistemleri

İki tip yüke duyarlı sinyal sistemi mevcuttur. Dinamik ve statik. Dinamik sinyal daha zor uygulamalarda kullanılır. Dinamik sinyal sistemi aşağıdaki avantajlara sahiptir.

1. Dümenleme esnasında daha hızlı dümenleme sorumluluğu vardır
2. Arttırılmış soğuk hava çalışma performansına sahiptir.
3. İlgili sistem performansı ve stabilitesi problemlerini çözme esnekliği arttırılmıştır. [21,24]

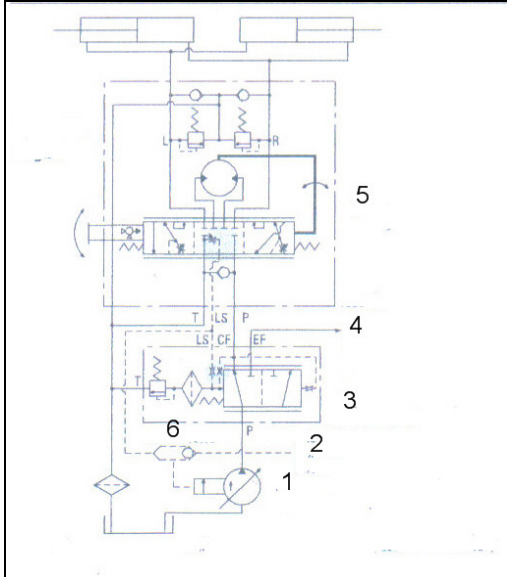
Şekil 3.40'da dinamik sinyalli açık merkezli pompa devresi görülür.

Şekil 3.41'de dinamik sinyalli yüke duyarlı pompa devresi görülür



1. Sabit Deplasmalı Pompa
2. Öncelik Valfi
3. Açık Merkez Valflerle Birlikte Yardımcı Devreye Yüksek Basınç Taşınması
4. Yüke Duyarlı Dümenleme Kontrol Ünitesi

Şekil 3.40 Dinamik Sinyal Açık Merkezli Pompa[21,24]

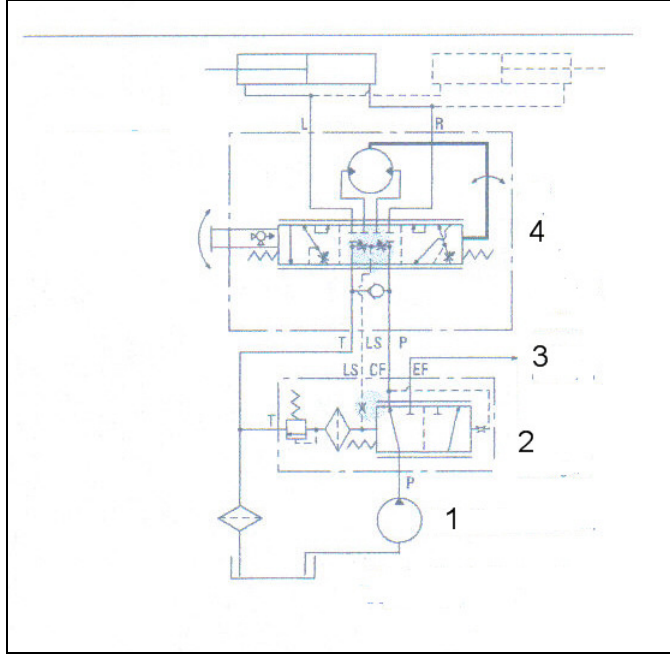


1. Basınç ve Akışı Ayarlanmış Pompa
2. Yardımcı Devreden Gelen Pilot Sinyali
3. Öncelik Valfi
4. Yardımcı Devreli Yüke Duyarlı Valf
5. Yüke Duyarlı Dümenleme Ünitesi
6. Mekik Valfi

Şekil 3.41 Dinamik Sinyal Yüke Duyarlı Pompa[21,24]

3.6.3 Statik Sinyal- Açık Merkezli Pompa

Statik sinyal sorunlu veya devre stabilitesinin sorun olmadığı konvansiyonel uygulamalarda kullanılır. Yüke duyarlı pilot hattı iki metre yükseklikten fazla olmamalıdır. Şekil 3.42'de statik sinyalli devre görülmektedir. [21,24]



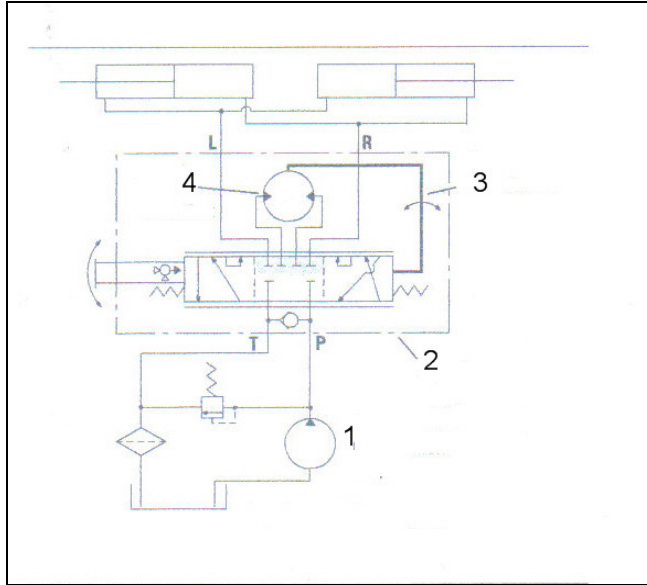
1. Sabit Deplasmalı Pompa
2. Öncelik Valfi
3. Açık Merkez Valflerle Birlikte Yardımcı Devre
4. Yüke Duyarlı Dümenleme Kontrol Ünitesi

Şekil 3.42 Statik Sinyalli Sistem[21,24]

3.6.4 Yüksüz Reaksiyon Yüklü Reaksiyona Karşı

3.6.4.1 Yüksüz reaksiyon

Bir yüksüz reaksiyonlu dümenleme ünitesi nötr durum içindeki silindir portlarını bloklar, operatör her ne zaman direksiyonu serbest bırakırsa aks esas pozisyonda tutulur. Şekil 3.43'te kapalı merkezli yük reaksiyonsuz devre görülür. [21,24]



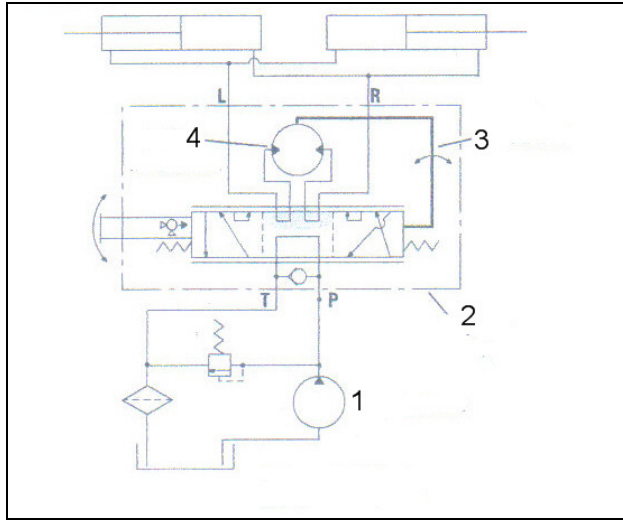
1. Sabit Deplasmanlı Pompa
2. Dümenleme Kontrol ünitesi
3. Doğrusal Mekanik Bağlantı
4. İçten Dişli Ölçü Mekanizması

Şekil 3.43 Kapalı Merkezli Yük Reaksiyonsuz Devre[21,24]

3.6.4.2 Yük reaksiyonu

Bir yük reaksiyon dümenleme nitesi ölçü dişlisi kurumuyla birlikte içsel silindir portlarıyla eşleşir. Aks kuvvetleri o zaman direksiyonu yaklaşık orijinal pozisyonuna dönmesine izin verir. Otomobil dmenlemesiyle karşılaştırılırsa tekerleğin yumuşak dönüşü; aşamalı olarak serbest bırakılan aracın tekerleğinin düzelmesi gibi dümenleme tekerinin geri bükülmesine izin verir. Silindir sistemi yk reaksiyon ünitesinin her iki yönde eşit yağ hacmini deplase etmesine sahip olmak zorunda olduğu sistemlerde kullanılır. Silindirler paralel çift veya bir çift yol sonu nitesi olmalıdır. Bir tek eşit alanı olmayan silindir sistemi kullanılmaz. [21,24]

şekil 3.44'de açık merkezli yk reaksiyonlu devre görülür.



1. Sabit Deplasmanlı Pompa
2. Dümenleme Kontrol nitesi
3. Doğrusal Mekanik Bağlantı
4. İçten Dişli l Mekanizması

şekil 3.44 Açık Merkezli Yük Reaksiyonlu Devre[21,24]

3.6.4.3 Tamamlayıcı valfli dümenleme nitesi

Tamamlayıcı valfler dümenleme kontrol üniteleri için uygundur. Bunlar giriş rahatlama valfi, silindir port çok valfi, yüke duyarlı rahatlama valfi ve silindir portları için anti kavitasyon valfleri. Buna sınırlı manuel dümenlemeyi içeren manuel dümenleme ek valfi eklenebilir. Tamamlayıcı valfler ayırıcı valf bloğu ihtiyacını önler ve herhangi dümenleme ünitesinin buluşmasının sürekliliğini sağlar. [21,24]

3.7 Valf Tanımları

1. Silindir portları için anti kavitasyon çek valfi:

(sağ ve sol) Vakum durumlarına karşı dümenleme devresini korur.

2. Silindir portur valfi:

(sağ ve sol) Hortumları dümenleme aksı üzerindeki yer kuvvetleri tarafından oluşan basınç dalgalanmalarına karşı korur.

3. Manuel dümenleme çek valfi:

Sınırlı manuel dümenleme için bir el operasyon pompası çevirme ünitesidir.

4. Giriş rahatlama valfi:

Dümenleme devresini koruyucu dümenleme ünitesi içindeki maksimum akış miktarını sınırlar.

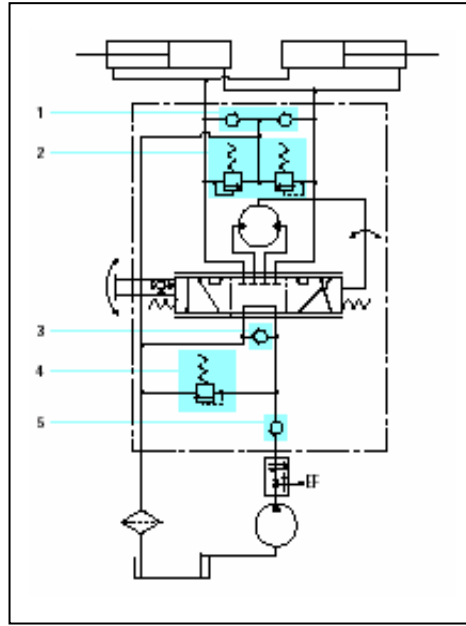
5. Giriş çek valfi:

Ana pompadan gelen yüksek basınçlı akışkanın, sistemin istediği basınç değerinden fazla olduğu zaman yüksek basınçlı akışkanı tanka açarak dümenleme devresini korur.

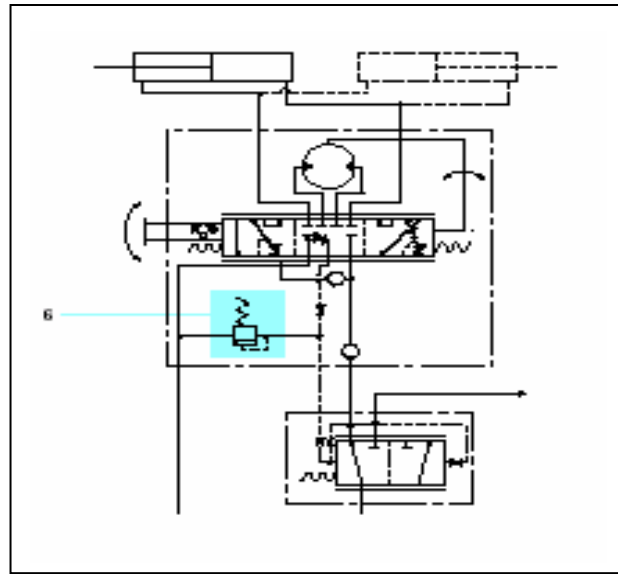
6. Yüke duyarlı rahatlama valfi:

Dümenleme devresindeki maksimum basıncı sınırlar. [21,24]

Şekil 3.45'te ve Şekil 3.46'da yukarıda tanımlanan valflerin dümenleme devresinde kullanılması gösterilir.



Şekil 3.45 Tanımlanan Valflerin Devrede Gösterilmesi[21,24]



Şekil 3.46 Tanımlanan Valflerin Devrede Gösterilmesi[21,24]

3.8 Firma Uygulamaları

Bu kısımda farklı firmaların yaptıkları çalışmalar tanıtılacaktır.

3.8.1 Char Lynn Firmasının Uygulamaları

3.8.1.1 Açık merkezli güç iletici

Güç ileticili dümenleme kontrol ünitesi dümenleme yardımcı valf fonksiyonları sağlar. Güç ileticili ünite orta basınç ve açık merkezli sistemlerde kullanılır. Dümenleme olmadığı zaman güç ileticili ünitenin tüm yağ girişleri yardımcı devreye doğru gider. Ama dümenleme başlarsa yardımcı yağ akımının parçası dümenlemeye bölünür. Çünkü dümenleme önceliğe sahiptir, eğer gerekliyse tüm akış dümenlemeye bölünebilir. Dümenleme ünitesinin tank portu yalnızca dümenleme operasyonunda akışa sahiptir. Böylece yardımcı portun(PB) akışı ve tank portu inip çıkacak veya dümenleme girişinin bağlantısını durduracaktır.

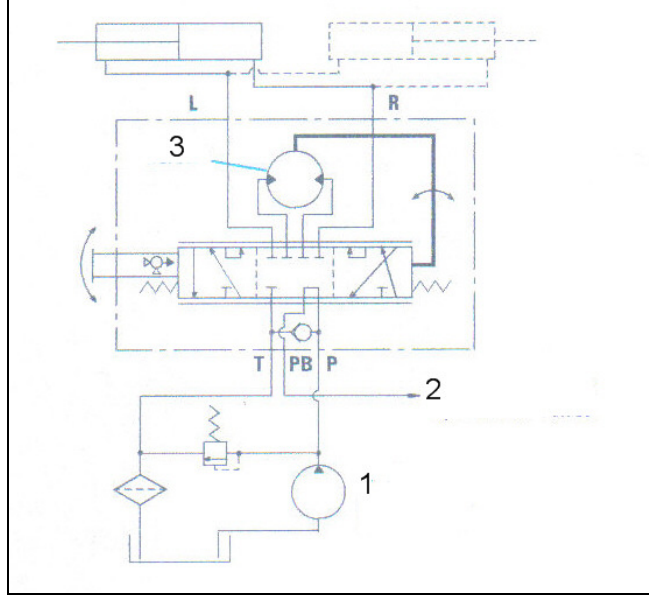
Aşağıdaki özel düzenlemeler güç ileticili dümenleme uygulandığı zaman sistemde iletilmelidir.

- Yardımcı valf(PB ile bağlantılı) açık merkez tipi olmalıdır.
- Hafif çarpma veya itme dümenleme esnasında yardımcı fonksiyonlar aktif edildiği zaman direksiyonda hissedilmelidir.
- Pompa akışı güç ileticili(PB) çıkışın uygun olduğu dümenleme için kullanılmaz. (sistem rahatlatma valfine toplam pompa akışının geldiği yerdeki dümenleme durumu hariç)
- Akış yönü yalnızca dümenleme operasyonu olduğu zaman tank portuna doğrudur. Yardımcı fonksiyon için kullanılan tank portundan gelen dönüş akışının olduğu sistemlerden kaçınılmalıdır.
- Dümenleme ünitesi giriş basıncı dümenleme sistem basıncından yüksek veya yardımcı valf basıncı kadar olmalıdır.
- Dümenleme esnasında yardımcı fonksiyonların ağır şekilde kullanıldığı sistemlerden kaçınılmalıdır. [24]

Şekil 3.47’de açık merkezli güç iletici devre görülmektedir.

Uygulama alanı:

1. Bağ- bahçe traktörleri
2. Özel araçlar.



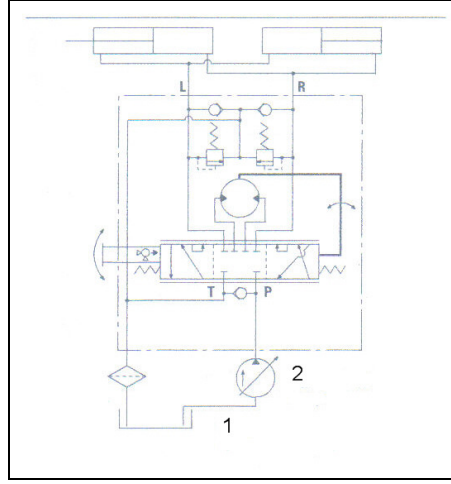
1. Sabit deplasmanlı pompa
2. Yardımcı devredeki açık merkez valflere doğru
3. İçten dişli

Şekil 3.47 Açık Merkezli Güç İletici[24]

3.8.1.2 Kapalı merkezli

- Değişken deplasmanlı pompaların basıncını düzeltmede kullanılır.
- Nötr pozisyonda pompa ve tank bağlantılı değildir.
- Büyük yapı elemanlarında en uygun çözüm olduğu bulunmuştur. [24]

Şekil 3.48’de kapalı merkezli devre görülmektedir.



1. Valf opsiyonu-1
2. Basıncı Ayarlanmış Pompa

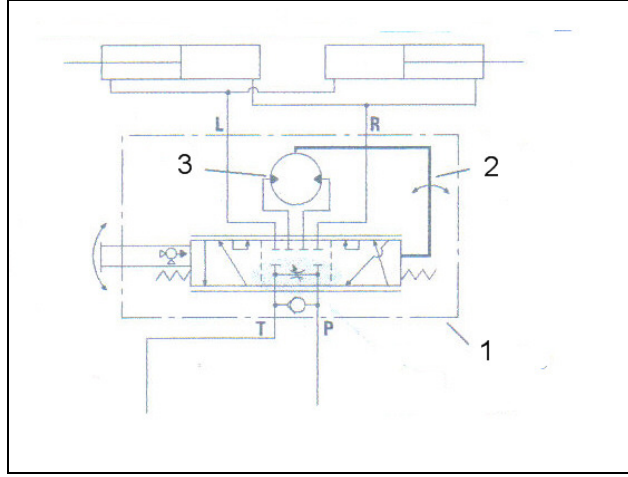
Şekil 3.48 Kapalı Merkezli Sistem[24]

3.8.1.3 Tarafsız sızmalı kapalı merkezli sistem

Kapalı merkezli dümenle ünitesi tarafsız sızma unsuruyla yada unsursuz mevcuttur. Pek çok uygulamada sızıntı unsuruna gerek yoktur, ama, dümenleme devresi içindeki komponentler arasındaki maksimum sıcaklıklar farkı farklı uygulamalarda aşırı olmamalıdır. (50F° veya 28C°)

Eğer sıcaklık farkı bu limiti aşarsa sızma unsurlu ünite kullanılmalıdır. Tarafsız sızmalı unsur sıcaklık farkının tarafsız olarak azaltıldığı zaman küçük bir miktar yağın üniteye doğru gitmesine izin verir. Tarafsız sızma aşağıdaki sistemler için gereklidir. Şekil 3.49'da tarafsız sızmalı kapalı merkezli sistem devresi görülür.

- Güç kaynağından dümenleme pozisyonu uzaktan kontrol edilir.
- Araç park edildiği zaman motorun avare operasyonunu azaltır.
- Ağır güç devre operasyonu dümenleme devresiyle birlikte müşterek rezervuarı paylaşır. [24]



- 1.Nötr akışlı dümenleme kontrol ünitesi 2. Doğrusal mekanik bağlantı
3. İçten dişli ölçü mekanizması

Şekil 3.49 Tarafsız Sızmalı Kapalı Merkezli Sistem[24]

Uygulama alanı:

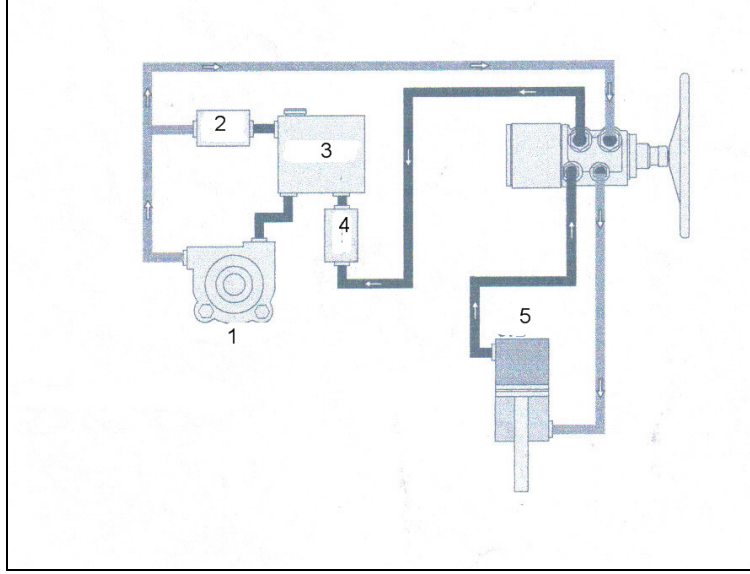
İş makinaları

3.8.2 Parker Firmasının Uygulamaları

3.8.2.1 Hydraguide

Her hydraguide ünitesi bir yön kontrol valfi ve ölçü kısmından oluşur. Valfe basınçlandırılmış yağın ana üniteye, silindirlere ve hydraguide ölçü ünitesine sağlanmasını neden olur. Ölçme kesimi basınçlandırılmış yağı dümenleme silindirlerine doğru giderken gelen yağı ölçülü bir şekilde gönderilmesini sağlar. [20]

Hydraguide dümenleme silindirlerinden, rahatlama valflerinden, yağ deposundan, filtreden, akış hattından ve motor tarafından tahrik edilen pompadan oluşan araç hidrolik sistemiyle birlikte bağlantılı çalışır. Sistem özel araç tipleri ve kullanılması için servis verilmesi için özel dizayn edilebilir. Şekil 3.50'de hydraguide ünitesi görülür. [20]

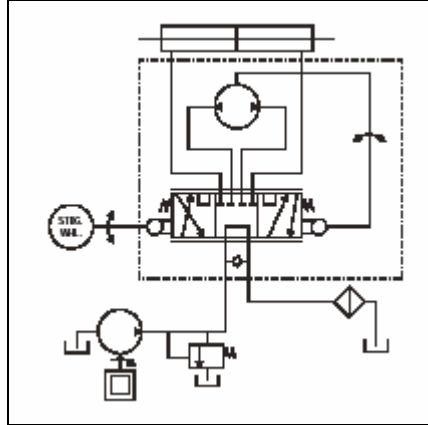


1. Pompa 2. Rahatlama valfi 3. Tank 4. Filtre 5. Silindir

Şekil 3.50 Tipik Dümenleme Devresi[20]

3.8.2.2 Dönüştürsüz açık merkez

Dönüştürsüz sistem operatör tarafından direksiyon serbest bırakıldığı zaman dümenlenmiş aracı dümenleme pozisyonunda tutar. Silindir portları nötr valf pozisyonunda tutulur. Şekil 3.51’de dönüştürsüz açık merkezli sistem görülür. [20]

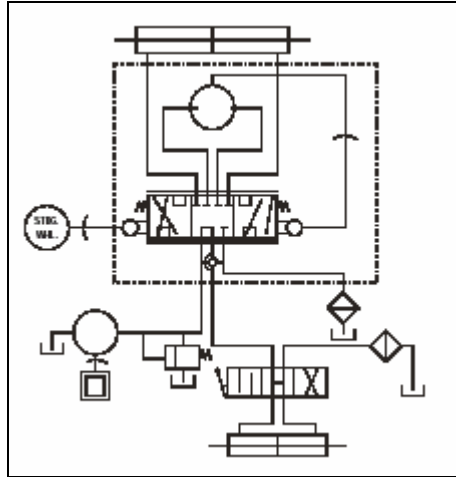


Şekil 3.51 Dönüştürsüz Açık Merkezli Sistem[20]

3.8.2.3 Açık merkez(gücün ötesinde)(beş hatlı)

Hydraguide Hydraguide’in aşağı akımlarının diğer fonksiyonlarına yağ sağlayan güç ötesi gibi yardımcı beş porta sahiptir. Hydraguide otomatik bir şekilde dümenleme için yağ alır, mevcut kalan yağ ise yardımcı fonksiyonlar içindir. Dümenleme olmadığı zaman tüm akış yardımcı fonksiyonlar için mevcuttur.

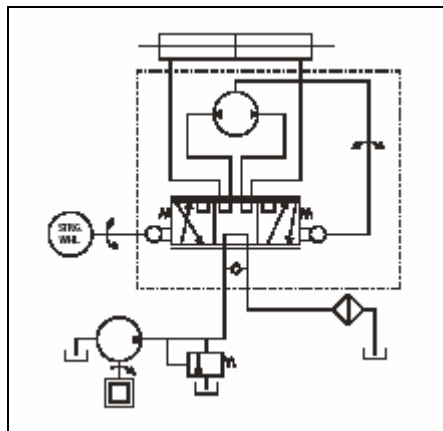
Bu sistem bir akış bölücüsü veya ayrı bir dümenleme ünitesinin kullanımına gerek bırakmaz, böylece enerji ve unsur maliyeti uygunluğunu korunur. Şekil 3.52’de Açık Merkezli Sistem devresi görülür. [20]



Şekil 3.52 Açık Merkezli Sistem(Gücün Ötesinde)(Beş Hatlı) [20]

3.8.2.4 Geri dönüşlü açık merkez

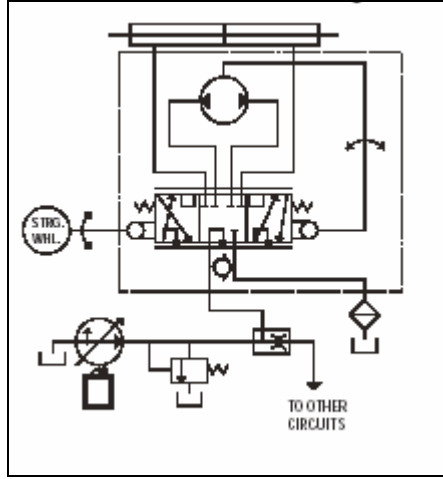
Dönüş ünitesi operatör direksiyonu serbest bıraktıktan sonra dümenleme tekerlekleri doğrusal pozisyonda dönmesine izin verir. Bu yalnızca dümenleme silindirindeki dümenleme geometrisinin bir dümenleme kuvveti olarak kullanılmasıyla olur. Silindir portları tekerleklerin merkez pozisyonda desteklerken direksiyonu izlemesi için ölçü ayarı ile bağlıdır. Geri dönüşlü dümenleme ünitesi yalnızca karşıt silindir odalarının hacimlerinin eşit olduğu zaman sistem içinde kullanılırsa iyi olur. Şekil 3.53’de Geri dönüşlü açık merkezli devre görülür[20]



Şekil 3.53 Geri Dönüslü Açık Merkez[20]

3.8.2.5 Kapalı merkez

Kapalı merkezli sistemler dümenleme devresine değişken debili pompadan değişken akış sağlanmasında kullanılır. Hydraguide'in tüm portları araç dümenlendiği zaman kilitletir. Akış miktarı hydraguide'in deplasmanı ve dümenlemenin hızına bağlı olarak dümenleme devresine doğrudur. Şekil 3.54 kapalı merkezli dümenleme sistemi görülür. [20]

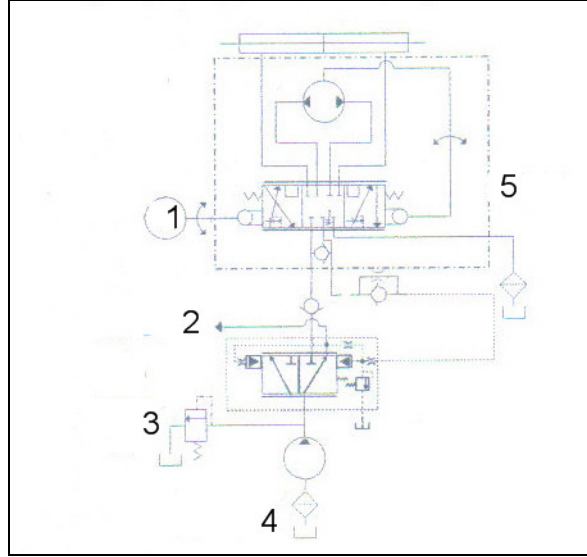


Şekil 3.54 Kapalı Merkezli[20]

3.8.2.6 Açık merkez (talep edilen)

Bu sistemde bir sabit deplasmanlı pompa, dümenleme sistemine yeterli akışı garanti eden bir öncelikli istek valfi, bir yüke duyarlı dümenleme ünitesi, bir açık merkezli yardımcı valfler kullanılır.

Şekil 3.55'de açık merkezli dümenleme sistem devresi görülür. [20]

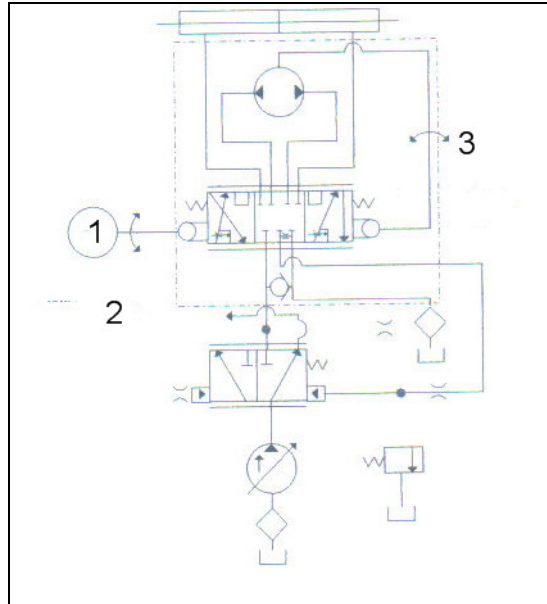


1. Direksiyon 2. Açık merkezli yardımcı devre 3. Öncelik talep valfi
4. Basıncı ve akışı ayarlanmış pompa 5. Yüke duyarlı dümenleme ünitesi

Şekil 3.55 Açık Merkez (Talep Edilen Edilen) [20]

3.8.2.7 Dümenleme öncelik valfli kapalı merkezli sistem

Bu sistem basıncı kompanse edilmiş değişken debili pompa, bir öncelikli istek valfi, bir yüke duyarlı dümenleme ünitesi ve kapalı merkezli yardımcı valfler kullanılır. Şekil 3.56'da dümenleme öncelik valfli kapalı merkezli sistem devresi görülür. [20]



1. Direksiyon 2. Kapalı merkezli yardımcı devre 3. Yüke duyarlı dümenleme ünitesi

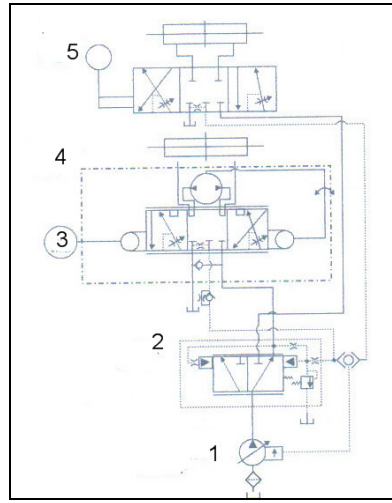
Şekil 3.56 Dümenleme Öncelik Valfli Kapalı Merkezli Sistem[20]

3.8.2.8 Kapalı merkezli yüke duyarlı sistem

Bu ünite öncelik valfini hareket ettiren bir yüke duyarlı hatla birlikte kapalı merkezli olarak tasarlanmıştır. Yüke hassaslığı akış ve düzgün dümenleme geçişini sağlayan basıncı ayarlanmış bir sistemdir. [20]

Öncelik valfi fonksiyonu dümenleme ünitesine yardımcı valflerden istediği alt basınçlı yağ akışını sağlanmasına güvence veren fonksiyondur.

Şekil 3.57’de kapalı merkezli yüke duyarlı sistem sahip devre gösterilir.



1. Basıncı akışı ayarlanmış yüke duyarlı pompa
2. Öncelik talep valfi
3. Direksiyon
4. Yüke duyarlı dümenleme valfi
5. Yüke duyarlı kumanda valfi

Şekil 3.57 Kapalı Merkezli Yüke Duyarlı Sistem[20]

3.8.3 EATON Firmasının Uygulamaları

3.8.3.1 Q amp yüke duyarlı devreler için akış düzenleyici

Tekerlekli yükleyiciler, kereste sökme araçları, skrayperler, kamyonlar ve benzer araçlar gibi örnek eklemli araçlara bu tip unsurlar kullanılabilir. Yolda hareket esnasında direksiyondan bir yavaş hareket dümenleme hareketini düzeltmez. Artan giriş hızı aracın yönünün hızlı değişimi için gerekli alışılmış dümenleme için akış sağlar. Örnek olarak ormanlar için kütük sökücü operasyonu çok hızlı dümenlenmesi gereklidir. Yol üzerindeki bu kütük sökücü doğrusal normal yolunda aşırı zor dümenlenir. Değişken oran unsuru her iki durum içinde iyi dümenleme yeteneğine sahiptir. [21]

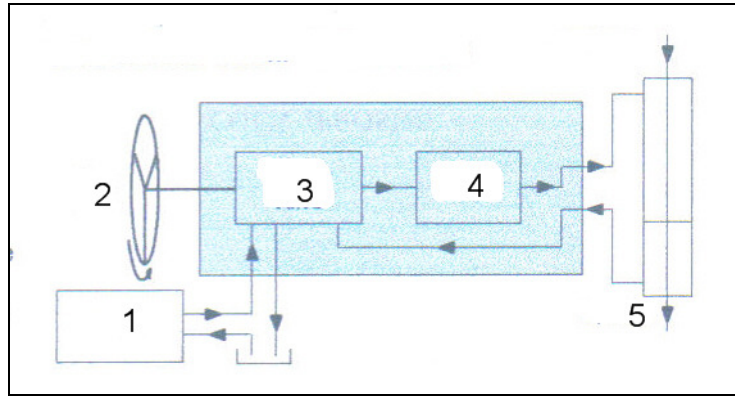
Değişken oranlı;

- Tekerlekli Yükleyiciler
- Skrayperler
- Belden Kırma AG Traktörler
- Belden Kırma Damperler
- Maden Kamyonları

Manuel dümenlemeye birlikte değişken oranlı;

- AG Traktörleri
- Küçük Tekerlekli Yükleyiciler
- V.b

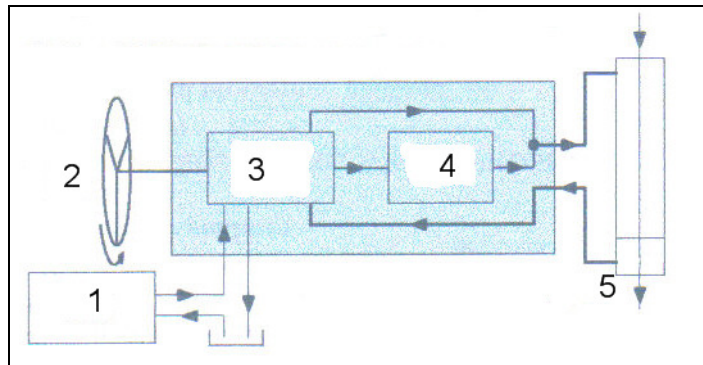
Şekil 3.58’de konvansiyonel dümenleme kontrol ünitesi görülür.



1. Pompa 2. Hızlı dönüş 3. Döner valf 4. Ölçme 5. Silindir

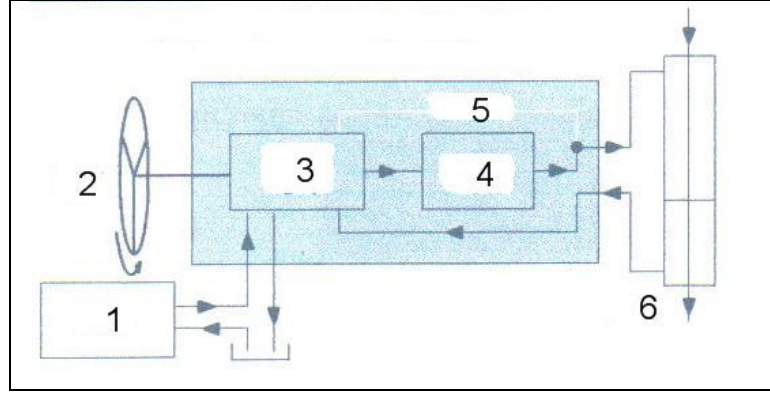
Şekil 3.58 Konvansiyonel Dümenleme Kontrol Ünitesi[21]

Şekil 3.59’da Q amp dümenleme kontrol ünitesi görülür. Şekil 3.60’da Q amp dümenleme kontrol ünitesi görülür.



1. Pompa 2. Hızlı dönüş 3. Döner valf 4. Ölçme 5. Silindir

Şekil 3.59 Q Amp Dümenleme Kontrol Ünitesi (Hızlı Dönüş) [21]



1. Pompa 2. Yavaş dönüş 3. Döner valf 4. Ölçme 5. Akış yok 6. Silindir

Şekil 3.60 Q Amp Dümenleme Kontrol Ünitesi (Yavaş Dönüş) [21]

3.8.3.2 Geniş aç

Geniş aç unsurlu dümenleme ünitesi belden kırma dümenleme sistemli araçların hareketinde ani ivmelenmeyi ortadan kaldırır veya önemli şekilde azaltır. Bu kol tertibatının bobininin göreceli hareketinin maksimum sapmasının artması tarafından eşlik edilir. Artan sapma kazancı azaltılır. Bu dönüş içinde ivmelenme ve ani ivmelenme seviyelerini azaltır ve tümüyle daha düzgün araç performansı sağlar.

Unsurları:

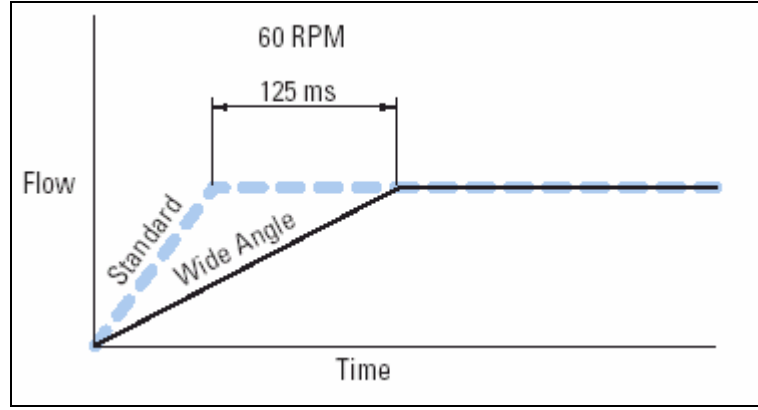
- Orta ve büyük belden kırma araçlarda azaltılmış ani ivmelenme hareketi sağlar.
- Ani ivmelenme azaltma valfleri ve akümülatörleri birçok araçta ortadan kaldırılır.
- 20 ve 25 serisinde mevcuttur. [21]

Uygulama alanları:

- Belden kırma araçlar

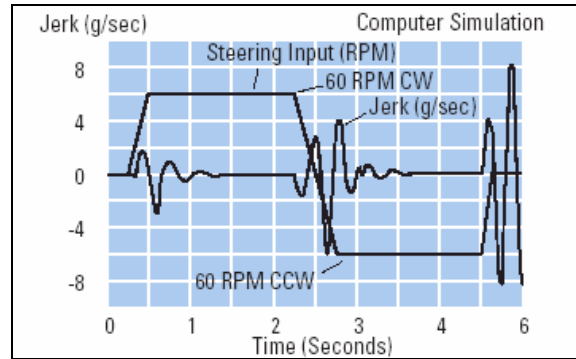
Şekil 3.61'de standart ve geniş aç sistemi arasındaki farkları gösteren grafik görülür.

Akış –zaman grafikleri

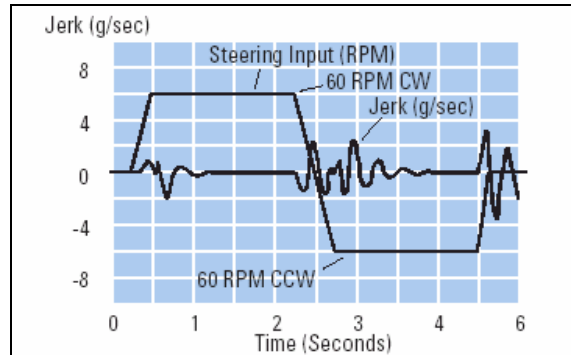


Şekil 3.61 Standart ve Geniş Açılı Sistemi Arasındaki Farkları Gösteren Grafik[21]

Şekil 3.62’de 25 tonluk yükleyicide standart dümenleme simülasyonu çıktıları görülmektedir. Şekil 3.63’te 23 tonluk yükleyicide geniş açılı dümenleme simülasyonu çıktıları görülmektedir.



Şekil 3.62 25 tonluk Yükleyicide Standart Dümenleme Simülasyonu Çıktıları[21]



Şekil 3.63 23 tonluk Yükleyicide Geniş Açılı Dümenleme Simülasyonu Çıktıları[21]

4.UYGULAMALAR

4.1 Giriş

Bu bölümde çeşitli firmalardan seçilen farklı modeller üzerinde belden kırma dümenleme açıları üzerinde analizler yapılarak bu araçların firmalarca bulunmuş dümenleme açılarını arttırılmaya çalışıldı. Yapılan analizler daha çok aracın hidrolik kısmıyla ilgilidir. İzleyen kısımlarda bu analizler gösterildi.

Bu analizler yapılırken aşağıdaki izleyen adımlar uygulandı;

1. Belden kırma dümenleme açısı analizi yapılmadan önce kullanılacak dümenleme kontrol ünitesi seçildi.
2. Analiz öncesi araca doğru olabilecek en büyük boylamasına kuvvet tahmin edildi.
3. Tahmin edilen kuvvetten sonra dümenleme sistemleri için tanımlanmış eşitliklerden dümenleme silindiri çapı ve mil çapı bulundu.
4. Silindir çapı ve mil çapıyla birlikte dümenleme stroğu kullanılarak dümenleme silindirinin hacmi bulundu.
5. Direksiyonun kilitten kilide olan tur sayısı $i = (V/V_H)$ veya $i = (V/V_H * a)$ eşitliğinden bulundu.
6. Bulunan oran $i=3-5$ arası olmalıdır. Bu oran aracın ergonomik bir şekilde kullanılması için SAE tarafından belirlenmiştir

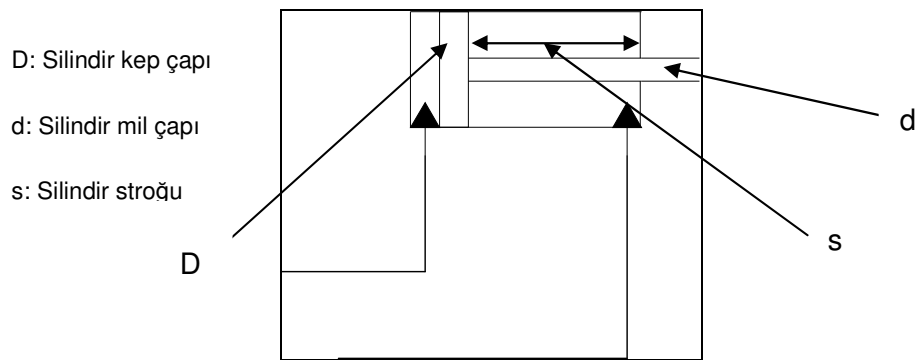
7. Bu sistem için gerekli pompa debisi küçük tip belden kırma dümenlemeli traktörlerde $Q_P=Q_H+Q_W$ veya $Q_P=Q_H*a+Q_W$ eşitliği ile debisi büyük tip belden kırma dümenlemeli traktörlerde $Q_P=Q_H$ veya $Q_P= Q_H*a$ eşitliği ile bulundu.
8. Bulunan bu değerlerden sonra analizi yapılacak aracın hidrolik devre şeması oluşturuldu. Devre şeması oluşturulurken aracın taslağı da çizildi.
9. Çizilen taslak üzerinde dümenleme silindirleri en uygun şekilde yerleştirildi.
10. Bu işlemlerden sonra analizi yapılan aracın teorik dümenleme açısı hesaplandı.

4.2 Kullanılacak Formüller

Bu kısımda seçilen araçlar üzerinde yapılacak analizlerde kullanılacak formüller tanıtılacaktır. Tanıtılacak formüller tek silindir, dengelenmiş silindir ve çapraz bağlı silindir olması durumlarını içermektedir. İlk olarak bu formülleri tanıyalım. [23]

4.2.A Tek Silindir Durumu

Daha çok küçük tip araçlarda kullanılan tek dümenleme silindiri uygulamasında kullanılan formüller aşağıdaki gibidir; [23]



Şekil 4.1 Tek Dümenleme Silindiri[23]

Dümenleme silindiri çapı aşağıdaki eşitlikten bulunur(D);

$$D := \sqrt{\left[(400 \cdot P) \div (\pi \cdot \Delta p) \right] + d^2} \quad \text{mm} \quad (4.1)$$

Dümenleme silindirinin belirli bir strokta süpürdüğü yağ hacmi(V);

$$V := \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot 10^{-3} \quad \text{cm}^3 \quad (4.2)$$

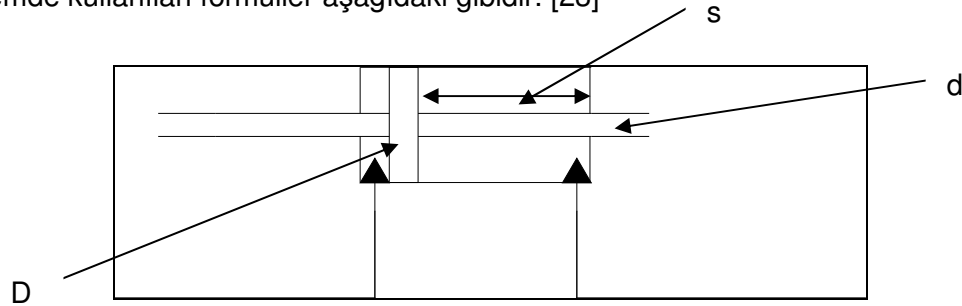
Burada formülde kullanılan değişkenler

P: Araca boylamasına etkiyen kuvvet (kg)

Δp : Dümenleme kontrol ünitesi basıncı (bar)

4.2.B Dengelenmiş Silindir

Bu tip bağlantılar çoğunlukla klasik traktörlerde, forklift v.b araçlarda kullanılır. Bu sistemde kullanılan formüller aşağıdaki gibidir. [23]



Şekil 4.2 Dengelenmiş Silindir[23]

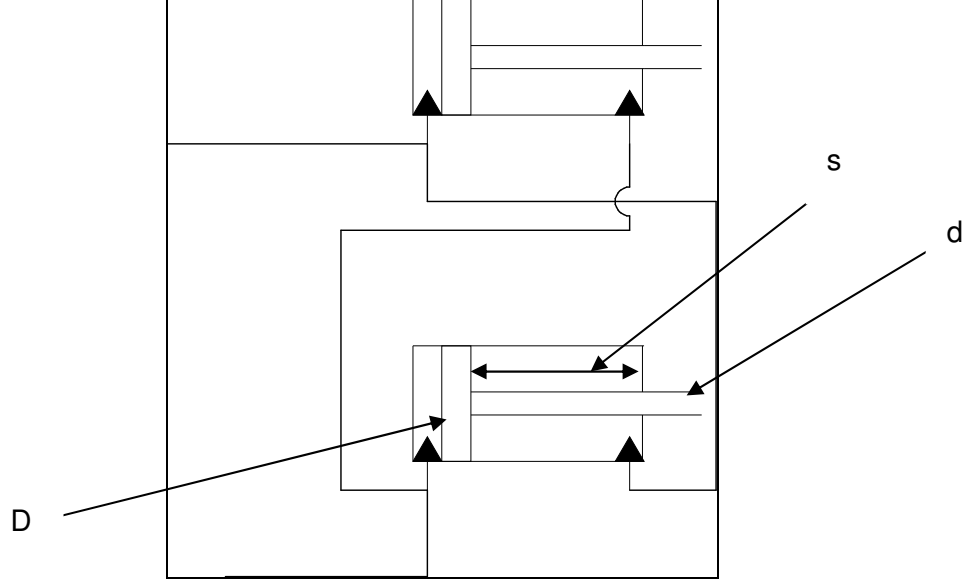
Dümenleme silindiri çapı eşitlik 4.1'deki gibi bulundu.

Dümenleme silindirinin belirli bir strokta süpürdüğü yağ hacmi(V);

$$V := \frac{\pi}{4} \left(D^2 - d^2 \right) \cdot s \cdot 10^{-3} \quad \text{cm}^3 \quad (4.3)$$

4.2.C Çapraz Bağlı Silindirler

Bu tip dümenleme bağlantısı belden kırma dümenlemeye sahip traktörlerde kullanılmaktadır. Bu sistemle ilgili formüller izleyen gibidir. [23]



Şekil 4.3 Çapraz Bağlı Silindirler[23]

Dümenleme silindiri çapı izleyen eşitlikten bulunur(D);

$$D := \sqrt{\frac{d^2}{2} + \frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}} \quad \text{mm} \quad (4.4)$$

Dümenleme silindirinin belirli bir strokta süpürdüğü yağ hacmi(V);

$$V := \frac{\pi}{4} (2 \cdot D^2 - d^2) \cdot s \cdot 10^{-3} \quad \text{cm}^3 \quad (4.5)$$

Direksiyonun kilitten kilide dönme sayısı aşağıdaki gibi bulunabilir;

- Akış arttırıcı olmaksızın;[23]

$$i := \frac{V}{V_H} \quad (4.6)$$

İ: Direksiyon dönme sayısı

V: Dümenleme silindiri hacmi

VH: Seçilen dümenleme kontrol ünitesi hacmi

İ ergonomik bir kullanım için 3-5 arası olmalıdır.

- Akış artırıcı konursa;[23]

$$i := \frac{V}{VH \cdot a} \quad (4.7)$$

a: Akış arttırıcının akış arttırma oranı

Gerekli pompa debisi (l/min);[23]

Küçük güçlü traktörlerde;

$$Q_P = Q_H + Q_W \quad (4.8)$$

$$Q_P = Q_H \cdot a + Q_W \quad (4.9)$$

Büyük güçlü traktörlerde;

$$Q_P = Q_H \quad (4.10)$$

$$Q_P = Q_H \cdot a \quad (4.11)$$

Burada

Q_P = Gerekli pompa debisi

Q_H = Dümenleme kontrol ünitesinin akış debisi

Q_W = Çalışma hidroliklerinin istediği yağ debisi

a= Akış arttırıcının akış arttırma oranı

4.3 Uygulamalar

Bu bölümde çeşitli firmalardan seçilen farklı modeller üzerinde belden kırma dümenleme açıları üzerinde analizler yapıldı ve bu araçların bulunmuş dümenleme açıları arttırılmaya çalışıldı.

4.3.1 Uygulama 1

Swinger 1200 ön yükleyici

Swinger 1200 tipi ön yükleyici Nmc-Wollard firmasının ürettiği küçük alanlarda kullanılan bir ön yükleyicidir. Bu aracı genel verileri tablo 4.1’de ve araç

şekli 4.4’te görülmektedir.

Tablo 4.1 Swinger 1200 Genel Verileri[25]

Ağırlık (kg):	2168
İlerleme Hızı (km/h):	0-10.9
Motor Gücü (kw):	26.5
Koparma Kuvveti(kg):	1254
Çalışma Kapasitesi (kg):	544
Dümenleme Açısı:	$\pm 36.5^{\circ}$

Swinger 1200 aracının dümenleme açısı $\pm 36.5^{\circ}$ ’dir ve bu dümenleme açısının arttırılması için izleyen kısımda çeşitli analizler yapıldı.



Şekil 4.4 Swinger 1200 Ön Yükleyici[25]

Bu ele alınan araç küçük alanlarda kullanıldığı için seçilecek dümenleme sistemi de küçük olan dümenleme sistemleri ele alınacaktır. Küçük tip araçlarda dümenleme silindiri tektir ve önce aracın sol kısmında olacağı düşünüldü ve daha sonra aracın sağ kısmına kondu.

İlk önce dümenleme sistemi Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi OSPM 200 tipidir. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.2’de gösterilmektedir.

Tablo 4.2 OSPM 200 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	200
Yağ debisi (l/min)	50
Maksimum Basınç (bar)	210

1.Durum(dümenleme silindirinin solda olması durumu);

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.1 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 5424 kg s: 200 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{400P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + d^2 \right]}$$

$$D= 67.183 \text{ mm}$$

D'yi 70 mm olarak seçtik. $d=35 \text{ mm}$

Silindirin yağ hacmi (V)

Silindirin yağ hacmini 4.2 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V= 769.69 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısının 4.6 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V_H=200 \text{ cm}^3$$

$$i := \frac{V}{V_H}$$

$$i= 3.85$$

Ergonomik bir kullanım için $i=3-5$ arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisini 4.8 eşitliğini kullanarak bulduk

$$Q_v= 50 \text{ l/min} \quad Q_w= 50 \text{ l/min}$$

$$Q_p := Q_v + Q_w$$

$$Q_p= 100 \text{ lt/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 6 modelini seçtik ve genel özellikleri tablo 4.3'te verilmektedir.

Tablo 4.3 Serie 6 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	295
Yağ debisi (l/min)	45
Maksimum Basınç (bar)	172

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.1 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 5424 kg s: 200 mm Δp: 172 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{400 \cdot P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + d^2 \right]}$$

$$D = 74.93 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d=40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini eşitlik 4.2'yi kullanarak bulduk.

$$V := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s \cdot 10^{-3}}{4}$$

$$V = 1010 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısını 4.6 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V_H = 295 \text{ cm}^3$$

$$i := \frac{V}{V_H}$$

$$i = 3.41$$

Ergonomik bir kullanım için $i=3-5$ arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.8 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v = 45 \text{ l/min} \quad Q_w = 50 \text{ l/min}$$

$$Q_p := Q_v + Q_w$$

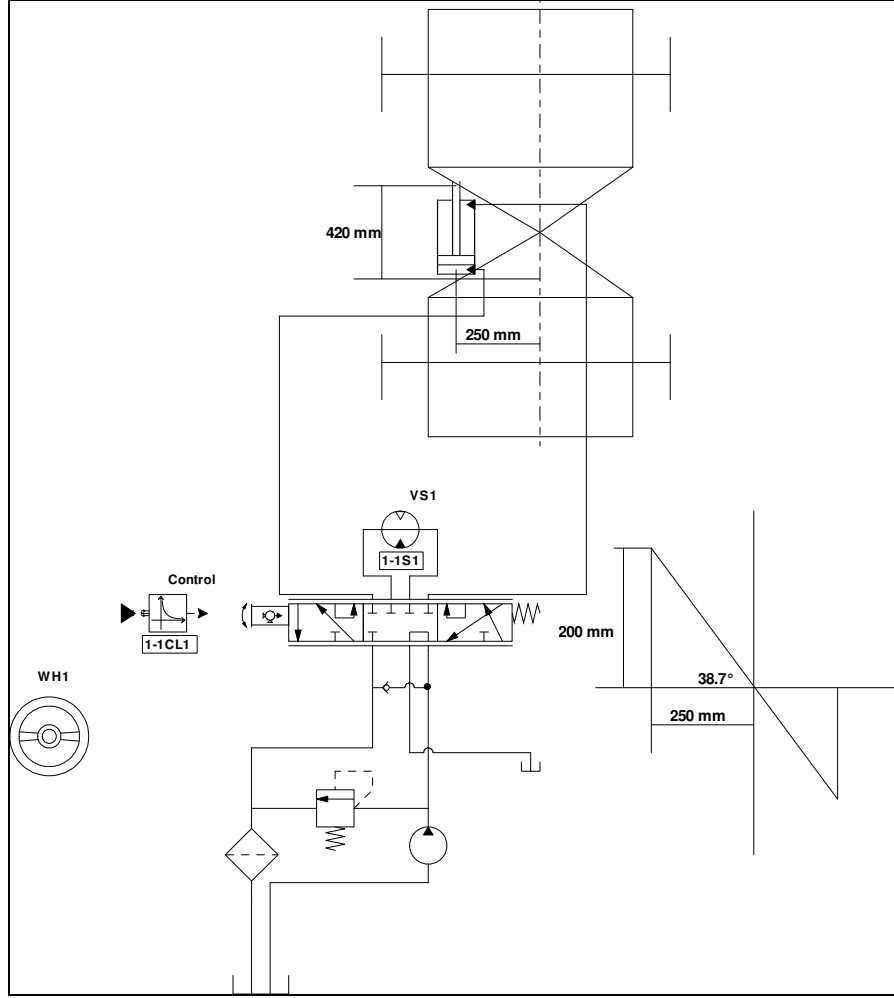
$$Q_p = 95 \text{ l/min}$$

Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç küçük tip bir araç olduğu için dümenleme silindiri aracın ekseninden 250 mm ileriye kondu ve stroğumuz da 200 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:200 mm ve b:250 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan $\alpha: \pm 38.7^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı arttırıldı. Şekil 4.5'de dümenleme silindirinin aracın sol kısmında olduğu uygulamaya ait dümenleme devresi şeması görülür.



Şekil 4.5 Dümenleme Silindirinin Aracın Sol Kısımında Olduğu Uygulama

2. Durum(dümenleme silindirinin sağda olması durumu)

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi OSPM 250 tipidir. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.4'de gösterilmektedir.

Tablo 4.4 OSPM 250 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	250
Yağ debisi (l/min)	50
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.1 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 8136 kg s: 200 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{400P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + d^2 \right]}$$

D= 80.83 mm

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d=40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.2 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot 10^{-3}$$

V= 1010 cm³

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyonun dönüş sayısını 4.6 eşitliğini kullanılarak bulundu.

VH=250 cm³

$$i := \frac{V}{VH}$$

i= 4.02

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.8 eşitliği kullanarak bulundu.

$$Q_v = 50 \text{ l/min} \quad Q_w = 50 \text{ l/min}$$

$$Q_p := Q_v + Q_w$$

$$Q_p = 100 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 12 modeli seçtik ve genel verileri tablo 4.5'te verilmektedir.

Tablo 4.5 Serie 12 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	370
Yağ debisi (l/min)	45
Maksimum Basınç (bar)	172

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.1 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$P: 8136 \text{ kg} \quad s: 200 \text{ mm} \quad \Delta p: 172 \text{ bar} \quad D: 2d \quad \text{o halde silindir çapımız;}$$

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{400P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + d^2 \right]}$$

$$D = 89.71 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 90 mm seçtik. d= 45 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.2 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 1270 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.6 eşitliğini kullanılarak bulundu.

$$V_H = 370 \text{ cm}^3$$

$$i := \frac{V}{V_H}$$

$$i = 3.44$$

Ergonomik bir kullanım için $i=3-5$ arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisini 4.8 eşitliğini kullanarak bulduk

$$Q_v = 45 \text{ l/min} \quad Q_w = 50 \text{ l/min}$$

$$Q_p := Q_v + Q_w$$

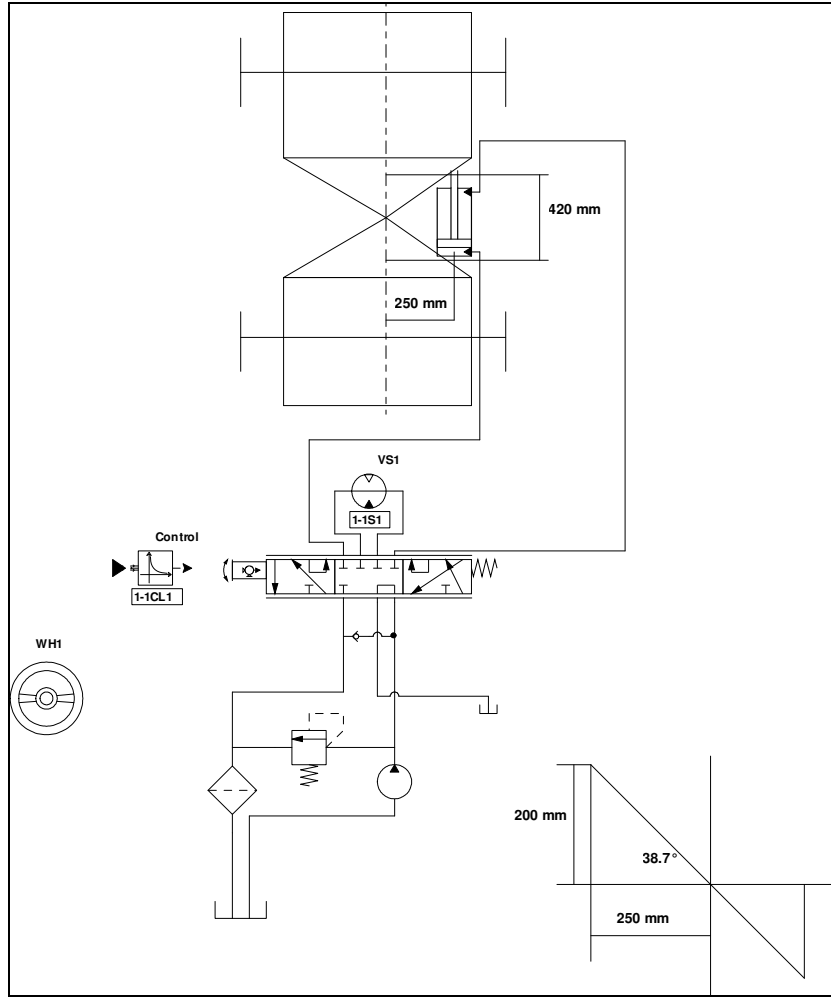
$$Q_p = 95 \text{ l/min}$$

Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç küçük tip bir araç olduğu için dümenleme silindiri aracın ekseninden 250 mm ileriye kondu ve stroğumuz da 200 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:200 mm ve b:250 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan $\alpha: \pm 38.7^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı arttırıldı. Şekil 4.6'da dümenleme silindirinin aracın sağ kısmında olduğu uygulamaya ait dümenleme devresi şeması görülmektedir.



Şekil 4.6 Dümenleme Silindirinin Aracın Sağ Kısımında Olduğu Uygulama

4.3.2 Uygulama 2

Hydrema 900MVP

Hydrema firması tarafından üretilen 900 MVP modeli belden kırma traktörünün ön ve arka kısmına zirai alet takılarak tarlada kullanıldığı gibi özel ataşmanlar takılarak ön yükleyici ve yük taşımada kullanılabilir. Bu belden kırma traktörün dümenleme açısı $\pm 37^\circ$ 'dir ve bu değeri arttırmak için izleyen kısımda analizler yapıldı. Tablo 4.6'da 900 MVP'nin teknik verileri ve araç şekil 4.7'de gösterilmektedir.

Tablo 4.6 Hydrema 900 MVP Genel Verileri[26]

Ağırlık (kg):	6400
İlerleme Hızı (km/h):	0-10
Motor Gücü (kw):	90.5
Dümenleme Açısı:	$\pm 37^\circ$



Şekil 4.7 Hydrema 900 MVP[26]

İnceleyeceğimiz bu traktörde çapraz bağlı iki adet hidrolik dümenleme silindiri kullanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi OSPC 400 tipidir. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.7’de gösterilmektedir.

Tablo 4.7 OSPC 400 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	250
Yağ debisi (l/min)	70
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 8400 kg s: 300 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{200 P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + \frac{d^2}{2} \right]}$$

$$D = 54.74 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 60 mm seçtik. d=30 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 1480 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısını 4.6 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V_H = 400 \text{ cm}^3$$

$$i := \frac{V}{V_H}$$

$$i = 3.71$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisini 4.8 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v = 70 \text{ l/min} \quad Q_w = 80 \text{ l/min}$$

$$Q_p := Q_v + Q_w$$

$$Q_p = 150 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 20 modelini seçtik ve genel verileri tablo 4.8'te verilmektedir.

Tablo 4.8 Serie 20 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	295
Yağ debisi (l/min)	76
Maksimum Basınç (bar)	241

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$P: 8400 \text{ kg} \quad s: 300 \text{ mm} \quad \Delta p: 241 \text{ bar} \quad D: 2d \quad \text{o halde silindir çapımız;}$$

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + \frac{d^2}{2} \right]}$$

$$D = 50.31 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 50 mm seçtik. d= 25 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 1030 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısını 4.6 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V_H = 295 \text{ cm}^3$$

$$i := \frac{V}{V_H}$$

$$i = 3.49$$

Ergonomik bir kullanım için $i=3-5$ arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisini 4.8 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v = 76 \text{ l/min} \quad Q_w = 80 \text{ l/min}$$

$$Q_p := Q_v + Q_w$$

$$Q_p = 156 \text{ l/min}$$

Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç için dümenleme silindiri aracın ekseninden 350 mm ileriye kondu ve stroğumuz da 300 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:300 mm ve b:350 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan $\alpha: \pm 40.6^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı artırıldı. Şekil 4.8'de Hydrema 900 MVP dümenleme hidrolik devre şeması görülür.

Tablo 4.9 Bell 2306D 4x4 Genel Verileri[27]

Ağırlık (kg):	12680
İlerleme Hızı (km/h):	0-48.6
Motor Gücü (kw):	163
Dümenleme Açısı:	$\pm 45^\circ$
Çalışma Ağırlığı(kg)	32620



Şekil 4.9 Bell 2306D 4X4[27]

İnceleyeceğimiz bu traktörde çapraz bağlı iki adet hidrolik dümenleme silindiri kullanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi OSPB 185 ve OSQB4 tipi akış arttırıcı seçildi. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.10 ve tablo 4.11’de gösterilmektedir.

Tablo 4.10 OSPB 185 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	185
Yağ debisi (l/min)	50
Maksimum Basınç (bar)	210

Tablo 4.11 OSQB4 Teknik Özellikleri[23]

Akış Arttırma Oranı	4
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 12680 kg s: 400 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{200 \cdot P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + \frac{d^2}{2} \right]}$$

$$D = 66.76 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 70 mm seçtik. d= 35 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 2690 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısını 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk

$$VH=185 \text{ cm}^3 \quad a=4$$

$$i := \frac{V}{VH \cdot a}$$

$$i= 3.64$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisini 4.9 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v= 50 \text{ l/min} \quad Q_w= 84 \text{ l/min} \quad a=4$$

$$Q_p := Q_v \cdot a + Q_w$$

$$Q_p= 284 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 20 modelini seçtik ve teknik özellikleri tablo 4.12'de verilmektedir.

Tablo 4.12 Serie 20 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	370
Yağ debisi (l/min)	76
Maksimum Basınç (bar)	241
Akış Arttırıcı Oranı	1.6

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 12680 kg s: 400 mm Δp: 241 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{200 \cdot P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + \frac{d^2}{2} \right]}$$

$$D = 62.94 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 70 mm seçtik. d= 35 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 2690 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$VH = 370 \text{ cm}^3 \quad a = 1.6$$

$$i := \frac{V}{VH \cdot a}$$

$$i = 4.55$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.9 eşitliği kullanarak bulduk.

$$Q_v = 76 \text{ l/min} \quad Q_w = 84 \text{ l/min} \quad a = 1.6$$

$$Q_p := Q_v \cdot a + Q_w$$

$$Q_p = 205.6 \text{ l/min}$$

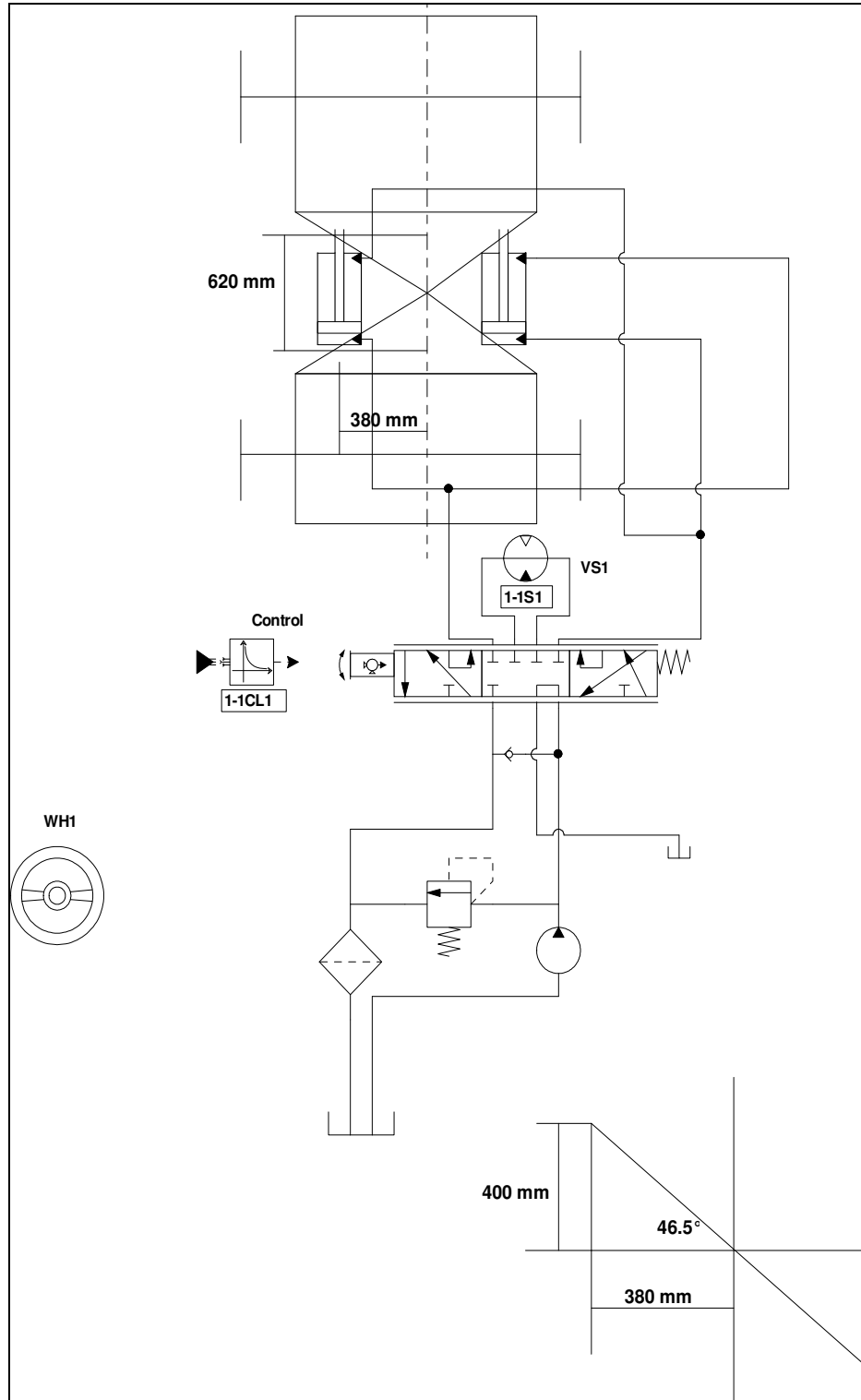
Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç için dümenleme silindiri aracın ekseninden 380 mm ileriye kondu ve stroğumuz da 400 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:400 mm ve b:380 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan α : $\pm 46.5^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı artırıldı.

Ayrıca bu araç için ön aksı Ackerman dümenlemesine sahip olarak konursa mevcut açı 10° daha artacağı görüldü. Şekil 4.10'da Bell 2306D 4X4 dümenleme hidrolik devre şeması görülür.



Şekil 4.10 Bell 2306D 4X4 Dümenleme Hidrolik Devre Şeması

4.3.4 Uygulama 4

Hitachi ZW 310

Hitachi firması tarafından üretilen ZW310 modeli ön yükleyici belden kırma dümenlemeye sahip traktörler grubuna girmekte ve hafriyatlarda ve maden alanlarında kullanılmaktadır. Hitachi'nin bu modeli $\pm 40^\circ$ belden kırma dümenleme açısına sahiptir Aşağıda bu açı değerini arttırmak için analizler yapıldı.

Aracın genel verileri tablo 4.13'te ve araç şekil 4.11'de gösterilmektedir.

Tablo 4.13 Hitachi ZW 310 Genel Verileri[28]

Ağırlık (kg):	18000
İlerleme Hızı (km/h):	0-35.5
Motor Gücü (kw):	220
Dümenleme Açısı:	$\pm 40^\circ$
Çalışma Ağırlığı(kg)	23450
Koparma Kuvveti (kg)	19000



Şekil 4.11 Hitachi ZW 310 [28]

İnceleyeceğimiz bu traktörde çapraz bağlı iki adet hidrolik dümenleme silindiri kullanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi OSPB 250 ve OSQB5 tipi akış arttırıcı seçildi. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.14 ve tablo 4.15'de gösterilmektedir.

Tablo 4.14 OSPB 250 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	250
Yağ debisi (l/min)	50
Maksimum Basınç (bar)	210

Tablo 4.15 OSQB5 Teknik Özellikleri[23]

Akış Arttırma Oranı	5
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 16000 kg s: 550 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + \frac{d^2}{2} \right]}$$

D= 75.17 mm

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d= 40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

V= 4840 cm³

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$VH=250 \text{ cm}^3 \quad a=5$$

$$i := \frac{V}{VH \cdot a}$$

$$i=3.87$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.9 eşitliği kullanarak bulduk.

$$Q_v = 50 \text{ l/min} \quad Q_w = 100 \text{ l/min} \quad a=5$$

$$Q_p := Q_v \cdot a + Q_w$$

$$Q_p = 350 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 20 modelini seçtik ve genel verileri tablo 4.16'de verilmektedir.

Tablo 4.16 Serie 20 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	590
Yağ debisi (l/min)	114
Maksimum Basınç (bar)	241
Akış Arttırıcı Oranı	2

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 16000 kg s: 550 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left[\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + \frac{d^2}{2} \right]}$$

$$D = 74 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d= 40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 4450 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$VH = 590 \text{ cm}^3 \quad a = 2$$

$$i := \frac{V}{VHa}$$

$$i = 3.77$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.9 eşitliği kullanarak bulduk.

$$Q_v = 114 \text{ l/min} \quad Q_w = 100 \text{ l/min} \quad a=2$$

$$Q_p := Q_v \cdot a + Q_w$$

$$Q_p = 328 \text{ l/min}$$

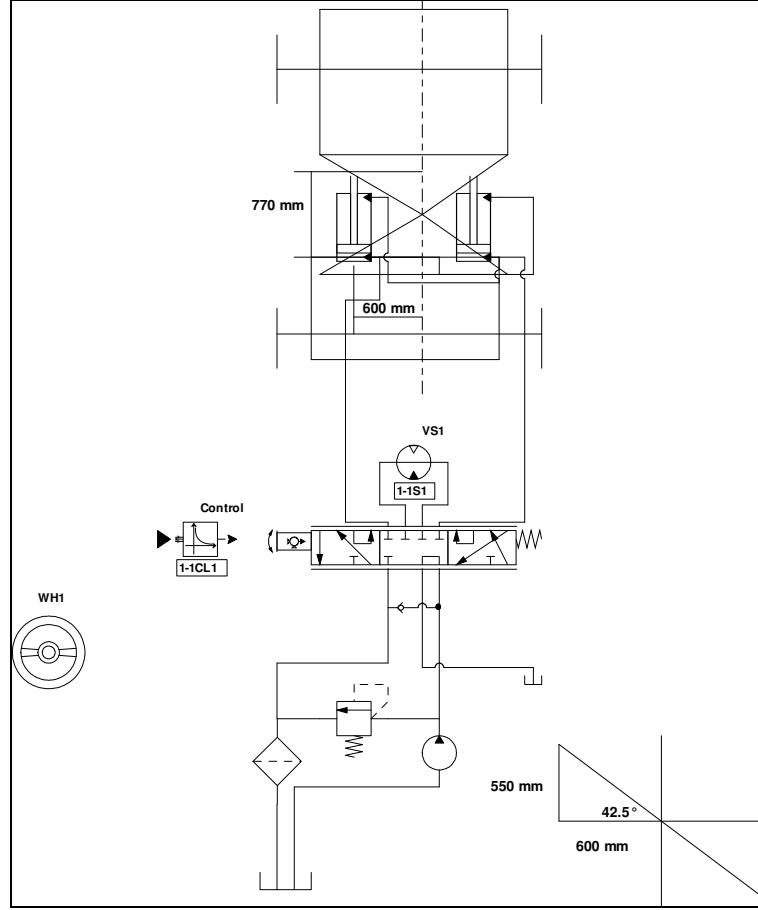
Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç için dümenleme silindiri aracın ekseninden 600 mm ileriye kondu ve stroğumuz da

550 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:550 mm ve b:600 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan α : $\pm 42.5^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı arttırıldı. Şekil 4.12'de Hitachi ZW 310 dümenleme hidrolik devre şeması görülür.



Şekil 4.12 Hitachi ZW 310 Dümenleme Hidrolik Devre Şeması

4.3.5 Uygulama 5

Volvo A25D 4x4

Volvo tarafından üretilmekte olan bu belden kırma kamyon uygulama 3'te tanıtılan BELL traktöre benzer ve çoğunlukla maden alanlarında kullanılır.

Bu araç daha çok belden kırma dümenlemeli traktör grubuna girer. Volvo A25D 4x4 aracının belden kırma dümenleme açısı $\pm 45^\circ$ 'dir ve bu açığı arttırmaya çalışacağız. Bu aracın teknik verileri tablo 4.17'de verilmekte ve araç şekil 4.13'te gösterilmektedir. Bu açı değerini arttırmak için izleyen kısımda çeşitli analizler yapıldı.

Tablo 4.17 Volvo A25D 4x4 Genel Verileri[29]

Ağırlık (kg):	19470
İlerleme Hızı (km/h):	0-53
Motor Gücü (kw):	227
Dümenleme Açısı:	$\pm 45^\circ$
Çalışma Ağırlığı(kg)	19000



Şekil 4.13 Volvo A25D 4x4 [29]

İnceleyeceğimiz bu traktörde çapraz bağlı iki adet hidrolik dümenleme silindiri kullanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi OSPB 315 ve OSQB4 tipi akış arttırıcı seçildi. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.18 ve tablo 4.19’de gösterilmektedir.

Tablo 4.18 OSPB 250 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	250
Yağ debisi (l/min)	50
Maksimum Basınç (bar)	210

Tablo 4.19 OSQB4 Teknik Özellikleri[23]

Akış Arttırma Oranı	4
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 19000 kg s: 450 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}\right) + \frac{d^2}{2}}$$

D= 80.99 mm

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d= 40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

V= 3960 cm³

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Gerekli pompa debisi 4.9 eşitliği kullanarak bulduk.

$$VH=315 \text{ cm}^3 \quad a=4$$

$$i := \frac{V}{VH \cdot a}$$

$$i= 3.14$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

$$Q_v= 50 \text{ l/min} \quad Q_w= 140 \text{ l/min} \quad a=4$$

$$Q_p := Q_v \cdot a + Q_w$$

$$Q_p= 340 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 20 modelini seçtik ve genel verileri tablo 4.20’de verilmektedir.

Tablo 4.20 Serie 20 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	590
Yağ debisi (l/min)	114
Maksimum Basınç (bar)	241
Akış Arttırıcı Oranı	2

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 19000 kg s: 450 mm Δp: 241 bar D:2d o halde kep çapımız;

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}\right) + \frac{d^2}{2}}$$

$$D = 76.28 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d= 40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Direksiyon dönüş sayısı 4.5eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 3960 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$VH = 590 \text{ cm}^3 \quad a = 2$$

$$i := \frac{V}{VH \cdot a}$$

$$i = 3.35$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.9 eşitliği kullanarak bulduk.

$$Q_v = 114 \text{ l/min} \quad Q_w = 140 \text{ l/min} \quad a=2$$

$$Q_p := Q_v \cdot a + Q_w$$

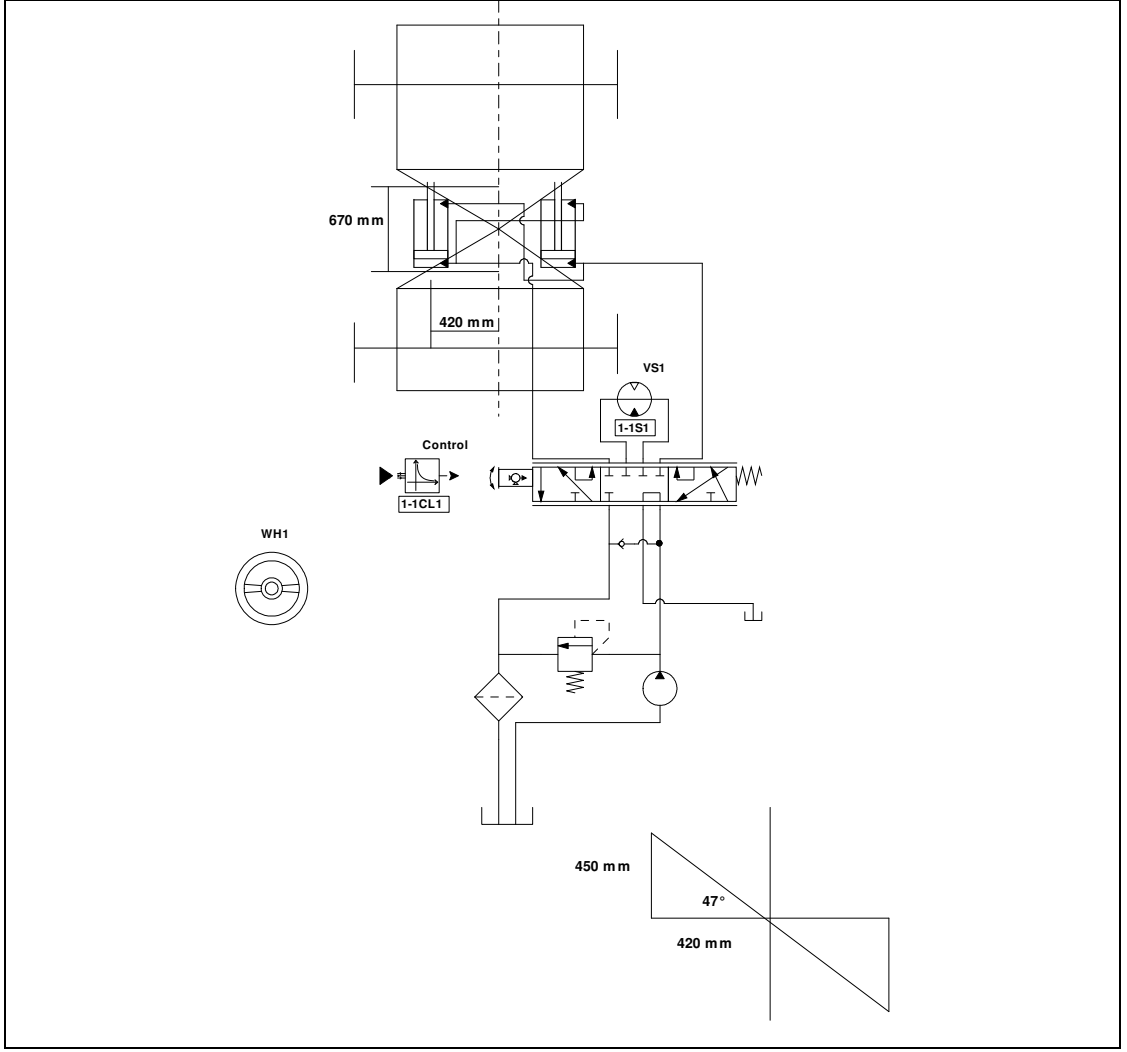
$$Q_p = 368 \text{ l/min}$$

Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç için dümenleme silindiri aracın ekseninden 420 mm ileriye kondu ve stroğumuz da 450 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:450 mm ve b:420 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan $\alpha: \pm 47^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı artırıldı. Şekil 4.14 Volvo A25D 4x4 dümenleme hidrolik devre şeması görülür.



Şekil 4.14 Volvo A25D 4x4 Dümenleme Hidrolik Devre Şeması

4.3.6 Uygulama 6

AHV-IV

I-O firması tarafından üretilen bu belden kırma dümenlemeli traktörün kullanılma amacı dünyanın farklı yerlerinde sismik analizler yapmak için kullanılmaktadır.

AHV-IV belden kırma dümenlemeli traktörü $\pm 35^\circ$ 'lik belden kırma dümenleme açısına sahiptir ve bu açı değerini arttırmak için analizler yapıldı. Bu araç şekil 4.15'te ve genel verileri tablo 4.21'de gösterilmektedir.

Tablo 4.21 AHV-IV Genel Verileri[30]

Ağırlık (kg):	25968
İlerleme Hızı (km/h):	0-26
Motor Gücü (BHP):	475
Dümenleme Açısı:	$\pm 35^\circ$
Çalışma Ağırlığı(kg)	18000



Şekil 4.15 AHV-IV[30]

İnceleyeceğimiz bu traktörde çapraz bağlı iki adet hidrolik dümenleme silindiri kullanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi OSPC 250 ve OSQM4 tipi akış arttırıcı seçildi. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.22 ve tablo 4.23'de gösterilmektedir.

Tablo 4.22 OSPC 250 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	250
Yağ debisi (l/min)	50
Maksimum Basınç (bar)	210

Tablo 4.23 OSQM4 Teknik Özellikleri[23]

Akış Arttırma Oranı	4
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 18000 kg s: 425 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}\right) + \frac{d^2}{2}}$$

$$D = 80.99 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d= 40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 3740 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$VH = 250 \text{ cm}^3 \quad a = 4$$

$$i := \frac{V}{VH \cdot a}$$

$$i = 3.74$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.9 eşitliği kullanarak bulduk.

$$Q_v = 50 \text{ l/min} \quad Q_w = 80 \text{ l/min} \quad a=4$$

$$Q_p := Q_v \cdot a + Q_w$$

$$Q_p = 280 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 20 modelini seçtik ve genel verileri tablo 4.24'de verilmektedir.

Tablo 4.24 Serie 20 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	590
Yağ debisi (l/min)	114
Maksimum Basınç (bar)	241
Akış Arttırıcı Oranı	2

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$P: 18000 \text{ kg} \quad s: 425 \text{ mm} \quad \Delta p: 241 \text{ bar} \quad D:2d \quad \text{o halde silindir çapımız;}$$

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + \frac{d^2}{2}}$$

$$D = 74.53 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d= 40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 3740 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V_H = 590 \text{ cm}^3 \quad a = 2$$

$$i := \frac{V}{V_H \cdot a}$$

$$i = 3.17$$

Ergonomik bir kullanım için $i=3-5$ arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.9 eşitliği kullanarak bulduk.

$$Q_v = 114 \text{ l/min} \quad Q_w = 80 \text{ l/min} \quad a = 2$$

$$Q_p := Q_v \cdot a + Q_w$$

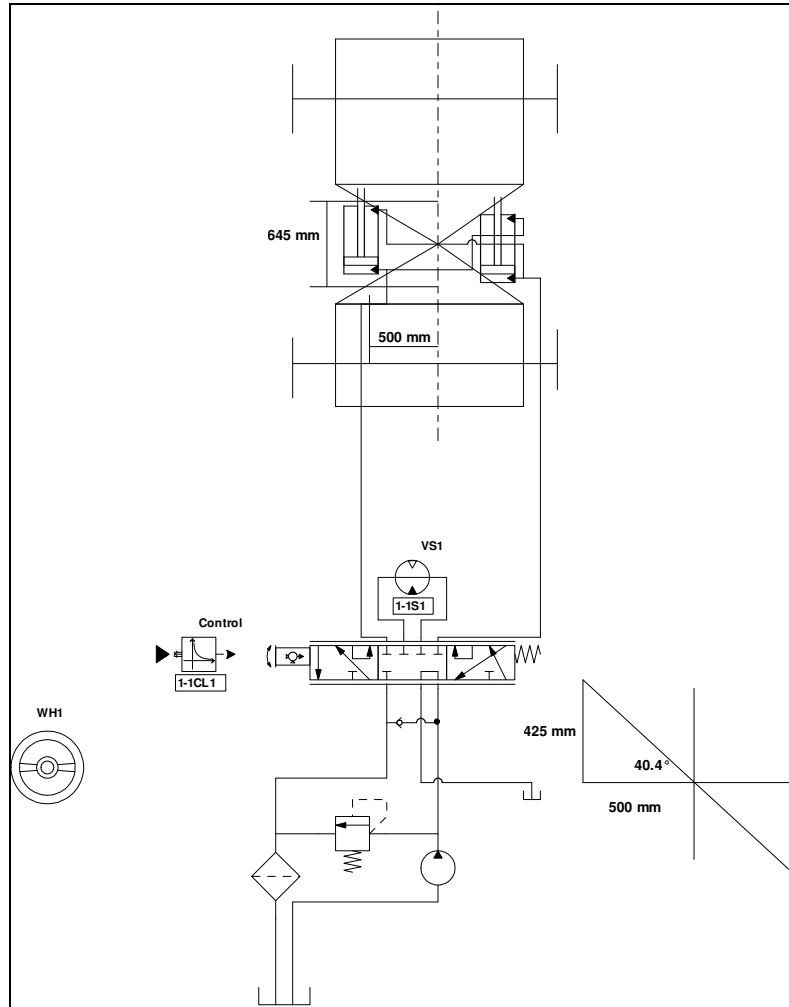
$$Q_p = 308 \text{ l/min}$$

Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç için dümenleme silindiri aracın ekseninden 500 mm ileriye kondu ve stroğumuz da 425 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:425 mm ve b:500 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan α : $\pm 40.4^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı artırıldı. Şekil 4.16'da AHV-IV dümenleme hidrolik devre şeması görülür.



Şekil 4.16 AHV-IV Dümenleme Hidrolik Devre Şeması

4.3.7 Uygulama 7

Volvo L180D High Lift

Volvo firması tarafından üretilmekte olan L180D belden kırma dümenlemeli traktörü ağaç kütüklerinin istiflenmesinde ve kamyonlara veya tırlara yüklenmesinde kolaylık sağlayan araçtır. Bu araçla birlikte mevcut istifleme yüksekliği arttırılmıştır.

Volvo L180D modeli araç $\pm 37^\circ$ belden kırma dümenleme açısına sahiptir ve yapılacak analizlerle birlikte bu açı değeri arttırılmaya çalışılacaktır.

Araç şekil 4.17'de ve genel verileri tablo 4.25'te gösterilmektedir.

Tablo 4.25 Volvo L180D Genel Verileri[29]

Ağırlık (kg):	33090
İlerleme Hızı (km/h):	0-35.1
Motor Gücü (kW):	206
Dümenleme Açısı:	$\pm 35^\circ$
Çalışma Ağırlığı(kg)	20000



Şekil 4.17 Volvo L180D[29]

İnceleyeceğimiz bu traktörde çapraz bağlı iki adet hidrolik dümenleme silindiri kullanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi.

Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi OSPB 315ve OSQM 4 tipi akış arttırıcı seçildi. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.26 ve tablo 4.27'de gösterilmektedir.

Tablo 4.26 OSPB 315 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	315
Yağ debisi (l/min)	70
Maksimum Basınç (bar)	210

Tablo 4.27OSQM 4 Teknik Özellikleri[23]

Akış Arttırma Oranı	4
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 20000 kg s: 500 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}\right) + \frac{d^2}{2}}$$

D= 82.84 mm

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d= 40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

V= 4400 cm³

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$VH=315 \text{ cm}^3 \quad a=4$$

$$i := \frac{V}{VH \cdot a}$$

$$i= 3.49$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Bu araç için sadece dümenleme devresi için pompa debisi hesaplandı.

Gerekli pompa debisi 4.11 eşitliği kullanarak bulduk.

$$Q_v= 50 \text{ l/min} \quad a=4$$

$$Q_p := Q_v \cdot a$$

$$Q_p= 200 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 25 modelini seçtik ve genel verileri tablo 4.28'de verilmektedir.

Tablo 4.28 Serie 25 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	625
Yağ debisi (l/min)	151
Maksimum Basınç (bar)	241
Akış Arttırıcı Oranı	2

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 20000 kg s: 500 mm Δp: 241 bar D:2d o halde silindiri çapımız

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}\right) + \frac{d^2}{2}}$$

D= 77.99 mm

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d= 40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

V= 4400 cm³

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

VH=625 cm³ a=2

$$i := \frac{V}{VH a}$$

i= 3.52

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Bu araç için sadece dümenleme devresi için pompa debisi hesaplandı.

Gerekli pompa debisi 4.11 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v = 151 \text{ l/min} \quad a=2$$

$$Q_p := Q_v \cdot a$$

$$Q_p = 302 \text{ l/min}$$

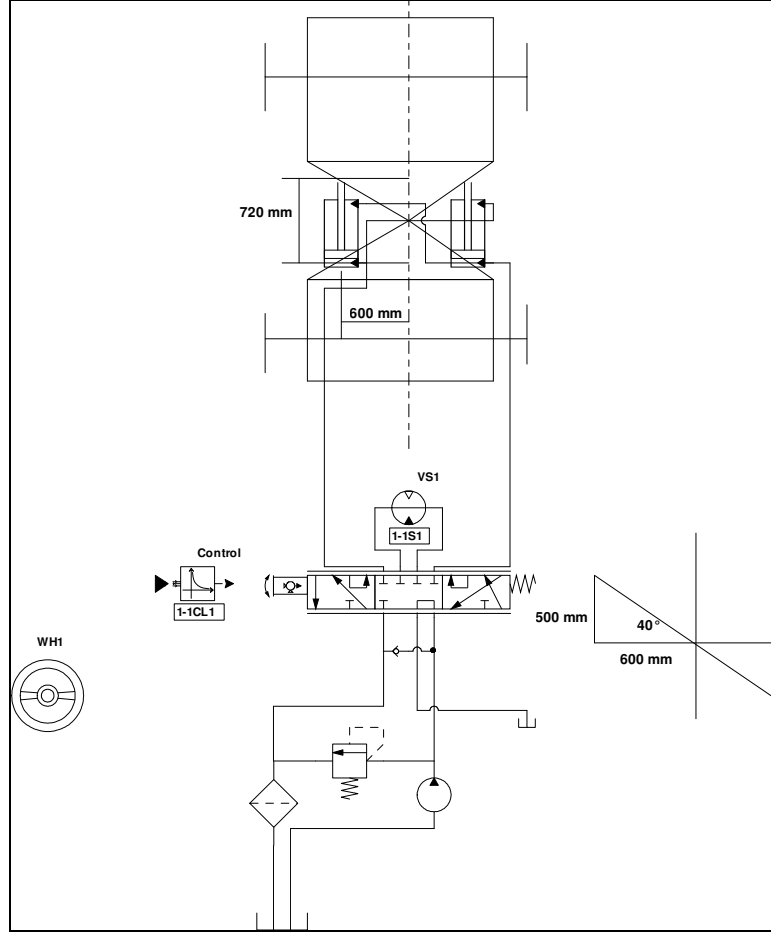
Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç için dümenleme silindiri aracın ekseninden 600 mm ileriye kondu ve stroğumuz da

500 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:500 mm ve b:600 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan $\alpha: \pm 40^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı arttırıldı. Şekil 4.18 Volvo L180D dümenleme hidrolik devre şeması görülür.



Şekil 4.18 Volvo L180D Dümenleme Hidrolik Devre Şeması

4.3.8 Uygulama 8

John Deere Skidders 748 G3

John Deere tarafından üretilen 748 G3 modeli ağaç sökme dozeri ve kütük taşıma aracı ormanlık alanlarda yaşlı ağaçları sökme ve taşıma işlerinde kullanılan belden kırma dümenlemeli bir traktördür. 748 G3 modeli $\pm 45^\circ$ dümenleme açısına sahiptir ve bu açı değerini arttırmak için çeşitli analizler yapıldı. Bu araç şekil 4.19'da ve genel verileri tablo 4.29'da gösterilmektedir.

Tablo 4.29 John Deere Skidders 748 G3 Genel Verileri[11]

Ağırlık (kg):	33090
İlerleme Hızı (km/h):	0-24.5
Motor Gücü (kW):	132
Dümenleme Açısı:	$\pm 45^\circ$
Çalışma Ağırlığı(kg)	15595



Şekil 4.19 John Deere Skidders 748 G3[11]

İnceleyeceğimiz bu traktörde çapraz bağlı iki adet hidrolik dümenleme silindiri kullanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi

OSPB 400 ve OSQM 4 tipi akış arttırıcı seçildi. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.30 ve tablo 4.31’de gösterilmektedir.

Tablo 4.30 OSPB 400 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	400
Yağ debisi (l/min)	70
Maksimum Basınç (bar)	210

Tablo 4.31 OSQM 4 Teknik Özellikleri[23]

Akış Arttırma Oranı	4
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 15595 kg s: 550 mm Δp: 210 bar D:d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}\right) + \frac{d^2}{2}}$$

D= 74.35 mm

O zaman D'yi 80 mm seçtik. d= 40 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

V= 4840 cm³

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$VH=400 \text{ cm}^3 \quad a=4$$

$$i := \frac{V}{VH \cdot a}$$

$$V= 3.02$$

Ergonomik bir kullanım için $i=3-5$ arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Bu araç için sadece dümenleme devresi için pompa debisi hesaplandı.

Gerekli pompa debisi 4.11 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v= 70 \text{ l/min} \quad a=4$$

$$Q_p := Q_v \cdot a$$

$$Q_p= 280 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 25 modelini seçtik ve genel verileri tablo 4.32'de verilmektedir.

Tablo 4.32 Serie 25 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	625
Yağ debisi (l/min)	151
Maksimum Basınç (bar)	241
Akış Arttırıcı Oranı	1.6

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 15595 kg s: 550 mm Δp: 241 bar D:2d o halde kep çapımız

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}\right) + \frac{d^2}{2}}$$

D= 68.79 mm

O zaman D'yi 70 mm seçtik. d= 35 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

V= 3700 cm³

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

VH=625 cm³ a=1.6

$$i := \frac{V}{VH a}$$

i= 3.7

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Bu araç için sadece dümenleme devresi için pompa debisi hesaplandı.

Gerekli pompa debisi 4.11 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v = 151 \text{ l/min} \quad a = 1.6$$

$$Q_p := Q_v \cdot a$$

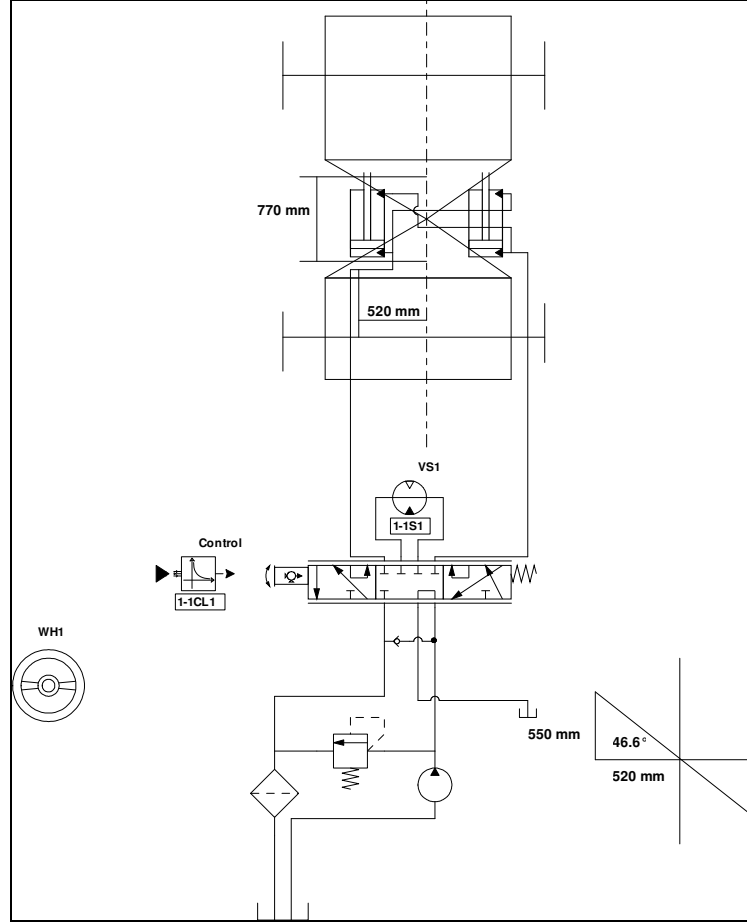
$$Q_p = 241.6 \text{ l/min}$$

Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç için dümenleme silindiri aracın ekseninden 520 mm ileriye kondu ve stroğumuz da 550 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:550 mm ve b:520 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan α : $\pm 46.6^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı arttırıldı. Şekil 4.20'de John Deere Skidders 748 G3 dümenleme hidrolik devre şeması görülür.



Şekil 4.20 John Deere Skidders 748 G3 Dümenleme Hidrolik Devre Şeması

4.3.9 Uygulama 9

Le Tourneau L2350

Fransız firması olan le tourneau tarafından üretilen L2350 modeli ön yükleyici çoğunlukla barajlarda ve maden alanlarında kamyonlara yüklemede kullanılır. L2350 modeli olan bu ön yükleyici $\pm 42^\circ$ dümenleme açısına sahiptir ve bu açı değerini arttırmak için çeşitli analizler yapıldı. Bu araç şekil 4.21'da ve genel verileri tablo 4.33'te gösterilir.

Tablo 4.33 Le Tourneau L2350 Genel Verileri[31]

Ağırlık (kg):	139832
İlerleme Hızı (km/h):	0-16.9
Motor Gücü (kW):	1715
Dümenleme Açısı:	$\pm 42^\circ$
Çalışma Ağırlığı(kg)	61000



Şekil 4.21 Le Tourneau L2350[31]

İnceleyeceğimiz bu traktörde çapraz bağlı iki adet hidrolik dümenleme silindiri kullanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi

OSPB 500 ve OSQM 4 tipi akış artırıcı seçildi. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.34 ve tablo 4.35'de gösterilmektedir.

Tablo 4.34 OSPB 500 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	500
Yağ debisi (l/min)	50
Maksimum Basınç (bar)	210

Tablo 4.35 OSQB 10 Teknik Özellikleri[23]

Akış Arttırma Oranı	10
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 61000 kg s: 770 mm Δp: 210 bar D:d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}\right) + \frac{d^2}{2}}$$

D= 147.28 mm

O zaman D'yi 150 mm seçtik. d= 75 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

V= 23300 cm³

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$VH=500 \text{ cm}^3 \quad a=10$$

$$i := \frac{V}{VH \cdot a}$$

$$i= 4.67$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Bu araç için sadece dümenleme devresi için pompa debisi hesaplandı.

Gerekli pompa debisi 4.11 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v= 50 \text{ l/min} \quad a=10$$

$$Q_p := Q_v \cdot a$$

$$Q_p= 500 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 25 modelini seçtik ve genel verileri tablo 4.36'da verilmektedir.

Tablo 4.36 Serie 25 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	1230
Yağ debisi (l/min)	95
Maksimum Basınç (bar)	241
Akış Arttırıcı Oranı	4

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 61000 kg s: 770 mm Δp: 241 bar D:2d o halde silindir çapımız

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p}\right) + \frac{d^2}{2}}$$

$$D = 135.52 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 140 mm seçtik. d= 70 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 24300 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.7 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V_H = 1230 \text{ cm}^3 \quad a = 4$$

$$i := \frac{V}{V_H a}$$

$$i = 4.93$$

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Bu araç için sadece dümenleme devresi için pompa debisi hesaplandı.

Gerekli pompa debisi 4.11 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v = 95 \text{ l/min} \quad a=4$$

$$Q_p := Q_v \cdot a$$

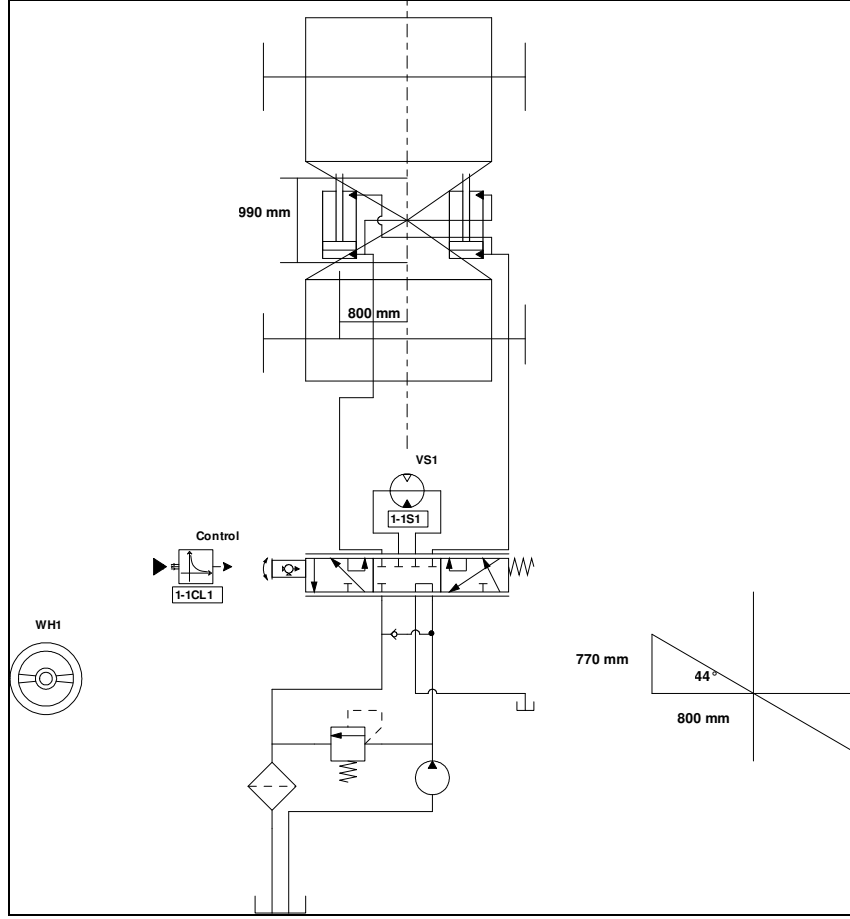
$$Q_p = 380 \text{ l/min}$$

Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç için dümenleme silindiri aracın ekseninden 800 mm ileriye kondu ve stroğumuz da 770 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:770 mm ve b:800 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan α : $\pm 44^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı artırıldı. Şekil 4.22’te Le Tourneau L2350 dümenleme hidrolik devre şeması görülür.



Şekil 4.22 Le Tourneau L2350 Dömenleme Hidrolik Devre Şeması

4.3.10 Uygulama 10

Buhler B 56 Ön Yökleyci

Buhler firması tarafından üretilmekte olan B 56 modeli ön yökleyci çeşitli alanlarda kazma ve yükleme işlemlerini yapması için üretilmiştir. B 56 modeli ön yökleyci $\pm 55^\circ$ 'lik açıya sahiptir. İzleyen kısımda B 56 modeli için yapılacak analizlerle mevcut dömenleme açısı değeri arttırılmaya çalışıldı. Bu araç şekil 4.23'da ve genel verileri tablo 4.37'de gösterilmektedir.

Tablo 4.37 Buhler B56 Genel Verileri[32]

Ağırlık (kg):	8000
İlerleme Hızı (km/h):	0-25
Motor Gücü (BHP):	56
Dümenleme Açısı:	$\pm 55^\circ$
Çalışma Ağırlığı(kg)	10000



Şekil 4.23 Buhler B56 Ön Yükleyici[32]

İnceleyeceğimiz bu traktörde çapraz bağlı iki adet hidrolik dümenleme silindiri kullanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılacak dümenleme kontrol sistemi ilk önce Sauer-Danfoss firmasından seçildi. Bu firmadan seçilen dümenleme kontrol ünitesi

OSPB 400 seçildi. Bu ünitenin özellikleri tablo 4.38’de gösterilmektedir.

Tablo 4.38 OSPB 400 Teknik Özellikleri[23]

Deplasman (cm ³ /rev)	400
Yağ debisi (l/min)	70
Maksimum Basınç (bar)	210

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

P: 10000 kg s: 350 mm Δp: 210 bar D:2d o halde silindir çapımız;

$$D := \sqrt{\left(\frac{200 \cdot P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + \frac{d^2}{2}}$$

D= 59 mm

O zaman D'yi 60 mm seçtik. d= 30 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

V= 1730 cm³

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.6 eşitliğini kullanarak bulduk.

VH=400 cm³

$$i := \frac{V}{VH}$$

i= 4.33

Ergonomik bir kullanım için i=3-5 arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.8 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v = 70 \text{ l/min} \quad Q_w = 64.5 \text{ l/min}$$

$$Q_p := Q_v + Q_w$$

$$Q_p = 134.5 \text{ l/min}$$

İkinci olarak EATON firmasının dümenleme kontrol ünitesini kullandık. Bu firmadan serie 20 modelini seçtik ve genel verileri tablo 4.39'da verilmektedir.

Tablo 4.39 Serie 20 Teknik Özellikleri[21]

Deplasman (cm ³ /rev)	425
Yağ debisi (l/min)	60
Maksimum Basınç (bar)	241

İlk önce dümenleme silindiri çapını 4.4 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$P: 10000 \text{ kg} \quad s: 350 \text{ mm} \quad \Delta p: 241 \text{ bar} \quad D: 2d \quad \text{o halde silindir çapımız}$$

$$D := \sqrt{\left(\frac{200P}{\pi \cdot \Delta p} \right) + \frac{d^2}{2}}$$

$$D = 55.6 \text{ mm}$$

O zaman D'yi 60 mm seçtik. d= 30 mm

Silindirin yağ hacmi (V);

Dümenleme silindiri hacmini 4.5 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[2 \cdot (D^2) - (d^2) \right] \right] \cdot s \cdot 10^{-3}$$

$$V = 1730 \text{ cm}^3$$

Direksiyon dönüş sayısı (i);

Direksiyon dönüş sayısı 4.6 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$V_H = 425 \text{ cm}^3$$

$$i := \frac{V}{V_H}$$

$$i = 4.07$$

Ergonomik bir kullanım için $i=3-5$ arası olmalıdır ve bulunan değer bu arada olduğu için yapılan seçim doğrudur.

Sistem için gerekli pompa debisi (l/min)

Gerekli pompa debisi 4.8 eşitliğini kullanarak bulduk.

$$Q_v = 60 \text{ l/min} \quad Q_w = 64.5 \text{ l/min}$$

$$Q_p := Q_v + Q_w$$

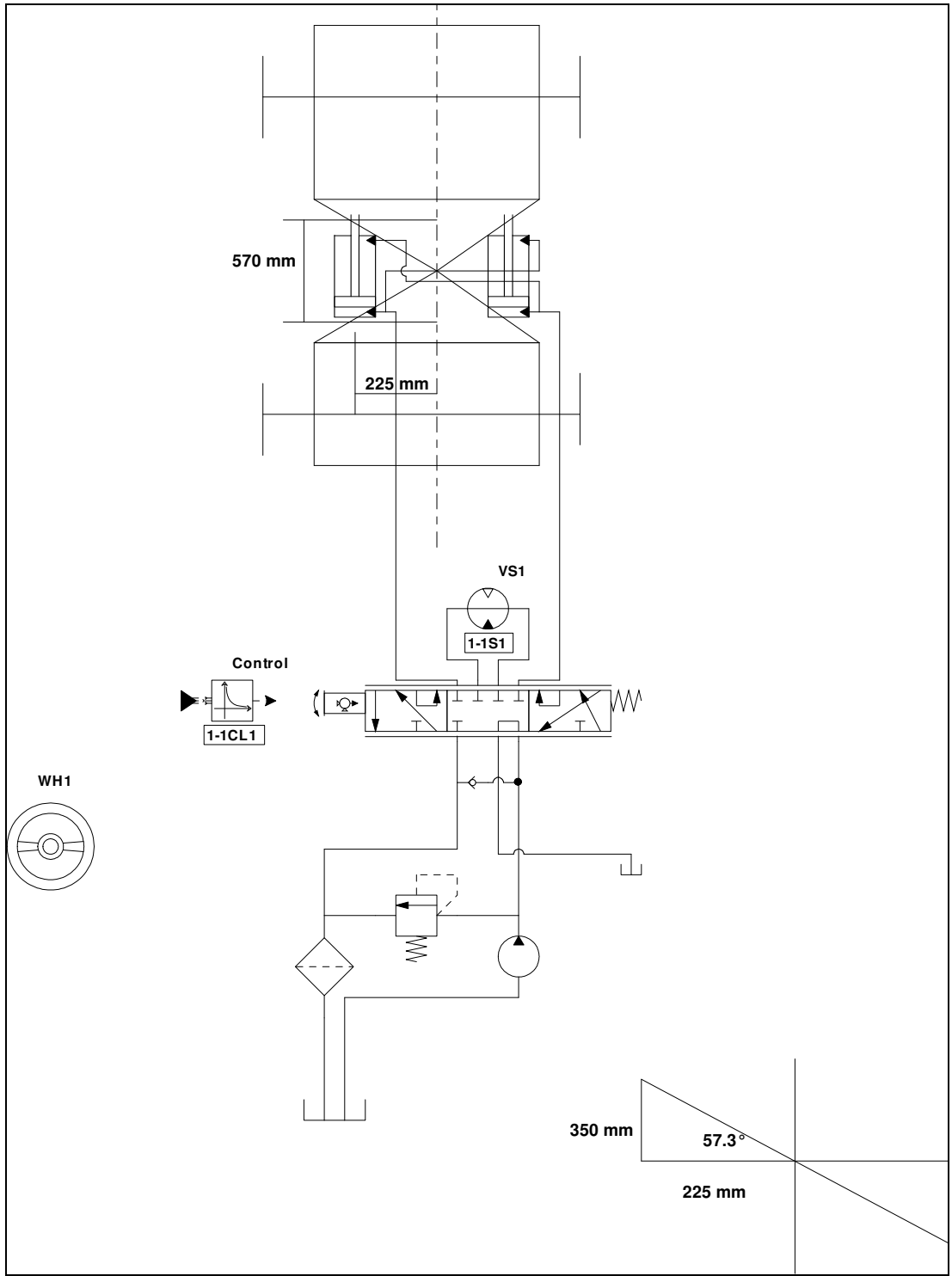
$$Q_p = 124.5 \text{ l/min}$$

Bu hesapları yaptıktan sonra dümenleme silindirini aracın üzerine yerleştirdik. Bu yerleşimi yaparken en uygun yeri tespit etmek zorundayız. Seçilen araç için dümenleme silindiri aracın ekseninden 225 mm ileriye kondu ve stroğumuz da 350 mm olduğundan dolayı bu aracın teorik dümenleme açısını hesapladık.

s:350 mm ve b:225 mm buradan da dümenleme açısı α bulundu.

$$\tan(\alpha) := \frac{s}{b}$$

Buradan $\alpha: \pm 57.3^\circ$ olarak bulundu sonuçta bu araç için teorik belden kırma dümenleme açısı artırıldı. Şekil 4.24'te Buhler B56 ön yükleyici dümenleme hidrolik devre şeması görülür.



Şekil 4.24 Buhler B56 Ön Yükleyici Dümenleme Hidrolik Devre Şeması

4.3 Yorumlar Ve Sonuç

Farklı firmalardan seçilen farklı tip belden kırma dümenlemeye sahip traktörlerde yapılan analizlerde aşağıdaki yorumları elde edilmiştir;

- A. Belden kırma açısı için dümenleme silindirinin stroğu ve yerleştirildiği noktanın aracın orta eksenine olan mesafesi önemlidir.
- B. Dümenleme silindirinin bağlandığı noktanın, aracın orta noktasına olan mesafesi büyürse belden kırma dümenleme açısını artırmak için dümenleme silindirinin stroğunun da arttırılması gerekmektedir.
- C. Bu strok artışı, aracın iki aksı arasındaki mesafe sabit olduğundan yapılacak strok artış miktarı sınırlı kalmıştır .
- D. Dümenleme silindirinin bağlandığı noktanın aracın orta eksenine olan mesafesini; motorun ön veya arka şasede olması, motorun gücünü aktaran üniversal şaftın çapı ve aracın ön veya arka kısmına bağlanan ekipmanlara yağ taşıyan hidrolik hortum veya borular etkilemektedir.
- E. Bu traktörlerde aracın farklı zeminlerde çekiş kuvvetinin artırmasında kullanılan lastiklerin ebatları ve aracın akslarının ön veya arka şaselerinin önüne ya da arkasına yerleşimi de belden kırma açısı üzerinde etkilidir.
- F. Tek dümenleme silindiri kullanılan, belden kırma araçlarda dümenleme silindirinin aracın sağına veya soluna konulması, araca doğru geldiği kabul edilen boylamasına kuvvet üzerine etki etmektedir. Bu etki dümenleme silindiri çapının ve hacminin artmasına neden olmaktadır.

Bu da, ergonomik bir kullanım için belirlenmiş olan direksiyonun kilitten kilide olan tur sayısı aralığının korunması için önceden hacmi belirlenen dümenleme kontrol ünitesinin yardımıyla dümenleme ve iş hidrolikleri için gerekli olan pompa debisinin arttığı bulundu.

G. Büyük güçlü araçlarda aracın ön aksı, ackerman dümenleme geometrisi özellikli aks yapılırsa mevcut dümenleme açısının değerinin 10° daha artacağı görüldü.

Belden kırma dümenlemeye sahip araçlarda; belden kırma açısını analize başlamadan önce, bu araçların stabilite sorunu olmadığı kabul edildi. Analizler yapılırken hesapladığımız teorik belden kırma açısı, seçilen araçların katalog değerleriyle karşılaştırıldığında elde edilen artış değeri ortalama 2° - 5° olduğu için önceden tanımlanan stabilite problemlerinin etkisinin az olacağı kabul edilerek ihmal edildi. Standart belden kırma traktörlerde dümenleme silindiri stroğu ve bağlantı noktaları üzerinde yaptığım küçük değişiklikler neticesinde kataloglarda verilen belden kırma dümenleme açı değerleri artmıştır.

Bu tip araçlarda belden kırma dümenleme açısı değeri, aşırı şekilde arttırıldığı zaman büyük belden kırma açısı değerleri, aracın dönüşü esnasında devrilmesine neden olabilir. Bu stabilite sorunu göz önüne alınarak belden kırma açılarını hesapladığım araçların açı artış değerleri, aracın dönüşü esnasında devrilmesine neden olmayacak şekilde hesaplandı. Sonuç olarak standart belden kırma dümenlemeye sahip araçlarda, araç üzerinde yapılacak ufak değişikliklerin bu araçlarda teorik belden kırma açısını arttırabileceği bulundu. Sonuçta elde edilen belden kırma açısı değerleri, seçilen araçların dümenleme açılarını artırırken stabilite sorunlarına neden olmamaktadır

KAYNAKLAR

- [1] **Berg, E.** ,2005. A Brief Introduction To Steering, *Lecture Note*,
University of Koblenz , Mainz, Germany
- [2] **Dağdeviren, C., ve Kullukçu A.**, 2001. Traktörlerde Hidrostatik Direksiyon
Sistemi Tasarımı, *II. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, İzmir,
Türkiye, 8-11 Kasım
- [3] **Anonim, 2006**, Katalog, Komatsu Construction (www.komatsu.com)
- [4] **Dağdeviren, C.**,1999. Direksiyon Mekanizmalarının Kinematik Analizi,
Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [5] **Özemir, Ö.**, 1981. Traktörler,İ.T.Ü Matbaası Gümüşsuyu, İstanbul
- [6] **Rill, G.**, 2004. Vehicle Dynamics, *Lecture Notes*, Fachhochschuleregensburg
University of Applied Sciences, Regensburg, Germany
- [7] **Azad, L., N.**, 2006. Dynamic Modelling and Stability Controller Development for
Articulated Steer Vehicles, *Doktora Tezi*, Waterloo University,
Ontario, Canada
- [8] **He, Y., Khajepour, A., Mcphee, J., Wang, X.**, 2005. Dynamic Modelling and
Stability Analysis of Articulated Frame Steer Vehicles,
Int. J. Of Vehicle Systems , Vol 12, No 1
- [9] **Azad, L., N., Khajepour, A., Mcphee, J.**, 2005. Off Road Lateral Stability
Analysis of An Articulated Steer Vehicle with A Rear – Mounted
Load, *Int. J. Vehicle System Modelling and Testing* ,Vol 1,
Nos 1/2/3

- [10] **Bigras, P., Petrov, P., Wong, T.**, 2002. A LMI Approach to Feedback Path Control for An Articulated Mining Vehicle, Electrimacs, Montreal, Canada, 18-21 August
- [11] **Anonim, 2006**, Katalog, John-Deere Company (www.deere.com)
- [12] **Çetinkunt, S., Haggeg, S., Alstrom, D.**, 2006. Steer-By-Wire Control System for Electrohydraulic Powered Articulated Vehicles, Universtiy of Illinois at Chicago, U.S.A
- [13] **Haggeg, S., Alstrom, D., Çetinkunt, S., and Egelja, A.**, 2005. Modeling, Control, And Validation of An Electro-Hydraulic Steer-By-Wire System for Articulated Vehicle Applications, *IEEE Asme Transactions on Mechatronics*, Vol 10, No 6
- [14] **Ridley, P., Corke, P.**, 2001. Autonomous Control of An UnderGround Mining Vehicle, *PROC Australian Conference on Robotics and Automation*, Sidney, Australia, 14-15 November
- [15] **Lopatka, J., M., Muszynski, T.**, 2005. The Possibility of Directional Stability Improvement of Articulated Tool- Carriers, *22. International Symposium on Automation and Robotics in Construction ISARC*, Ferrara, Italy, 11-14 September
- [16] **Oida, A.**, 1984. Turning Behaviour of Articulated Frame Steering Tractor, *National Technical Information Service*, AD-P004 304, USA
- [17] **Ishimoto, H., Tsubouchi, T., Sarat, S., Yuta, S.**, 2004. A Pratical Trajectory Following of An Articulated Steering Type vehicle, Intelligent Robot Laboratory, University of Tsubouchi, Japan

- [18] **Norris, R., W., Zhang, Q., Sreenivas, S., R.**, 2006. Rule-Base Reduction for
A Fuzzy Human Operator Performance Model, *American
Society of Agricultural and Biological Engineers*,
Urbana Champaign, USA
- [19] **Andersson, L., Nilsson, T., and Perez, M.**, 2001. Modeling The Steering
Control of an Articulated Hauler, Vaxjö University,
Stockholm, Sweden
- [20] **Anonim, 2005**, Katalog, Parker Hanifin Gmbh (www.parker.com)
- [21] **Anonim, 2005**, Katalog, Eaton Hydraulic Gmbh (www.eaton.com)
- [22] **Karaman, C., U.**, 2001. Traktörlerde Hidrostatik Tahrik Olanakları, *Lisans Tezi*,
Ege Üniversitesi, Bornova, İzmir
- [23] **Anonim, 2006**, Katalog, Sauer-Danfoss Hydarulic (www.sauer-danfoss.com)
- [24] **Anonim, 1999**, Katalog, Char-Lynn Hydraulic (www.eaton.com)
- [25] **Anonim, 2006**, Katalog, Nmc-Wollard construction (www.nmc-wollard.com)
- [26] **Anonim, 2007**, Katalog, Hydrema Construction Gmbh (www.hydrema.com)
- [27] **Anonim, 2004**, Katalog, Bell Tractor and Construction (www.bell-tractor.com)
- [28] **Anonim, 2007**, Katalog, Hitachi Construction and Equipment (www.hitachi.com)
- [29] **Anonim, 2005**, Katolog, Volvo Construction and Equipment (www.volvo.com)
- [30] **Anonim, 2003**, Katalog, I-O Construction and Equipment (www.i-o.com)
- [31] **Anonim, 2005**, Katalog, Le Tourneau Construction and Equipment
(www.letourneau.com)
- [32] **Anonim, 2005**, Katalog, Buhler Construction and Equipment (www.buhler.com)

ÖZGEÇMİŞ

18/06/1977 yılında doğan Uğur Cemil Karaman ilk okulu Tekirdağ Süleyman paşa ilk okulunda, orta okulu bu ilde 50. yıl orta okulunda, lise eğitimini de Tuğlacılar lisesinde okudu. 1997 yılında Ege üniversitesi Ziraat fakültesi Tarım makinaları bölümünü kazandı. Bu bölümü 2001 yılında birincilikle bitirdikten sonra 2002 yılında İ.T.Ü Fen bilimleri Konstrüksiyon bölümüne kabul edildi . 2003 yılında bu bölümden atıldıktan sonra 2005 yılında çıkan afla bu bölüme geri döndükten sonra Konstrüksiyon bölümünü 2007 yılında bitirecektir.