

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ BİR MOTOR İÇİN
ÇEVİRİM ATLATMA MEKANİZMASININ TASARLANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
İsmail GERZELİ**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Konstrüksiyon

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ BİR MOTOR İÇİN
ÇEVİRİM ATLATMA MEKANİZMASININ TASARLANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
İsmail GERZELİ
(503061206)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 Mayıs 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 05 Haziran 2009

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Cemal BAYKARA (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Cüneyt FETVACI (İÜ)**

HAZİRAN 2009

Aileme ve dostlarıma,

ÖNSÖZ

İstanbul Teknik Üniversitesi'ndeki araştırma görevliliğim ve yapmış olduğum yüksek lisans tezi süresince, her konuda bana yardımcı olan, birikimlerini ve bilgisini esirgmeden bana aktaran, bir danışmandan öte yaklaşımıyla bana yardımcı olup rehberlik eden Yrd. Doç. Dr. Cemal Baykara'ya teşekkürlerimi sunarım.

Yrd. Doç. Dr. Osman Akın Kutlar'a çalışmalarımın temelini oluşturan araştırmalarını bana sunduğu ve tezin sürekliliği açısından gerekli olan ihtiyaçları çekinmeden temin ettiği için minnettarım.

Çalışmam süresince, beni sürekli motive ederek işime odaklanmamı sağlayan, hiçbir karşılık beklemeden hep yanımda olup bana destek veren Ceren Demirkesen'e sonsuz teşekkür ederim.

Sıradan bir arkadaşlıktan öte, her şeyimi paylaştığım dostlarım Atalay Can ve Hülya Karaköse'ye, çalışmamı uluslararası konferansta sunmam için bana sıkılmadan yardımcı olan Dilara Yamaç'a, her zaman birlikte iyi vakit geçirdiğim dostlarım Emre Koyuncu, Eren Kayaoğlu, Serhat Turan ve Salih Gülşen'e teşekkürü bir borç bilirim.

Aynı ortamın havasını sürekli soluduğum, bilgilerini, düşüncelerini ve hoşgörülerini benden esirgemeyen çalışma arkadaşlarım, Hacer Özperk, Emre Kurumahmut, Hakan Ertuğrul ve İlker Altay'a da teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2009

İsmail Gerzeli

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA VERİM ARTTIRMAYA YÖNELİK ÇALIŞMALAR VE ÇEVİRİM ATLATMA STRATEJİSİ	3
2.1 Kısmi Yükteki Verim Artışını Hedef Alan Çalışmalar	3
2.2 Çevrim Atlatma Stratejisi ve Çalışma Prensibi	4
2.3 Çevrim Atlatma Stratejisinin Deneysel Sonuçları ve Yorumları	7
2.4 Çevrim Atlatma Stratejisinin Sorunları için Çözüm Önerileri	8
3. LİTERATÜR.....	11
3.1 Değişken Supap Zamanlaması ve Açılma Miktarı	11
3.2 Supap Sistemlerine Ait Değişkenler	12
3.2.1 Emme Supabı Açılma Zamanı	12
3.2.2 Emme Supabı Kapanma Zamanı	13
3.2.3 Egzoz Supabı Açılma Zamanı	13
3.2.4 Egzoz Supabı Kapanma Zamanı	13
3.2.5 Supap Kesit Alanları	14
3.2.6 Emme Supabının Erken Kapanması.....	14
3.2.7 Emme Supabının Geç Kapanması.....	15
3.2.8 Egzoz Supabının Açılma Zamanı.....	15
3.2.9 Supap Açılma Miktarı	15
3.3 Supap Zamanlamalarını ve Açılma Miktarlarını Değiştiren Mekanizmalar ..	16
3.3.1 BMW VANOS	16
3.3.1.1 BMW VANOS Çalışma Prensibi	16
3.3.2 BMW Valvetronic	18
3.3.2.1 BMW Valvetronic Çalışma Prensibi	19
3.3.3 Audi Valvelift.....	20
3.3.4 Audi Valvelift Çalışma Prensibi	21
3.3.5 Porsche VarioCam Plus.....	23
3.3.5.1 Porsche VarioCam Çalışma Prensibi	23
3.3.6 Toyota VVTL-i	24
3.3.6.1 Toyota VVTL-i Çalışma Prensibi	25
3.4 Supap Kilitleme Mekanizmaları.....	26
3.4.1 Supapları Devre Dışı Bırakabilen Supap Tahrik Mekanizması	26

3.4.2	Kilitleme Sistemine Sahip Külbütör.....	28
3.5	Çevrim Atlatma Stratejisini Gerçekleştirmek İçin Çözüm Önerileri	30
3.5.1	Değişken Profillere Sahip Kam Mili	30
3.5.2	Tijler Üzerinde Yeni Bir Kilitleme Mekanizmasının Tasarlanması	32
3.5.3	Yeni Bir Supap Tahrik Mekanizması.....	32
4.	ÇEVİRİM ATLATMA MEKANİZMASININ ÇALIŞMA PRENSİBİ, PARÇALARININ ŞEKİLLENDİRİLMESİ VE BOYUTLANDIRILMASI	35
4.1	Motor Üzerinde Kullanılan Orijinal Supap Tahrik Mekanizması ve Motorun Temel Özellikleri.....	35
4.2	Yeni Çevrim Atlatma Mekanizması.....	39
4.3	Mekanizmanın Çalışma Evreleri	41
4.3.1	Supapların Devrede Olduğu Durum (Birinci Evre)	41
4.3.2	Supapların Devre Dışı Olduğu Durum (İkinci Evre)	42
4.4	Çevrim Atlatma Mekanizmasının Parçalarının Şekillendirilmesi.....	44
4.4.1	Helisel Piston Yayısı.....	44
4.4.2	Silindir Kafası ve Külbütör Kapağı.....	49
4.4.3	Yay Tutucu	53
4.4.4	Piston.....	56
4.4.5	Kilitleme Pimi	56
5.	ÇEVİRİM ATLATMA MEKANİZMASININ DİNAMİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE KUVVET ANALİZİ.....	59
5.1	Çevrim Atlatma Mekanizmasının Dinamik Olarak Eşdeğer Modelinin Oluşturulması	59
5.2	İndirgenmiş Parametrelerle Dinamik Model Oluşturulması	61
5.3	Mekanizmayı Oluşturan Parçaların Yay Sabitlerinin Tayini	62
5.3.1	İtici Kadeh Yay Sabiti Tayini.....	63
5.3.2	Tij için Yay Sabiti Tayini.....	64
5.3.3	Külbütör Yay Sabiti Tayini	65
5.3.4	Helisel Bası Yayısı için Yay Sabiti Tayini	66
5.3.5	Supap Yayısı Tutucunun Yay Sabiti Tayini	67
5.4	Mekanizmayı Oluşturan Parçaların Kütlelerinin Tayini	69
5.4.1	Külbütörün Kütlelere İndirgenmesi.....	70
5.5	Eşdeğer Kütleler ve Yay Sabitleri	71
5.6	Tekil Kütleye İndirgeme.....	72
5.7	Çevrim Atlatma Mekanizmasının Her İki Evresi İçin Dinamik Olarak Eşdeğer Modeli.....	73
5.7.1	Supapların Devrede Olduğu Durum (1. Evre).....	74
5.7.2	Supapların Devre Dışı Olduğu Durum (2. Evre).....	77
5.8	Kam Mekanizmasının Hareket Denkleminin Tayini.....	79
5.8.1	Polinom Eğriler	79
5.8.2	3-4-5 Polinomu (İniş-Kalkış-İniş Kamı)	81
5.9	Kam Mekanizmasının Yer Değiştirme, Hız ve İvme Eğrileri.....	83
5.10	Polidin Kam Mekanizmaları.....	86
5.10.1	Kam Profilinin Gerçek Hareket Denkleminin Tayini	86
5.10.2	Hareket Denkleminin Tayini için Gerekli Eşdeğer Dinamik Model, Kütleler ve Yay Sabitleri	87

6. ANALİTİK ÇÖZÜM, MUKAVEMET HESAPLAMALARI VE SONUÇLAR	93
6.1 Kam Profilinin Gerçek Hareket Denkleminin Tayini	93
6.2 Gerilme Analizleri ve Mukavemet Hesapları.....	95
6.2.1 Kilitleme Pimi	97
6.2.1.1 Kilitleme Pimi için Dinamik Yükte Mukavemet Değerleri ve Malzeme Özellikleri	98
6.2.1.2 Kilitleme Pimi için Smith Diyagramının Çizilmesi	100
6.2.1.3 Düzeltme faktörlerinin tayini ve Smith diyagramının tekrar elde edilmesi	103
6.2.2 Piston.....	107
6.2.3 Helisel Piston Yayı.....	110
7. YORUMLAR VE GELECEK ÇALIŞMALAR.....	115
KAYNAKLAR	117
EKLER.....	123

KISALTMALAR

AISI	: American Iron and Steel Institute
AÖN	: Alt Ölü Nokta
ASTM	: American Society for Testing and Materials
BDK	: Bilgisayar Destekli Konstrüksiyon
ÇAS	: Çevrim Atlatma Stratejisi
DIN	: Deutsches Institut für Normung
FSI	: Fuel Stratified Injection
SAE	: Society of Automotive Engineers
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
VANOS	: Variable Nockenwellen Steuerung
VVT-i	: Variable Valve Timing with Intelligence
VVTL-i	: Variable Valve Timing and Lift with Intelligence

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 :	Lombardini 3LD450 Model Motora Ait Teknik Özellikler	38
Çizelge 4.2 :	A232 için tercih edilen yay çapları.....	46
Çizelge 4.3 :	Helisel piston yayına ait parametreler	49
Çizelge 5.1 :	Supap yayının belirli ağırlıklar altındaki yer değiştirmeleri ve yay sabitleri	67
Çizelge 5.2 :	Mevcut supap tahrik mekanizmasına ait parçaların kütleleri	69
Çizelge 5.3 :	Yeni tasarım yapılmış parçaların BDK yazılımı ile bulunmuş kütleleri.....	70
Çizelge 5.4 :	Simetrik eğrilerin, yer değiştirme, hız ve ivme özellikleri.....	79
Çizelge 6.1 :	900°C’de normalize edilmiş 25 mm’lik dairesel kesite sahip AISI 1050 çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler	99
Çizelge 6.2 :	Dinamik yükte ıslah çeliklerinin mukavemet değerlerinin, statik yük değerlerinden yararlanılarak yaklaşık olarak saptanması.....	101
Çizelge 6.3 :	Boyut faktörü b_0	103
Çizelge 6.4 :	Değişik tasarım formları için β değerleri.....	104
Çizelge 6.5 :	Yüzey işleme faktörü (b_1)	106
Çizelge 6.6 :	A232 yay çeliğinin kopma dayanımını hesaplamak için gerekli olan katsayılar.....	111
Çizelge A.1 :	Motor üzerinde kullanılan kam mekanizmasının kam açısına karşılık gelen yer değiştirme tablosu	135
Çizelge A.1 :	Polinom eğri ile ifade edilen kama ait yer değiştirme, hız, ivme ve kuvvet analizi değerleri	136

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 :	Normal ve her iş üreten çevrimden sonra (NS) bir çevrim atlatmalı stratejinin basınç - krank mili açısı diyagramı.....	6
Şekil 2.2 :	Normal ve iş üreten iki çevrimden sonra (NNS) bir çevrim atlatmalı stratejinin basınç - krank mili açısı diyagramı.....	6
Şekil 2.3 :	Normal ve her iş üreten çevrimden sonra iki çevrim atlatmalı (NSS) stratejinin basınç - krank mili açısı diyagramı.....	7
Şekil 3.1 :	BMW tarafından geliştirilmiş VANOS mekanizması	16
Şekil 3.2 :	BMW tarafından geliştirilmiş VANOS mekanizmasının çalışma prensibi.....	17
Şekil 3.3 :	BMW tarafından geliştirilmiş Valvetronic mekanizması ve çalışma evreleri	18
Şekil 3.4 :	BMW tarafından geliştirilmiş Valvetronic mekanizmasının çalışma prensibi.....	20
Şekil 3.5 :	Audi tarafından geliştirilmiş Valvelift mekanizması.....	21
Şekil 3.6 :	Audi tarafından geliştirilmiş Valvelift mekanizmasının çalışma prensibi.....	22
Şekil 3.7 :	Porsche tarafından geliştirilmiş VarioCam mekanizmasının çalışma prensibi.....	24
Şekil 3.8 :	Toyota tarafından geliştirilmiş VVTL-i mekanizmasının devre dışı olduğu durum	25
Şekil 3.9 :	Toyota tarafından geliştirilmiş VVTL-i mekanizmasının devrede olduğu durum	26
Şekil 3.10 :	Kilitleme mekanizmasının motor üzerindeki konstrüksiyonu	27
Şekil 3.11 :	Külbütör kolunun yandan kesit görünümü	28
Şekil 3.12 :	Kilitleme sistemine sahip külbütör mekanizmasının motor üzerindeki konstrüksiyonu	29
Şekil 3.13 :	Kilitleme sistemine sahip külbütörün çalışma evreleri.....	29
Şekil 3.14 :	Motor üzerinde kam milinin ve itici kadehlerin bulunduğu alanın kesiti.....	31
Şekil 4.1 :	Mevcut supap tahrik mekanizması	36
Şekil 4.2 :	Motor üzerinde kullanılan mevcut supap mekanizmasının katı modeli	37
Şekil 4.3 :	Motor üzerinde kullanılan mevcut supap mekanizmasının detaylı katı modeli	39
Şekil 4.4 :	Çevrim atlatma mekanizmasının üç boyutlu kesit görünüşü	40
Şekil 4.5 :	Tasarlanan yeni mekanizmanın katı modeli	41
Şekil 4.6 :	Mekanizmanın supapların devrede olduğu birinci evresi	42
Şekil 4.7 :	Mekanizmanın supapların devre dışı olduğu ikinci evresi	43
Şekil 4.8 :	Piston yayının kullanımı sırasındaki uzunlukları.....	47
Şekil 4.9 :	Yayların burkulma durumu	48
Şekil 4.10 :	Motor üzerinde kullanılan külbütör kapağının katı modeli	50
Şekil 4.11 :	Lombardini 3LD450 cins motora ait yağlama çevrimi.....	50

Şekil 4.12 :	Motor üzerinde kullanılan silindir kafasının katı modeli.....	51
Şekil 4.13 :	Yeni silindir kafasının üç boyutlu katı modeli.....	52
Şekil 4.14 :	Motor üzerinde kullanılan orijinal yay tutucunun katı modeli	53
Şekil 4.15 :	Yeni tasarlanmış supap yayı tutucunun katı modeli	53
Şekil 4.16 :	İnce duvarlar ince yağlama kanalı formu ve boyutları	54
Şekil 4.17 :	Mekanizmanın yağlama kanallarını içeren montaj kesit görünüşü.....	55
Şekil 4.18 :	Pistonun katı modeli	56
Şekil 4.19 :	Kilitleme piminin katı modeli	57
Şekil 5.1 :	Mevcut supap tahrik mekanizmasının beş serbestlik derecesine sahip dinamik modeli	62
Şekil 5.2 :	İtici kadehin temel ölçüleri	64
Şekil 5.3 :	Tijin temel ölçüleri.....	65
Şekil 5.4 :	Külbütöre ait temel ölçüler	65
Şekil 5.5 :	Supap yayı tutucusunun temel ölçüleri	68
Şekil 5.6 :	Külbütörün kol uzunlukları ve ağırlık merkezinin konumu	70
Şekil 5.7 :	Külbütörün iki kütle indirgenmiş statik olarak eşdeğer modeli	71
Şekil 5.8 :	Manivela koluna indirgenmiş tek serbestlik dereceli eşdeğer dinamik model	72
Şekil 5.9 :	Tekil kütle indirgenmiş tek serbestlik dereceli eşdeğer dinamik model.....	73
Şekil 5.10 :	Çevrim atlatma mekanizmasının birinci evresinin dinamik modeli	74
Şekil 5.11 :	Sistemin eşdeğer kütle ve çevrim atlatma mekanizmasının serbest cisim diyagramı.....	75
Şekil 5.12 :	Çevrim atlatma mekanizmasının ikinci evresinin dinamik modeli.....	77
Şekil 5.13 :	Sistemin eşdeğer kütle ve pistonun serbest cisim diyagramı	78
Şekil 5.14 :	Kam profilinin negatif ve pozitif açılar ile temsil edilen yer değiştirme eğrisi	81
Şekil 5.15 :	Mevcut kam profilinin A noktasındaki gerçek yer değiştirme eğrisi....	83
Şekil 5.16 :	3-4-5 polinomu ile ifade edilen kam profilinin A noktasındaki yer değiştirmesi	84
Şekil 5.17 :	Supap tarafındaki yer değiştirme (mm)	85
Şekil 5.18 :	Supap tarafındaki hız (mm/derece)	85
Şekil 5.19 :	Supap tarafındaki ivme (m/s^2).....	86
Şekil 5.20 :	Kam mekanizmasının gerçek hareketi için oluşturulmuş dinamik model.....	88
Şekil 5.21 :	Dinamik eşdeğer sistem	89
Şekil 6.1 :	Kamın gerçek yer değiştirmesi ile itici kadehin yer değiştirmesinin kıyaslanması.....	94
Şekil 6.2 :	Kamın ve itici kadehin ivmeleri arasındaki farkın grafiği	95
Şekil 6.3 :	Mekanizmanın her iki evresi için tam değişken yük grafiği	96
Şekil 6.4 :	Kilitleme piminin kesilmeye maruz kalan alanı	97
Şekil 6.5 :	Normalize edilmiş AISI 1050 çeliğinin Smith Diyagramı	102
Şekil 6.6 :	Milde değişik tasarımlar	104
Şekil 6.7 :	Düzeltilmiş ve şekil sürekli mukavemet (Smith) diyagramı.....	107
Şekil 6.8 :	Külbütör ve piston arasındaki teması gösteren resim	108
Şekil 6.9 :	Külbütör temas noktasının temel boyutları	109
Şekil 6.10 :	ASTM A232 1.6 mm çaplı yay telinin burulma gerilmesi için değiştirilmiş Goodman Diyagramı.....	113
Şekil A.1 :	Külbütör kapağına ait teknik resim	125
Şekil A.2 :	Silindir kafasına ait teknik resim	126

Şekil A.3 :	Yeni yay tutucuya ait teknik resim	127
Şekil A.4 :	Pistona ait teknik resim	128
Şekil A.5 :	Kilitleme pimine ait teknik resim	129
Şekil A.6 :	İtici kadehe ait teknik resim	130
Şekil A.7 :	Tije ait teknik resim	131
Şekil A.8 :	Külbütöre ait teknik resim	132
Şekil A.9 :	Supap tırnaklarına ait teknik resim	133
Şekil A.10 :	Çevrim atlatma mekanizmasına ait montaj resmi	134

SEMBOL LİSTESİ

a	: Yağlama cebinin derinliği
b₀	: Boyut faktörü
c	: Dinamik sabit
C	: Polinom katsayısı
C_y	: Yay indeksi
D	: Helisel yayın ortalama çapı
d	: Helisel yayın tel çapı
D_d	: Helisel yayın dış çapı
D_i	: Helisel yayın iç çapı
E	: Elastisite modülü
F₁, F₂	: Eşdeğer kütle ile çevrim atlatma mekanizması arasındaki temas kuvveti
F_a	: Kuvvetin alt değeri
F_{c(t)}	: Zamana bağlı olarak değişen kam kuvveti
F_g	: Kuvvet genliği
F_k	: Sistemin iç yaylanmalarından kaynaklanan kuvvet
F_{maks}	: Maksimum kuvvet
F_{min}	: Minimum kuvvet
F_o	: Ortalama kuvvet
F_{ps}	: Piston yayının çalışması sırasında oluşturduğu tepki kuvveti
F_{psi}	: Piston yayının ön gerilme kuvveti
F_{syi}	: Supap yayının ön gerilme kuvveti
F_ü	: Kuvvetin üst değeri
F_{ys}	: Supap yayının çalışması sırasında oluşturduğu tepki kuvveti
G	: Malzemenin kayma modülü
h	: Yürek açısının maksimum olduğu noktadaki deplasman
I	: Kesit alan atalet momenti
k	: Yay katsayısı
k_{eş}	: Eşdeğer yay sabiti
k_{ik}	: İtici kadehin yay sabiti
k_{kA}, k_{kB}	: Külbütörün A ve B noktalarındaki yay sabitleri
k_{py}	: Piston yayının yay sabiti
k_r	: Yay oranı sabiti
K_s	: Yay hesaplamalarında kesme etkisini dikkate alan faktör
k_{sy}	: Supap yayının yay sabiti
k_t	: Tijin yay sabiti
K_w	: Wahl faktörü
k_{yt}, k_m	: Yay tutucu ve mekanizmanın yay sabiti
L	: Eşdeğer kütleyle etkiyen dış kuvvetler
L_a	: Helisel yayın montaj uzunluğu
L_b	: Helisel yayın blokaj uzunluğu
L_f	: Helisel yayın serbest uzunluğu

L_m	: Helisel yayın minimum çalışma yüksekliği
$m_{eş}$	: Eşdeğer kütle
m_{ik}	: İtici kadehin kütlesi
m_{kA}, m_{kB}	: Külbütörün A ve B noktalarındaki kütleleri
m_{kp}	: Kilitleme piminin kütlesi
m_m	: Çevrim atlatma mekanizmasının kütlesi
m_p	: Pistonun kütlesi
m_{py}	: Piston yayının kütlesi
m_s	: Supabın kütlesi
m_{st}	: Supap tırnağının kütlesi
m_t	: Tijin kütlesi
m_{yt}	: Yay tutucunun kütlesi
N	: Kam mekanizmasının açısal hızı
N_a	: Helisel yayın aktif sargı sayısı
N_t	: Helisel yayın toplam sargı sayısı
p	: Helisel yayın sarım hatvesi
p_{maks}	: Maksimum basınç
r_a	: Tırmanma yüksekliği
r_k	: Statik deformasyon
r_s	: Çalışan sistemlerde bağlantılar arasındaki boşluk
S	: Emniyet katsayısı
W_o	: Yağlama cebinin genişliği
y	: Sistemin eşdeğer kütlelerinin yer değiştirmesi
y_1, y_2, y_3, y_4, y_5	: Mekanizmanın kütlelerinin bağımsız yer değiştirmeleri
y_A, y_B	: Sistemin A ve B noktalarındaki yer değiştirmeleri
y_{bosluk}	: Helisel yayın sargıları arasındaki boşluk
y_c	: Kam mekanizmasının gerçek yer değiştirmesi
y_{maks}	: Helisel yayın maksimum çalışma yüksekliği
$y_{serbest}$	: Helisel yayın serbest uzunluğu
α_{ζ}	: Şekil faktörü
β	: Başlangıç noktasından maksimum deplasman noktasına kadar olan yürek açısı
ΔD	: Helisel yayın sıkışırken çap değerindeki değişim
θ	: İtici kadehin y yer değiştirmesine denk gelen kam açısı
$\sigma_{\zeta AK}$	: Çekme akma gerilmesi
σ_K	: Kopma mukavemeti
σ_o	: Ortalama genlik
$\tau_{şgK}$	: Şekil sürekli mukavemet genliği
τ_a	: Kayma gerilmesinin alt değeri
τ_{AK}	: Kesme akma mukavemeti
τ'_{AK}	: Düzeltilmiş kesme akma mukavemeti
τ_D	: Sürekli mukavemet sınırı
τ_g	: Kayma gerilmesi genliği
τ_{gK}	: Düzeltilmiş Smith diyagramının kırılma noktasındaki genliği
τ_{maks}	: Maksimum kayma gerilmesi
τ_o	: Ortalama kayma gerilmesi
$\tau_{şTD}$	: Şekil tam değişken mukavemet genliği
τ_{TD}	: Sürekli kesme mukavemeti
τ'_{TD}	: Düzeltilmiş sürekli kesme mukavemeti
$\tau_{\ddot{u}}$	: Kayma gerilmesinin üst değeri

İÇTEN YANMALI DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ BİR MOTOR İÇİN ÇEVİRİM ATLATMA MEKANİZMASININ TASARLANMASI

ÖZET

Çevrim atlatma, içten yanmalı motorlar için geliştirilmiş olan bir çalışma stratejisi olup, motorun efektif strokunun, dört zamanlı çevrimlerden herhangi birinin atlatılarak, değiştirilmesine izin verir. Bu çalışma, içten yanmalı motorlar için istenilen çevrim atlatma stratejisini gerçekleştirebilecek bir mekanizmayı önermektedir. Çevrim atlatma stratejisi konusunda önceden yapılmış çalışmalar, bu metodun kıvılcım ateşlemeli motorların kısmi yükler altında yakıt tüketiminin azaltılabileceğini göstermektedir. Ancak, yüksek hız ve yüklerde, dolgu değişimi sırasında oluşan hava ve yakıt kaçakları yüzünden motorun verimi olumsuz yönde etkilenmektedir. Bu çalışmalarda, atlatılan çevrim boyunca kapalı kalacak supapların doğrudan kullanılmasının, tam bir sızdırmazlık sağlayacağı yönünde önermelerde bulunulmuştur.

Çevrim atlatma mekanizması, supapların atlatılan çevrim boyunca kapalı kalması esasına dayanmaktadır ve mekanizma normal ve atlatılan olmak üzere iki evrede çalışır. Normal çevrimde, çevrim atlatma mekanizması devre dışı durumdadır, böylece supaplar külbütörden aldıkları tahrik doğrultusunda açılırlar. Ancak, atlatılan çevrimde, çevrim atlatma stratejisi devrededir ve supaplar dolgu değişimi (emme veya egzoz) sırasında tamamen kapalı pozisyonunda kalırlar.

Yeni çevrim atlatma mekanizması, külbütör ve supaplar arasında konumlandırılmış olup değiştirilmiş ve yeninden tasarlanmış parçalar içermektedir. Mekanizmanın bütün parçaları Anadolu Motor'dan temin edilmiş, benzinli motorun gerçek ölçülerine göre konstrüksiyonları yapılmış ve BDK yazılımı ile üç boyutlu olarak modellenmiştir.

Mekanizmanın iki çalışma evresi olduğundan, iki adet dinamik model oluşturulmuştur. Dinamik modelin oluşturulmasındaki temel amaç, mekanizma hareket halinde iken oluşacak kuvvetleri bulmak ve kritik parçalar için kuvvet ve mukavemet analizini gerçekleştirmektir. Mukavemet analizlerinin sonuçlarına göre, parçaların boyutlarına ve malzemelerine karar verilmiştir.

DESIGN OF SKIP CYCLE MECHANISM FOR A FOUR STROKE INTERNAL COMBUSTION GASOLINE ENGINE

SUMMARY

Skip-cycle is a working strategy for spark ignition engines, which allows changing the effective stroke of an engine through skipping some of the four stroke cycles. This study proposes a new mechanism to achieve the desired skip-cycle strategy for internal combustion engines. Previous experimental researches about skip cycle strategy show that it is possible to decrease the brake specific fuel consumption at partial load conditions of the spark ignition engines. However, the air and fuel leakage, which occurs through the gas exchange, negatively affects the efficiency of the engine at high speeds and loads. In these researches it is suggested that direct use of poppet valves will assure an absolute sealing, which are kept in fully closed position during the skipped mode.

The skip cycle strategy is assured by keeping the poppet valves in the closed position and the mechanism operates in two modes, normal or skip mode. In the normal four stroke mode, the skip-cycle mechanism is disabled, so the valves are activated according to the rocker arm motion. However, during the skip four stroke mode, the skip-cycle mechanism is enabled and valves remain in the fully closed position during the gas exchange (intake or exhaust).

The new skip-cycle mechanism assembly is located between rocker arm and valve stem, and includes some newly designed and modified components. All the components of the mechanism were designed according to the real dimensions of the Anadolu Motor's gasoline engine and modeled in 3D by means of CAD software.

As the mechanism operates in two modes, two dynamically equivalent models are established. The main purpose of establishing dynamic model is to determine the forces that occur in moving mechanism and obtain the force and strength analysis for critical components. According to the strength analysis results, the dimensions and materials of the components were determined.

1. GİRİŞ

Günümüzde dört zamanlı içten yanmalı motorlar, güç kaynağı olarak ulaşım araçlarında ve diğer güç üreten makinalarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar. Ancak, motorların artan sayısı ile beraber atmosferi kirleten egzoz gazlarının da oranı yükselmekte ve çevre için tehdit oluşturmaktadır. Son yıllarda, devletlerin de baskısı ile motorların emisyon değerlerinin azaltılması yönünde çalışmalar büyük bir ivme kazanmıştır. Gelecekte, yapılan bu çalışmalar yardımıyla emisyon değerlerinin daha da aşağılara çekileceği öngörülmektedir [1-3].

Artan araç sayısı ile birlikte, egzoz gazlarındaki CO₂ gazının emisyon değerinin seviyesi önem kazanmıştır. CO₂'nin insanlar üzerinde doğrudan zararlı etkisi olmasa da, sera gazı etkisini tetiklemektedir. Bu yüzden, CO₂ emisyonu değerleri ilerleyen yıllarda ciddi anlamda yasal zorunluluklar getirilerek sınırlandırılacaktır. Bu da, fosil esaslı yakıtların kullanımının azaltılması ile gerçekleştirilebilir [3,4]. Emisyon değerlerini düşürmek için, içten yanmalı motorların ve hidrokarbon esaslı yakıtların kullanımlarının kısıtlanması ve yakıtların içindeki karbon oranının düşürülmesi gerekmektedir. [5,6].

Kullanıcıların içten yanmalı motorlardan istediği özelliklerin başında dayanıklılık, güvenilirlik, kolay kullanım, düşük yakıt tüketimi ve tabii ki ekonomik olması gelmektedir. Öte yandan yasal zorunluluklar ise, motorların emisyon değerlerinin düşük ve yakıt konusunda da ekonomik olmasını şart koşmaktadır [7]. Dizel motorlarda gelecekte beklenen, yakıt tasarrufu avantajının korunurken emisyon değerlerinin de iyileştirilmesidir. Zaten, günümüzde eğilim NO_x emisyon değerlerinin düşürülmesi yönündedir. Öte yandan benzinli motorlardan beklenti ise, yakıt ekonomisi ve kısmi yükler altındaki pompalama kayıplarının önüne geçilmesi şeklindedir. Benzinli motorlarda, doğrudan yakıt enjeksiyonlu sistemler kullanılarak bu sorunlar aşılmaya çalışılmaktadır [7].

Sonuç olarak, içten yanmalı motorların hâlâ üstesinden gelinmesi gereken büyük problemleri bulunmaktadır. Ancak önümüzdeki otuz yıl boyunca, alternatif yakıtların tam anlamıyla fosil yakıtlarının yerini alamayacağı, ekonomik nedenler de göz

önünde bulundurularak düşünülmektedir. Ayrıca, düşük hacimlerde yüksek güçler üretebilmesi, uygun imalat maliyetleri, geri dönüşüm kolaylığı, uzun mesafelerde yakıt ikmalinin kolay olması ve dünyanın her yerinde yakıta kolay ulaşılabilmesi gibi avantajları içten yanmalı motorları şu an itibari ile rakipsiz kılmaktadır.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA VERİM ARTTIRMAYA YÖNELİK ÇALIŞMALAR VE ÇEVİRİM ATLATMA STRATEJİSİ

Günümüzde kullanılan içten yanmalı motorlar “Otto motoru” olarak bilinmekte ve Otto çevrimi prensibine göre çalışmaktadırlar. Motorların icadından bu yana, verimi arttırmaya yani yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar oldukça fazladır ve artık günümüzde %35’lik verim sınırına ulaşılmıştır. Genel olarak bakıldığında motorlarda, verim kayıplarına neden olan sebepler;

- Erken ateşleme kaybı,
- Yanma sürecindeki alan kaybı,
- Isı kayıpları, dolgu kaçakları,
- Eksik yanma,
- Dolgu değişimindeki pompalama kayıpları
- Motor üzerinde kullanılan hareketli parçaların arasında meydana gelen sürtünme kayıpları

olarak sıralanabilir [8].

Önemli bir nokta ise, motorun en yüksek verim değerini arttırmaktan ziyade kısmi yükler altında yaşadığı verim kaybının azaltılmasının daha önemli olmasıdır. Bir motorun, ömrünün çoğunu düşük yük koşullarında (şehir içi şartlarında) geçirdiği düşünülürse, kısmi yükler altında yaşadığı verim kaybının ne denli önemli olduğu anlaşılır. Bununla paralel olarak, otomotiv endüstrisindeki eğilim de bu kayıpların bertaraf edilmesi yönündedir

2.1 Kısmi Yükteki Verim Artışını Hedef Alan Çalışmalar

Motorların kısmi yükler altındaki verimlerinin arttırılmasına yönelik yapılmış birçok teorik ve pratik çalışma Kutlar tarafından incelenmiştir [9]. Çalışmada, motor sürtünmesinden kaynaklanan ve motorun yardımcı elemanlarının yuttuğu enerjinin

yol açtığı kayıplara alternatif çözümler üzerinde durulmamıştır. Bu tip çalışmalar, konuya alternatif olup tamamlayıcı birer etkindir.

Kısmi yüklerdeki verim kaybını düşürmeyi hedef alan çalışmalar aşağıdaki gibi sıralanabilir [8].

- Değişken Supap Zamanlaması ve Açılma Miktarı
- Egzoz Gazlarının Atık Enerjisinden Yararlanma
- Silindirin Isıl İzolasyonu (Adyabatik Motor)
- Değişken Sıkıştırma Oranı
- Değişken Sıkıştırma Oranı ve Değişken Supap Zamanlaması
- Fakir Karışımli Kademeli Motor
- Egzoz Gazı Resirkülasyonu
- Strok Uzunluğu
- Değişken Strok Hacimli Motor

Yukarıda bahsi geçen çalışmalar ile ilgili detaylı bilgiler tezin kapsamı içinde bulunmadığından, sadece başlıklar şeklinde sıralanmışlardır. Zira projenin kapsamı dâhilinde, değişken supap zamanlaması ve açılma miktarı ile ilgili çözümler dışındaki mekanizmaların yapılacak yeni tasarım sürecinde bir etkisi olmamıştır. Konuyla ilgili literatür taraması ve gerekli bilgiler detaylı olarak Bölüm 3'te verilmiştir.

2.2 Çevrim Atlatma Stratejisi ve Çalışma Prensibi

Çevrim atlatma stratejisi (ÇAS) Kutlar tarafından geliştirilmiş olan, içten yanmalı motorlar için sunulmuş yeni bir çalışma metodudur [8,10]. Çevrim atlatma stratejisi, silindirleri devreden çıkaran mekanizmalara benzerlik göstermektedir. Ancak, diğerlerinden farklı olarak bu metot tek silindirli motorlara da uygulanabilmektedir. Çevrim atlatma mekanizmasına temelde benzerlik gösteren diğer çalışmalar ise birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Federenko çok silindirli motorlarda, yük durumuna göre bazı enjektörleri devreden çıkaran yeni bir yakıt enjeksiyon stratejisini tanımlamış ve incelemiştir [11]. Benzer bir sistemin patenti, altı silindirli bir motor için Forster tarafından alınmıştır [12]. Huang ise rölanti devirlerinde ve

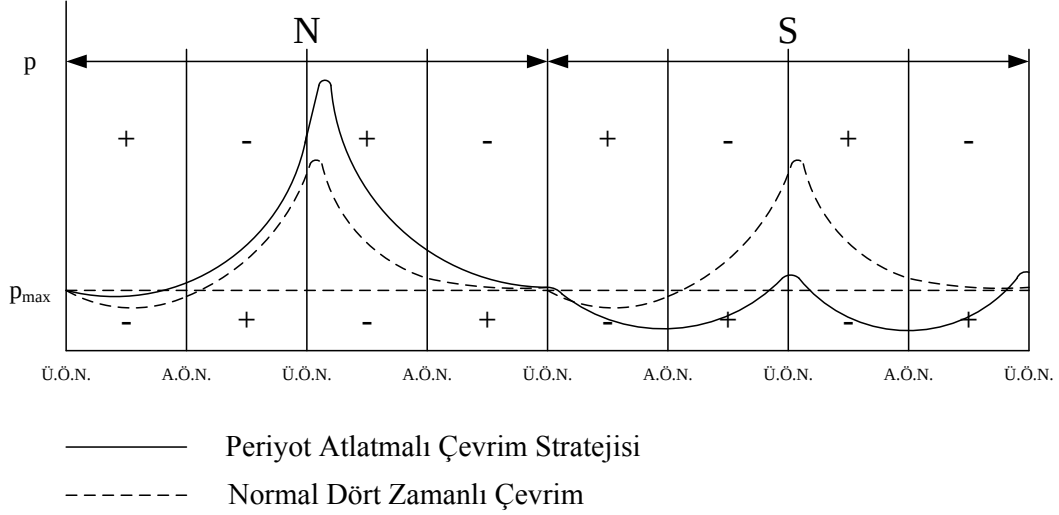
düşük yüklerde düzensiz yanmayı engelleyebilen ve enjeksiyon sistemini devreden çıkarabilen iki zamanlı bir motor geliştirmiştir [13]. Basshuysen, hidrolik bir kumanda yardımı ile motor yükünün dört zamanlı çevrimden sekiz ya da on iki çevrime dağıtılabileceğini belirtmiştir [14]. Aynı prensiple çalışan, ancak elektromanyetik supap kumandası kullanan sistem ise Salber tarafından fikir olarak ortaya atılmıştır [15]. Sekiz çevrimli motor için ilk çevrimde iş üretilirken takip eden çevrimde iş üretilmez; on iki çevrimde ise ilk çevrim iş üretilirken sonraki iki çevrimde iş üretilmez. Atlatılan çevrimlerde, motorda yanma olayı gerçekleşmez ve böylece iş yapılmamış olur.

Motorun dört zamanı, krank milinin iki tur dönmesi ile tamamlanmaktadır. Motordan çekilen güç azaldığında gaz keleşi kapalı konuma yakın bir açığa gelir. Böylece, silindir içine dolacak olan dolgu miktarı azaltılmış olur. Çevrim atlatma stratejisinde ise, güç üretilen dört periyot tamamlandıktan sonra takip eden çevrimde iş üretilmez. Bunu sağlamak için, iş üretilmeyen çevrimde yakıt kesilir. Böylece krank milinin ancak dört tur dönmesinde bir kez iş üretilmiş olur.

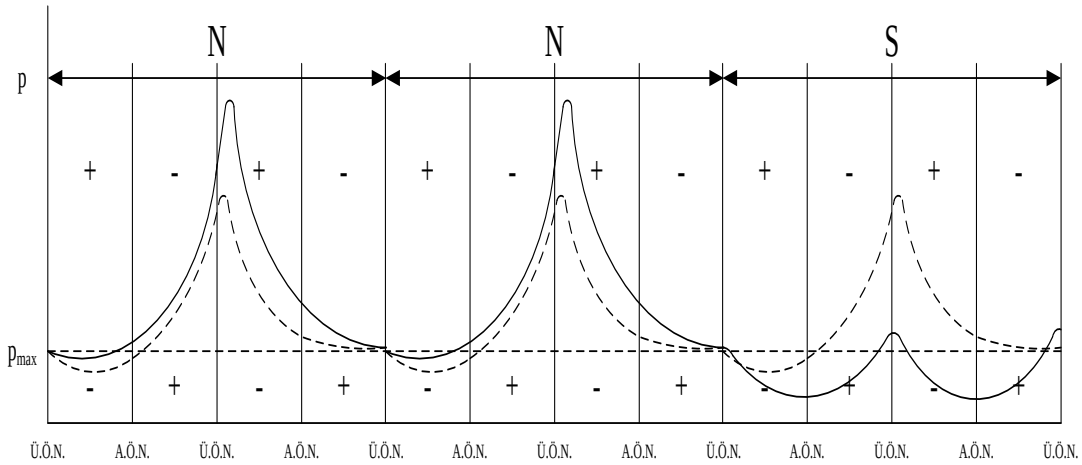
Önemli bir nokta ise, iş üretilmeyen çevrimde sadece yakıt akışının kesilmesinin pompalama kayıplarını azaltmayacak olmasıdır. Atlatılan çevrimde emme zamanında havanın silindir içine dolması engellenmez ise, emilen havanın egzoz kanalından dışarı atılması sırasında negatif iş oluşur.

Kutlar çevrim atlatma stratejisini deneysel olarak test etmiştir ve önerilen mekanizma yapılmış olan çalışmalardan bazı farklılıklar göstermektedir [8]. Çevrim atlatılan periyotta emme kanalını kapatmak için karışık bir supap mekanizması yapmak yerine solenoid kumandalı bir keleş kullanılmıştır. Kumanda mekanizmaları çevrim atlatma keleşlerini, motorun normal çevriminde, açık pozisyonda tutarlar. Tam tersi durum, çevrim atlatılan periyotta ise keleşler kapanır ve emme işlemi gerçekleşmez. Emme ve egzoz kanalında bulunan bu keleşler, emme ve egzoz supapları kapalı iken konum değiştirirler. Krank milinin dönme hareketi $\frac{1}{2}$ çevrim oranında azaltılarak bir dişli çarka iletilir ve çark üzerinden elektriksel işaret alınarak supapların konumları belirlenir.

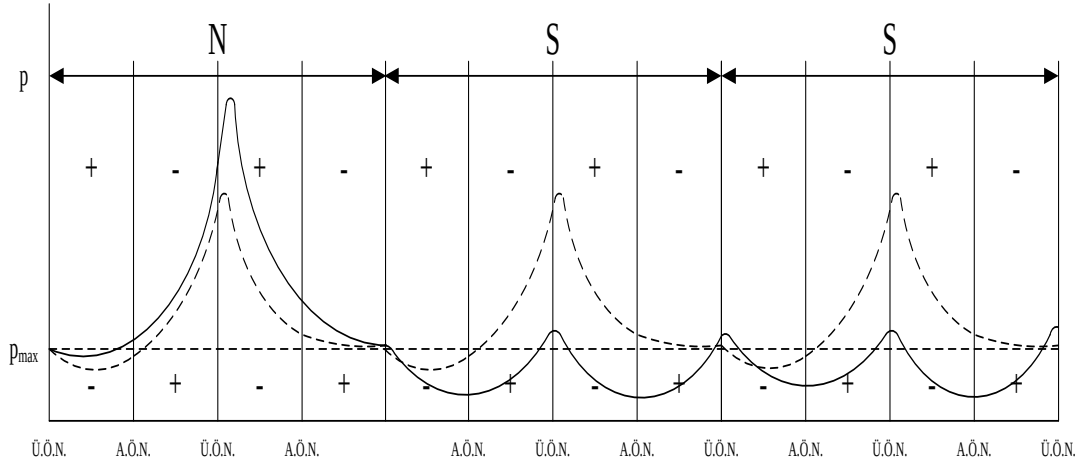
Çevrim atlatma stratejisi, iş üreten çevrimin arkasından gelen bir periyot atlatma (NS), her iki iş üreten çevrimden sonra gelen bir periyot atlatma (NNS) veya her bir iş üreten çevrimden sonra iki periyot atlatma (NSS) gibi varyasyonlara uygundur. Şekil 2.1, Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'te üç varyasyon içinde basınç – krank mili açısı diyagramları verilmiştir.



Şekil 2.1 : Normal ve her iş üreten çevrimden sonra (NS) bir çevrim atlatmalı stratejinin basınç - krank mili açısı diyagramı



Şekil 2.2 : Normal ve iş üreten iki çevrimden sonra (NNS) bir çevrim atlatmalı stratejinin basınç - krank mili açısı diyagramı



Şekil 2.3 : Normal ve her iş üreten çevrimden sonra iki çevrim atlatmalı (NSS) stratejinin basınç - krank mili açısı diyagramı

2.3 Çevrim Atlatma Stratejisinin DeneySEL Sonuçları ve Yorumları

Kutlar, periyot atlatma stratejisini çalışmalarında tanıtmış, modellemiş ve tek silindirli bir deney motoru üzerinde test etmiştir [8]. Yapılan test sonuçlarına göre normal bir motor çevrimi ile periyot atlatmalı çevrim kıyaslandığında aşağıdaki çıkarımlar yapılabilir [16].

- Gaz keleşği NSS stratejisinde daha çok açılmaktadır. Bu durum emme kanalında basıncın yüksek olduğunu gösterir. Bunun sonucunda hava-yakıt karışımının miktarı NSS stratejisinin iş üretilen çevriminde daha fazladır.
- Periyot atlatma stratejisinin uygulanması halinde, iş üreten çevrimdeki dolgu miktarı aynı hız ve yük koşullarındaki normal çalışma haline göre arttığı için optimum ateşleme avansı azalmaktadır (en yüksek momentin elde edildiği en düşük ateşleme avansı).
- NSS stratejisinde yakıt tüketimi çok düşük yük ve hız koşullarında %11 civarında bir düşüş göstermiştir ($p_{me}=1$ bar, $n = 1200$ d/d). Bunun nedeni, en düşük yük ve motor dönme hızında, püskürtülen yakıt miktarının az olması nedeniyle püskürtme işleminin krank mili açısı cinsinden kısa sürmesi ve karışımın kısıtlı zaman içinde daha iyi sağlanabilmesidir. Ayrıca, NSS stratejisinde iş üreten çevrimi iki adet atlatılan çevrim izlemektedir. İş üretilmeyen çevrimler de, yakıt kaçığı giderek azalmakta ve iş üreten çevrim yoğunluğu düşük olduğu için gaz keleşği açıklığı artmaktadır.

- d. NSS stratejisinde yakıt tüketimi yüksek hız ve yüklerde artış göstermektedir. Bunun sebebi, çevrim atlatma keleklerinin tam bir sızdırmazlık sağlamamasıdır. Ayrıca, motor yükü ve dönme hızı arttıkça püskürtme işlemi krank mili açısı cinsinden daha uzun sürmektedir ve karışım kısıtlı zaman içerisinde oluşarak silindir içine sokulamaz. Bunlara ek olarak, yük arttıkça emme kanalında basınç yükselir ve karışımın buharlaşması güçleşir [17].

Çevrim atlatma stratejisi rölanti devrinin % 45'i civarındaki devirlerde normal dört zamanlı çevrime göre daha kararlı ve dengesizlik problemleri çıkarmadan, % 33'lük yakıt tasarrufu sağlayarak çalışmaktadır.

Test sonuçları incelendiğinde çevrim atlatma mekanizmasının kontrol elemanlarının motorun performansında ciddi rol oynadıkları görülmüştür. Periyot atlatma kelekleri tam bir sızdırmazlık sağlamadığından, dolgu kaçaklarını engelleyememektedir ve bu kaçaklar silindir içi sıcaklığı düşürmektedir. Düşen sıcaklığın etkisi ile takip eden iş çevriminde büyük olasılıkla alevin çeperlere yakın bölgede sönmesi de motorun veriminin düşmesine neden olmaktadır.

Bir başka sorun ise, çevrim atlatılan çevrimde yakıt damlacıklarının supap önünde ve emme kanalında özellikle çeperlerde birikmesi ve atlatılan çevrimlerde yanmadan dışarı atılmasıdır. Bu yüzden HC emisyon değerlerinde ve verimde beklenen iyileşme gözlemlenememiştir.

Çevrim atlatma stratejisinin sonuçları, yakıt ve dolgu kaçaklarının bertaraf edilmesi durumunda motorun kısmi yükler altında veriminin artacağı yönündedir.

2.4 Çevrim Atlatma Stratejisinin Sorunları için Çözüm Önerileri

Kutlar yaptığı çalışmada, problemlerin giderilmesi için bazı önerilerde bulunmuştur [16]. Öncelikle, çevrim atlatma keleklerinin supaplara oldukça yakın bir yerde konumlandırılması gerektiğini, bu sayede kayıpların da azalacağını düşünmüştür. . Ancak, motor üzerinde en iyi sızdırmazlık sağlayan elemanların da yine supaplar olduğunu vurgulamış ve çevrim atlatılan çevrimde supapların tamamen kapalı pozisyonunda kalmalarının bu sorunu aşabileceğini ifade etmiştir.

Yakıt damlacıklarının supap ve emme kanalına yapışma sorunu ise daha iyi bir yakıt enjeksiyon sisteminin kullanılması ile aşılabilir.

Tezin kapsamında, öncelikli hedef “Çevrim Atlatma Stratejisini” gerçekleştirebilecek bir mekanizmanın, Anadolu Motor tarafından temin edilmiş deney motoru için tasarlanmasıdır. Bu kapsamda, sistemin fikir aşamasında yardımcı olabilecek literatürdeki çözümler incelenmiştir. Kutlar’ın çalışmasında da detaylı bir şekilde değinilmiş bu çözümler arasından değişken supap zamanlaması ve açılma miktarı ile ilgili olan sistemlerden fikir alınmıştır.

3. LİTERATÜR

Çevrim atlatma stratejisinin temel problemi, çevrim atlatma keleklerinin tam bir sızdırmazlık sağlamamasıdır. Bu sorunu aşmak için daha iyi sızdırmazlık sağlayacak yeni elemanlar kullanılabilir. Ancak, motor üzerinde bulunan emme ve egzoz supaplarının doğrudan kullanımı sızdırmazlık açısından en iyi sonucu verecektir.

İş üretilmeyen çevrim boyunca supapları tamamen kapalı konumlarında tutabilecek birçok yeni mekanizma tasarlanabilir veya motor üzerinde kullanılan mevcut elemanlar üzerinde değişiklikler yapıp, bunlara yeni işlevler kazandırılabilir. Yapılan literatür taraması sırasında, genellikle supapları kilitlemeye imkan veren mekanizmalar incelenmiştir. Ayrıca, supap zamanlamalarını ve açılma miktarlarını değiştirebilen sistemler de, supapları kapalı konumlarında tutabilecekleri düşünülerek literatür araştırmasına dahil edilmişlerdir. Bütün mekanizmaların çalışma prensipleri incelenerek avantaj ve dezavantaj sağladıkları noktalar üzerinde yoğunlaşmıştır.

3.1 Değişken Supap Zamanlaması ve Açılma Miktarı

İçten yanmalı motorların, performanslarını en çok etkileyen parametrelerin başında supapların zamanlamaları ve açılma miktarları gelmektedir. Geçmiş yıllarda, motorların sadece belirli bir çalışma aralığı seçilerek tasarlandığı bilinmektedir. Örneğin, yüksek verim istendiğinde volumetrik verimi attırmak adına supaplar uzun süre açık kalacak şekilde tasarlanır. Bu durum ise düşük hızlarda volumetrik verimin düşmesi ile düşük moment üretimi gibi sonuçlar verir. Tam tersi çalışma koşulları düşünüldüğünde, yani düşük hızlarda düzgün çalışma ve yüksek moment için supap zamanlamaları ve açılma miktarları düşürülmektedir. Ancak, bu durum da yüksek hızlarda dolgunun azalmasına ve motorun momentinin düşmesine neden olacaktır. Günümüzdeki taşıt uygulamalarında ise birbirinden farklı çalışma koşullarında en uygun sonucu vermek üzere değişken mekanizmalara sahip motorlar geliştirilmektedir.

Supap açılma zamanlaması ve miktarı ile ilgili birçok mekanizmanın tanıtımı Gray [18] ve Stone-Kwan [19] tarafından yapılmıştır. Yine benzer mekanizmaların karşılaştırılması ve motor performanslarına olan etkisi Ahmad ve Teobald tarafından incelenmiştir [20]. Bu konuda sunulan çözümler, supapların açılma miktarını, açık kalma ve açılma-kapanma sürelerini değiştirmek yönündedir. Bazı çözümler, sadece bir hedefe odaklanırken, birden fazla parametreyi değiştiren komple çözüm paketleri de bulunmaktadır.

Başlarda çalışmalar, motorun genel verimini yükseltme yönündedir ve kısmi yük kayıpları arka planda kalmıştır. Bu dönemlerde, gerek kam milinin açılma konumu değiştiren, gerekse kam profillerinin yüksekliğini değiştiren mekanizmalar oldukça yaygındır [21]. Son birkaç yılda ise, kısmi yüklerdeki kayıpları bertaraf edecek, özellikle gaz keleşinin ortadan kaldırılması ile kısımla kayıplarını azaltacak pratik çözümler sunulmuştur.

3.2 Supap Sistemlerine Ait Değişkenler

Supap sistemlerinin motor performansına olan etkilerinin tam olarak anlaşılabilmesi için bu sistemlere ait değişkenlerin açıklanması gerekmektedir. Motor performansına etki eden supap parametreleri aşağıda verilmiştir [22,23].

3.2.1 Emme Supabı Açılma Zamanı

Bu parametre, emme işleminin başlangıcını ve supap bindirme süresini tayin eder. Emme supabı pistonun üst ölü noktasından (Ü.Ö.N.) çok önce açılırsa, emme kanalına bir önceki çevrimden kalan yanmış gazlar girer. Egzoz gazları, emme kanalından silindir içine girecek olan dolgunun seyrelmesine neden olur. Dolgunun silindir içine akışı, egzoz supabı kapanma zamanı, sıkıştırma oranı, emme ve egzoz manifoldu basınçlarına bağlıdır.

Emme supabının erken açılması, egzoz supabının geç kapanması, düşük sıkıştırma oranı ve düşük emme manifoldu basıncı, egzoz gazının emme kanalına doğru akmasına neden olur. Tam tersi durumda, emme supabı geç açıldığında emme manifoldu basıncı ile silindir basıncı yaklaşık olarak eşit olana kadar sistem izole olur ve egzoz gazları emme kanalına doğru akış göstermez. Genellikle, emme supapları pistonun Ü.Ö.N.'sinden 10° – 25° önce açılır.

3.2.2 Emme Supabı Kapanma Zamanı

Emme supabı her zaman pistonun alt ölü noktasından (A.Ö.N.) sonra kapanır, böylece yakıt-hava karışımının silindir hacmi içine dolması için gereken süre arttırılmış olur.

Motorun yüksek devirlerinde, emme manifoldundaki basınç, silindir içi basınçtan yüksektir. Bu durumun oluşmasında supap kesitindeki kısılmanın da etkisi bulunmaktadır. Aradaki basınç farkı, pistonun A.Ö.N.'den yukarı çıkmasından sonra bile dolgunun silindir hacmi içersine girmesine neden olur. Ancak, düşük hızlarda supaplarda kısılma olmamasından dolayı emme manifoldu ile silindir basınçlarının değerleri birbirine oldukça yakındır. Emme supaplarının A.Ö.N.'den çok sonra kapanması, dolgunun tekrar emme kanalına geri itilmesine neden olur. Genellikle, emme supapları pistonun A.Ö.N.'sinden 35°-65° sonra kapanır.

3.2.3 Egzoz Supabı Açılma Zamanı

Egzoz supabı piston A.Ö.N.'sine ulaşmadan önce açılır ve böylece silindir içi gazların egzoz kanalına akış süresi uzatılır. Ancak, egzoz supapları çok erken açılırlarsa genişleme sırasında iş kaybı oluşur. Açılma zamanı belirlenirken, silindir içi basınç ile egzoz manifoldu içindeki basıncın yakın olduğu zamanlara dikkat edilir. Silindir içi basınç, egzoz manifoldu basıncına göre çok yüksek olursa pompalama kayıpları da artacaktır. Genellikle, egzoz supapları pistonun A.Ö.N.'sinden 40°-60° önce açılır.

3.2.4 Egzoz Supabı Kapanma Zamanı

Egzoz supabı kapanma zamanı, emme supabı açılma zamanı ile birlikte supap bindirme süresini belirler. Genellikle, egzoz supapları emmenin başladığı Ü.Ö.N.'den hemen sonra kapanır. Egzoz supabının Ü.Ö.N.'den sonra açık kalma süresi, silindir içinde kalacak olan egzoz gazının miktarını belirler. Bu şekilde egzoz gazı resirkülasyonu işlemi gerçekleşir. Egzoz gazı resirkülasyonu ile temelde silindir içindeki yanma sonu sıcaklığı düşürülerek NO_x emisyonu azaltılmaya çalışılır. Bu işlem iki şekilde gerçekleştirilebilir. İlki, dahili EGR denilen emme ve egzoz supaplarının aynı anda açık kalması, ikincisi ise harici EGR denilen egzoz kanalından emme kanalına kontrollü bir bağlantı yapılması yöntemidir. Genellikle, egzoz supapları pistonun Ü.Ö.N.'sinden 10°-30° sonra kapanır.

3.2.5 Supap Kesit Alanları

Emme supaplarının kesit alanı belirlenirken, emme işleminin manifold ve silindir içi alçak basınç farkı ile gerçekleştiği göz önünde bulundurulur. Egzoz supaplarının kesit alanının belirlenmesinde ise, silindir içi basıncın manifolda göre daha yüksek olması ve pistonun süpürme etkisi belirleyici kriterlerdir.

Silindir içine dolgu girişi, egzoz gazının dışarı atımına göre daha zor olduğu için emme supaplarının kesitleri egzoz supaplarına kıyasla daha büyük seçilir. Günümüzdeki otomobillerin motorları incelendiğinde, yüksek hızlarda volumetrik verimi arttırmak adına en az iki adet emme supabı kullanıldığı ve böylece toplam kesit alanının da arttırıldığı görülmektedir. Düşük hızlarda ise, emme supabının kesitinin büyümesi dolgu hızını düşürdüğünden ve dolgu kinetik enerjisi de buna paralel olarak azaldığından volumetrik verim düşmektedir. Düşen dolgu hızı ile birlikte silindir içerisindeki türbülans azalır, yanma hızı düşer ve motorun verimi olumsuz şekilde etkilenir.

3.2.6 Emme Supabının Erken Kapanması

Değişken supap zamanlamasının, kısmi yük ve düşük hızlarda sağlayabileceği yakıt tüketimindeki azalma potansiyeli ile ilgili çalışmalar literatürde mevcuttur [24].

Motor kısmi yükler altında çalışırken, dolgu girişini azaltmak adına gaz keleşi kısılır ancak bu durum pompalama kayıplarını arttırır. Bunun yerine, emme supabı kısa süre açık tutulursa emme işleminin bir kısmında dolgu girişi gerçekleşmez ve pompalama kayıpları azaltılmış olur. Bu yöntemde, emme supabı açılma zamanı sabit tutulur ancak yük azaldıkça supaplar erken kapanır (A.Ö.N.'den önce) ve emme süresi kısaltılır.

Normal emme zamanlamalı (Emme supabı A.Ö.N.'den sonra kapanır) çevrimde ulaşılan sıkıştırma sonu basıncı, emme supaplarının erken kapanması ile elde edilen basınçtan daha fazladır. Düşük basınç, silindir içi sıcaklığın düşmesine ve yanma süresinin uzamasına neden olur. Sonuç olarak pompalama kayıplarının önüne geçilir, öte yandan bu verim kazancından tam olarak faydalanılamaz. Deneysel çalışmalar, bu metot ile yakıt tüketiminin % 4-13 arasında azaltılabileceğini göstermektedir [24-28].

3.2.7 Emme Supabının Geç Kapanması

Emme supabının geç kapatılması da pompalama kayıplarının azaltılmasına yardımcı olur. Düşük yük ve hız koşullarında emme kanalından silindir içine giren dolgunun bir bölümü piston yukarıya doğru hareketini gerçekleştirirken tekrar emme kanalına itilir.

Emme supabının geç kapanması, erken kapanmasına benzer şekilde silindir içi basıncın normal çevrime göre daha düşük olmasına neden olur ve benzer sebeplerden dolayı yanma hızını düşürür. Emme supaplarının geç kapanması ile % 5-11 civarlarında verim artışı sağlanmaktadır [28-31].

3.2.8 Egzoz Supabının Açılma Zamanı

Motor büyük yükler altında çalışırken, egzoz supapları geç açıldığında yüksek basınç çevriminden sonra gelen genişleme çevriminde kayıplar azalır. Bu durum, motorun genel verimi iyileştirecek yönde etki eder. Egzoz dışarı atımı sırasındaki pozitif iş alanı kaybı artmaktadır. Tam tersi durumda, yani düşük yük ve hızlarda ise egzoz supaplarının geç açılması ile pozitif iş alanı büyümektedir [26].

3.2.9 Supap Açılma Miktarı

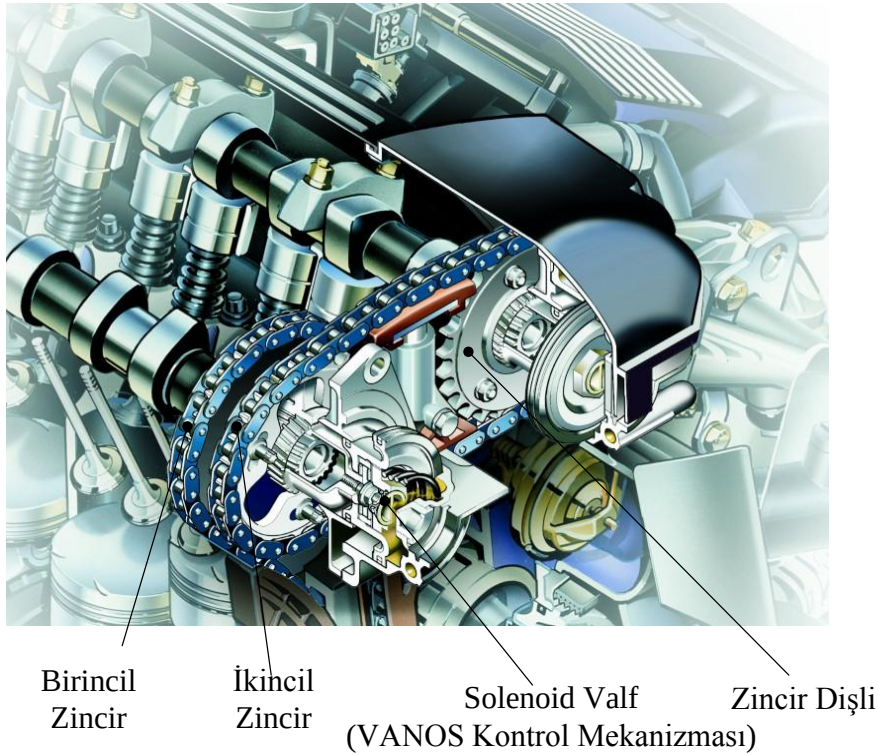
Geçtiğimiz on yıl içerisinde, dört supaplı motorlarda yük ve devir sayısına bağlı olarak emme kanallarından birinin kelebekler yardımı ile kapatılabildiği ya da emme supaplarından birinin devre dışı bırakılabildiği sistemler kullanılmaktaydı. Böylece, supap açılma miktarının değiştirilmesine benzer bir etki elde edilmekteydi. Bugün ise, motorlarda, çalışma koşullarına göre supap açılma miktarını değiştirilebilen sistemler kullanılmaktadır.

Belirtildiği üzere, düşük yük ve hızlarda, supap kesitinin büyük olması dolgu hızını düşürmekte ve dolgu kinetik enerjisi de buna paralel olarak azalmaktadır. Emme supaplarından birini devre dışı bırakmak ya da açılma miktarını değiştirmekteki kasıt, supap kesitini daraltarak dolgunun kinetik enerjisinden daha fazla faydalanmaktır. Emme supaplarından bir tanesi kapatmak veya iki supaba da birbirinden farklı açılma miktarı vermek, ilave döngü hareketi (swirl) sağlamaktadır. Sonuçta, değişken açılma miktarı sayesinde volumetrik verim artar, karışım kalitesi iyileşir ve pompalama kayıpları azalır [32,33].

3.3 Supap Zamanlamalarını ve Açılma Miktarlarını Değiştiren Mekanizmalar

3.3.1 BMW VANOS

VANOS, BMW tarafından geliştirilmiş hidrolik ve mekanik olarak kam milinin kontrolüne izin veren bir sistemdir (Şekil 3.1). Daha sonra geliştirilmiş olan Valvetronic mekanizmasının öncüsü konumundadır. VANOS teknolojisi, emme kam milinin krank miline göre bağıl açılma konumunu değiştirilmesini temel alır. Çift-VANOS ismi verilen daha geliştirilmiş sürümü ise egzoz kamında da bu müdahaleye izin verir [34]. Emisyon değerlerini iyileştiren, motorun moment karakteristiğini iyileştiren ve yakıt ekonomisini önemli ölçüde geliştiren VANOS, BMW tarafından ilk defa 1992 yılında kullanılmıştır.

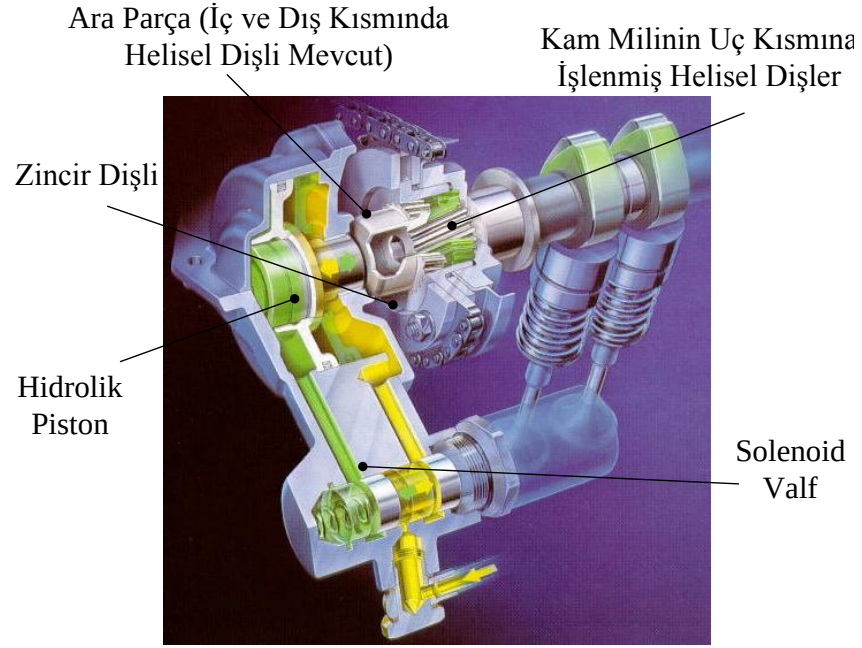


Şekil 3.1 : BMW tarafından geliştirilmiş VANOS mekanizması

3.3.1.1 BMW VANOS Çalışma Prensibi

VANOS, motorun devir hızına ve gaz pedalının konumuna göre emme kam milini kontrol eder. Düşük motor devirlerinde, emme supaplarının geç açılması daha dengeli bir rölanti performansı için önemlidir. Orta devirlerde ise, emme supapları daha erken açılır. Bu durum motorun daha yüksek moment üretmesini sağlar ve yanma odasındaki gaz sirkülasyonunu iyileştirir.

VANOS kullanan motorlar üstten kam millidir [35]. Kam mili ile krank mili arasındaki bağlantı zincir mekanizması ile sağlanır. Krank mili, egzoz kam milini zincir mekanizması ile tahrik eder. Aynı mil üzerinde bir ikinci zincir dişli bulunmaktadır ve emme kam mili bağlantısı arada kullanılan kısa bir zincir yardımı sağlanır. Emme kam mili üzerinde bulunan zincir dişli ise mile sabitlenmemiştir ve ortasında bulunan delik, helisel dişli şeklinde işlenmiştir. Benzer şekilde kam milinin de uç kısmına helisel dişler işlenmiştir. Ancak, arada bir miktar çap farkı bulunmaktadır. Bunun sebebi bu iki parça arasındaki bağlantının üçüncü bir ara parça ile sağlanıyor olmasıdır. Bu parça, hem iç hem de dış kısmına helisel dişler işlenmiş silindirik bir parçadan ibarettir ve doğrusal olarak hareket edebilmektedir. Hareket yağ basıncı ile çalışan ve motorun ön tarafında bulunan solenoid valf ile sağlanmaktadır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 : BMW tarafından geliştirilmiş VANOS mekanizmasının çalışma prensibi

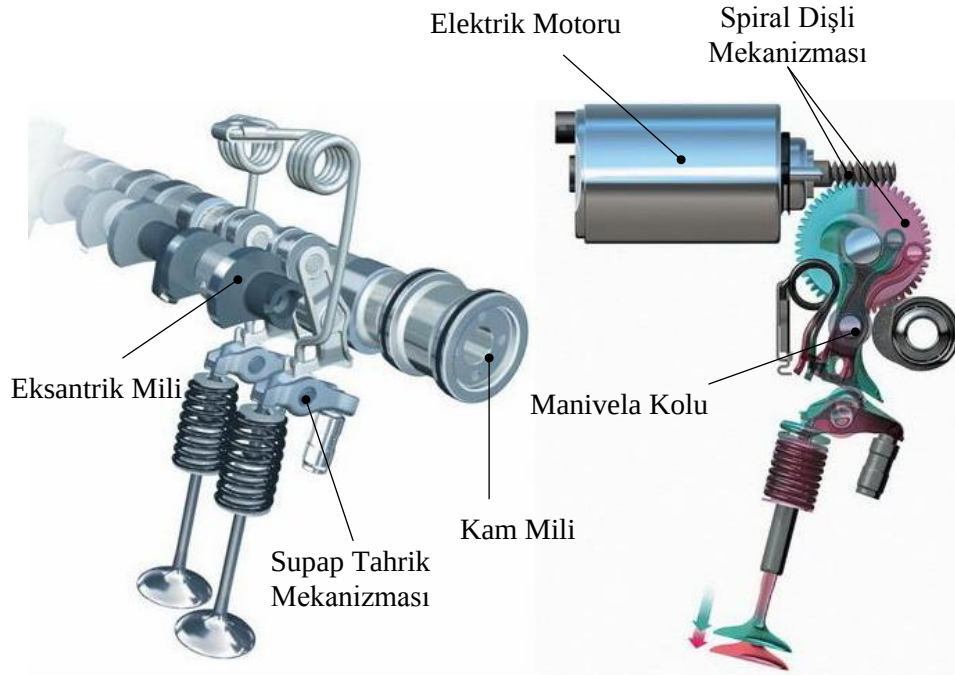
Solenoid valf, yağ basıncı yardımı ile arada bulunan helisel dişli parçanın ileri-geri hareketini sağlamaktan sorumludur. Helisel dişli parçanın iç ve dış dişleri özel olarak açılı işlenmiştir ve bu sayede ileri ittirildiğinde kam milinin krank mili ile arasındaki açığı bağıl olarak değiştirir. Parça tekrar ilk pozisyonuna geri geldiğinde ise, supaplar normal zamanlamalarında açılırlar, herhangi bir erken açılma söz konusu değildir.

İlk VANOS mekanizmalar $12,5^\circ$ 'lik bir açı değişimine izin verirken, günümüzde BMW X5 üzerinde bulunan 4,4 litrelik motorda 20° 'lik açı farkı değerlerine ulaşılmıştır [36].

Çift-VANOS mekanizmalar ise, selefinden farklı olarak aynı zamanda egzoz supaplarının da zamanlamalarını değiştirebilmektedirler. Bununla birlikte, tek VANOS sistemlere göre motorların düşük devirlerde daha fazla moment üretebilmesini sağlar [34].

3.3.2 BMW Valvetronic

Valvetronic teknolojisi, klasik supap tahrik sistemlerinden biraz daha farklı bir donanım ve yazılım kombinasyonudur. Valvetronic, supapların zamanlamalarını ve açıklıklarını hassas bir şekilde değiştirilmesine izin veren bir mekanizmadır (Şekil 3.3) [37].



Şekil 3.3 : BMW tarafından geliştirilmiş Valvetronic mekanizması ve çalışma evreleri

Valvetronic motorlar, diğer tüm benzinli motorlardan farklı olarak, bir gaz kelebeğine ihtiyaç duymaz ve motor gücü tamamen, kullanılacak hava miktarını ayarlayan ve güç kaybını büyük oranda azaltan tam değişken emme supapları tarafından kontrol edilir. Ayrıca, herhangi bir zamanlama kayışına veya zincirine de

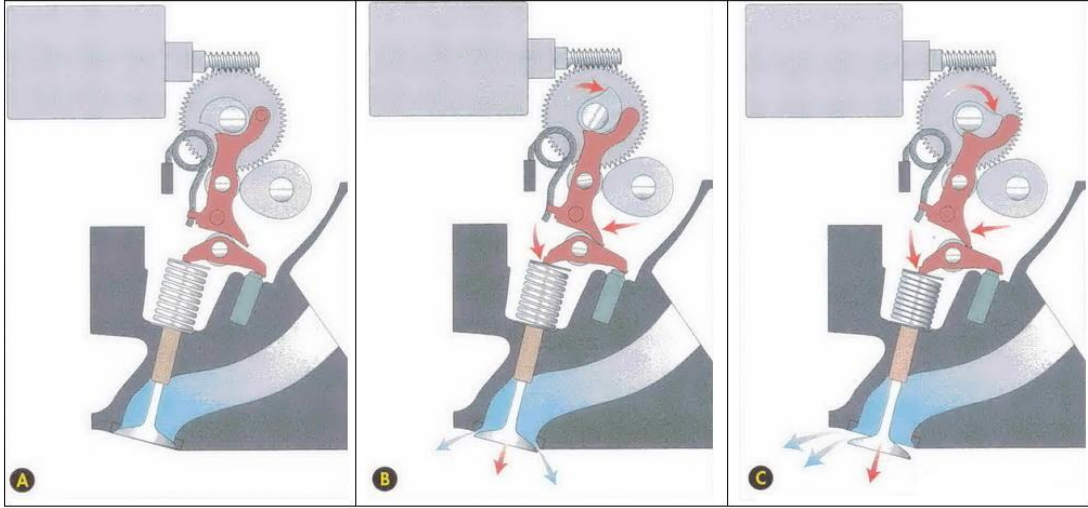
ihtiyaç duyulmaz, zira sistemde bu kontrolü motordan bağımsız 40 Mhz'lik 32-bit'lik bir bilgisayar yapmaktadır.

Diğer avantajları ise, bakım ücretlerini azaltması, motorun soğukken çalışmasını kolaylaştırması, egzoz emisyon değerlerini iyileştirmesi ve daha yumuşak bir motor çalışması sağlamasını sayabiliriz. Yakıt tasarrufunda ise yaklaşık %10 mertebelerinde düşüş göstermektedir [38].

3.3.2.1 BMW Valvetronic Çalışma Prensibi

Normal motorların çalışması sırasında, yakıt enjeksiyon sistemi gaz kelebeğinden geçen havanın hacmine göre motor için gerekli uygun miktardaki yakıt miktarını ayarlar. Manifold girişinde bulunan gaz kelebeğinin açıklığı ne kadar çok olursa, yanma odasına girecek olan hava miktarı da buna bağlı olarak artacaktır. Düşük hızlarda seyrederken ise gaz kelebeğinin açıklığı oldukça azalır. Bu esnada pistonlar çalışmalarına devam etmektedirler ve neredeyse tamamen kapalı emme manifoldundan hava çekerler. Bu durum manifold içerisinde vakum etkisinin oluşmasına neden olur ve pistonların yanma odasına hava çekmesi zorlaşır. Bu olay pompalama kayıplarına sebep olur. Motor ne kadar düşük hızlarda seyrederse, gaz kelebeği ona göre kapalı kalacak ve kayıplar da artacaktır.

Valvetronic teknolojisi ise pompalama kayıplarını, supapların açıklıklarını ve yanma odasına giren hava miktarını azaltarak minimum seviyeye getirir. Klasik çift kamlı motorlar ile kıyaslandığında, Valvetronic mekanizmasında, ek olarak, ikinci bir eksantrik mili ve bir elektrik motoru bulunur. Sistemdeki, eksantrik milinin üzerinde takip edici tekerlek ve manivela kolundan oluşmuş bir mekanizma bulunmaktadır. Manivela kolu, alt tarafından klasik külbütör ile orta bölümünden ise kam mili ile sürekli temas halindedir. Kolun açısal konumuna göre supapların açıklık değerleri değişmektedir. Manivela kolu külbütörün ön yüzüne daha çok temas ederse, supaplar daha az açılacak, tam tersi durum söz konusu olduğunda ise daha çok açılacaktır. Kam milinin açısal konumu ise, mil üzerinde bulunan spiral dişli mekanizması ile sağlanır. Spiral dişli mekanizmasının tahriki ise supapların üzerinde bulunan step motoru ile gerçekleştirilir. Şekil 3.4'te BMW'ye ait Valvetronic mekanizmasının çalışma prensibi gösterilmiştir.



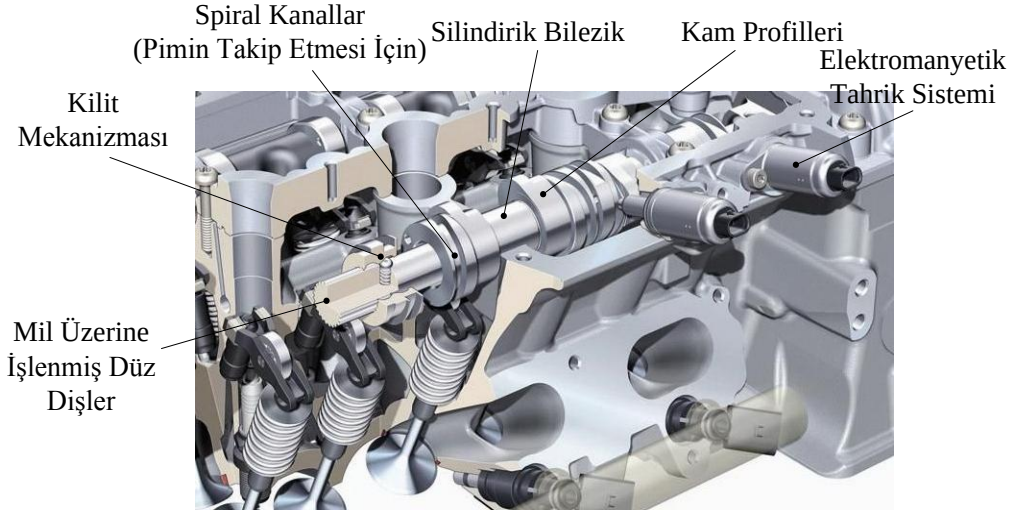
Şekil 3.4 : BMW tarafından geliştirilmiş Valvetronic mekanizmasının çalışma prensibi

Valvetronic'e ait bazı çalışma parametrelerine değinmek gerekirse, supapların açıklıkları 0 ila 9,7 mm arasında değışebildiği söylenebilir. Kam milinin hareketini sağlayan spiral dişli, mekanizmayı minimum açıklıktan maksimum açıklığa 300 milisaniye içinde getirebilmektedir. Külbütör kolu 0,008 mm tolerans ile işlenmiştir. Benzer şekilde, kam milini kontrol eden kamlar da milimetrenin yüzde biri hassasiyetinde işlenmiştir.

Sistemin getirdiği avantajların başında, motorun baş kısmında dolaşan soğutucu akışkanın sıcaklığının yaklaşık % 60 azalmış olmasıdır. Böylece, motorda daha ufak bir su pompası kullanılmıştır ve bu pompa % 50 daha az güç tüketmektedir [39].

3.3.3 Audi Valvelift

Audi firmasının geliştirdiği Valvelift teknolojisi de, tıpkı diğer firmaların çözümleri gibi supap zamanlamalarını ve ilerleme miktarlarını değıştirerek, daha az enerji tüketip daha fazla güç ve moment elde etmek için tasarlanmıştır. Audi'nin benzinli motorlarda kullandığı bu teknoloji doğrudan püskürtmeli 2.8 ve 3.2 litrelik V6-FSI motorlarda kullanılmaktadır [40].



Şekil 3.5 : Audi tarafından geliştirilmiş Valvelift mekanizması

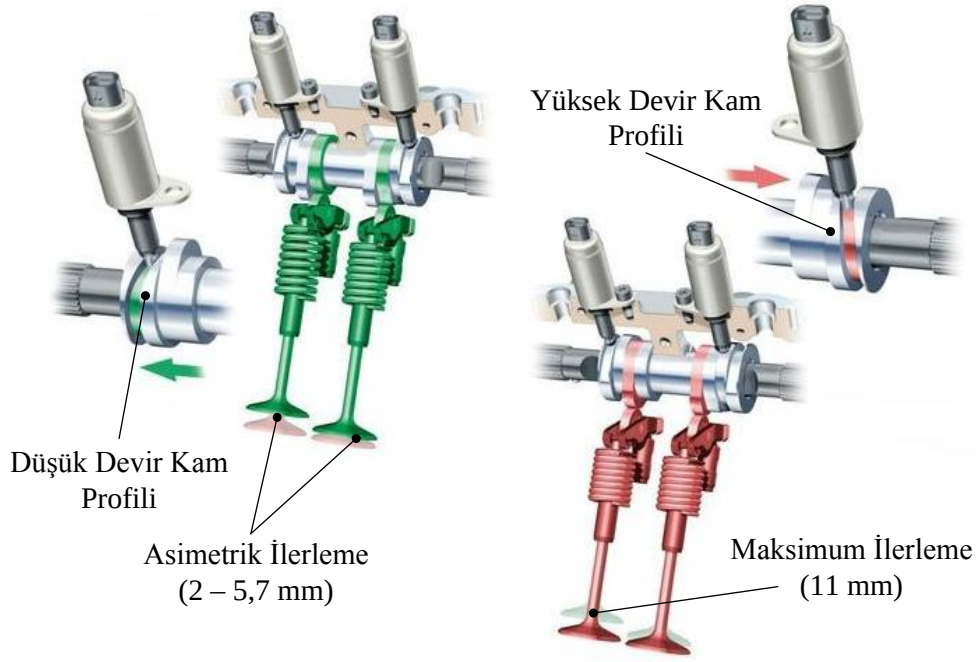
Mekanizmanın parçaları incelendiğinde, emme kamı üzerinde düz dişlerin açılmış olduğu gözükmemektedir. Mil üzerinde bulunan silindirik bilezik üzerinde ise düşük ve yüksek hız kam profilleri bulunmaktadır. Bilezik, iç kısmında bulunan dişler yardımı ile kam mili üzerinde aksel ilerleme yapabilir. Kam profillerine ek olarak bileziğin yüzeyinde spiral kanallar da bulunmaktadır. Kam milinin üst kısmında motor bloğuna sabitlenmiş hızlı elektromanyetik tahrik sistemleri ise bu kanallara denk gelecek şekilde metal bir pimi hareket ettirir (Şekil 3.5). Pimin düşey doğrultudaki ilerlemesi 4 mm'dir.

3.3.4 Audi Valvelift Çalışma Prensibi

Kam milinin üzerinde bulunan iki adet elektromanyetik tahrik sistemi, mekanizmanın iki çalışma evresi arasında geçiş yapmak için kullanılır. Kullanılan bilezik üzerinde bulunan iki farklı kam profili sayesinde, sistem düşük ve yüksek hız seçenekleri arasında geçiş yapabilir (Şekil 3.6).

Silindirik bileziği sağa doğru hareket ettirmek için, sol tarafta bulunan tahrik sistemi pimi aksel doğrultuda hareket ettirir ve pim bilezik üzerinde bulunan silindirik kanallara oturur. Böylece, bilezik kam mili üzerinde 7 mm sağa doğru hareket eder (kırmızı yol) ve milin sonunda bulunan kilitleme mekanizması ile konumu sabitlenir.

Bilezik, sağ tarafta kilitli kaldığında yüksek devir kam profili devreye girmektedir ve emme supapları 11 mm'lik ilerleme yapmaktadırlar. Bu değer, yüksek hızlarda çalışan motorlar için yeterli miktarda havanın silindir hacmine dolması için uygundur.



Şekil 3.6 : Audi tarafından geliştirilmiş Valvelift mekanizmasının çalışma prensibi

Motor kısmi yükler altında çalışırken ise bilezik sol tarafa kayar (yeşil yol) ve düşük devir kam profili devreye girer. Düşük devir profili olarak çalışan iki adet kam bulunmaktadır. Bunlardan biri supapları 2 mm açarken diğer kam 5,7 mm açar. Bu asimetrik ilerleme değeri havanın silindir içine dönel hareket yaparak (swirl) dolmasına ve yanmanın daha kolay gerçekleşmesine neden olur [41].

Supapların ilerleme değerlerindeki bu değişiklikler, motor devri 700 ve 4000 d/d arasında değişirken gerçekleşir ve krank milinin iki turu içerisinde tamamlanır. Süreç sırasında, motorun momentinde dalgalanmalar olmaması için, ateşlemeyi geciktiren bir anahtar devreye girer ve bütün kam milleri yeni konumlarına gelene kadar gaz kesilir.

Audi'nin Valvelift teknolojisi büyük miktarlarda havanın kontrollü bir şekilde yanma odasına dolmasına izin verir. Söz konusu mekanizma ile 2,8 litrelik Audi motorunda % 7 civarlarında yakıt tasarrufu sağlandığı yapılan testler sonucu kanıtlanmıştır. Benzer firmaların çözümlerine kıyasla bu mekanizmada daha az hareketli parça bulunmaktadır. Bu sayede, parçaların arasındaki sürtünme kayıpları azalır. Ancak, sistemin karmaşık bir yapısı vardır ve bu da pahalı bir çözüm olduğu anlamına gelmektedir [42].

3.3.5 Porsche VarioCam Plus

Porsche tarafından geliştirilmiş olan VarioCam teknolojisi, değişken supap zamanlamasını ve değişken supap açıklığını bir arada sunan bir çözümdür. Düşük ve yüksek hızlarda kullanılmak üzere iki adet evresi olan sistem bu geçişi kesintisiz bir şekilde gerçekleştirmektedir [43].

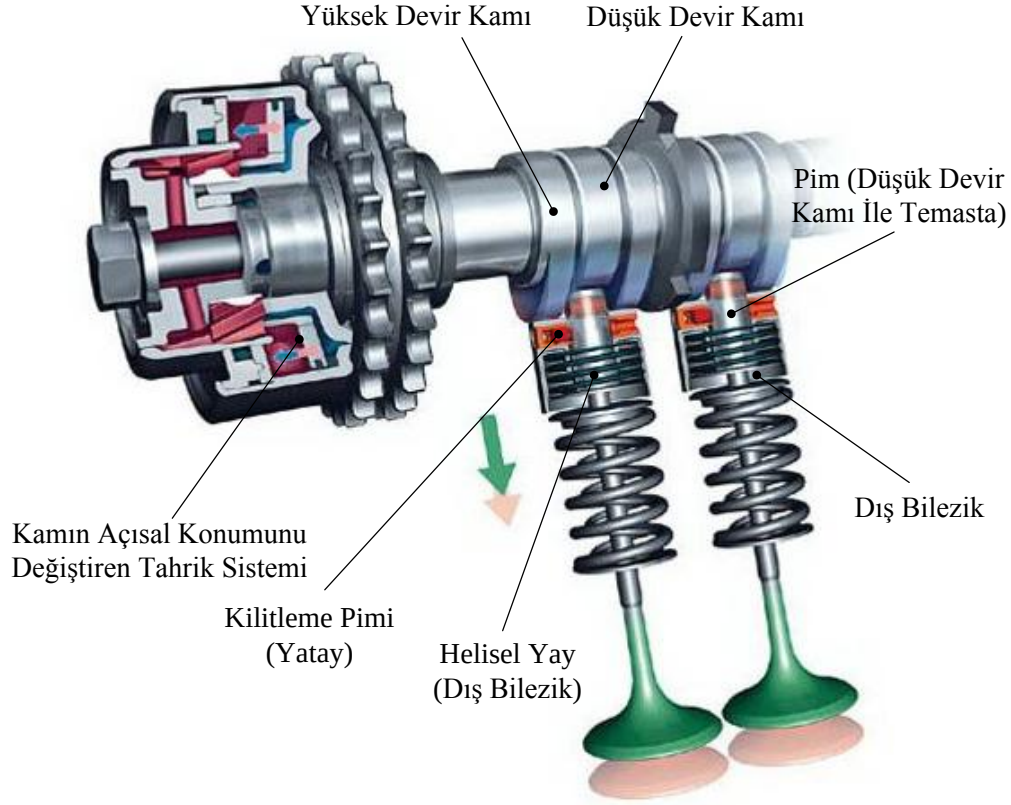
3.3.5.1 Porsche VarioCam Çalışma Prensipleri

BMW'nin VANOS sistemine benzer bir şekilde Porsche'de de hidrolik bir mekanizma ile kam milinin krank miline göre açısını değiştiren bir sistem vardır. Ancak, VANOS'ta (çift-VANOS hariç) olduğu gibi sadece emme tarafında değil egzoz tarafında da bu kontrol mekanizması bulunmaktadır. Sistem devreye girdiğinde krank miline göre kam profilleri 15°'lik açısal konum değişimi gerçekleştirirler. Böylece, emme ve egzoz supaplarının bindirme süresi uzar ve supapların normal zamanlamalarından daha erken kapanması ise motorun daha çok moment üretmesini sağlar [44].

Sistem, aynı zamanda supapların deplasmanlarının da değiştirilmesini sağlamaktadır. Şekil 3.7'de görüldüğü üzere kam mili üzerinde iki adet kam profili bulunmaktadır. Alışa geldiği üzere bir tanesi düşük diğeri ise yüksek hız kam profilidir. Supapların üzerinde bulunan eleman ise kam ile sürekli temas halinde olan bir çeşit takip edicidir. Tam merkezinde bulunan bir adet pim ve dışında bulunan silindirik bir bilezik olmak üzere iki parçadan oluşur. Gerektiğinde bu iki parça hidrolik olarak tahrik edilen ikinci bir pim yardımı ile birbirlerine kilitlenir [45].

Supapların fazla ilerleme yapması gereken durumlarda, hidrolik olarak tahrik edilen yatay doğrultudaki pim, ortada bulunan düşey pim (bileziğin tam ortasında bulunan) ile dış bileziği birbirine kilitler. Böylece, takip edici ile sürekli temasta olan yüksek devir kamı devreye girmiş olur ve supapları aşağıya doğru daha fazla açarak iter.

Düşük profilin devrede olması istendiğinde ise, yatay pim geri çekilir. Yüksek devir kamları da, itici ile temasta olmalarına rağmen, sistem birbiri ile kilitli olmadığından dış bilezik boşta hareket eder. Mekanizmanın içerisinde bulunan ikinci bir helisel yay ise, dış bileziğin tekrar harekete başlangıç konumuna gelmesi ve kam profili ile temasının kopmaması için kullanılmıştır. Düşük kam profili ise ortada bulunan düşey pim ile sürekli temas halindedir ve supapların açılmasını sağlar.



Şekil 3.7 : Porsche tarafından geliştirilmiş VarioCam mekanizmasının çalışma prensibi

3.3.6 Toyota VVTL-i

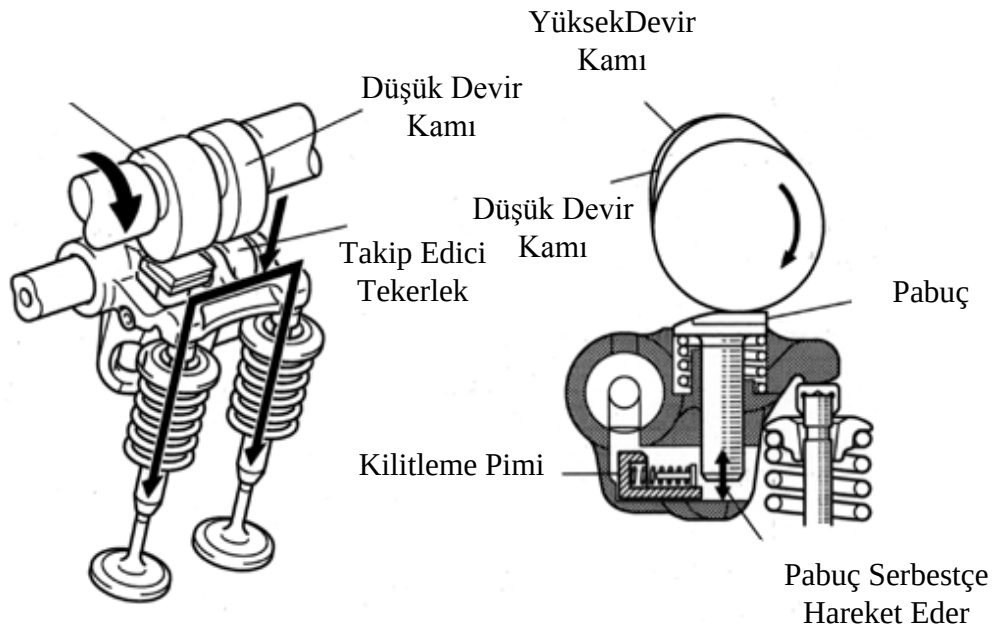
Değişken supap zamanlaması ve açılma miktarı teknolojilerine Toyota tarafından getirilmiş çözüm ise VVTL-i teknolojisidir. Diğer çözümler gibi, supapların zamanlama ve açılma miktarı değerleri ile oynayarak düşük devirlerde daha fazla moment ve yüksek devirlerde ise daha fazla güç üretilmesi hedef alınmıştır [46].

Kam mili üzerinde düşük ve yüksek devirler için iki adet kam profili bulunmaktadır. Yüksek kam profili, motor devri 6000 d/d'nin üzerine çıktığı durumlarda devreye girmektedir.

Birçok firmanın çözümü genellikle, kam mili üzerinde yapılan değişikliklere dayanmaktadır. Toyota ise, değişikliği külbütör üzerinde gerçekleştirmiştir ve bu yeni tasarım sayesinde iki adet kam profili arasında geçiş yapmak kolaylaşmaktadır [47].

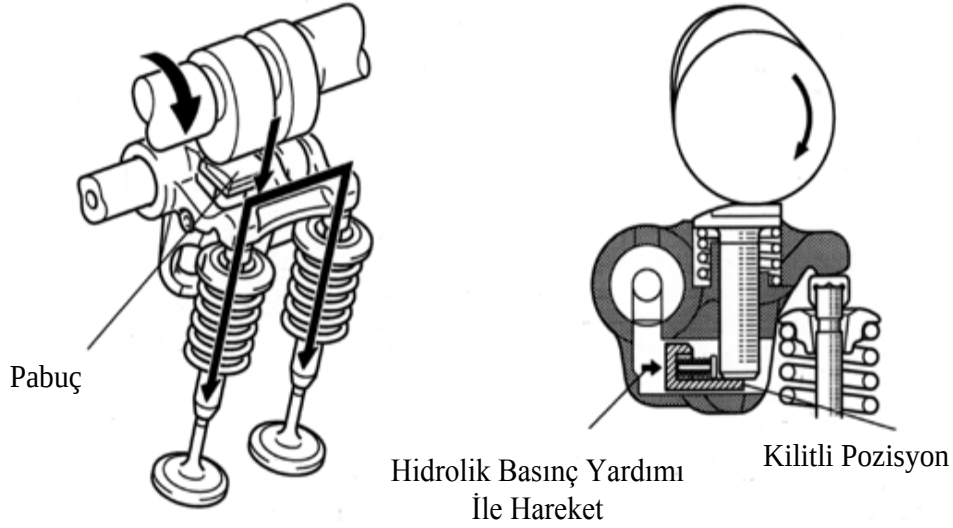
3.3.6.1 Toyota VVTL-i Çalışma Prensibi

Düşük ve orta motor devirlerinde mekanizmanın çalışma prensibi Şekil 3.8’de verilmiştir [48]. Tasarım için kritik ve en önemli parça külbütördür ve kesit görünüşü incelendiğinde içindeki parçalar görülmektedir. Düşük kam profili, mekanizma devre dışı iken külbütör üzerine yerleştirilmiş olan takip edici tekerlek ile temas halindedir ve supapları aşağıya doğru iter. Bu esnada, yüksek kam profili ise külbütör üzerinde bulunan pabuç ile temas halindedir. Pabucun alt tarafı ise bir kanal içersinde düşey doğrultuda rahatça hareket etmektedir. Pabucun altında bulunan helisel yay karşı kuvvet oluşturmak ve temasın kopmaması için yerleştirilmiştir.



Şekil 3.8 : Toyota tarafından geliştirilmiş VVTL-i mekanizmasının devre dışı olduğu durum

Ancak, motor 6000d/d üzerine çıktığında yüksek kam profilinin devreye girmesi gerekmektedir. Şekil 3.9’da mekanizmanın devrede olduğu durum için kesit görünüş verilmiştir. Yağ basıncı yardımı bir kilitleme pimi yatay doğrultuda hareket eder ve pabucun altındaki konumunu alır ve düşey doğrultudaki hareketini sınırlar. Pabuç ile temasta olan yüksek kam profili devreye girmiş olur ve supapları daha fazla mesafe ile açar. Kilitleme piminin içerisinde bulunan ufak bir helisel yay ise yağ basıncı düştükten sonra pimi tekrar ilk konumuna geri getirmek için kullanılır.



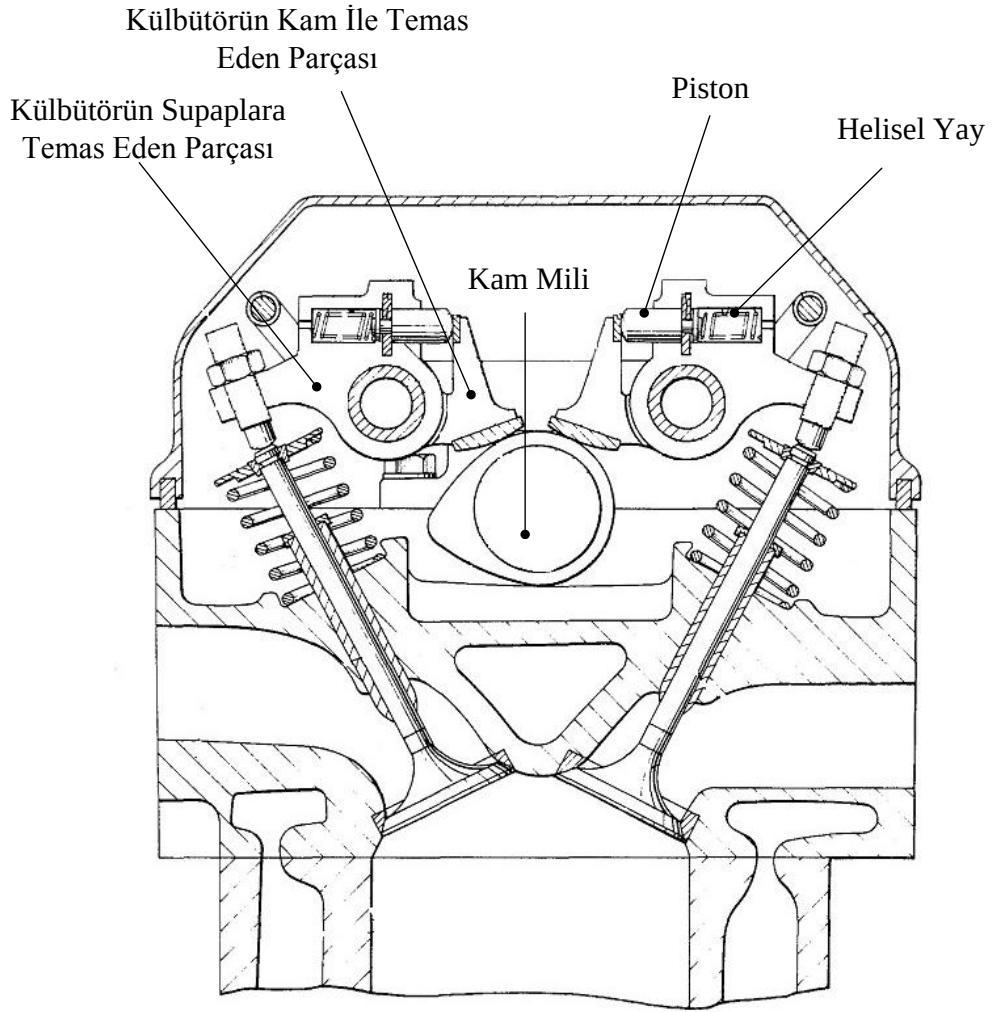
Şekil 3.9 : Toyota tarafından geliştirilmiş VVTL-i mekanizmasının devrede olduğu durum

3.4 Supap Kilitleme Mekanizmaları

3.4.1 Supapları Devre Dışı Bırakabilen Supap Tahrik Mekanizması

Söz konusu mekanizma, supapları istenildiği zaman tamamen devre dışı bırakıp, kapalı pozisyonda bırakabilmektedir [49]. Konstrüktif olarak çok karmaşık olmaması ise avantaj olarak gösterilebilir.

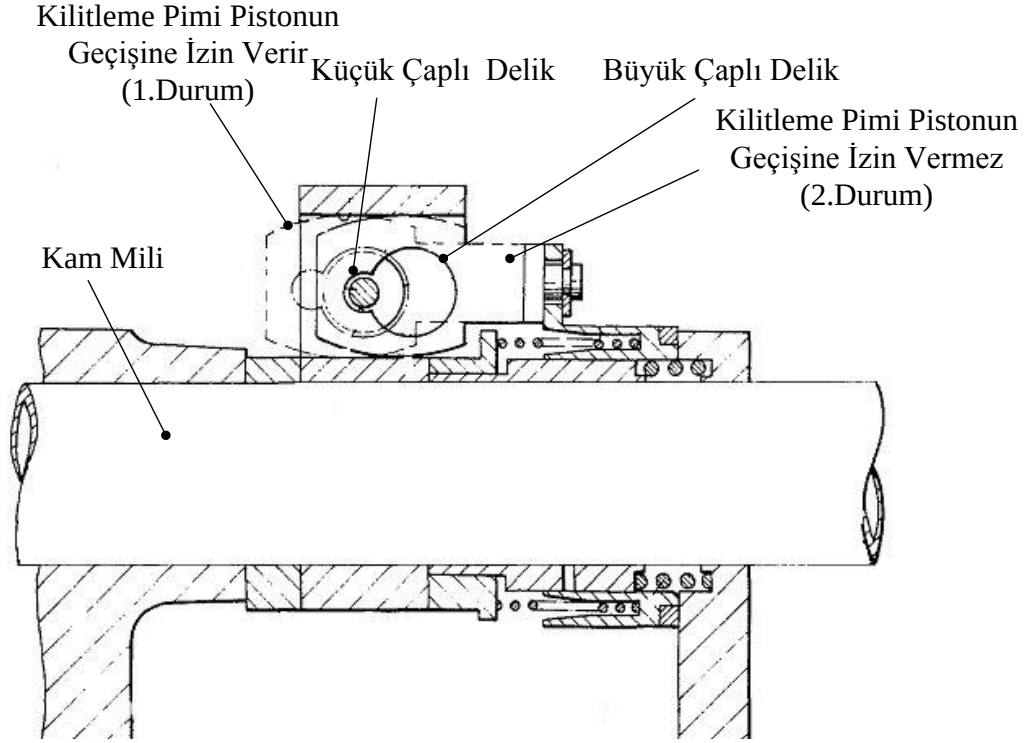
Şekil 3.10’da verilmiş olan motor konstrüksiyonun kesitinden de görüleceği üzere, mekanizma külbütör içine entegre edilmiştir. Motorda, emme ve egzoz supapları tek bir kam mili tarafından tahrik edilmektedir. Külbütör iki parçadan oluşmaktadır ve her ikisi de birbirinden bağımsız olarak, yataklandıkları mil üzerinde dönme hareketi yapmaktadır. Parçalardan biri kam mili ile diğeri ise supaplar ile temas halindedir. Külbütörün ortasında yatay olarak yataklanmış piston ise kilitleme mekanizmasının önemli parçalarındadır. Külbütörün kam yüzeyinde bulunan parçası aynı zamanda bu piston ile temas halindedir ve kamdan aldığı hareketi iletir.



Şekil 3.10 : Kilitleme mekanizmasının motor üzerindeki konstrüksiyonu

Şekil 3.11’de daha detaylı görüldüğü üzere, pistonun hemen önünde kilitleme pimi bulunmaktadır. Eksenel doğrultuda hareket edebilen kilitleme piminin orta kısmında iki adet farklı çapta delik bulunmaktadır. Deliklerden büyük olanın çapı pistonun çapından büyüktür ve pim bu hizaya geldiğinde (1. Durum) piston bu deliğin içinden geçer. Bu durumda kamdan alınan hareket supap kısmına iletilmez ve supaplar kapalı kalır.

Ancak, kilitleme pimi eksenel doğrultuda geri hareket ettiğinde (2. Durum) bu sefer ufak çaplı delik pistonun yatayda hareketine izin vermeyeceğinden bütün sistem birlikte hareket eder. Pistonun yapısı gereği alt kısmında ufak çaplı bir çıkıntı bulunmaktadır. Bu çıkıntı, kilitleme piminin ufak çaplı deliğinden geçebilecek büyüklüktedir ve amacı hem pistonu kılavuzlamak hem de pistonu itmek için sisteme yerleştirilmiş helisel yay ile bağlantı sağlamaktır.



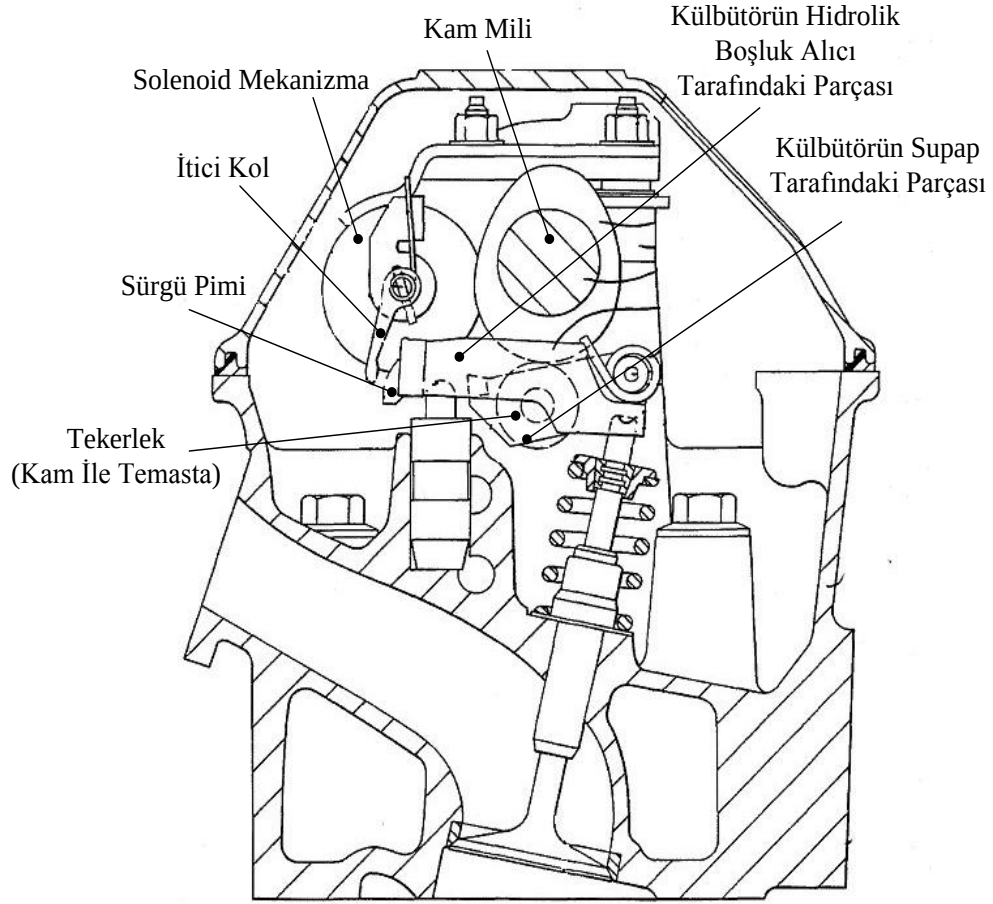
Şekil 3.11 : Külbütör kolunun yandan kesit görünümü

3.4.2 Kilitleme Sistemine Sahip Külbütör

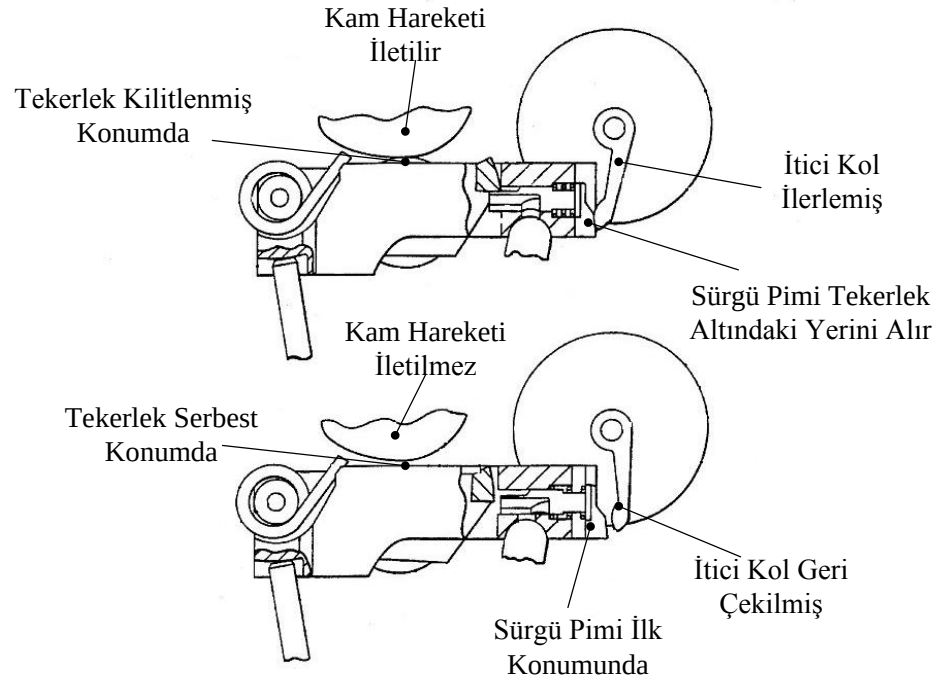
Motor düşük devirlerde çalışırken ihtiyaç duyulmayan supapların kapatılmasını esas alan mekanizma, yakıt ekonomisini hedef almaktadır [50]. Külbütör, bir önceki mekanizmaya benzer bir şekilde iki ayrı parçadan oluşmuştur. Bu parçalardan biri supap diğeri ise hidrolik boşluk alıcı parça üzerinde küresel mafsal ile yataklanmıştır. Kam mili ise, külbütörün ortasında bulunan tekerlek ile temas halindedir. Külbütörün iki kolu ve tekerlek ortalarından geçen bir mil yardımı ile birbirlerine bağlanmıştır. Şekil 3.12'den de görüldüğü üzere, sol tarafta itici kol mekanizması bulunmaktadır. Bu kol, külbütör içinde yatay doğrultuda yerleştirilmiş sürgü pimine temas etmektedir ve bir döner solenoid mekanizma tarafından tahrik edilir.

İtici kol, sürgü pimini tekerleğe doğru hareket ettirir ve sistem kilitli pozisyona gelir. Kam ile temasta olan tekerleğin düşey hareketi pim tarafından engellendiğinden külbütör kolu tek bir parça gibi hareket edecek ve supapları açacaktır. İtici kol geri çekildiğinde, sürgü pimi de onu takip eder ve tekerlek altından çekilir.

Kam, aşağıya doğru hareket ettirse bile herhangi bir kilitleyici parça olmadığından tekerlek, sadece düşey doğrultuda hareket edecek ve külbütör her iki ucundan sabit kalacaktır (Şekil 3.13)



Şekil 3.12 : Kilitleme sistemine sahip külbütör mekanizmasının motor üzerindeki konstrüksiyonu



Şekil 3.13 : Kilitleme sistemine sahip külbütörün çalışma evreleri

Ancak, mekanizmanın çalışması sırasında problem çıkarması muhtemeldir. Çünkü tekerleğin düşey hareketini yapabilmesi için, külbütörün (tekerlek eksenine doğrultusunda) yataklanmaması gerekmektedir. Her iki tarafından hem supabın hem de hidrolik boşluk alıcının tepesinde yataklanmamış ve sadece kuvvet dengesi esasına dayanarak durmakta olan külbütör, yüksek hızlarda çalışması sırasında sorun çıkaracaktır.

3.5 Çevrim Atlatma Stratejisini Gerçekleştirmek İçin Çözüm Önerileri

Bölüm 3.3 ve Bölüm 3.4'te incelenmiş teknolojiler ve sistemler, çevrim atlatma stratejisini gerçekleştirmek için tasarlanacak yeni mekanizmanın fikir aşamasında yardımcı olmuştur. Çevrim atlatma stratejisini gerçekleştirmek için, motor üzerinde yapılabileceği düşünülen birkaç çözüm ortaya atılmıştır. Bunlar sırasıyla aşağıda özetlenmiştir.

3.5.1 Değişken Profillere Sahip Kam Mili

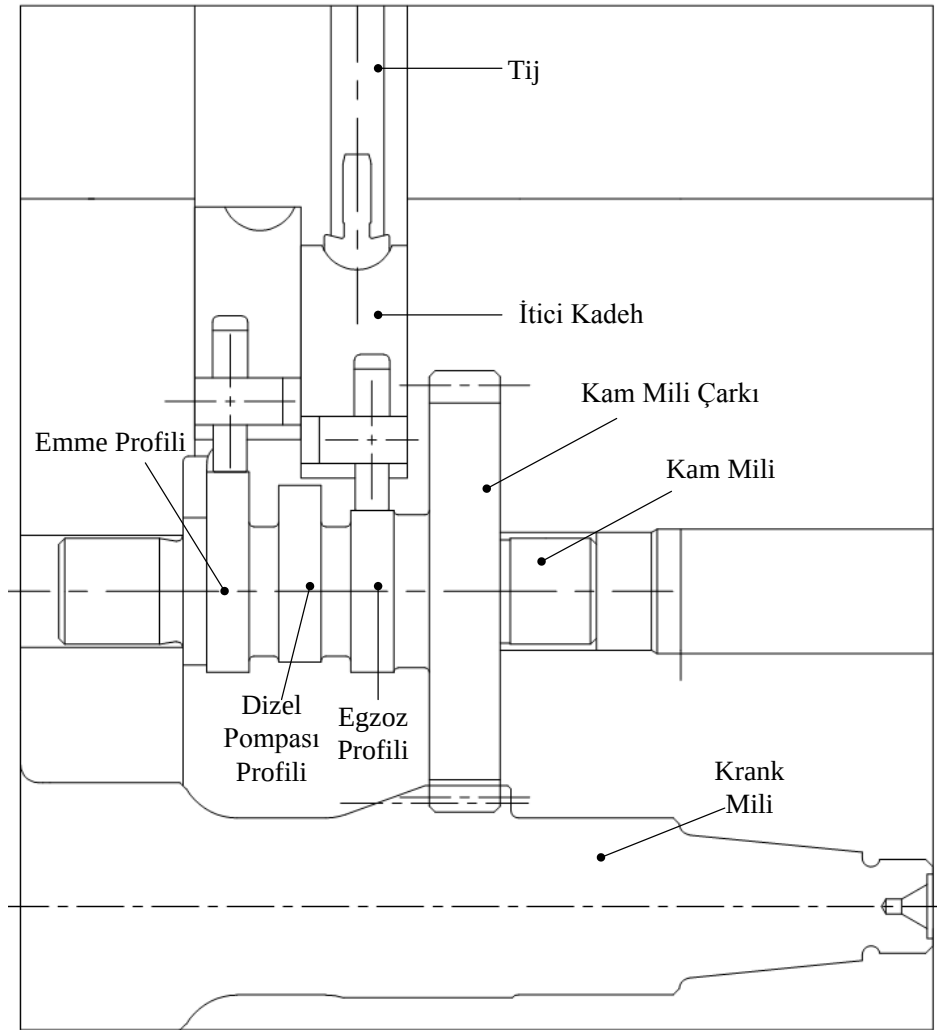
Otomobil firmalarının çözümlerinde de görüldüğü gibi, sektörde son yıllardaki eğilim supapların açılma mesafelerine oldukça hassas bir şekilde müdahale etme yönündedir. Ancak, tasarımlar incelendiğinde motor konstrüksiyonlarının mekanizmaların sorunsuz şekilde çalışmaları için en baştan yapılandırıldığı görülmektedir. Supapların açılma mesafelerinin kontrolü, genellikle değişik kam profillerine sahip kam milleri ile sağlanmaktadır.

BMW VANOS'ta bulunan her iki tarafında helisel dişli bulunan silindirik parça ve Audi Valvelift mekanizmasında kam profillerini ve takip edici kanalları üzerinde bulunduran bilezik aksel olarak hareket edebilen parçalardır. BMW'de hidrolik olarak, Audi'de ise elektromanyetik tahrik sistemleri ile mekanik olarak hareket gerçekleştirilmektedir. Aynı prensibi, Anadolu Motor'dan temin edilmiş motorun üzerinde uygulamak ilk akla gelen fikirdir. Sıfır ve maksimum açılma sağlayabilecek iki kam profili benzer bir mil (bilezik yardımıyla) üzerine yerleştirilip, çevrim atlatma stratejisine göre (NS, NSS, NNS) aksel yönde ileri-geri hareket edebileceği düşünülmüştür. Ancak burada, iki sorun bulunmaktadır:

İlki, çevrim atlatma stratejisinin devreye girme ve devreden çıkma sürelerinin oldukça kısa olmasıdır. Deney motoru en fazla 3000 d/d'lık bir açısal hıza çıkmaktadır. Bu 1/2'lik çevrim oranıyla kam miline yansıdığı anda ise 1500 d/d'lık bir

açısal hıza karşılık gelmektedir. NS stratejisini göz önüne alırsak, 750 d/d'lık bir süreçte mekanizmanın devreye girip çıkması gerekmektedir. Yapılan çözümlerin çoğu, motorun belirli bir devirin üzerine çıkması durumunda devreye girmektedir ve koşullar değişene kadar o anki çalışma evresinde kalmaktadır. Sürekli bir devreye girip-çıkma durumu söz konusu değildir. Çalışılması düşünülen hızlarda, kam milinin aksel olarak yer değiştirmesi oldukça zor olacaktır.

Bir diğer problem ise, motorun kam milinin olduğu alanda milin aksel hareketi için yeteri kadar mesafenin bulunmamasıdır (Şekil 3.14). Ayrıca kam mili ile krank mili arasında bağlantı, dişli çarklar ile sağlanmaktadır. Dişli çarklar birbirleri üzerinde izafi olarak aksel hareket yapamayacakları için, iç içe iki adet milin hareketi ile bu sorunun çözüleceği düşünülmüştür. Bu durumda ise milin tahriki konusunda alan sıkıntısından kaynaklı sorun yaşanması muhtemeldir.



Şekil 3.14 : Motor üzerinde kam milinin ve itici kadehlerin bulunduğu alanın kesiti

3.5.2 Tijler Üzerinde Yeni Bir Kilitleme Mekanizmasının Tasarlanması

Tijler, itici kadehlerden aldıkları hareketi motorun üst kısmında konumlandırılmış külbütöre iletirler. Diğer tahrik elemanlarına nazaran konstrüktif olarak daha geniş bir alanda çalışırlar ve değişikliklere oldukça elverişlilerdir. Ancak, hareketlerini devreye alıp çıkarmak için tasarlanacak mekanizmanın konumlandırılması ile ilgili problemler oluşacağı öngörülmüştür. Ayrıca, tijler uzun parçalar olduğundan burkulma tehlikeleri de bulunmaktadır. Yapılacak değişikliklerde, bu tip problemlerin de doğuracağı sonuçlar göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

3.5.3 Yeni Bir Supap Tahrik Mekanizması

Günümüzün motorlarında, birçok parçadan tasarruf etmek ve dolayısıyla maliyetleri düşürmek adına yeni supap tahrik mekanizmaları geliştirilmiştir ve motorların çoğu üstten kam millidir. Böylece, itici kadehler ve tij gibi parçalara ihtiyaç kalmamıştır. Kam milinin dairesel hareketi doğrudan külbütörün ortasında bulunan takip edici tekerleğe iletilmektedir.

Özellikle, BMW Valvetronic mekanizmasının külbütörün ilerlemesini değiştiren ikinci bir kam milinin bulunması düşüncesi devrim niteliğindedir. Zira çok hassas açıklık değerleri elde edildiğinden gaz kelebeğine olan ihtiyaç ortadan kalkmıştır. Kendi problemimiz için külbütörü tahrik eden bir mekanizmanın sadece teması sağlama-sağlamama gibi iki farklı kombinasyonda çalışılabileceği düşünülmüştür. Burada sorun, birbiri ile çalışacak bu parçaların çok hassas işlenmesinin gerekliliğidir. Ek olarak, motor üstten kam milli bir konstrüksiyona sahip olmadığından yer sorunu da doğacaktır.

Toyota tarafından geliştirilen VVTL-i ve selefi VVT-i teknolojileri ise yeni külbütör tasarımları gerektirmektedir. Kullandığımız motor üzerinde, değişiklik yapılabilecek en geniş alan zaten külbütör kısmında bulunmaktadır. Toyota'nın çözümü de diğer sistemler gibi belirli bir devir üzerinde devreye girmektedir ve kilitlemeyi sağlayan pim hidrolik olarak tahrik edilmektedir. Ancak, çalışılması gereken hızlarda hidrolik yağının tepkisi yetersiz kalacağından bu konstrüksiyon yetersiz kalacaktır.

Diggs [50] tarafından geliştirilen sistem, daha öncede belirtildiği gibi yataklama açısından sorunludur. Morita [49] tarafından patenti alınan mekanizma ise montaj açısından sorunludur ve bazı parçaların hareketleri sırasında sıkışma ihtimali

bulunmaktadır. Her iki çalışmanın ortak noktası ise, bir pim yardımı ile parçaların kilitlemesi ve devreden çıkmasıdır.

Bu tip kökten değişikliklerin deney motoru üzerinde gerçekleştirilebilmesi pek mümkün olmasa da, bu değişiklikler, sistemi devreye alma-çıkarma işleminin bir kilitleme pimi ile yapılabilmesi açısından ilham kaynağı olmuşlardır

4. ÇEVİRİM ATLATMA MEKANİZMASININ ÇALIŞMA PRENSİBİ, PARÇALARININ ŞEKİLLENDİRİLMESİ VE BOYUTLANDIRILMASI

4.1 Motor Üzerinde Kullanılan Orijinal Supap Tahrik Mekanizması ve Motorun Temel Özellikleri

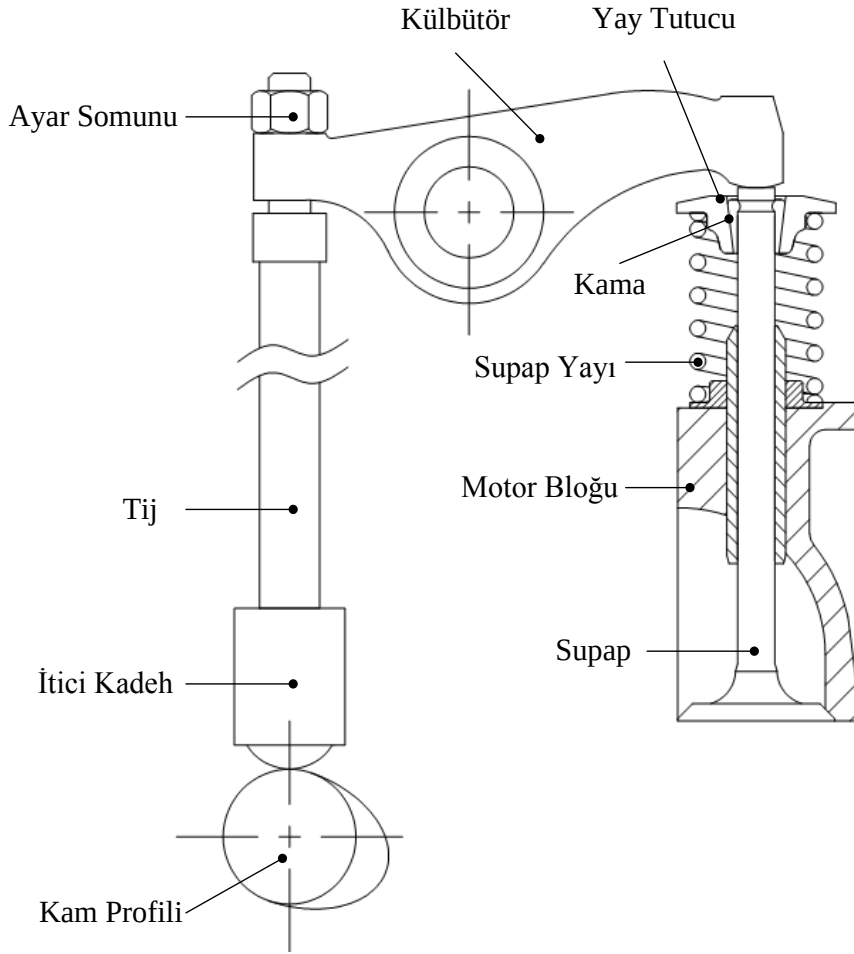
Yapılan literatür araştırmaları sonucunda, supap tahrik mekanizmalarının çalışma prensipleri ve değişik ihtiyaçlar için sunulmuş çözümler derlenmiştir. Prensipde aynı işi yapmalarına karşın, birçok farklı konstrüksiyon söz konusudur [51]. Yeni bir mekanizma tasarlamaya geçmeden önce, motor üzerinde kullanılan mevcut mekanizmanın incelenmesi de tasarım sürecinin bir parçasıdır.

Şekil 4.1’de motor üzerinde kullanılan tahrik mekanizmasının şematik olarak görünüşü verilmiştir. Sisteme bütün hareketi veren parça krank milinden aldığı tahrikle dönen kam milidir ve krank ile arasındaki bağlantı dişli çifti ile gerçekleştirilmektedir. Kam mili üzerinde üç adet profil bulunmaktadır (Şekil 3.14). Bunlardan biri emme supaplarını, diğeri ise egzoz supaplarının konumunu değiştirir. Ortadaki diğr profil ise dizel pompasına hareket veren profildir. Ancak deney motoru, dizel motordan benzinli motora çevrildiği için bu profil işlevsizdir. Kam mekanizmaları, dairesel hareketi temas ettikleri takip edici kadehler sayesinde doğrusal harekete çevirirler. Ayrıca, profillerine bağlı olarak sistemin hareketini de beklemeye alabilirler. Örneğin, emme supapları, kam profilinin tırmanma açılarında açık pozisyonda kalır. Böylece, belirli bir süre için yakıt-hava karışımı silindir hacmi içine dolar. Ancak, yanma gerçekleşip egzoz aşamasına gelindiğinde, emme supaplarının kapalı pozisyonda kalmaları gerekmektedir. Bu da kam profilinin hareketi bekletmeye yarayan açılarında gerçekleşir.

Kamın dairesel hareketi, üzerinde bulunan itici kadeh ile doğrusal harekete çevrilir. Kadeh, ise külbütöre hareketini tij denilen uzun çubuklarla iletir. Tij, kadehe alt tarafından küresel mafsal yardımı ile bağlantı sağlar. Bu bağlantı kadehin üzerinde bulunan yarım küre şeklindeki oyuk ile gerçekleştirilir. Üst kısmı ise külbütörün uç kısmına küresel mafsal yardımı ile bağlanmaktadır. Aynı bölgede bulunan bir ayar

somunu sayesinde, mekanizmanın montaj sonrası supap ile külbütör arasındaki boşluk ile ilgili ayarı gerçekleştirilir. Bu ayarlamanın, motor soğukken yapılması gerekmektedir [52].

Külbütör, silindir kafası üzerinde yataklanmıştır. Kol uzunlukları farklı olduğu için kamdan aldığı ilerlemesi kol uzunluğu oranında büyüterek supap tarafına iletir.



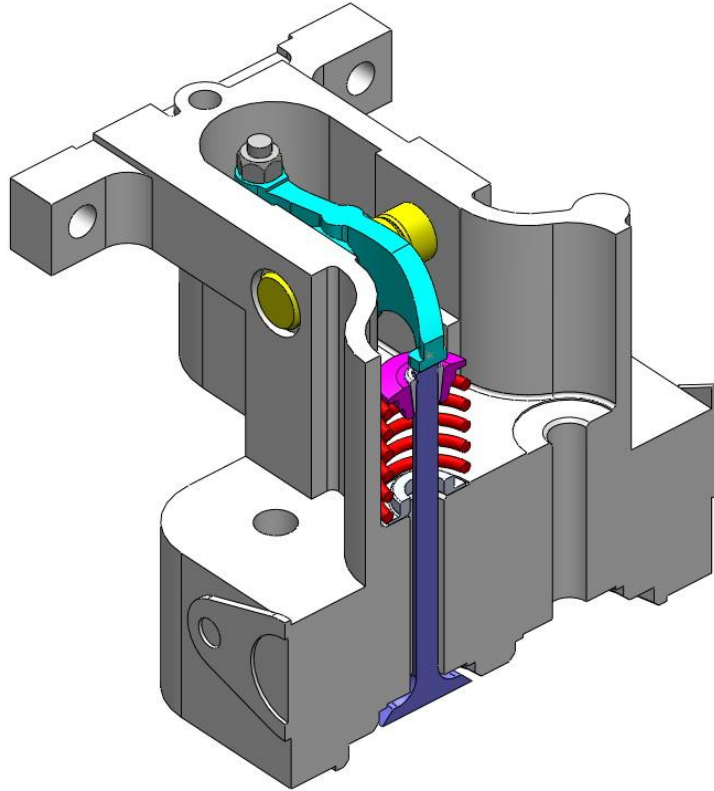
Şekil 4.1 : Mevcut supap tahrik mekanizması

Supap tarafına bakıldığında, bir helisel burulma yayı görülmektedir. Yay ön gerilme ile monte edilmiştir ve asıl görevi supabı açıldıktan sonra tekrar ilk konumuna geri getirmektir. Yüksek bir yay katsayısına sahiptir ve direnç kuvveti oluşturarak hareketin sürekliliğini sağlar, çünkü mekanizma yüksek hızlarda hareket ettiğinde itici kadeh ile kam profilin temasının kopmaması gerekir. Ayrıca, yanmadan sonra gerçekleşecek emme evresinde silindir içinde oluşan vakumun etkisi altında da supapların açılmamaları gerekir ki, aksi takdirde sızdırmazlık sorunları ortaya çıkar. Yayların oluşturdukları direnç kuvveti ile bu sızdırmazlık sorunu da çözülür.

Yaylar, supaba tutucu adı verilen bir parça ile bağlanmıştır. Tutucu, hem yayın hareketini sınırlar hem de supaplara bağlanmasını kolaylaştırır. İki adet yarım kama, supabın üzerine açılmış çentiklere yerleşerek tutucu ile şekil bağı yapmasına imkân verir. Bu sayede, kamdan gelen hareket supaplara iletilmektedir.

Supaplar motor bloğu içine yerleştirilmiş olup, emme durumunda gelen yakıt-hava karışımının silindire dolmasını sağlar ve egzoz durumunda ise yanmış karışımın tahliyesi için manifoldları açar ve kapatırlar.

evrim atlatma mekanizmasının uygulandığı motor Lombardini firmasına ait 3LD450 model motordur [53]. Bu motor su soğutmalı ve direkt püskürtmeli olup gerek strok hacmi, gerekse diğer geometrik özellikleri açısından yeterli özelliklere sahip olduğu daha önceden öngörölmüştür. Dizelden, benzinli motora çevrilmiş bu motorla ilgili gerekli teknik resimler ve bilgiler Anadolu Motor A.ř. tarafından temin edilmiştir (izelge 4.1) [54].

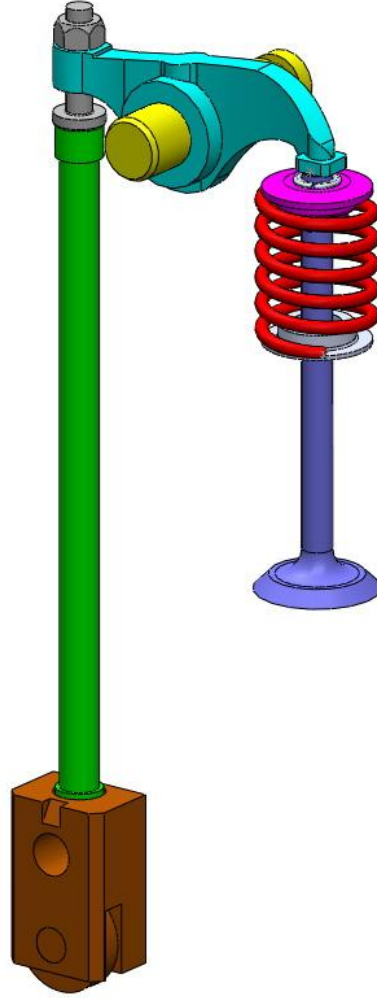


şekil 4.2 : Motor üzerinde kullanılan mevcut supap mekanizmasının katı modeli

Temin edilen teknik resimler yardımıyla, yeni mekanizmanın tasarım sürecisini kolaylaştırmak için supap tahrik mekanizmasının üç boyutlu katı modeli oluşturulmuştur (şekil 4.2 ve şekil 4.3).

Çizelge 4.1 : Lombardini 3LD450 Model Motora Ait Teknik Özellikler

Motor Cinsi	Lombardini 3LD 450
Silindir Sayısı	1
Çap	85 mm
Strok	80 mm
Sıkıştırma Oranı	17,5:1
Devir	3000 d/d
Güç	7 KW
Maksimum Moment	28,5 Nm @ 1700 d/d
Yakıt Tüketimi	1,7 litre/saat
Yağ Tüketimi	0,007 kg/saat
Boş Ağırlık	57 kg
Emme Supabı Çapı	32 mm
Emme Supabı Açılma Miktarı	10,55 mm
Emme Supabı Açılma Zamanı	Üst Ölü Noktadan 16° önce
Emme Supabı Kapanma Zamanı	Alt Ölü Noktadan 40° sonra
Egzoz Supabı Çapı	27 mm
Egzoz Supabı Açılma Miktarı	10,55 mm
Egzoz Supabı Açılma Zamanı	Alt Ölü Noktadan 40° önce
Egzoz Supabı Kapanma Zamanı	Üst Ölü Noktadan 16° sonra
Biyel Kolu Uzunluğu	145 mm
Supap Ayar Boşluğu Soğuk Motor (Emme/Egzoz)	0,2 / 0,2 mm



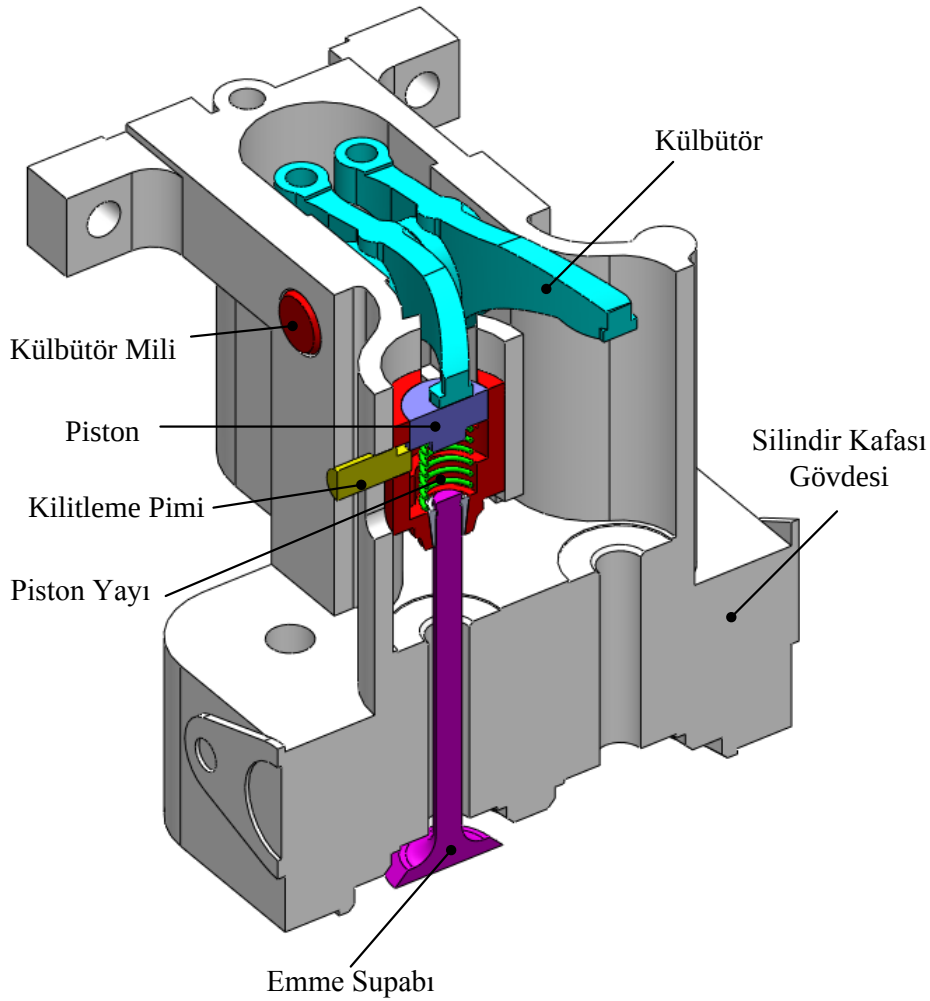
Şekil 4.3 : Motor üzerinde kullanılan mevcut supap mekanizmasının detaylı katı modeli

4.2 Yeni Çevrim Atlatma Mekanizması

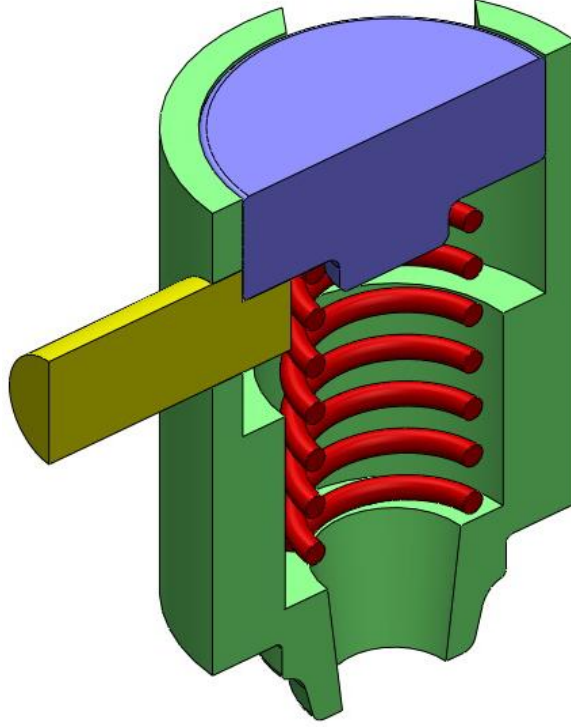
Üzerinde durulan çözümlere alternatif bir sistem, silindir kafasının içine yerleştirilecek şekilde geliştirilmiştir. Silindir kafası motorun üst kısmında bulunur ve motor üzerinde değişiklik yapmak için en geniş alana sahiptir. Kafa etrafında, tasarımı sınırlandıracak parçalar minimum seviyededir. Ayrıca, motorun üstünde olduğundan hem yeni mekanizmanın montajında hem de müdahale gerektiği takdirde kolaylık sağlayacaktır.

Tasarımı yapılmış olan mekanizma her ne kadar sadece emme tarafı için yapılmış olsa da, aynı şekilde egzoz tarafı için de uygulanabilmektedir. Bir diğer önemli not ise, mekanizmanın tek silindirli deney motoru için tasarlanmış olmasıdır. Ancak, aynı şekilde bu yeni mekanizma birden fazla silindire sahip motorlara uygulanabilir.

Şekil 4.4'te mekanizmanın silindir kafası üzerine monte edilmiş üç boyutlu izometrik kesit görünüşü verilmiştir. Şekil 4.5'te ise detayların belli olması açısından daha yakın bir görünüş, mekanizmanın montaj teknik resmi ise Şekil A.10'da verilmiştir. Mekanizma silindir kafasının içinde külbütör ile emme supabı arasında konumlandırılmıştır. Şekilden de görülebileceği gibi sistem yeni tasarlanmış parçalar içermektedir. Öncelikle, külbütör doğrudan supap yerine piston ile temas halindedir. Piston ise yay tutucunun içinde doğrusal hareket edebilecek şekilde yerleştirilmiştir. Yay tutucu, hem aşağı bölgesinde supap yayı ile bağlantı sağlar hem de piston için kılavuz oluşturur. Pistonun hemen altında ve dolayısıyla yay tutucunun iç kısmında ufak bir helisel yay bulunmaktadır. Yayın işlevi çalışma evrelerine değinilirken daha detaylı anlatılacaktır. Silindir kafasının yan kısmına yerleştirilmiş ve pistonun altına kadar uzanan parça ise kilitleme pimi adı verilen bir parçadır ve yatay doğrultuda hareket edebilmektedir.



Şekil 4.4 : Çevrim atlatma mekanizmasının üç boyutlu kesit görünüşü



Şekil 4.5 : Tasarlanan yeni mekanizmanın katı modeli

4.3 Mekanizmanın Çalışma Evreleri

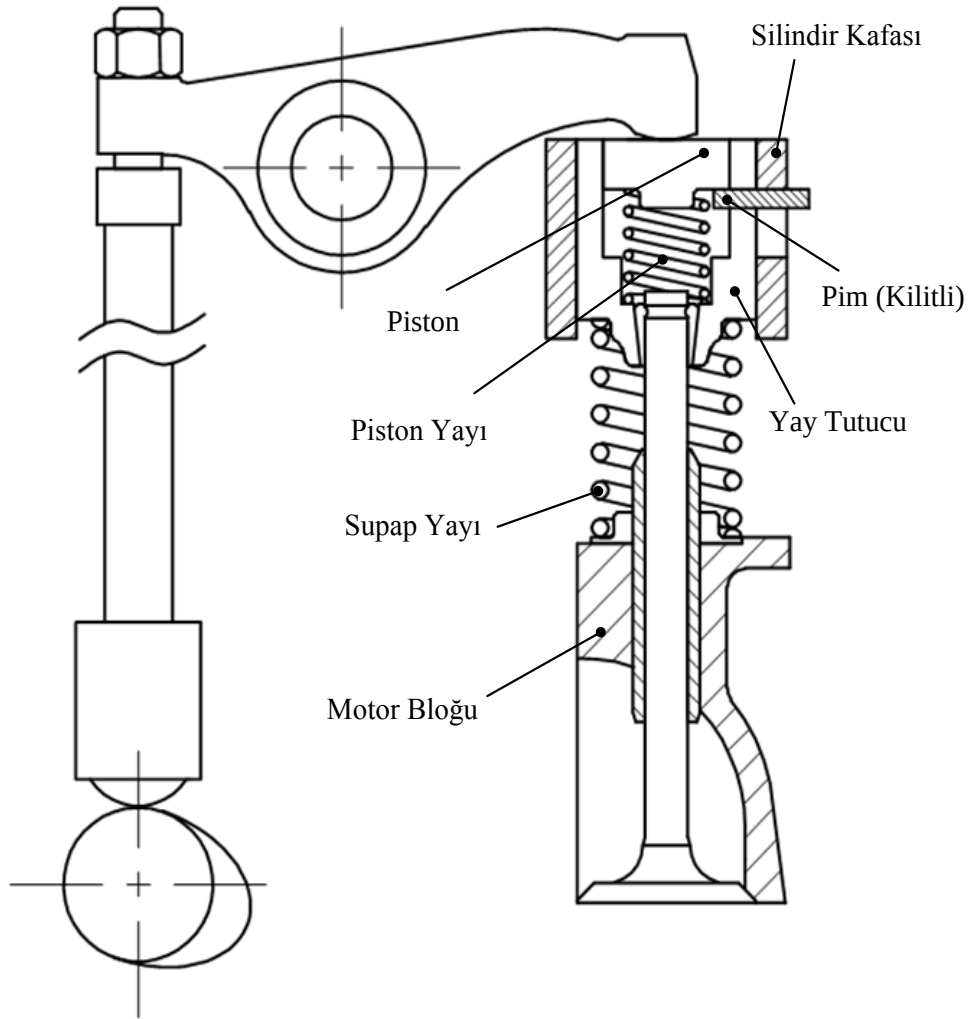
Mekanizmanın çalışma prensibi, çevrim atlatma stratejisinin gerçekleştirileceği aşamada supapların tamamen kapalı pozisyonda kalmalarına dayanır. Normal çevrimin gerçekleştiği evrede ise supaplar devrede olacaktır ve normal çalışmalarına devam edeceklerdir. Sistemin iki evreli bir çalışma prensibi bulunmaktadır.

4.3.1 Supapların Devrede Olduğu Durum (Birinci Evre)

Şekil 4.6’da supapların devrede olduğu durum için mekanizmanın kesit görünüşü verilmiştir. Bu evrede, kilitleme pimi yatay doğrultuda hareket ederek pistonun altındaki yerini alır. Pim, hem silindir kafası hem de yay tutucu parçanın yüzeylerine açılmış olan kanallarda hareket edebilecek şekilde tasarlanmıştır. Kilitleme pimi, pistonun kanal içindeki hareketini sınırlandırır. Yay tutucu, mekanizmanın bütün elemanlarını bünyesinde barındırır ve silindir kafası içine açılmış bir kanalda hareket eder.

Kam mekanizmasından aldığı hareket ile salınım hareketi yapan külbütör, piston ile sürekli temas halindedir. Kilitleme pimi, pistonun hareketini sınırlandırdığından, külbütör pistonu aşağıya doğru ittiğinde bütün mekanizma birlikte hareket edecektir

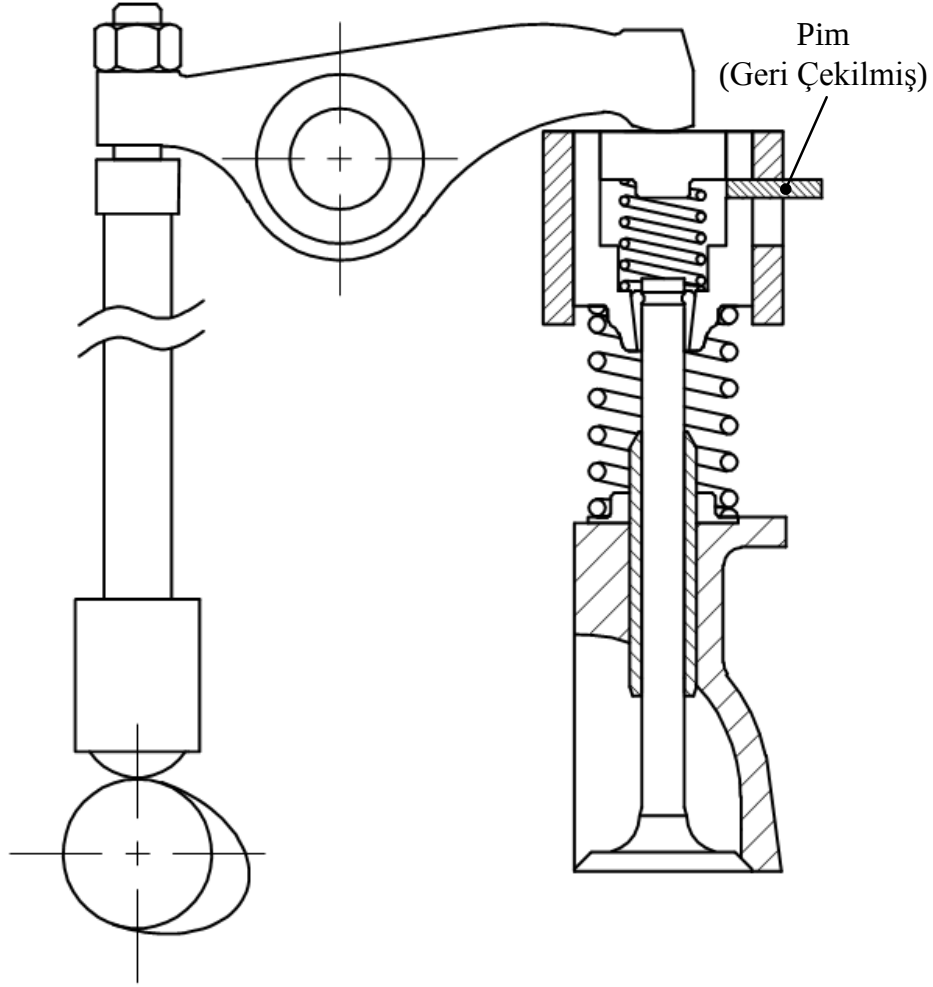
ve supaplar açılacaktır. Salınım hareketi bittikten sonra, supap yayının tepki kuvveti ile mekanizma tekrar harekete başlangıç noktasına geri dönecektir.



Şekil 4.6 : Mekanizmanın supapların devrede olduğu birinci evresi

4.3.2 Supapların Devre Dışı Olduğu Durum (İkinci Evre)

Şekil 4.7’de supapların devre dışı olduğu durum için mekanizmanın kesit görünüşü verilmiştir. Bu evrede, kilitleme pimi geri çekilmiş pozisyonda bulunmaktadır. Piston, tutucunun içerisindeki kanalda aşağı-yukarı hareket edebilmektedir ve hemen altında ikinci bir helisel yay bulunmaktadır.



Şekil 4.7 : Mekanizmanın supapların devre dışı olduğu ikinci evresi

Külbütör salınım hareketini yapar ve hareketini pistonu iletir. Bu sefer kilitleme pimi geri çekilmiş pozisyonda bulunduğundan pistonun hareketini sınırlandırmaz ve piston, yay tutucu parçanın içindeki kanalda düşey doğrultuda hareket eder. Böylece yay tutucu, hareketsiz ve supaplar da kapalı konumlarında kalacaklardır. Burada dikkat edilmesi gereken bir husus pistonun altındaki yayın görevidir. Yay, külbütörün aşağı yöndeki hareketini tamamlandıktan sonra tekrar harekete başladığı noktaya geri dönmesi için gereken tepki kuvvetini oluşturmak için konulmuştur. Ancak, yayın katsayısının değeri önemlidir. Sonuçta, mekanizma birbirine seri şekilde bağlanmış iki adet yay içermektedir. Piston yayı çok sert olduğu takdirde, yaptığı deplasman altında oluşturacağı kuvvet de büyük olacağından supap yayının ön gerilme kuvvetini yenme riski doğar. Tam tersi, çok yumuşak olduğu takdirde ise, hareket sonlandıktan sonra pistonu ve külbütörü ilk pozisyonuna geri getirecek

kuvveti oluşturamayacaktır. Hesaplar yapılırken bu iki hususta göz önünde bulundurularak optimum yay katsayısı seçilmiştir.

4.4 Çevrim Atlatma Mekanizmasının Parçalarının Şekillendirilmesi

Çevrim atlatma mekanizması, yeni tasarlanmış parçalar içermektedir. Bazı parçalar ise mevcut tahrik mekanizmasında kullanılan parçalardır ve gerektiğinde üzerlerinde değişiklikler yapılmıştır. Tasarım beş farklı parçaya ayrılıp incelenebilir.

- Helisel Piston Yayı
- Silindir Kafası ve Külbütör Kapağı
- Yay Tutucu
- Piston
- Kilitleme Pimi

4.4.1 Helisel Piston Yayı

Sabit hatveye sahip helisel bası yayı, mekanizmanın supapların devre dışı olduğu ikinci evresinde üzerinde bulunan piston ve külbütörü harekete başlangıç noktasına itmek için kullanılmıştır. Önceden de değinildiği gibi yay katsayısını tayin etmek önemli bir aşamadır. Fazla sert bir yay supapların açılmasına, fazla yumuşak bir yay ise pistonun tekrar yükselmemesine neden olacaktır. Katsayı belirlenirken supap yayının ön gerilme kuvveti de bilinmelidir. Bunun için öncelikle supap yayının serbest uzunluğu temin edilen numuneden ölçülmüştür (40,5 mm) [54]. Daha sonra montaj uzunluğu motorun kesit teknik resmi üzerinden saptanmıştır (33,5 mm). Supap yayının yay katsayısı yaklaşık olarak 11 N/mm civarındadır. Bu durumda ön gerilme kuvveti;

$$F = k \cdot (y_{serbest} - y_{montaj}) = 11 \cdot (40,5 - 33,5) = 77 \text{ N} \quad (4.1)$$

olarak bulunur. Piston yayının oluşturacağı maksimum kuvvetin bu değerden fazla olmaması gerekmektedir.

Yayın geometrisini belirleyen parametrelere bağılı olarak yayın mukavemeti de değışir. Bu bölümde, söz konusu parametrelerin hesaplanması verilmiştir. Mukavemet kontrolü ise hesaplar kısmında yapılmıştır. Ancak, boyutlar ve

mukavemet hesapları birbirine bağlıdır. Gerek optimum sonuçları elde etmek, gerekse de işlemlerde kolaylık sağlamak için bütün eşitlikler MS Excel programına girilmiş olup sonuçlar bu program yardımı ile elde edilmiştir.

Yayın, çalışma kuvvetleri altında mukavim olabilmesi için daha büyük tel çapına sahip ve böylece daha uzun bir yay kullanılması bir çözümdür. Ancak, haddinden uzun bir yay hem silindir kafasının hem de yay tutucu mekanizmanın boyutlarının büyümesine neden olur. Daha ufak yay teli çapı ise mukavemet konusunda sorunlara neden olmaktadır. Burada verilen değerler bulunan en uygun çözümün sonuçlarına aittir.

Helisel yayların boyutlarını belirleyen üç adet önemli değişken bulunmaktadır. Bunlardan ilki yayın katsayısı (k), diğerleri ise yayın tel çapı (d) ve indekSIDIR (C_y) [55]. Yay indeksi için 4 ila 12 arasındaki değerler tavsiye edilmektedir ve bizim yayımız için bu değer 10 alınmıştır. Diğer bir büyüklük olan yayın tel çapı seçilirken, standart tablolarına bakmak gerekmektedir. Zira yaylar için kullanılan tel çapları her malzeme için farklı standarttır.

Hesaplamalara başlamadan önce, yay malzemesinin seçimi gerçekleştirilmiştir. Bu seçim yapılırken supap yayının malzemesi ile aynı malzeme olmasına dikkat edilmiştir (Krom Vanadyum - ASTM 232). Yaygın bir kullanım alanına sahip bir malzeme olup, yorulmaya maruz kalan elemanlarda iyi sonuç vermektedir. Ayrıca darbeli yüklere karşı da dayanımı uygundur ve 220°C gibi sıcaklıklara kadar çalışabilmektedir [56].

Çizelge 4.2’de ASTM232-Krom Vanadyum malzemesi için tercih edilen çap değerleri verilmiştir [57]. Yayın çapı 1,6 mm olarak seçilmiştir. Yayın çalışma uzunluğu, külbütörün düşey doğrultudaki yer değiştirmesine eşit olacaktır (10,5 mm) ve yay katsayısı için ise en uygun değer olan 2,5 N/mm seçilmiştir. Yaylar genellikle, çalışma uzunluğunun yaklaşık olarak % 20’sine eşit (2 mm) bir değerle ön gerilmeli olarak montaj yapılırlar [58]. Montaj uzunluğu ile yay katsayısı çarpıldığında, yayın oluşturacağı minimum kuvvet (F_{min}) bulunur **(4.2)**. Yayın, oluşturacağı maksimum kuvvet (F_{maks}) ise çalışma uzunluğu ile yay sabitinin çarpımına eşin olacaktır **(4.3)**

$$F_{min} = k \cdot y_{montaj} = 2,5 \cdot 2 = 5 \text{ N} \quad (4.2)$$

$$k = \frac{F_{maks} - F_{min}}{y_{\text{çalışma}}} \quad (4.3)$$

$$F_{maks} = 31,25 \text{ N}$$

Çizelge 4.2 : A232 için tercih edilen yay çapları

ASTM	d (mm)											
	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00	2,20	2,50	2,80

Yayın boyutu tayin edilirken gereken diğer bir büyüklük ise yay indeksinden yararlanılarak bulunan yayın ortalama çapıdır (D).

$$C = \frac{D}{d} \quad (4.4)$$

$$D = C \cdot d = 10 \cdot 1,6 = 16 \text{ mm}$$

Yay tutucunun tasarımı sırasında gerekli olacak olan yayın dış (D_d) ve iç çap (D_i) değerleri ise aşağıda verilmiştir.

$$D_d = D + d = 16 + 1,6 = 17,6 \text{ mm}$$

$$D_i = D - d = 16 - 1,6 = 14,4 \text{ mm} \quad (4.5)$$

Yaylarda tayin edilmesi gereken önemli bir başka boyut ise yayın uzunluğudur. Bu değer hesaplanmadan önce yayın oturma yüzeylerinin biçimi belirlenmesi gerekir. Oturma yüzeyleri farklılık göstermelerine rağmen, eksen doğrultusunda yüklenmeyi en iyi şekilde, düzeltilmiş ve taşlanmış uçlar sağlar [58]. Bu nedenle genellikle yaylarda bu uçlar kullanılır. Yayın oturma yüzeylerinin şekline göre yayların toplam sargı sayısı hesaplanır. Bizim yayımız gibi soğuk şekil verilmiş yaylarda (d < 10 mm olan yaylar soğuk şekil verilerek imal edilir) aktif sargı sayısına (N_a) 2 değeri eklenerek toplam sargı değeri bulunur [59]. Aktif sargı sayısını veren bağıntı;

$$N_a = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot k} = \frac{1,6^4 \cdot 79300}{8 \cdot 16^3 \cdot 2,5} = 6,34 \cong 6,5 \quad (4.6)$$

şeklindedir. Genel kural olarak hesaplanan sargı sayısı en yakın çeyrek değere yuvarlanır. Bu durumda toplam sargı sayısı da N_t = N_a + 2 bağıntısı ile hesaplanacağından 8,5 olarak bulunacaktır. Yayın serbest uzunluğunun hesaplanması için ilk olarak yayın blokaj halindeki uzunluğu (L_b) hesaplanır.

$$L_b = d \cdot N_t = 1,6 \cdot 8,5 = 13,6 \text{ mm} \quad (4.7)$$

Yayın montaj uzunluğu (y_{montaj}) ise 2 mm olarak belirlenmiştir. Yayın çalışması esnasında sargıların birbirine temas etmemesi için sargılar arasında bir miktar boşluk kalmalıdır. Bu değer çalışma uzunluğunun yaklaşık olarak % 15'i mertebesindedir.

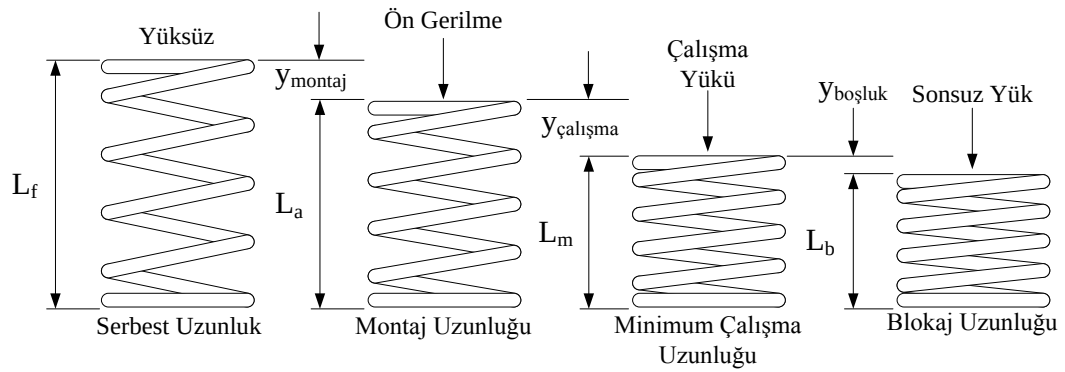
$$y_{bosluk} = 0,15 \cdot 10,5 = 1,575 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Bu değerler altında yayın serbest uzunluğu (L_f) ise;

$$L_f = L_b + y_{bosluk} + y_{calisma} + y_{montaj} = 27,675 \text{ mm} \quad (4.9)$$

olarak bulunur. İfadeden son parametre montaj deplasmanı çıkartılırsa montaj uzunluğu (L_a) 25,675 mm olarak bulunur.

Bizim için kritik uzunluklardan bir diğeri ise, yayın tutucu içinde işgal edeceği yüksekliktir. Minimum çalışma yüksekliği de denilen bu parametre (L_m), yayın blokaj uzunluğu ve sargılar arasındaki boşluğun toplamına eşittir (15,175 mm). Yaya ait bütün büyüklükler Şekil 4.8'de verilmiştir.



Şekil 4.8 : Piston yayının kullanımı sırasındaki uzunlukları

Kontrolü yapılması gereken önemli bir husus ise yayın burkulmasıdır [60]. Yayın uzunluk/ortalama çap oranı büyük olduğu durumlarda burkulma riski bulunmaktadır. L_f/D ve y_{maks}/L_f oranlarına göre yayların burkulma bakımından stabil veya stabil olmayan bölgeleri Şekil 4.9'da verilmiştir. Grafikteki eğri, uçları taşlanmış ve düzeltilmiş ve her iki ucu düz bir yüzeye oturtulmuş yaylar içindir.

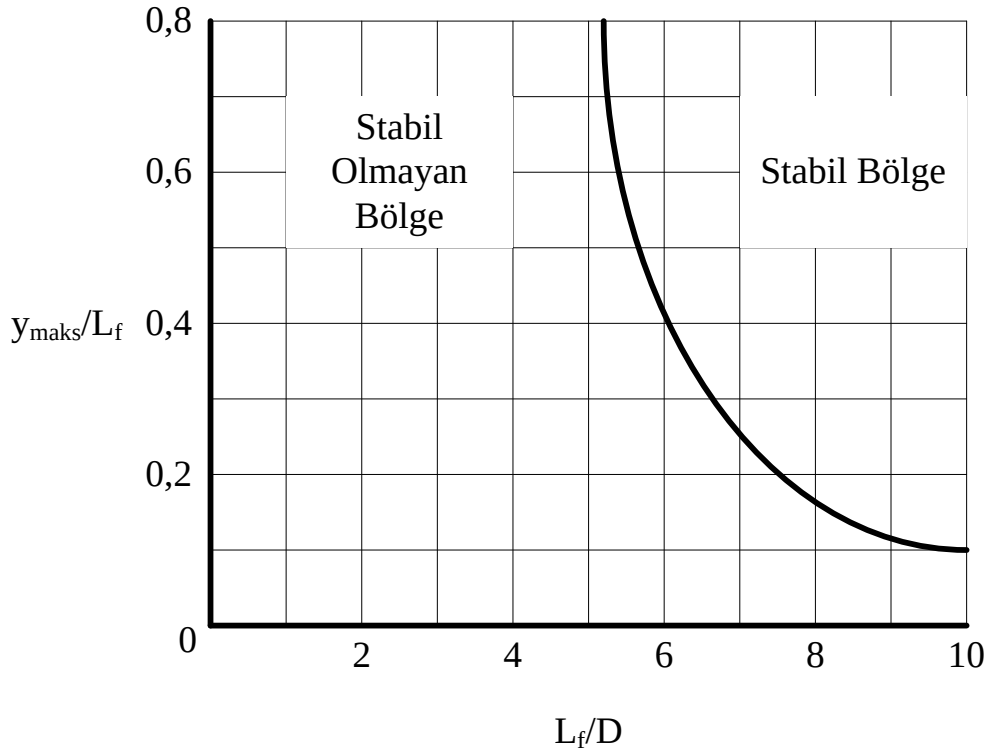
Görüldüğü gibi $L_f/D < 5$ olduğu takdirde yayın burkulma tehlikesi yoktur. Zaten, piston geometrisine bakıldığında yayın üst tarafından kılavuzlu olduğu görülür ki bu da burkulma etkisini azaltıcı yönde etki edecektir.

$$\frac{y_{maks}}{L_f} = \frac{y_{montaj} + y_{calisma}}{L_f} = \frac{2 + 10,5}{27,675} = 0,45 \quad (4.10)$$

$$\frac{L_f}{D} = \frac{27,675}{16} = 1,73 \quad (4.11)$$

Piston yayı, yay tutucunun içindeki bir kanala yerleştirileceğinden, bası kuvveti altında çapının değişmesi durumu göz önünde bulundurulmalıdır. Kanal içinde yayın sıkışmaması için çaptaki bu değişim hesaplanarak kanalın buna uygun toleranslarda işlenmesi gerekir. Her iki ucundan sabitlenmiş yayların, bası kuvveti altında çaptaki değişimini veren denklem (4.12)'deki gibidir [61].

$$\frac{\Delta D}{D} = 0,05 \frac{p^2 - d^2}{D^2} \quad (4.12)$$



Şekil 4.9 : Yayların burkulma durumu

İfadedeki, ΔD yayın serbest uzunluktan blokaj uzunluğuna sıkışırken ortalama çap değerindeki değişimdir, p ise sarım hatvesidir ve (4.13)'teki denklem ile ifade edilir.

$$p = \frac{L_f - d}{N_a} = \frac{27,265 - 1,6}{6,5} = 3,95 \text{ mm} \quad (4.13)$$

Denklem (4.12) hesaplanırsa çap değişimi 0,04 mm olarak bulunur.

$$\Delta D = 0,05 \cdot \frac{3,95^2 - 1,6^2}{16} = 0,04 \text{ mm} \quad (4.14)$$

Çizelge 4.3 : Helisel piston yayına ait parametreler

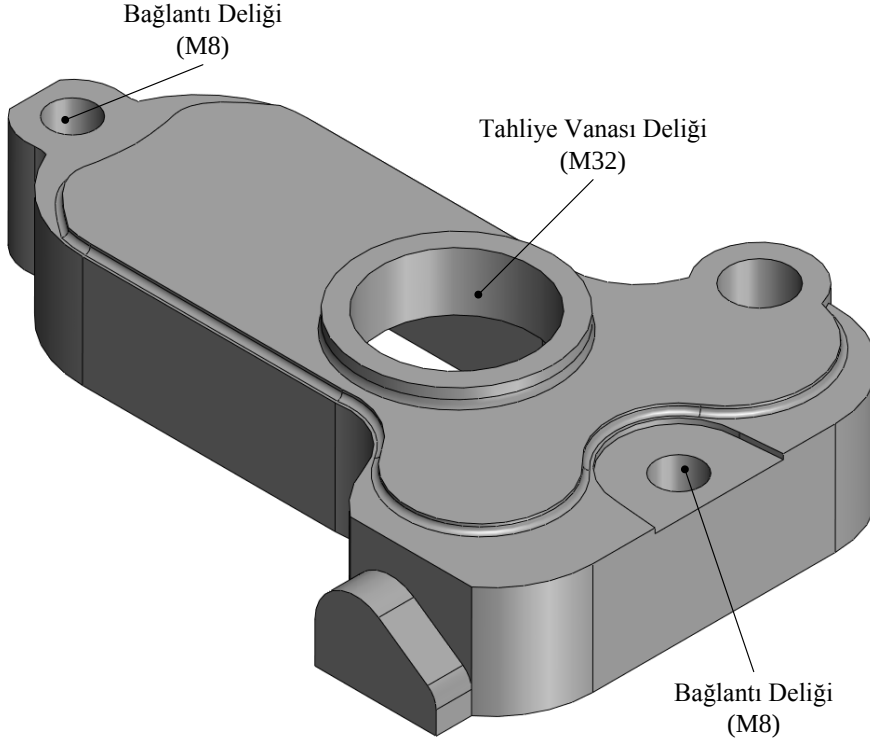
Parametre	Değer
Yay İndeksi (C_y)	10
Tel çapı (d)	1,6 mm
Yayın Ortalama Çapı (D)	16 mm
Yayın Dış Çapı (D_d)	17,6 mm
Yayın İç Çapı (D_i)	14,4 mm
Yayın Uçlarının Durumu	Taşlanmış ve Düzeltilmiş
Aktif Sargı Sayısı (N_a)	6,5
Toplam Sargı Sayısı (N_t)	8,5
Malzeme	Krom-Vanadyum
Blokaj Uzunluğu (L_b)	13,6 mm
Minimum Çalışma Uzunluğu (L_m)	15,175 mm
Montaj Uzunluğu (L_a)	25,675 mm
Serbest Uzunluk (L_f)	27,675 mm
Hatve (p)	3,95 mm

Böylece, yayı ait bütün parametreler saptanmıştır ve Çizelge 4.3'te verilmiştir.

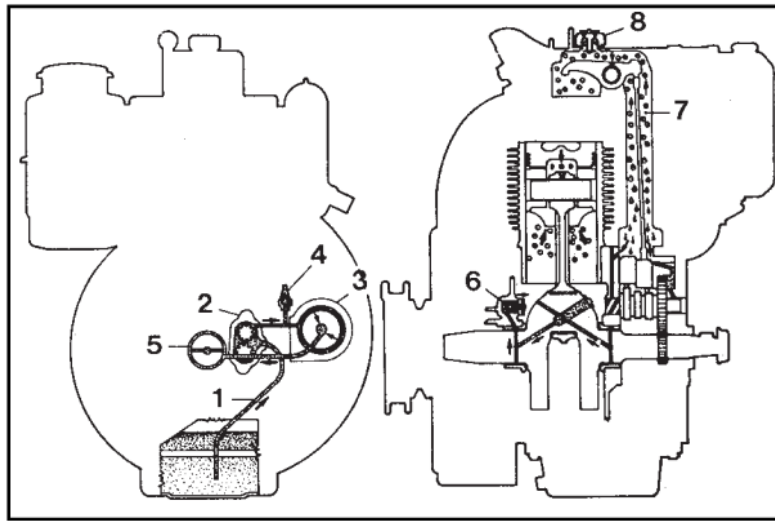
4.4.2 Silindir Kafası ve Külbütör Kapağı

Silindir kafası, gövde ve külbütör kapağı olmak üzere iki parçadan oluşmaktadır. Kapak kısmı ana gövdenin üzerine 2 adet civata yardımı ile monte edilir. Kapağın orta kısmında bulunan büyük delik tahliye tapasının takılması içindir (Şekil 4.10).

Bölgenin yağlanması oldukça önemli bir problemdir. Zira birbirleri ile temasta olan ve yüksek hızlarda izafî hareket eden birçok parça bulunmaktadır. Şekil 4.11’de gösterilen motorun yağlama devresine bakıldığında karterden alınan yağ (1), yağ pompası yardımı ile (2) krank milinin yataklarına (6) ve tijlerin monte edildiği kanaldan (7) silindir kafasına ve külbütörlere (8) kadar iletilmektedir [54]. Tahliye tapası ise yağın buharlaşması halinde dışarı atılması ve gerektiğinde damlalıklı bölgeye yağ ilavesine izin vermektedir.

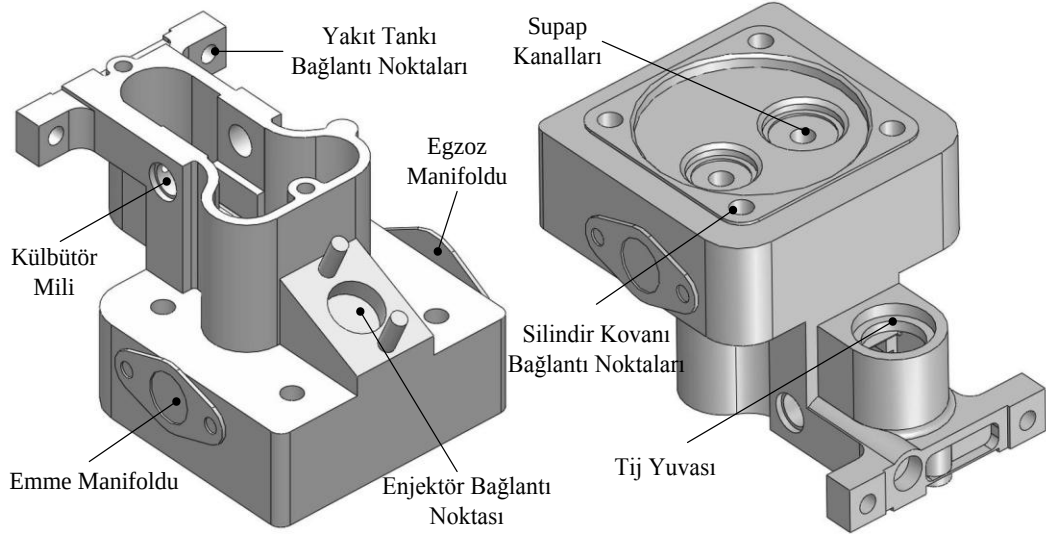


Şekil 4.10 : Motor üzerinde kullanılan külbütör kapağının katı modeli



Şekil 4.11 : Lombardini 3LD450 cins motora ait yağlama çevrimi

Silindir kafası ise motorun neredeyse bütün önemli parçalarını üzerinde bulundurur. Şekil 4.12’den de görüleceği üzere kafa, külbütörün yataklanmasına imkân verir ve supaplara kılavuzluk eder. Kafanın alt kısmı ise silindir kovani ile bağlantı sağlamaktadır. Her iki yanında bulunan kanallar ise emme ve egzoz manifoldlarını oluştururlar. Ayrıca üzerinde bulunan eğik yapı yakıt enjektörünün bağlantısı içindir. Keza arka tarafındaki dikdörtgen yapıya ise yakıt tankı bağlanır.



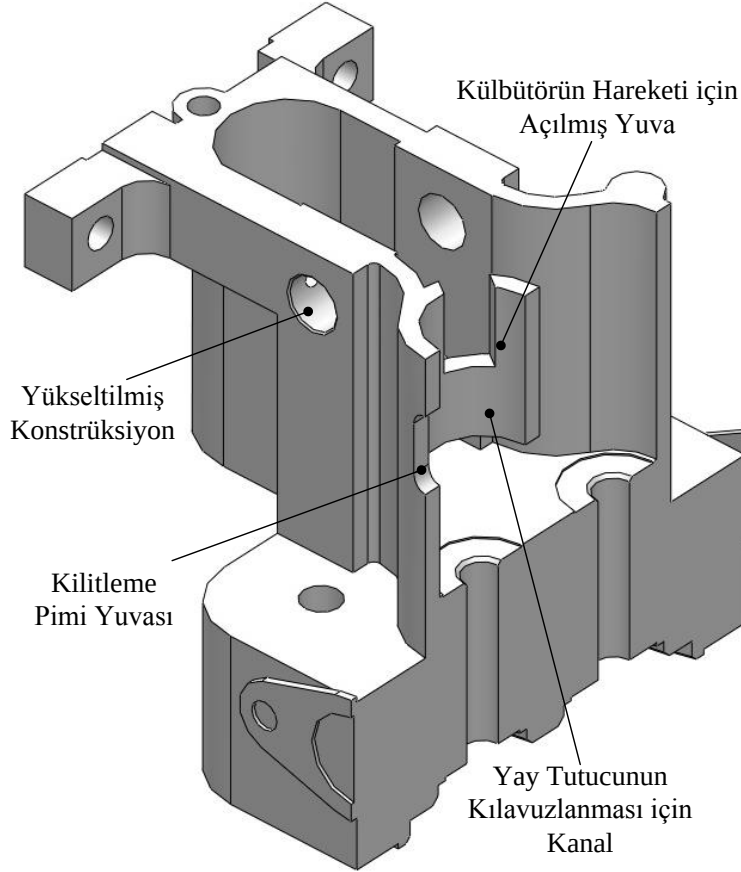
Şekil 4.12 : Motor üzerinde kullanılan silindir kafasının katı modeli

Yeni mekanizma, kafanın içinde çalışacak şekilde tasarlandığından kaçınılmaz olarak kafanın boyutlarında ve bazı bölümlerinin işlevlerinde değişiklik yapılması gerekmektedir. Burada bir nokta üzerinde durmakta fayda vardır. Anadolu Motor A.Ş.’den temin edilen teknik resimlerin yardımı ile kafanın üç boyutlu katı modeli oluşturulmuştur (Şekil 4.12). Ancak, kafanın üzerinde bulunan kanatlar, emme ve egzoz kanalları gibi detay ayrıntılar çizilmemiştir; zira bunların mekanizma ile ilgisi bulunmamaktadır.

Şekil 4.13’te verilen katı modelde kafa üzerinde yapılmış olan değişiklikler gözükmemektedir. Mekanizma, külbütör ile supaplar arasında bulunduğu için kaçınılmaz olarak kafanın yüksekliği artmıştır, ancak artış minimum seviyede tutulmaya çalışılmıştır. Son şekillendirme de tamamlandıktan sonra silindir kafasının uzunluğunun 27 mm arttığı görülür.

Yay tutucu parçanın, mekanizmanın devrede olduğu evrelerde aşağı-yukarı doğrusal hareket yaptığı daha öncede belirtilmişti. Haliyle, bu hareketi sırasında sınırlayıcı bir

kanal içerisinde kayması gerekmektedir. Bu amaçla silindir kafasının içine bir kanal eklenmiştir ve bu kanal içerisinde sıkışmadan hareket etmesi adına kanal yüzeylerine yağ cepleri işlenmiştir. Zaten motorun yağlama şemasına bakıldığında bölgenin yağlandığı görülmektedir. Ceplere biriken yağ sayesinde kanal ve tutucu gövde arasındaki sürtünme azaltılıp, sıkışma riski düşürülmüştür.



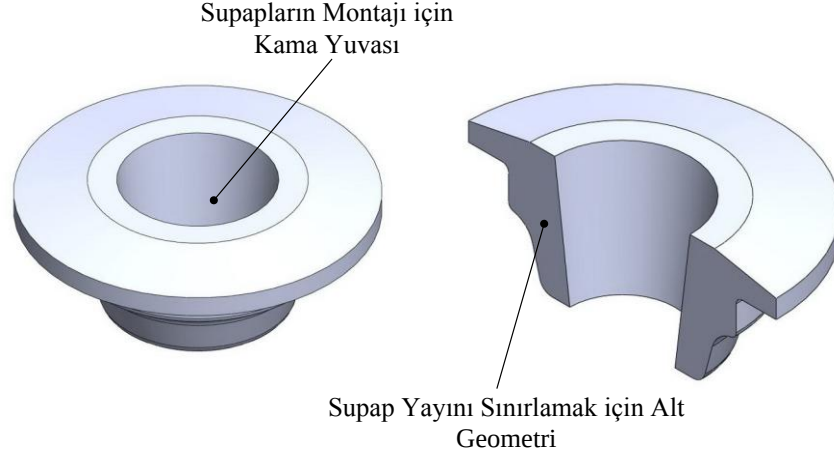
Şekil 4.13 : Yeni silindir kafasının üç boyutlu katı modeli

Külbütörün salınımı sırasında, tutucunun kılavuzlanmasına yarayan kanal harekete engel olacağından bunu engellemek adına yüzeyinde bir yuva açılmıştır. Bir diğer yuva ise kafanın yan tarafında yine mekanizmanın kilitli olduğu evre için kilitleme piminin doğrusal hareketi sırasında kılavuzluk yapması için işlenmiştir. Kilitleme pimi, bu sayede yay tutucuyu silindir kafası ile birbirine bağlar ve tutucu böylece kanal içerisinde dönme hareketi yapamaz.

Külbütör kapağına ve silindir kafasında yapılan değişikliklere ait temel ölçüler Şekil A.1 ve Şekil A.2’de verilen teknik resimlerde sunulmuştur.

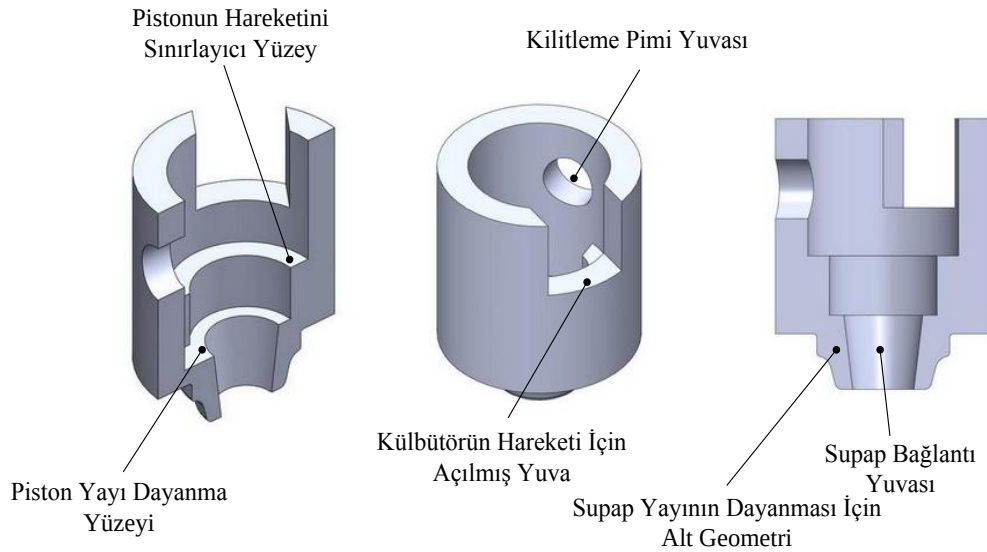
4.4.3 Yay Tutucu

Yay tutucular, normal kullanımlarında yayları tespit etmek için kullanılırlar. Kullanım alanlarının da başında supap tahrik mekanizmaları gelmektedir. Motor üzerinde kullanılan orijinal yay tutucu Şekil 4.14'te verilmiştir. Supapların tepe kısımlarındaki çentikler, iki adet yarım ay kama yardımı ile yay tutucuya bağlanmasını sağlar.



Şekil 4.14 : Motor üzerinde kullanılan orijinal yay tutucunun katı modeli

Parçaların şekillendirilmesinin ilk safhalarında, çevrim atlatma mekanizması ile tutucu iki ayrı parça olarak tasarlanmıştır. Ancak, daha sonra yer kazanmak adına bu iki parça yekpare olarak tasarlanmıştır ve bütün parçaları bünyesinde barındıran gövdeyi oluşturmuştur (Şekil 4.15). Yeni supap yayı tutucunun teknik resmi Şekil A.3'te verilmiştir.

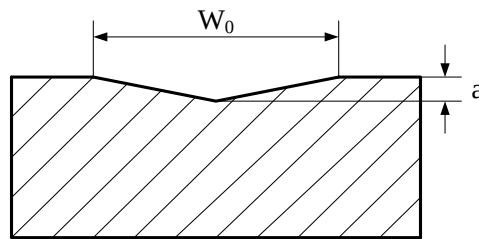


Şekil 4.15 : Yeni tasarlanmış supap yayı tutucunun katı modeli

Tutucunun alt kısmında bulunan delik orijinal tutucunun yapısı ile aynıdır ve supaplar ile bağlantı sağlamak için açılmıştır. Orta kısmında bulunan biraz daha geniş işlenmiş delik ise piston yayının konumlandırılması için işlenmiştir ve çapı ise yayın dış çapına eşittir. Yayın sıkışmasından kaynaklanan çap artışı göz önünde bulundurularak delik tolerans limitleri içinde işlenmiştir. Bu bölgenin yüksekliği ise yayın minimum çalışma uzunluğuna eşittir. En üstte bulunan en geniş delik ise pistonun kılavuzlanması için kullanılır. Bu deliğin yüksekliği ise külbütörün yatay doğrultudaki ilerlemesi ve piston yüksekliğinin toplamı kadardır.

Silindir kafasında anlatılan ve çözümü önerilen bazı problemler tutucu için de geçerlidir. Külbütörün salınım hareketi eğer yay tutucunun dış yüzeyde bir kanal açılmaz ise engellenecektir. Bu amaçla benzer şekilde dış yüzeye dik bir kanal açılmıştır. Kilitleme pimi için ise yüzeyde dairesel bir delik açmak yeterlidir ki böylece pimin yataklanması da gerçekleştirilmiş olur. Silindir kafasındaki gibi düşey doğrultuda bir kanal açmak gerekmemektedir çünkü pim hiçbir zaman tutucuya göre izafi hareket yapmayacaktır.

Gerek silindir kafasında bulunan, gerek ise yay tutucunun içinde bulunan kanalların iç yüzeylerinde yağlama ceplerinin açılması gerektiğinden bahsedilmişti. Bu kanalların asıl amacı izafi hareket yapan parçaların arasındaki sürtünme kuvvetini azaltıp, parçaların kanallar içinde sıkışmasını engellemektir. Bu amaçla açılacak kanalların birçok formu bulunmaktadır ve duvar kalınlığına göre boyutları değişmektedir. Genel olarak, ince cidar kalınlıkları için kullanılan cep tipi ve ona ait temel boyutlar Şekil 4.16’da verilmiştir [62].



Şekil 4.16 : İnce duvarlar ince yağlama kanalı formu ve boyutları

Silindir kafasındaki kanalın et kalınlığı 5 mm, yay tutucununki ise 2,5 mm’dir. Yağlama ceplerinin boyutları denklem (4.16) yardımı ile bulunur. Duvar kalınlığı ile Şekil 4.16’da verilen boyutlar arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir.

$$a = \frac{1}{3} \cdot \text{Duvar Kalınlığı} \quad (4.15)$$

$$W_0 = 2,5 \cdot a$$

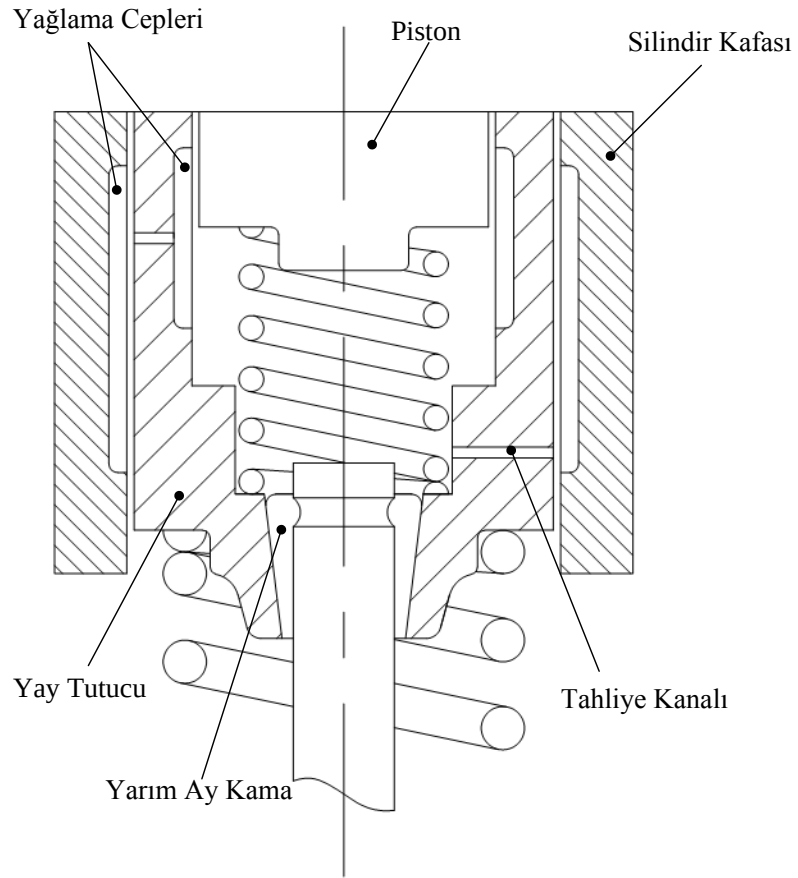
$$a_{\text{silindir}} = \frac{1}{3} \cdot 5 = 1,65 \text{ mm}$$

$$W_0 = 2,5 \cdot 1,65 = 3,75 \text{ mm} \quad (4.16)$$

$$a_{\text{tutucu}} = \frac{1}{3} \cdot 2,5 = 0,83 \text{ mm}$$

$$W_0 = 2,5 \cdot 0,83 = 2,075 \text{ mm}$$

Cepler, parçanın üst yüzeyinden yaklaşık olarak 2,5 – 3 mm altından başlayarak işlenmiştir. Buradaki bir problem tutucunun iç kısmındaki boşluğa dolan yağın boşaltılması zorunluluğudur. Sorun, alt kısımda bulunan ufak bir tahliye deliği ile çözülmüştür. Mekanizmanın montajını gösteren teknik resim üzerinde bütün bu kanallar gösterilmiştir (Şekil 4.17).

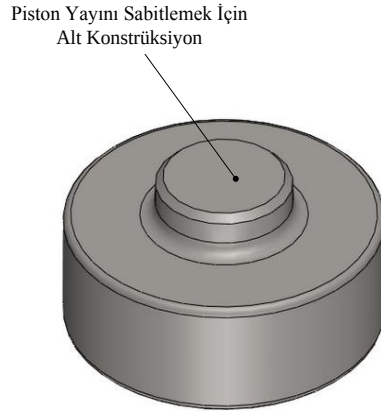


Şekil 4.17 : Mekanizmanın yağlama kanallarını içeren montaj kesit görünüşü

4.4.4 Piston

Piston, külbütör ile sürekli temas halinde bulunan bir parçadır. Bu bakımdan temas alanında Hertz gerilmeleri oluşacaktır. Mukavemet hesapları bölümünde etkiyen kuvvetler bulunduğundan sonra, pistonun ezilme kontrolü de yapılacaktır. Piston, yay tutucu içinde lineer hareket eden dairesel kesite sahip bir parça olmakla beraber, tutucu içinde alt taraftan piston yayı ile temastadır. Mekanizmanın supapların devre dışı olduğu evresinde işlev görmektedir.

Pistonun tutucunun kanalı içerisinde sıkışmaması için yüksekliğinin de yeteri kadar uzun tutulması gerekmektedir. Parçanın boyutlandırılması yapılırken bu durum göz önünde bulundurulmuştur. Bir başka önemli husus ise alt kısmında yay ile temasta olduğundan bu bölgede yayı üst kısımdan sınırlandırmak adına bir çıkıntı eklenmiş olmasıdır. Şekil 4.18'den de görüleceği üzere bu yapı tasarlanırken yay tutucunun alt kısım geometrisinden esinlenilmiştir. Pistona ait ölçüler Şekil A.4'te verilen teknik resimde verilmiştir.



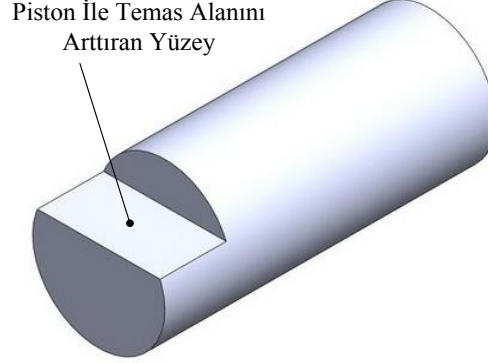
Şekil 4.18 : Pistonun katı modeli

4.4.5 Kilitleme Pimi

Kilitleme pimi, hem yay tutucunun hem de silindir kafasının kanalları içinde doğrusal hareket eden bir parçadır (Şekil 4.19). Hareketin kolay olması ve sıkışma ihtimallerini düşürmek adına tutucu parça silindirik formda tasarlanmıştır. Doğrusal olarak oldukça az hareket etmekte (3 mm) ve pistonun altındaki yerini almaktadır.

Pistonun düşey doğrultudaki hareketini sınırlandırıp mekanizmayı kilitlemek asıl amacıdır. Piston ile temas yüzeyini arttırmak adına pimin ön kısmı bir miktar frezelenmiştir. Bu sayede temas alanı artacaktır. Tasarım sürecinin başlarında pimin

sadece formu belirlenmiştir. Yapılan dinamik analizler sonucunda pime etkiyecek kuvvetler elde edilmiş ve mukavemet analizlerine göre pimin çapı ve malzemesi tayin edilmiştir (Şekil A.5).



Şekil 4.19 : Kilitleme piminin katı modeli

5. ÇEVİRİM ATLATMA MEKANİZMASININ DİNAMİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE KUVVET ANALİZİ

5.1 Çevrim Atlatma Mekanizmasının Dinamik Olarak Eşdeğer Modelinin Oluşturulması

Mekanizmaların hareketleri sırasında maruz kaldıkları kuvvetleri tayin etmek için genellikle sistemin dinamik modelini kurmak gerekir. Oluşturulan eşdeğer model sayesinde dinamik kuvvetler belirlenebilir ve bu sayede mekanizmanın parçalarına ait gerilme ve şekil değiştirme analizlerinin yapılmasına olanak verilir. Mekanizmayı oluşturan parçaların statik olarak mukavim olması için genellikle kütlelerini ve boyutlarını arttırmak uygun bir yöntem olsa da, söz konusu durum dinamik mukavemet olduğunda kütlelerin artması parçaların ivmeli hareket altında oluşturacakları atalet kuvvetlerinin büyümesine neden olur. Artan kütlelerin sonucu olarak gerilmeler büyür ve bu durum mühendislik uygulamalarında istenilen sonuçlar doğurmaz [63]. Çevrim atlatma mekanizmasının konstrüksiyonu aşamasında da, bu ana kural her daim göz önünde bulundurularak bütün bileşenler (standart olarak kullanılanların dışında) mümkün olan en ufak boyutlarda şekillendirilmiştir.

Konstrüksiyon süreci, motor üzerinde kullanılan mevcut supap tahrik mekanizmasının detaylı bir şekilde incelenmesi ile başlamış ve mümkün olduğu kadar kullanılan parçalar üzerinde çok fazla değişiklik yapılmaması tercih edilmiştir. Ancak, tasarlanan yeni parçalar söz konusu olduğunda mümkün olan en ufak boyutlarda şekillendirilme yapılmış ve mevcut parçalarla aynı malzemeden imal edilecekleri kabulü ile kütleleri tayin edilmiştir. Mekanizmanın, maruz kaldığı ivmeler, parçaların zamana bağlı yer değiştirmeleri bilindiği için aşîkârdır. Böylelikle, ilk hesaplamalar için gerekli olan bütün parametreler belirlenmiştir. Dinamik analiz yapıldıktan sonra, gereken parçalar için tekrar boyutlandırma ve/veya malzeme değişiklikleri yapılmıştır. Sonuçta, konstrüksiyon kaçınılmaz olarak iteratif bir süreçtir.

Çevrim atlatma stratejisinin uygulanması için tasarlanmış mekanizmanın dinamik çözümü yapılırken indirgenmiş parametrelerle dinamik model oluşturulması yöntemi kullanılmıştır [64]. Mekanizmayı oluşturan bütün parçalar noktasal kütlelere indirgenip, en sonunda tek serbestlik derecesine sahip model oluşturulmasına imkân veren bu yöntemle, yeni mekanizma için dinamik kuvvetler tayin edilir.

Kinematik analiz yapılırken bir diğer önemli husus, sistemin bütün parçalarının ve aralarındaki bağlantılarının rijit olduğu kabulünün yapılmasıdır, fakat gerçekçi bir kuvvet analizi yapabilmek için bu parçaların elastikliklerini modele dâhil etmek daha doğru sonuçlar vermektedir. İtici kadeh, tij ve külbütör gibi parçalar kuvvet altında yay gibi davranırlar, bunun sebebi imal edildikleri malzemelerin elastik özellik göstermeleridir. Oluşturulan dinamik modellerde yaylanma etkileri yay elemanları ile gösterilir. Parçalar, eğer bileşik gerilmelere maruz kalırlarsa birden fazla yay sabitine sahip olabilmektedir. Örneğin kam mekanizmaları hem burulma hem de eğilme gerilmelerine maruz kalırlar. Bu durumda kam mekanizması iki farklı yay ile temsil edilir. Önemli bir not, modelimizi oluştururken sistem içindeki yaylanma etkilerinin lineer kabulü yapılarak dâhil edilmiş olmasıdır.

Sürtünme ya da genel ifade ile sönüm tayin edilmesi en güç olan parametredir. Sistemdeki bütün sönüm etkilerinin toplanması gerekir ki bu değişik formlarda olur [64]. “Coulomb sürtünmesi” iki kuru veya yağlı yüzeyin birbirlerine göre izafi hareketi sırasında oluşur. Örnek vermek gerekirse kam profili ile itici kadehin arasında ve tij ile külbütör arasındaki mafsalda Coulomb sürtünmesi meydana gelir. Ancak, sürtünmeyi tayin etmek her halükarda güçtür. Zira her ne kadar hızdan bağımsız olarak düşünülse de, parçaların birbirlerine göre olan bağıl hızları sönüm katsayısının değişmesine neden olur.

Mekanizmalarda oluşan bir diğer sürtünme çeşidi ise viskoz sürtünmedir ve hareket eden yüzeylerin arasında bulunan yağ filmine etkiyen kesme kuvvetinin etkisi ile oluşur. Sönüme bağlı değerler genelde prototip sistemler üzerinden ölçüm alınarak yapılırlar. Ancak, mekanizmanın herhangi bir prototipi imal edilmemiştir. Mekanizmanın sönümsüz dinamik modelinin yeteri kadar gerçekçi sonuçlar vereceği düşünülüp, sönümler tamamen ihmal edilmiştir.

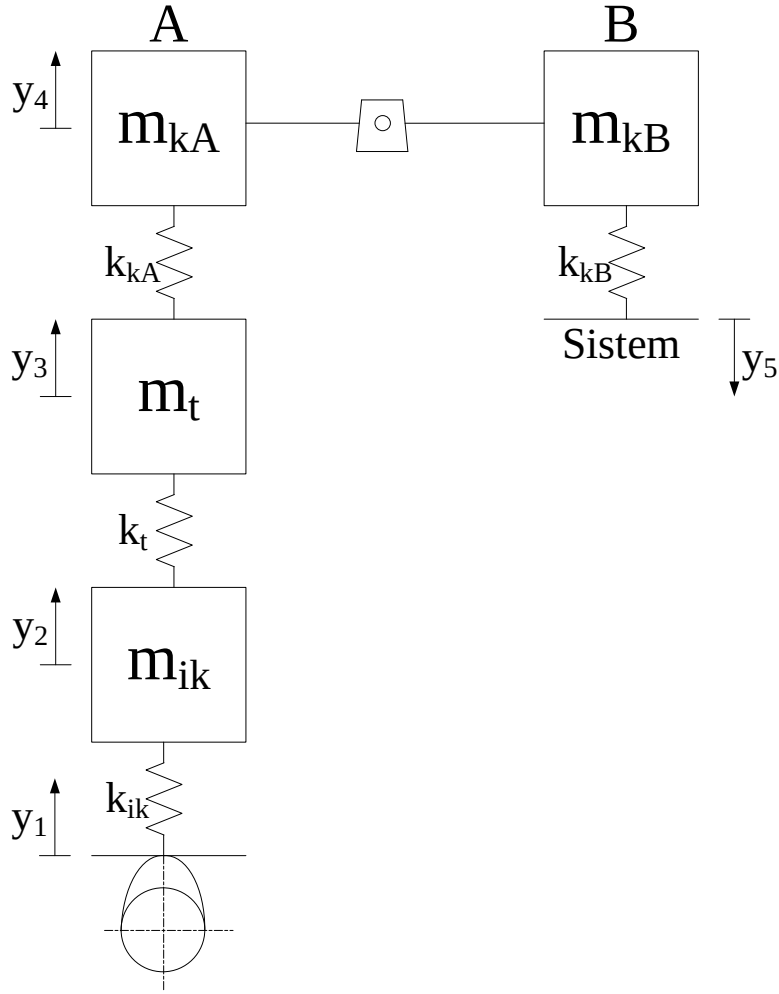
Modelin oluşturulması sürecinde öncelikle, motor üzerinde kullanılan mevcut supap tahrik mekanizması için dinamik model oluşturulmuştur. Mevcut mekanizma kam

tarafı ve supap tarafı olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Ancak, model mekanizmanın supap tarafını içermemektedir. Bu kısım, kütsüz yer değıştirme olarak düşünölmüş olup, mekanizmanın birinci evresi olan supapların devrede olduğu durum için, çevrim atlatma mekanizmasının deplasmanını, ikinci evre olan supapların devre dışı olduğu durum için ise pistonun deplasmanını simgelemektedir. Sistemin bütün parçaları indirgenmiş kütleler ile ifade edilip, yay elemanları ile birbirlerine bağlantı sağlanmışır. Kam mekanizmasının tahriki ile hareket eden bütün kütleler toplam kütle meş, sistemin kendi içindeki yaylanmaları toplam yay sabiti keş ile ifade edilerek, bütün model tek serbestlik derecesine sahip eşdeğer modele indirgenmiş ve mekanizmanın iki evresi içinde analitik olarak dinamik analiz gerçekleştirilmiştir. Mekanizmanın her iki aşaması için de dinamik kuvvete maruz kalan kritik parçalar için serbest cisim diyagramları çıkartılmış ve etkiyen net kuvvet belirlenmiştir.

5.2 İndirgenmiş Parametrelerle Dinamik Model Oluşturulması

Mekanizma, kendisini oluşturan bağımsız parçalarına ayrılmış olup, her bir eleman indirgenmiş kütleler ile temsil edilmiştir. Ancak, parçaların indirgenmiş kütlelerle modellenmesi için, orijinal parçalar ile modelin kütlelerinin, ağırlık merkezinin koordinatlarının ve kütle atalet momentlerinin aynı olması gerekir [65]. Mekanizmadaki, bütün parçaların hareketlerinin lineer olduğu kabulü yapıldığından, son koşul bizim modelimiz için önem taşımamaktadır. Ayrıca parçalara etkiyen bütün kuvvetlerin, kütleler ile eş eksenli olup herhangi bir döndürme momenti oluşturmadıkları varsayımı yapılmıştır.

Parçaların elastiklikleri yay elemanları ile gösterilmiş olup, indirgenmiş kütleleri birbirlerine seri olarak bağlamaktadırlar. Önemli bir nokta ise külbütörün, birbirlerine rijit ve ağırlığı ihmal edilmiş bir çubukla bağlı iki adet kütle tarafından temsil edilmesidir. Model tamamlandığında, sistemin birbirinden bağımsız y_1 'den y_5 'e kadar olmak üzere beş adet yer değıştirme koordinatı olduğu görölmektedir (Şekil 5.1).



Şekil 5.1 : Mevcut supap tahrik mekanizmasının beş serbestlik derecesine sahip dinamik modeli

Modelde gösterilen indirgenmiş kütlelerden m_{ik} ile gösterilen itici kadehi, m_t ise tiji temsil etmektedir. Aynı notasyon yay elemanları içinde kullanılmıştır. Külbütör ise m_{kA} ve m_{kB} olmak üzere, sağ ve sol tarafa yerleştirilmiş iki adet kütle ile gösterilmiştir.

5.3 Mekanizmayı Oluşturan Parçaların Yay Sabitlerinin Tayini

Daha gerçekçi sonuçlara sahip olan bir dinamik analiz gerçekleştirmek için yaylanma etkisi modele dâhil edilmiştir. Bunun için de mekanizmayı oluşturan her elemanın yay katsayılarının tayininin yapılması gerekmektedir. İtici kadeh, tiji ve külbütör için bu katsayıların hesaplanma yöntemleri verilmiştir. Ayrıca mekanizmanın evrelerinin dinamik analizinde yararlanılması açısından sistemde bulunan helisel bası yaylarının da (supap yayı ve piston yayı) katsayılarının tayininden bahsedilmiştir. Son olarak,

kam mekanizmasının gerçek ilerlemesinin bulunması için yapılacak hesaplamalarda gerekeceğinden, yeni supap yayı tutucunun da yay sabiti hesaplanmıştır.

Bir diğer önemli husus ise bileşik gerilmelere maruz kalan elemanların temsil edilmesidir. Örneğin, kam mili hem burulma hem de eğilme gerilmesine maruz kalmaktadır. Böyle bir durumda her iki gerilme, birbirlerine paralel olarak bağlanmış iki yay elemanı ile temsil edilmektedir. Ne var ki, kam mili modele dâhil edilmemiştir ve hareketin doğrudan itici kadeh ile başladığı kabul edilmiştir.

5.3.1 İtici Kadeh Yay Sabiti Tayini

İtici kadeh, kam profili ile tij arasında konumlandırılmış olup basma kuvvetine maruz kalmaktadır. İtici kadeh için şekil değiştirme denkleminden türetilmiş yay sabitini veren bağıntı (5.1) aşağıdaki gibidir.

$$k_{ik} = \frac{F}{x} = \frac{A_{ik} \cdot E}{l_{ik}} = \frac{b \cdot h \cdot E}{l_{ik}} \quad (5.1)$$

İfadede, A_{ik} kadehin kesit alanı (mm^2), l_{ik} kadehin uzunluğu (mm) olup, E ise imal edildiği malzemenin elastiklik modülüdür (MPa). Kadeh, düşük karbonlu çelik alaşımından imal edilmiş olduğundan elastiklik modülü yaklaşık olarak 200 GPa civarındadır [66]. Kadehe ait temel ölçüler Şekil 5.2’de, teknik resmi ise Şekil A.6’da verilmiştir. Bu parametrelere bağlı olarak itici kadehin yay sabiti;

$$h = 18 \text{ mm}$$

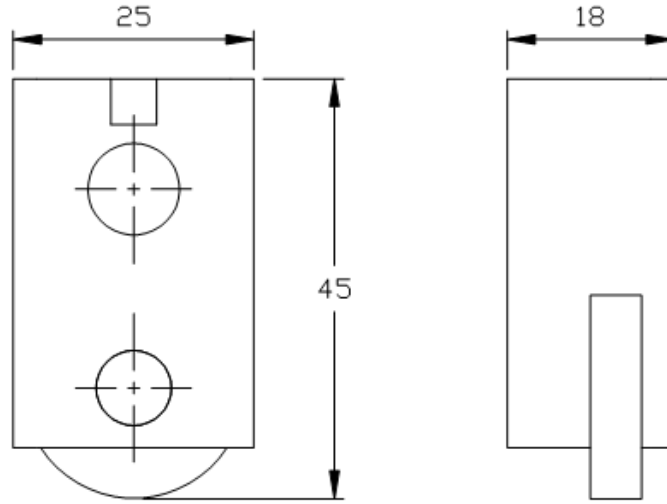
$$b = 25 \text{ mm}$$

$$l = 45 \text{ mm}$$

$$A_{ik} = b \cdot h = 25 \cdot 18 = 450 \text{ mm}^2 \quad (5.2)$$

$$k_{ik} = \frac{25 \cdot 18 \cdot 2 \cdot 10^5}{45} = 2 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2 \quad (5.3)$$

olarak bulunur.



Şekil 5.2 : İtici kadehin temel ölçüleri

5.3.2 Tij için Yay Sabiti Tayini

Kadehten aldığı tahriki külbütöre ileten tij de kadeh gibi basma kuvvetine maruz kalmaktadır. Tij, itici kadeh gibi çelik malzemeden imal edildiğinden elastiklik modülü aynı değerde alınmıştır. Keza, şekil değiştirme denklemi de kadeh için kullanılan denklemle özdeştir (5.4). Tijin temel ölçüleri Şekil 5.3'te, teknik resmi ise Şekil A.7'de verilmiştir.

$$k_t = \frac{F}{x} = \frac{A_t \cdot E}{l_t} = \frac{\pi \cdot d_t^2 \cdot E}{4 \cdot l_t} \quad (5.4)$$

İfadede, d_t (mm) ile ifade edilen boyut tijin çapıdır ve l_t kadehin uzunluğunu (mm) vermektedir. Bu parametrelere bağlı olarak tijin yay sabiti;

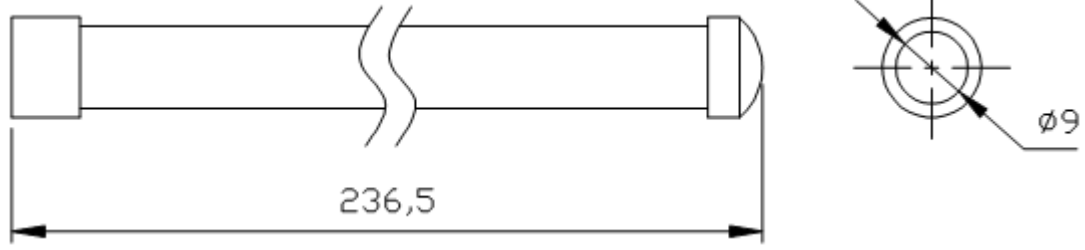
$$d = 9 \text{ mm}$$

$$l = 236,5 \text{ mm}$$

$$A_t = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 9^2}{4} = 63,61 \text{ mm}^2 \quad (5.5)$$

$$k_t = \frac{63,61 \cdot 2 \cdot 10^5}{236,5} = 53792,81 \text{ N/mm} \quad (5.6)$$

olarak bulunmuştur.



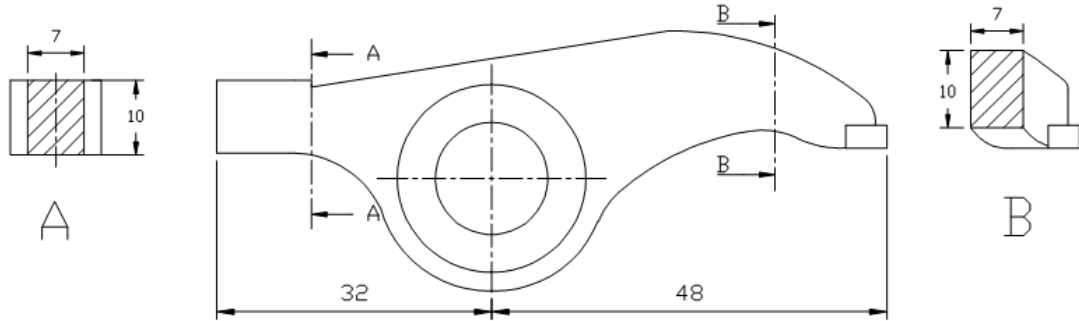
Şekil 5.3 : Tijin temel ölçüleri

5.3.3 Külbütör Yay Sabiti Tayini

Külbütör, yay gibi davranan diğer bir elemandır ve daha doğru sonuçlar vermesi açısından birbirinden bağımsız iki adet kiriş gibi modellenmiştir [64]. Kiriş elemanlar, bir ucundan duvara ankastre mesnet, diğer ucu ise serbest olacak şekilde modellenir. Külbütör, mil yatağına ankastre olarak bağlanmış iki bağımsız kiriş elemanı olarak modellenmiş olup model üzerinde bası yayı ile temsil edilmiştir. Ancak, bu gösterim şematiktir zira gerçekte kiriş elemanları eğilmeye maruz kalmaktadırlar. Bir ucu ankastre olarak mesnetlenmiş kiriş elemanın deformasyon formülü aşağıdaki gibidir.

$$k_{kA} = k_{kB} = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l_k^3} \quad (5.7)$$

İfadede, l_k külbütörün kol uzunluğu (mm), I kesit alan atalet momentidir (mm^4). Külbütörün her iki tarafının kesiti dikdörtgen formundadır ve hesaplamalar kesitin en az olduğu nokta için yapılmıştır (Şekil 5.4). Bir başka parametre olan E ise külbütör malzemesinin elastiklik modülüdür ve dövme çeliğinden imal edilmiş olan külbütör için bu değer için 200 GPa civarında alınabilir [66].



Şekil 5.4 : Külbütöre ait temel ölçüler

Şekil 5.4’te verilen ölçüler göz önünde bulundurularak, külbütörün A ve B kesitleri için alan atalet momentleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

Külbütöre ait teknik resim ise Şekil A.8’de verilmiştir. Her iki kesitin ölçüsü de aynı olduğundan momentler de birbirlerine eşit olacaktır.

$$b = 7 \text{ mm}$$

$$h = 10 \text{ mm}$$

$$I_{kA} = I_{kB} = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{7 \cdot 10^3}{12} = 583,35 \text{ mm}^4 \quad (5.8)$$

Eşitlikte, b ile ifade edilen uzunluk (mm) kesitin eni, h ise kesitin boyunu (mm) temsil etmektedir. Alan atalet momenti de tayin edildikten sonra külbütörün A kesiti için yay sabiti de bulunabilir.

$$l_{kA} = 36 \text{ mm}$$

$$k_{kA} = \frac{3 \cdot E \cdot I_{kA}}{l_A^3} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 583,35}{36^3} = 7501,9 \text{ N/mm} \quad (5.9)$$

Aynı bağıntı külbütörün B tarafındaki kirişi içinde kullanıldığı takdirde;

$$l_{kB} = 52 \text{ mm}$$

$$k_{kB} = \frac{3 \cdot E \cdot I_{kB}}{l_B^3} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 583,35}{52^3} = 2489,9 \text{ N/mm} \quad (5.10)$$

5.3.4 Helisel Bası Yayı için Yay Sabiti Tayini

Çevrim atlatma mekanizmasında iki adet helisel bası yayı mevcuttur. Bunlardan bir tanesi hâlihazırda motor üzerinde kullanılan supap yayıdır. Supap yayına ait bütün parametreler imalatçı firma tarafından temin edilmiştir. Supap yayının belirli ağırlıklar altında yaptığı ilerleme bilindiğinden [54], yay katsayı tayin edilirken bu bilgilerden yararlanılmıştır. Çizelge 5.1’deki veriler incelendiğinde yay katsayısının lineer olmayan bir artış gösterdiği görülmektedir. Hesaplamalar yapılırken ise, katsayı sabit kabul edilip ortalama bir değer olan 11 N/mm’lik değer alınmıştır.

Çizelge 5.1 : Supap yayının belirli ağırlıklar altındaki yer değiştirmeleri ve yay sabitleri

Ağırlık (kg)	Kuvvet (N)	Yay Uzunluğu (mm)	x (mm)	k (N/mm)
0	0	40,5	0	0
2	19,62	39,6	1,9	10,326
5	49,05	36,4	4,1	11,963

Bir diğer yay ise, çevrim atlatma mekanizmasının içinde konumlandırılmış olan piston yayıdır. Piston yayı tamamen yeni bir tasarım olduğu için geometrisini oluşturan bütün parametrelerin belirlenmesi gerekmektedir ki, tasarım aşamasında katsayısı da dâhil olmak üzere bütün parametreler hesaplanmıştır. Belirtildiği üzere, piston yayının asıl görevi külbütörün supap tarafında ve üzerinde bulunan parçaların serbest ağırlıklarını itecek kadar bir tepki kuvveti oluşturmaktır. Bu parçalar, yayın hemen üstündeki piston ve külbütörün sağ tarafının ağırlığıdır. Ancak, burada dikkat edilmesi gereken bir husus yayın katsayısının çok düşük bir değer alınması durumunda serbest uzunluğunun çok fazla olması ve konstrüksiyonun boyutlarının büyümesi durumudur. Bu sebepten, yay katsayısı biraz daha büyük bir değer seçilmiştir. Tabii ki yayın oluşturduğu maksimum kuvvetin supap yayının ön gerilme kuvvetini yenmeyecek seviyede olması gerekir ki, kuvveti yendiği takdirde bu durum supapların açılmasına neden olur ve sızdırmazlık durumu sağlanmaz. Yay katsayısının bulunması için, yayın düşey doğrultudaki ilerlemesini de bilinmesi gerekir. Bu değer külbütörün düşey doğrultuda ki ilerlemesine eşittir ve 10,5 mm'dir. Helisel bası yayı için yay sabitinin bağıntısı aşağıdaki gibidir [58].

$$k_y = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N_a} = \frac{F}{x} \quad (5.11)$$

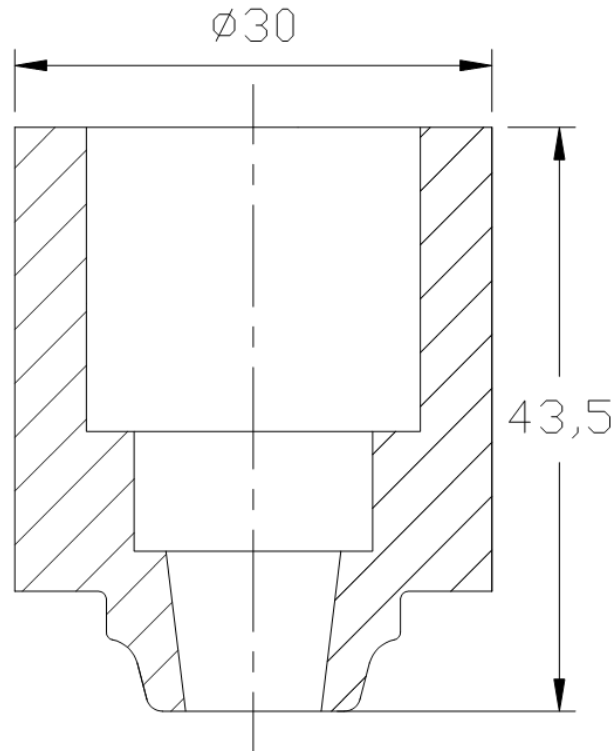
Eşitlikte, d helisel yayın tel çapını (mm), D ortalama sargı çapını (mm), N_a yayın aktif sargı sayısını sembolize etmektedir. G malzemenin kayma modülü olup, kullanılan yay çeliği için 79,3 GPa mertebelerindedir.

5.3.5 Supap Yayı Tutucunun Yay Sabiti Tayini

Normal kullanım alanlarında yay tutucular, supap yayının ön gerilme ile montajına olanak veren, aynı zamanda supapla yayı birbirine bağlayan parçalardır. Yeni

tasarlanmış olan çevrim atlatma mekanizmasında ise parçaları bir arada tutan gövde rolündedir ve en kritik parçalardan biridir.

Kam profilinin gerçek ilerlemesi hesaplanırken mekanizmanın toplam yay sabiti değerine ihtiyaç duyulmaktadır. Söz konusu durum için, yay sabiti hesaplanırken çevrim atlatma mekanizmasının gövdesini oluşturan yay tutucunun da yay sabitinin hesaplanması gerekmektedir. Her ne kadar mekanizmanın bütün parçalarını içerse de, sadece tutucunun şekil değiştirmeye maruz kaldığı kabulü yapıldığı takdirde gerek model gerek ise hesaplamalar kolaylaşmakta ve tatminkâr sonuçlar vermektedir. Yeni tasarlanmış olan yay tutucunun temel ölçüleri Şekil 5.5'te verilmiştir.



Şekil 5.5 : Supap yayı tutucusunun temel ölçüleri

Yay tutucunun yay sabiti ise, daha önce hesaplanmış olan itici kadeh ve tije benzer bir şekilde aşağıda belirtildiği gibi bulunabilir.

$$l = 43,5 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,85 \text{ mm}^2 \quad (5.12)$$

$$k_{yt} = k_m = \frac{A \cdot E}{l} = \frac{706,85 \cdot 2 \cdot 10^5}{43,5} = 3,25 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \quad (5.13)$$

5.4 Mekanizmayı Oluşturan Parçaların Kütlelerinin Tayini

Mevcut mekanizma için oluşturulan dinamik modelde görüldüğü gibi, bütün kütleler birbirlerine seri şekilde bağlanmıştır ve birbirlerinden bağımsız yer değiştirmeye sahiptir. Dinamik modelin, gerçekçi bir sonuç vermesi açısından indirgenmiş kütleler ile orijinal parçaların kütlelerinin eşit ve ağırlık merkezinin konumunun aynı olması gerekmektedir. İtici, kadeh, tij ve yay tutucu elemanın ağırlık merkezinin, simetri ekseninden geçtiği kabulü yapıldığından herhangi bir hesaplama yapmaya gerek yoktur. Ayrıca bu parçalar doğrusal hareket yapmaktadırlar, bu durumda kütle eylemsizlik momentinin de orijinal parçaya eşit olması şartı göz ardı edilmiştir.

Çizelge 5.2 : Mevcut supap tahrik mekanizmasına ait parçaların kütleleri

Parça	Kütle (gr)
Külbütör	95,88
Ayar Somunu	7,25
İtici Kadeh	123,47
Tij	45,75
Fincan	13,61
Emme Supabı	52,26
Egzoz Supabı	45,22
Külbütör Mili	68,21
Supap Tırnakları	1,29
Supap Yayı	17,85

Mevcut supap tahrik mekanizmasını oluşturan parçaların kütleleri, imalatçı firmadan temin edilen numunelerin hassas terazide ölçülmesiyle bulunmuştur (Çizelge 5.2). Oysa aynı ölçümü yeni tasarlanmış parçalar için yapmak mümkün değildir. İteratif bir süreç olan tasarımın bir getirisi olarak, öncelikle parçalar ön şekillendirme aşamasından geçmiş ve imal edilecekleri malzeme olarak çelik alınmıştır. Tamamen

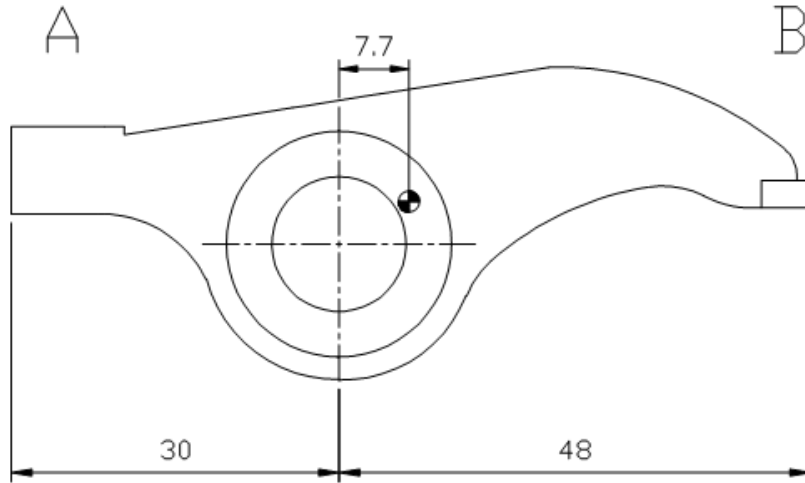
dijital ortamda BDK yazılımı vasıtasıyla üç boyutlu olarak tasarımı yapılan parçalara ait malzeme bilgisi girildiğinde, hacim buna bağlı olarak kütle ve ağırlık merkezinin konumu gibi bilgilere ulaşılabilmektedir. Külbütörün ağırlık merkezinin koordinatları ve çevrim atlatma mekanizmasına ait bütün parçaların kütleleri bu yolla bulunmuştur (Çizelge 5.3).

Çizelge 5.3 : Yeni tasarım yapılmış parçaların BDK yazılımı ile bulunmuş kütleleri

Parça	Kütle (gr)
Piston	21,67
Yay Tutucu	98,57
Kilitleme Pimi	3,71
Piston yayı	2,36

5.4.1 Külbütörün Kütlelere İndirgenmesi

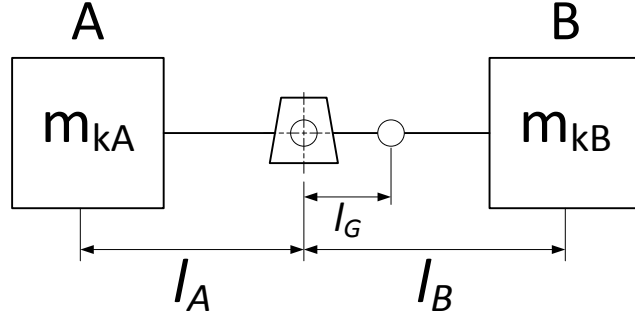
Külbütörün statik olarak eşdeğer modeli bulunarak, kendisi iki kütleyle indirgenmiş ve birbirlerine kütlesi ihmal edilmiş rijit bir çubukla bağlanmıştır (Şekil 5.7). Dijital ortamda üç boyutlu olarak çizimi gerçekleştirilmiş külbütörün ağırlık merkezi BDK yazılımı yardımıyla bulunmuştur. Külbütörün ağırlık merkezinin, yatak eksenine göre ölçüleri Şekil 5.6’da verilmiştir.



Şekil 5.6 : Külbütörün kol uzunlukları ve ağırlık merkezinin konumu

Külbütör, silindir kafasına yataklanmış olup kütlelere indirgeme işlemi yatağın bulunduğu noktaya göre yapılmıştır. Oluşturulan modelin statik olarak dengede olabilmesi için gerekenler ise, modelin kütlesi ile parçanın kütlesinin eşit ve ağırlık merkezinin konumunun aynı olmasıdır. Bu iki koşulda sağlandığı için model

gerçekçi sonuç verecektir. Salınım hareketi yapan külbütör oldukça ufak bir açı taramaktadır. Bu sebepten, indirgenmiş kütlelerin doğrusal hareket yaptığı kabul edilmiştir [64].



Şekil 5.7 : Külbütörün iki kütleyle indirgenmiş statik olarak eşdeğer modeli

Bu durumda kütle alan atalet momentinin bir önemi kalmayacaktır, çünkü külbütör herhangi bir dönme hareketi yapmamakta ve açısal ivmesi sıfıra eşit olmaktadır. Söz konusu bu durum için statik olarak eşit model geçerli bir çözümdür ve her iki uçtaki eşdeğer kütlelerin ağırlık merkezine göre alınan birinci momentlerinin eşitliğinden değerleri bulunabilir.

$$m \cdot l_G + m_{kB} \cdot l_B = m_{kA} \cdot l_A \quad (5.14)$$

$$m_{kA} + m_{kB} = 95,88 \text{ gr} \quad (5.15)$$

$$7,7 \cdot m + 48 \cdot m_{kB} = 30 \cdot m_{kA}$$

$$m_{kA} = 68,47 \text{ gr}$$

$$m_{kB} = 27,41 \text{ gr}$$

5.5 Eşdeğer Kütleler ve Yay Sabitleri

Bütün eşdeğer kütleler ve yay sabitleri, manivela kolunun her iki tarafında toplanıp tek serbestlik derecesine sahip olan indirgenmiş dinamik model elde edilmiştir. Yay elemanları ve kütleler arasındaki bağlantı seri olduğundan her iki taraf (A ve B) için eşdeğer yay sabitleri aşağıdaki gibi bulunur.

$$k_A = \frac{1}{\frac{1}{k_{ik}} + \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_{kA}}} = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot 10^6} + \frac{1}{53792,81} + \frac{1}{7501,9}} = 6562,13 \text{ N/mm} \quad (5.16)$$

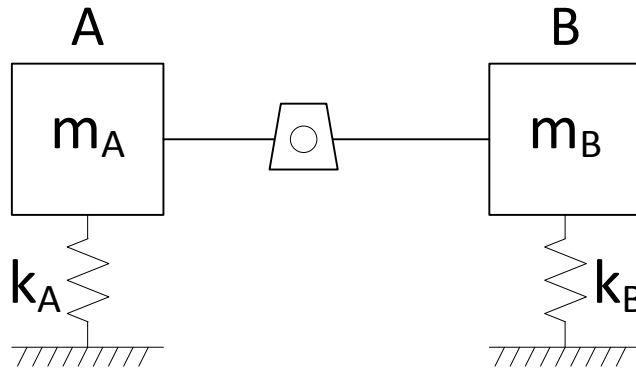
$$k_B = k_{kB} = 2489,9 \text{ N/mm}$$

Eşdeğer kütleler ise;

$$m_A = m_{it} + m_t + m_{kA} = 123,47 + 45,75 + 68,47 = 237,69 \text{ gr}$$

$$m_B = m_{kB} = 27,41 \text{ gr} \quad (5.17)$$

şeklinde bulunur. Şekil 5.8’de mekanizmanın manivela koluna indirgenmiş tek serbestlik derecesine sahip modeli verilmiştir.



Şekil 5.8 : Manivela koluna indirgenmiş tek serbestlik dereceli eşdeğer dinamik model

5.6 Tekil Kütleye İndirgeme

Bu aşamada sistem, artık külbütörün herhangi bir tarafında eşdeğer kütleler ve yay sabitleri ile tek serbestlik dereceli tekil kütleye indirgenebilir. Mekanizmanın her iki evresi içinde sağ (B) tarafındaki kuvvetler gerekeceğinden, indirgeme bu nokta için yapılmıştır. Külbütörün sol tarafındaki (A) bileşke kütle ve yay sabitleri sağ tarafta (B) toplanır. Dikkat edilmesi gereken bir husus ise bir elemanın, kuvvetin uygulandığı noktadan ya da başka bir elemandan manivela oranı ile ayrılmış olması durumunda, etkin değerler bulunurken bu oranın göz önünde bulundurulmasının gereğidir [64]. Manivela kolunu ortadan kaldırıp tek noktaya indirgeme yaparken, bileşke kütleler ve yay sabitleri manivela oranının karesiyle bağıntılı olarak değişir. A noktasındaki bileşke kütleler ve yay sabitlerinin B noktasındaki değerleri;

$$m_{Beş} = \left(\frac{a}{b}\right)^2 m_A$$

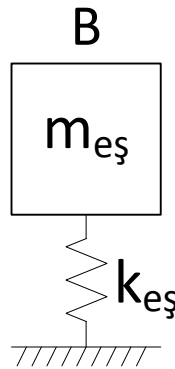
$$k_{Beş} = \left(\frac{a}{b}\right)^2 k_A$$
(5.18)

eşitlikleri ile verilebilir. B noktasındaki eşdeğer kütle ve yay sabitlerini veren ifade ise denklemlerden elde edilen değerlere külbütörün sağ tarafındaki bileşke kütle ve sabitlerinin eklenmesi ile elde edilir.

$$m_{eş} = m_B + \left(\frac{a}{b}\right)^2 m_A = 27,41 + \left(\frac{30}{48}\right)^2 237,69 = 120,25 \text{ gr}$$

$$k_{eş} = k_B + \left(\frac{a}{b}\right)^2 k_A = 2489,9 + \left(\frac{30}{48}\right)^2 6562,13 = 5053,23 \text{ N/mm}$$
(5.19)

Nihai olarak, mevcut mekanizmaya ait dinamik modelin (Şekil 5.1) B noktasında tekil kütleye indirgenmiş hali Şekil 5.9'da verilmiştir.



Şekil 5.9 : Tekil kütleye indirgenmiş tek serbestlik dereceli eşdeğer dinamik model

5.7 Çevrim Atlatma Mekanizmasının Her İki Evresi İçin Dinamik Olarak Eşdeğer Modeli

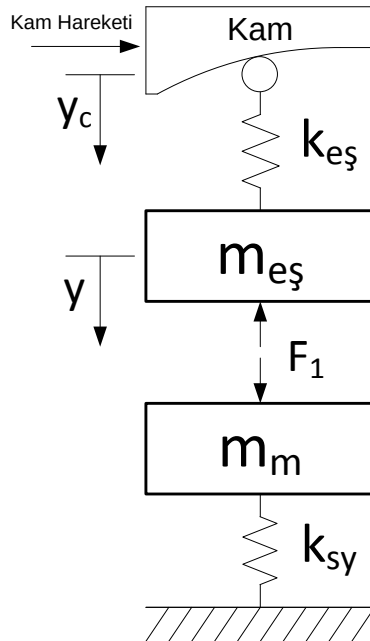
Yeni tasarımı yapılan parçaların, boyutlarının ve malzemelerinin belirlenmesi için dinamik kuvvet analizi yapmak gerekir. Dinamik model oluşturulduktan sonra kuvvet analizi yapmak ve çözmek için Newton'un ikinci kuralını temel alan d'Alembert prensibi yeterli olacaktır.

Motor supap mekanizmalarında kullanılan hidrolik boşluk alıcılarının matematik modellemesi konusunda yapılan çalışmalar, modelimiz ile paralellik göstermektedir [67]. Mevcut supap tahrik mekanizmasının dinamik modelinin sağ tarafındaki çıkışı ilerleme olarak tasarlanmıştır (Şekil 5.1). Şekil üzerinde sistem olarak gösterilen

büyüklik, mekanizmanın birinci evresi olan supapların devrede olduğu durum için, çevrim atlatma mekanizmasının yer değiştirmesini göstermektedir. İkinci evre olan supapların devre dışı olduğu durum için ise pistonun yer değiştirmesini simgelemektedir. Birinci evre için kilitleme pimi, ikinci evre için ise piston ve piston yayı mukavemet açısından kritik parçalardır. Her iki durum için dinamik model oluşturulduktan sonra, bu kritik parçalar için de serbest cisim diyagramları oluşturulmuştur.

5.7.1 Supapların Devrede Olduğu Durum (1. Evre)

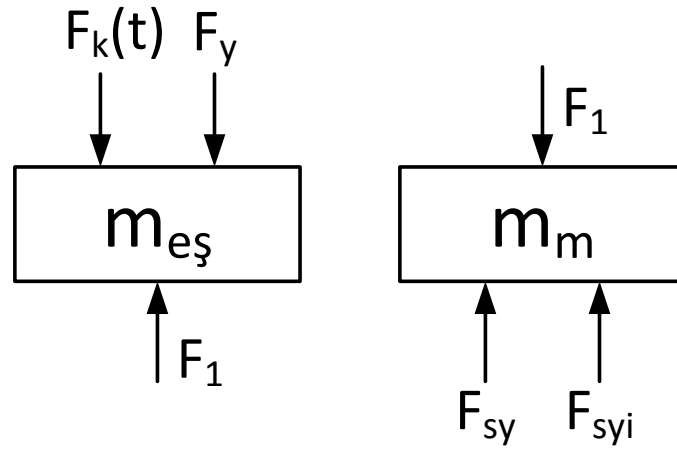
Mevcut tahrik sisteminin ve ona bağlanmış çevrim atlatma mekanizmasının dinamik olarak eşdeğer modeli Şekil 5.10'da gösterilmektedir. Eşdeğer kütle $m_{eş}$ ile çevrim atlatma mekanizmasının kütlesi arasında doğrudan bir bağlantı olduğu kabulü yapılmıştır. Daha gerçekçi bir model oluşturulmak istenildiğinde, bu iki kütle arasında oluşacak sürtünmeyi temsil etmek için birbirlerine bir sönüm elemanı ile bağlanması gerekir. Ancak, çözümleme boyunca sönümler ihmal edildiğinden, doğrudan temas hali kabulü yapılmıştır ve F_1 kuvveti ile temas kuvveti gösterilmiştir. Böylelikle kam profilinin tahriki ile yer değiştiren eşdeğer kütle, hareketini çevrim atlatma mekanizmasına doğrudan aktarır. Mekanizma ise motor bloğuna supap yayı yardımı ile bağlanmıştır.



Şekil 5.10 : Çevrim atlatma mekanizmasının birinci evresinin dinamik modeli

Şekil 5.10’da gösterilen modelde kullanılan ifadeleri açıklamak gerekirse, $m_{eş}$ ve $k_{eş}$ ile gösterilen büyüklükler sırası ile mevcut tahrik mekanizmasının eşdeğer kütleleri ve yay sabitleridir. m_m ile gösterilmiş olan kütle ise çevrim atlatma mekanizmasının toplam kütlesidir. Mekanizmanın motor bloğuna bağlantı sağlaması ve karşı kuvvet oluşturup kamın itici kadeh ile temasının kopmamasını sağlamak için kullanılan supap yayının sabiti de k_{sy} ifadesi ile gösterilmiştir. Şekilde y_c kamın, y ise eşdeğer kütlenin yer değiştirmesini göstermektedir. Bu iki değer sistemin kendi içindeki yaylanma etkileri sebebiyle ($k_{eş}$ ile orantılı olarak) birbirlerine eşit değildir.

Oluşturulan dinamik modelden yararlanılarak elde edilen, hem sistemin eşdeğer kütlesine, hem de çevrim atlatma mekanizmasına etkiyen kuvvetlerin gösterildiği serbest cisim diyagramı Şekil 5.11’de verilmiştir. Kam mekanizmasından sisteme etkiyen kuvvet zamana bağlı olarak $F_c(t)$, sistemin iç yaylanmalarının etkisi ile oluşan kuvvet F_k ile gösterilmiştir. F_{vs} , supap yayının külbütörün stroku ile doğru orantılı olarak oluşturduğu tepki kuvveti, F_{vsi} ise yine supap yayının ön gerilme ile montaj yapılmasının sonucu oluşan tepki kuvvetini temsil eder.



Şekil 5.11 : Sistemin eşdeğer kütlesinin ve çevrim atlatma mekanizmasının serbest cisim diyagramı

Bir sonraki aşamada, kuvvetlerin çözümlenmesi yapılmıştır. Ancak burada belirtilmesi gereken önemli bir husus vardır. Bu modelin oluşturulmasındaki asıl amaç kilitleme piminin mukavemet kontrolünün yapılması ve boyutlandırılması için gereken dinamik kuvvetleri belirlemektir. Supapların devrede olduğu evrede mekanizma bir bütün olarak hareket ettiğinden, ona etkiyen net kuvvet bünyesinde barındırdığı kilitleme pimine etkiyen net kuvvete eşit olacaktır.

Newton'un ikinci yasasına göre, dikey yöndeki kuvvetlerin eşitliği sistemin eşdeğer kütlesi için;

$$F_k(t) + F_y - F_1 = m_{es} \ddot{y} \quad (5.20)$$

şeklinde yazılmıştır. İfadedeki yaylanma etkisi ile oluşan F_y kuvveti ise aşağıda verilen bağıntı ile bulunmuştur.

$$F_y = k_{es} (y - y_e) \quad (5.21)$$

Aynı doğrultudaki kuvvetlerin dengesi prensibi, çevrim atlatma mekanizması dolayısı ile kilitleme pimi için yazılmıştır (5.22).

$$F_1 - F_{sy} - F_{syi} = m_m \ddot{y} \quad (5.22)$$

Supap yayının, yer değiştirmesi sonucunda oluşturduğu tepki kuvveti ise;

$$F_{sy} = k_{sy} y \quad (5.23)$$

şeklinde bulunmuştur. Denklem (5.20) ve (5.22) birlikte çözüldüğü takdirde, net kuvvet;

$$F_k(t) + F_k - m_{es} \ddot{y} - F_{sy} - F_{syi} = m_m \ddot{y} \quad (5.24)$$

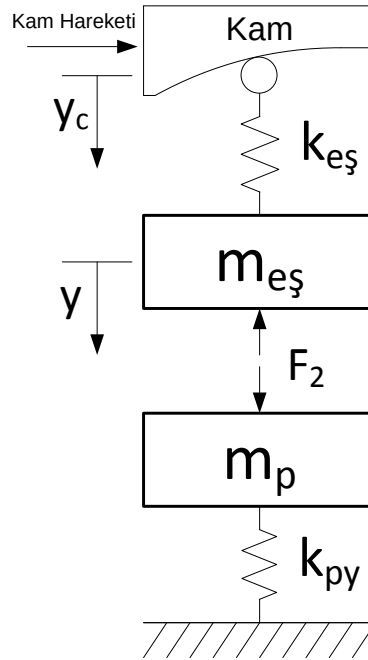
olarak bulunur. Çevrim atlatma mekanizması, yay tutucunun gövdesi, piston, piston yayı, kilitleme pimi ve iki adet supap tırnağından (Şekil A.9) oluşmaktadır. Mekanizmayı oluşturan parçaların kütleleri, BDK yazılımı yardımıyla yaklaşık olarak bulunmuştur. Toplam kütle, (5.25)'te verilen eşitlikteki gibi yazılabilir.

$$m_m = m_{yt} + m_{kp} + m_p + 1/3 m_{py} + 2m_{st} \quad (5.25)$$

Genel bir kural olarak helisel yayların kütlelerinin 1/3'ü aktif ağırlık olarak etki ettiği düşünülür ve hesaplara dâhil edilir.

5.7.2 Supapların Devre Dışı Olduğu Durum (2. Evre)

Mekanizmanın ikinci evresi de, birinci evreye benzer özellikler gösterir ve modelleme yapılırken aynı yöntemler izlenir. Birinci evrede, eşdeğer kütleyle doğrudan bağlanan mekanizmanın kütlesi, yerini ikinci evre için pistonu bırakmaktadır. Benzer şekilde herhangi bir sönüm elemanı kullanılmadan doğrudan temas yapıldığı kabul edilmiştir ve temas kuvveti F_2 ile gösterilmiştir (Şekil 5.12). Böylelikle kam profilinin etkisi ile yer değiştiren eşdeğer kütle, hareketini pistonu doğrudan aktarır. Piston ise yay tutucunun içinde konumlandırılmış bir eleman olup, piston yayı yardımı ile bağlantı sağlanmıştır

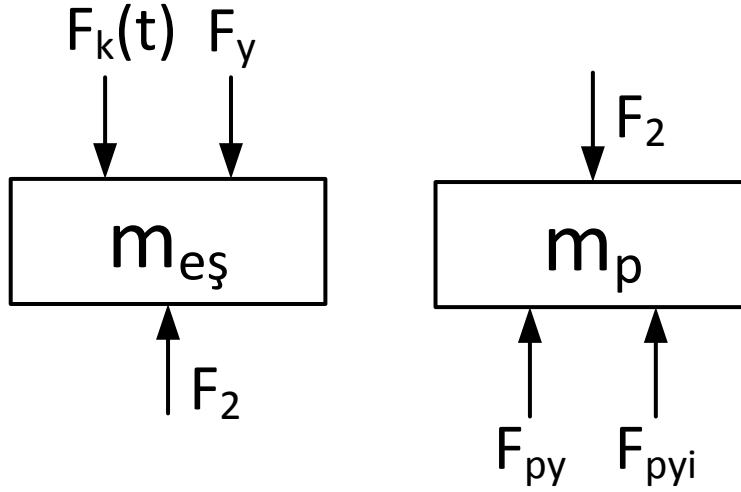


Şekil 5.12 : Çevrim atlatma mekanizmasının ikinci evresinin dinamik modeli

Şekil 5.12’de gösterilen modelde kullanılan ifadeleri açıklamak gerekirse, m_p pistonun kütlesidir. Pistonun yay tutucu ile bağlantı sağlaması için ve karşı kuvvet oluşturup pistonun tekrar harekete başlangıç konumuna gelmesini sağlayan piston yayının sabiti de k_{py} ifadesi ile gösterilmiştir.

Oluşturulan dinamik modelden yararlanılarak elde edilen, hem sistemin eşdeğer kütlelerine etkiyen kuvvetlerin, hem de pistonu etkiyen kuvvetlerin gösterildiği serbest cisim diyagramı Şekil 5.13’te verilmiştir. Birinci evre için çıkarılmış serbest cisim diyagramından farklı olarak F_{ps} piston yayının külbütörün stroku ile doğru orantılı

olarak oluşturduğu tepki kuvveti, F_{psi} ise yine piston yayının ön gerilme ile montaj yapılmasının sonucu oluşan tepki kuvvetini belirtir.



Şekil 5.13 : Sistemin eşdeğer kütlesinin ve pistonun serbest cisim diyagramı

Bir sonraki aşamada, kuvvetlerin çözümlenmesi yapılmıştır. Düşey yöndeki kuvvetlerin eşitliği, sistemin eşdeğer kütlesi için birinci evreye benzer şekilde yazılmıştır.

$$F_k(t) + F_y - F_2 = m_{eş} \ddot{y} \quad (5.26)$$

Aynı doğrultudaki kuvvetlerin dengesi prensibi piston için yazıldığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$F_1 - F_{py} - F_{pyi} = m_p \ddot{y} \quad (5.27)$$

Piston yayının, yer değiştirmesi sonucunda oluşturduğu tepki kuvveti ise;

$$F_{py} = k_{py} y \quad (5.28)$$

eşitliği ile verilmiştir. Denklem (5.26) ve (5.27) birlikte çözüldüğü takdirde, net kuvvet eşitlik (5.29)'da verildiği gibi olacaktır.

$$F_k(t) + F_k - m_{eş} \ddot{y} - F_{sy} - F_{syi} = m_p \ddot{y} \quad (5.29)$$

5.8 Kam Mekanizmasının Hareket Denkleminin Tayini

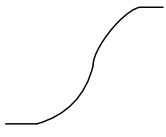
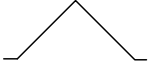
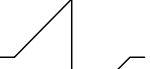
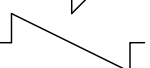
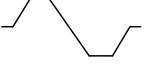
Dinamik kuvvetlerin tayini için gerekli olan eşitlikler mekanizmanın her iki evresi için bulunmuştur. Sonuç olarak kritik parçalara etkiyen kuvvetlerin, ivmeyle doğru orantılı olarak oluşan atalet kuvvetlerine eşit olduğu görülmüştür. İvme ise kam profiline bağlı, yani kamın hareket denklemi ile ilişkilidir. En uygun sonucu veren hareket denklemi bulunduğunda, denklemlerde kullanılan ivme değerlerine ulaşılabilecek ve zamana bağlı olarak değişen kuvvetler tespit edilecektir.

Kam profillerinin tayini için birçok eğri kullanılabilir. En basit eğrilerden olan harmonik, parabolik ve sikloid eğriler yeterli sonuçlar vermelerine ve imalatla kolaylık sağlamalarına karşın, supap tahrik mekanizması gibi yüksek hızlarda çalışan sistemlerde kullanılırken yetersiz kalmaktadırlar. Bu tip şartların sağlanması gereken durumlar için gelişmiş eğriler kullanılır [68]. Gelişmiş eğrileri de türetmenin birden fazla yolu olmasına karşın, hesaplamalar boyunca polinom eşitlikleri yöntemi kullanılmıştır. En uygun değeri veren polinom denklemi bulunurken, imalatçı firma Anadolu Motor A.Ş.'den temin edilmiş kam profiline ait her açı için yer değiştirme tablosuna en çok yakınsayan denklem bulunup, kullanılmaya çalışılmıştır (Çizelge A.1). Sonuç olarak, gerek pratikte kullanıldığı uygulama alanları, gerekse mertebesi değiştirilerek hassasiyetinin arttırabilmesi nedeniyle polinom eğrilerle ifade edilen polidin kam profili seçilmiştir.

5.8.1 Polinom Eğriler

Gelişmiş eğrileri oluşturma yöntemi olan polinom eğriler, istenilen yer değiştirme, hız ve ivme karakteristiklerini sağlamak adına tatmin edici bir çözümdür [68]. Öncelikle kam profilinin simetrik olduğu belirtilmelidir, çünkü bu çözümler asimetrik profile sahip kam mekanizmaları için kullanılamazlar. Polinom eğriler, basit eğrilerden sayılan sikloid eğrilere oldukça benzerlik göstermektedirler. Özellikle, ivme karakteristiği göz önüne alındığında ani sıçramaların olmamasından kaynaklanan düşük titreşim, aşınma, gerilme, akustik ve darbe özellikleri gösterir. Ancak çok hassas talaşlı imalat uygulanarak imal edilmesi belki de en büyük dezavantajdır. Simetrik eğrilerin, yer değiştirme, hız ve ivme özellikleri Çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.4 : Simetrik eğrilerin, yer değiştirme, hız ve ivme özellikleri

	Yer Değiştirme y	Hız dy/dt	İvme (d ² y/dt ²)	Yorumlar
Parabolik				Boşluk Problemi
Kübik No 1				Tavsiye Edilmez
Kübik No 2				Yüksek Hızlarda Tavsiye Edilmez
2-3 Poli.				Sikloide Benzerlik Göstermekte
3-4-5 Poli.				
4-5-6-7 Poli.				3-4-5 Polinomunun Gelişimi
Basit Harmonik Hareket				
Sikloid				Yüksek Hızlar için Mükemmel
Çift Harmonik				
Trapezoid İvme				Yüksek Hızlara Uygun, İmalat Zorluğu
Değiştirilmiş Trapezoid İvme				Düşük Titreşim, Kolay İmalat, Sikloiden Daha İyi

Polinom eğrilerinin, bütün bu üstün özelliklerini Stoddart aşağıdaki formül yardımı ile ifade etmiştir [69].

$$y = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3 + C_4\theta^4 \dots C_n\theta^n \quad (5.30)$$

İfadede, y itici kadehin yer değiştirmesi, θ itici kadehin y yer değiştirmesine denk gelen kam açısı ve son olarak C ise polinomun katsayısıdır. Denklemdaki parametrelerin birimleri mm ve derece olarak verilmiştir. Yer değiştirme ifadesinin türevi alındığı takdirde, hız ve ivme aşağıda verilen birimler cinsinden bulunacaktır.

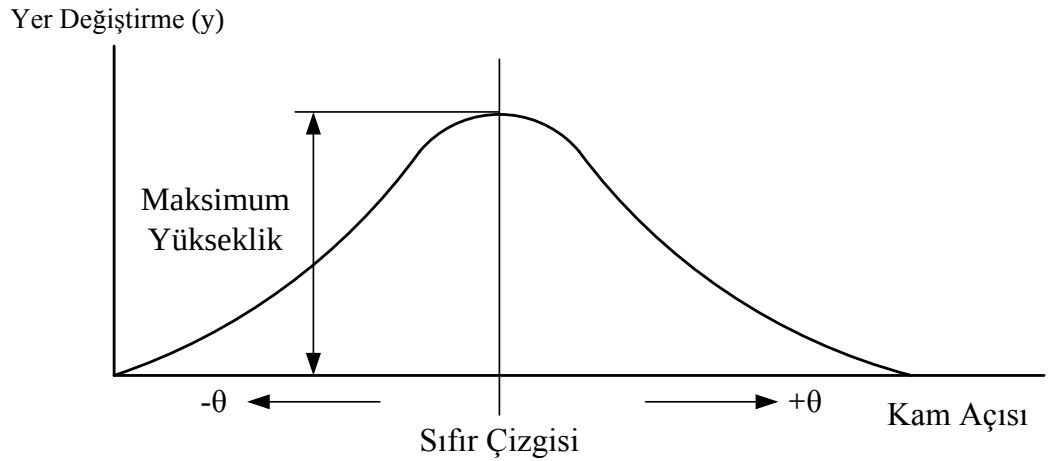
$$\text{hız} = \dot{y} = \frac{dy}{d\theta} \text{ mm/derece} \quad (5.31)$$

$$\text{ivme} = \ddot{y} = \frac{d^2y}{d\theta^2} \text{ mm/derece}^2 \quad (5.32)$$

Dinamik kuvvetlerin eşitlik denklemlerinde, zaman (t) saniye cinsinden ifade edilmiştir. Buna karşılık, polinom eğri denklemi ise θ açısına bağlı şekilde yazılmıştır. Denklemleri çözebilmek için, birimlerinin eşitlenmesi gerekir (70). Zaman değişkenini açı cinsinden yazmak için gereken dönüşüm formülü aşağıda verildiği gibi olup, N kam mekanizmasının açısal hızıdır (d/d).

$$\begin{aligned}\frac{d^2 y}{dt^2} &= \omega^2 \frac{d^2 y}{d\theta^2} \\ \frac{d^2 y}{dt^2} &= (360)^2 \left(\frac{\text{deg}}{\text{rev}} \right)^2 \times \left(\frac{1}{60} \right)^2 \left(\frac{\text{rev}}{\text{sec}} \right)^2 \times \frac{d^2 y}{d\theta^2} \\ \frac{d^2 y}{dt^2} &= 36 N^2 \frac{d^2 y}{d\theta^2}\end{aligned}\tag{5.33}$$

Kullanacağımız polinom eğri denklemi, kam profilinin sadece bir tarafını (pozitif açı değerlerini) temsil eder. Simetrik olan ikinci tarafı çizebilmek için maksimum deplasman noktasına yerleştirilmiş “sıfır çizgisi” referans alınarak, kam açısının (θ) negatif değerleri hesaplanır (Şekil 5.14).



Şekil 5.14 : Kam profilinin negatif ve pozitif açılar ile temsil edilen yer değiştirme eğrisi

5.8.2 3-4-5 Polinomu (İniş-Kalkış-İniş Kamı)

Polinom eğriler de, kendi içlerinde mertebelerine göre değişiklik göstermektedirler. Eğrinin mertebesi ne kadar büyük olur ise hareketin başlangıç ve bitiş noktalarında yer değiştirme daha yavaş olur ancak buna karşın kam profilinin çok daha hassas imal edilmesi gerekir. Çözümlemelerde 3-4-5 polinomunun kullanılmasına karar

verilmiştir. Bu seçimin yapılmasında 3-4-5 polinomu ile ifade edilen polidin yürek profillerinin sikloid eğri ile ifade edilenlere benzerlik göstermesinin ve mertebesinin de yeteri kadar hassas sonuç vermesinin etkisi vardır [68].

Polinom eğrilerinin genel tanımını veren denklemden yararlanılıp, 3-4-5 polinomu için sınır koşulları belirtilir ve denklemler çözülür.

$$\begin{aligned} y &= 1 - 10\theta^3 + 15\theta^4 - 6\theta^5 \\ \dot{y} &= -30\theta^2 + 60\theta^3 - 30\theta^4 \\ \ddot{y} &= -60\theta + 180\theta^2 - 120\theta^3 \end{aligned} \quad (5.34)$$

Yer değiştirme, hız ve ivme polinomları denklem (5.34) yardımıyla türetilir. Daha yüksek mertebelerden olan polinomlar daha yumuşak ivme geçişleri sağlamalarına rağmen, 3-4-5 polinomu yeterli hassasiyeti vermesi ve imalat sırasında kolaylık sağlaması nedeniyle seçilmiştir.

Türetilmiş olan 3-4-5 polinomunun denklemleri, birim yürek açısına karşılık gelen birim maksimum kalkışı temsil etmektedir. Ancak, motor üzerinde kullanılan kam mekanizmasının, gerçek kalkış miktarı ve açısı farklıdır. Polinomu bu değerlere uygun hale getirmek için bazı değişiklikler yapmak gerekmektedir. Gerçek profili temsil eden polinom denklemini elde etmek için, polinomun bütün bileşenleri h/β^n ile çarpılır [68].

$$y = h \cdot C_n \cdot \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^n \quad (5.35)$$

Eşitlikte β , başlangıç noktasından maksimum deplasman noktasına kadar olan yürek açısıdır ve derece cinsindendir. h ise yürek açısının maksimum olduğu noktadaki yüksekliktir. Mevcut emme kamının teknik resminden de görüleceği gibi yürek açısı toplamda 140° 'dir. 0° - 70° açı değerleri arasında yürek mekanizması tırmanma yaparken, 70° - 140° açı değerleri arasında inişe geçmektedir. Kam profili 70° 'lik bir açıda yaklaşık olarak 6,55 mm'lik toplam yüksekliğe ulaşmaktadır. Bu değerler göz önünde bulundurularak hareket denklemini tekrar elde etmek için ifadeler $6,55/70^n$ değeri ile çarpılmıştır ve aşağıdaki denklemler türetilmiştir.

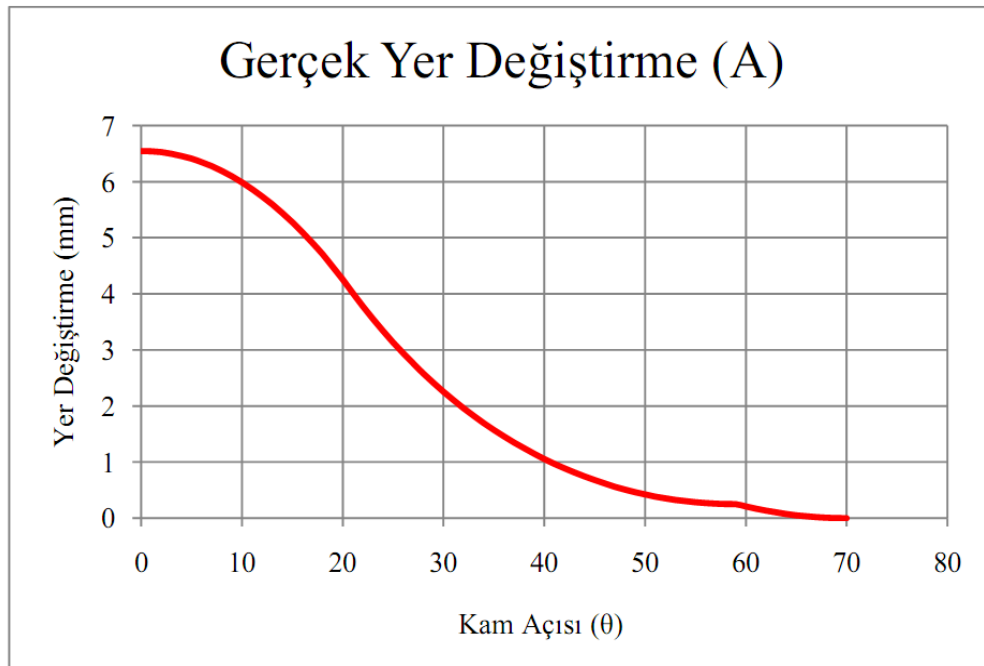
$$\begin{aligned}
y &= 6,55 - 65,5 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^3 + 98,25 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^4 - 39,3 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^5 \\
\dot{y} &= -2,8 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^2 + 5,61 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^3 - 2,8 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^4 \\
\ddot{y} &= -0,08 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right) + 0,24 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^2 - 0,16 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^3
\end{aligned}
\tag{5.36}$$

Yukarıdaki denklemler, külbütörün kam tarafındaki (A) yer değiştirme, hız ve ivme denklemleridir. Kamdan aldığı tahriki supap tarafına ileten külbütörün kolları eşit uzunluklarda olmadığından bütün büyüklükler bu orandan etkilenir. Kuvvet analizi külbütörün supap tarafı için (B) yapılmaktadır bu yüzden denklem (5.35) kol oranı ile çarpılır.

$$y_B = h \cdot C_n \cdot \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^n \cdot \left(\frac{l_B}{l_A}\right)
\tag{5.37}$$

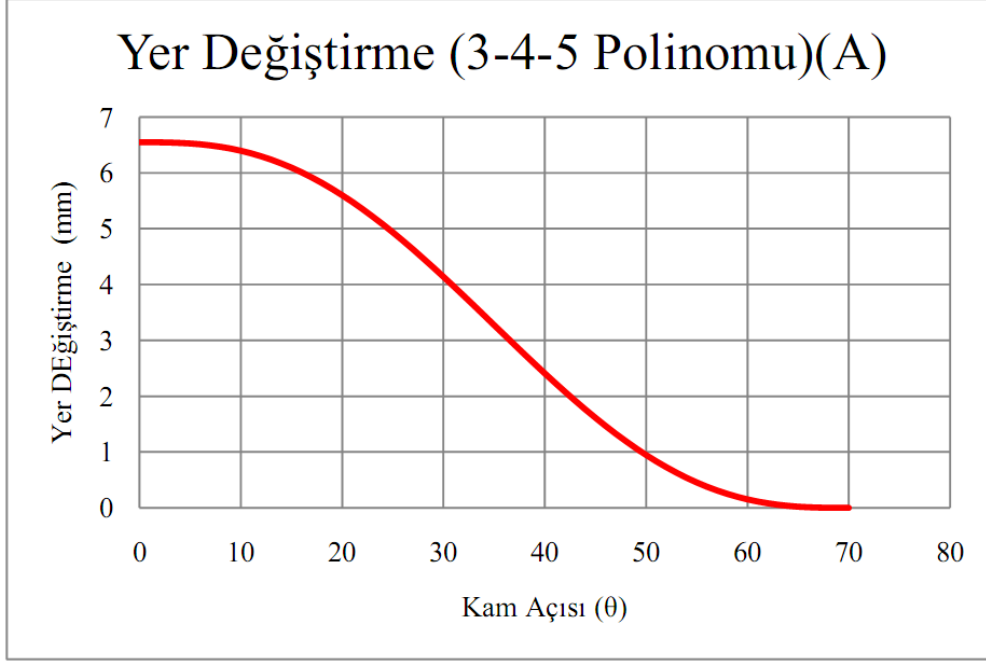
5.9 Kam Mekanizmasının Yer Değiştirme, Hız ve İvme Eğrileri

Anadolu Motor A.Ş.'den temin edilen emme kamının açığa göre yer değiştirme değerleri Çizelge A.1'de sunulmuştur. Bu değerlere göre çizilmiş olan kam tarafındaki (A) esas olan açı-yer değiştirme eğrisi Şekil 5.15'te verilmiştir.



Şekil 5.15 : Mevcut kam profilinin A noktasındaki gerçek yer değiştirme eğrisi

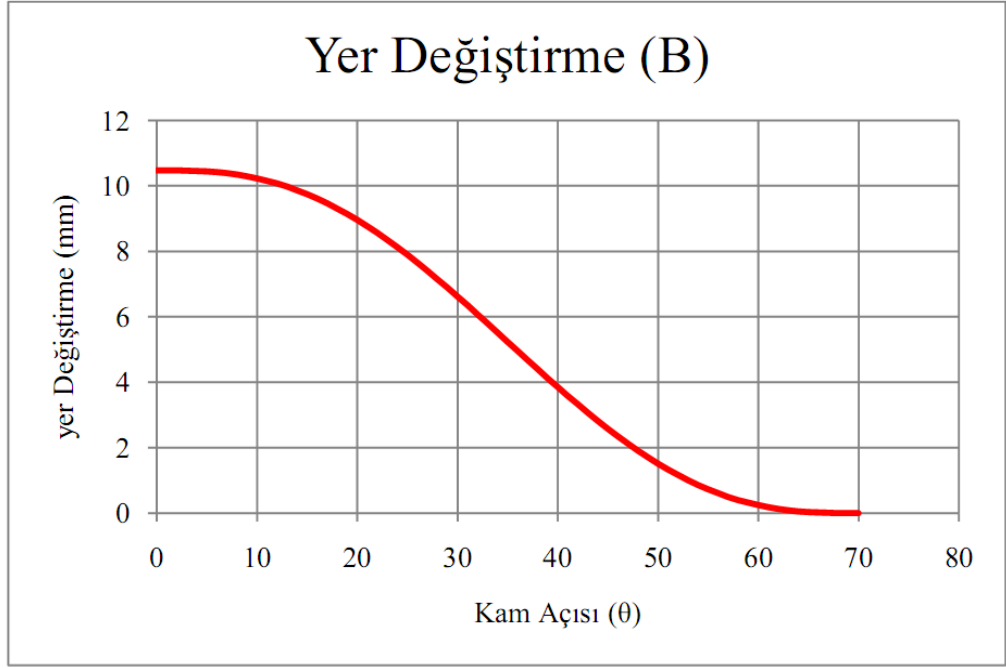
3-4-5 polinomu esas alınarak, kam tarafı için elde edilen yer değiştirme eğrisi ise Şekil 5.16’da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere polinom ile elde edilen eğri orijinal kam eğrisine benzerlik göstermektedir.



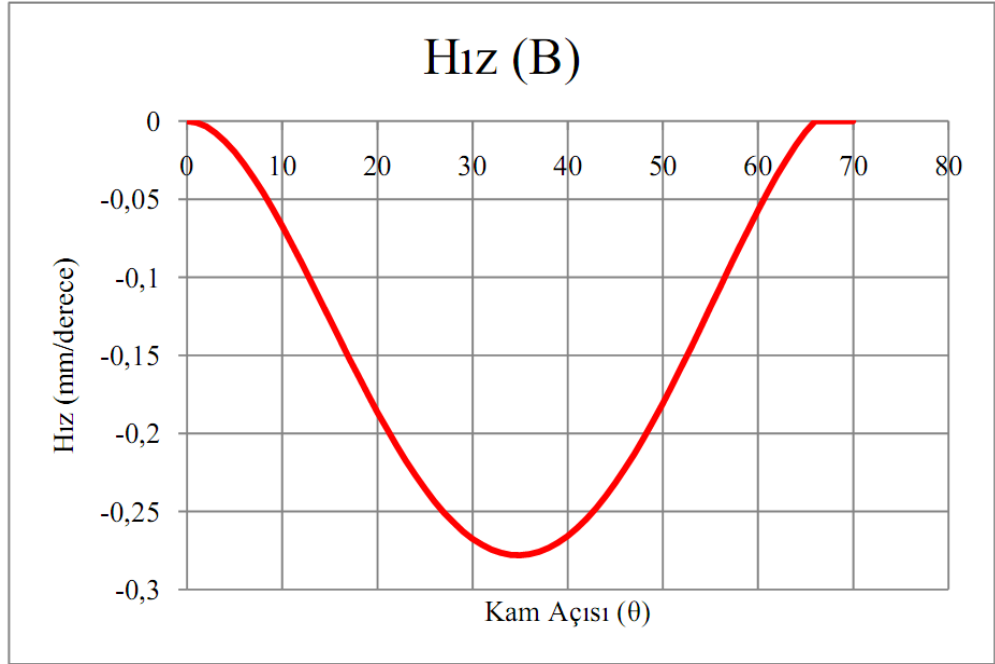
Şekil 5.16 : 3-4-5 polinomu ile ifade edilen kam profilinin A noktasındaki yer değiştirmesi

Önemli bir nokta, daha önce de belirtildiği gibi denklemler yardımı ile elde edilen eğrilerin profilin sadece bir tarafını temsil etmesidir (Bölüm 5.8.1). Simetrik olan diğer tarafın eğrisini çizmek için açı değerlerinin negatifleri alınarak ve aynı denklemler kullanılarak tekrar çizilmesi gerekmektedir.

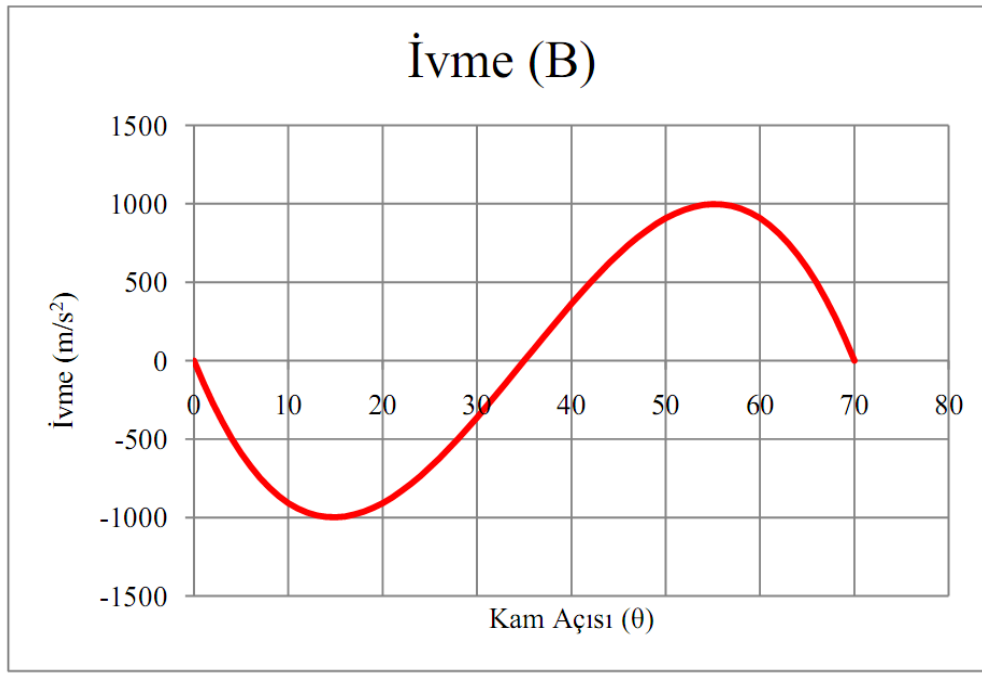
Dinamik analiz yapılırken, önemli olan supap tarafındaki (B) parametreler olduğundan, bu bölge için yer değiştirme, hız ve ivme eğrileri Şekil 5.17, Şekil 5.18 ve Şekil 5.19’da verildiği gibi olacaktır. Bu eğrilerin çizilmesi için gereken sayısal değerler Çizelge A.2’de verildiği gibidir.



Şekil 5.17 : Supap tarafındaki yer değiştirme (mm)



Şekil 5.18 : Supap tarafındaki hız (mm/derece)



Şekil 5.19 : Supap tarafındaki ivme (m/s^2)

5.10 Polidin Kam Mekanizmaları

Polidin kam mekanizmaları yüksek hızlarda çalışan ve yumuşak geçişlere sahip olan mekanizmalardır. Otomobillerde supapların tahrikinde ve tekstil makinalarında yaygın olarak kullanılır. Polidin metodu Dudley tarafından bulunmuş ve Stoddart tarafından geliştirilmiştir [71].

Mekanizmanın operasyonu sırasında, kam ile itici kadehin yer değiştirmeleri arasındaki fark, sistemi oluşturan elemanların elastikliklerinden kaynaklanır. Sistemi oluşturan bileşenler değişik sertliklere sahip yay gibi davranırlar. Özellikle supap tahrik sistemleri gibi mekanizmalarda, itici kadehin yer değiştirmelerinin kamınkine eşit olduğu kabulü yapılamaz. Polidin metodu ise, diğerlerinden farklı olarak istenilen yer değiştirmeyi verecek şekilde bir kam profili tasarlanmasına imkân verir. Polidin metodunun diğer avantajları ise, sıçrama etkisini ortadan kaldırması ve kam mekanizmasının titreşimlerini tasarım hızında çalıştırıldığında minimum seviyede tutmasıdır.

5.10.1 Kam Profiline Gerçek Hareket Denkleminin Tayini

Polinom eğrisinin denklemi yardımıyla bulunan yer değiştirme değerleri ile kam profiline gerçek yer değiştirmesi aynı değildir. Bu durum sistemin kendi içindeki

yaylanma etkilerinden kaynaklanır. Polidin yürek metodu ise kam profilinin gerçek hareket denkleminin tayin edilmesine imkân verir.

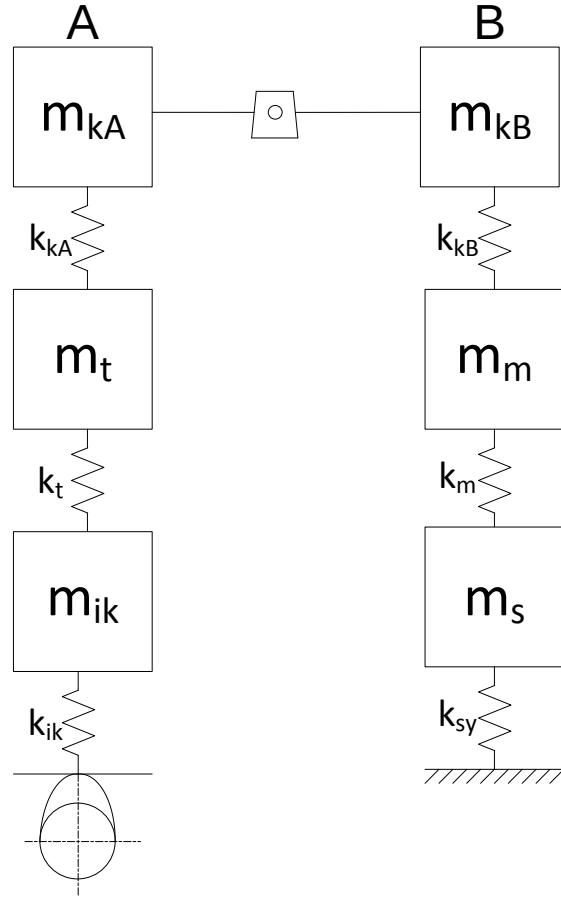
Öncelikle sistemin toplam eşdeğer yay katsayısı bulunmuştur. Mekanizmanın ana dinamik modeli oluşturulurken, modelin çıkışı kütsüz yer değıştirme olarak tasarlanmıştır ve supapların devrede olduğu evre için sistemin toplam yay katsayısı belirlenmiştir. Kam profilinin gerçek hareket denklemleri hesaplanırken ise oluşturulan modele ek olarak sadece supapların ağırlıkları eklenir. Çevrim atlatma mekanizması, içerdđi bütün parçalar ile birlikte hareket ettiği için, kütlelerin toplamına özdeş tekil bir kütle gibi düşünölmüştür. Ayrıca, supap yayının montajı belirli bir ön gerilme kuvveti ile yapıldığından, oluşan bu statik kuvvet kam profilinin şekil değıştirmesine neden olur.

5.10.2 Hareket Denkleminin Tayini için Gerekli Eşdeğer Dinamik Model, Kütleler ve Yay Sabitleri

Yüksek hızlarda çalışan otomobil supap tahrik mekanizmaları için çözümleme genelde sistemin dört parçaya ayrılması ile yapılır (Şekil 5.20) [71]. İlki, kadehin sürekli kam ile temas halinde kalmasını sağlayan supap yayıdır (k_{sy}). Sistemdeki bütün kütleler ($m_{eş}$) ve sistemi oluşturan bileşenlerin yay sabitleri ($k_{eş}$) ise diğer elemanlar olup supap tarafına (B) indirgenmiştir. Sonuncu olarak da, sisteme hareketi veren kam mekanizması modele dâhil edilmiştir. Daha önceki modellerle benzer şekilde sönümler ve sürtünmelerin değeri düşük olduğundan, çözümleme yapılırken ihmal edilmişlerdir.

Önceki modele benzer şekilde, bu yeni modelde de eşdeğer kütle ve yay sabitleri supap tarafı (B) için bulunacaktır. Benzer işlemler tekrar edildiğinde ise, eşdeğer kütle aşağıdaki gibi olacaktır.

$$m_A = m_{ik} + m_t + m_{kA} = 123,47 + 45,75 + 68,47 = 237,69 \text{ gr} \quad (5.38)$$



Şekil 5.20 : Kam mekanizmasının gerçek hareketi için oluşturulmuş dinamik model

$$m_m = m_{yt} + m_{kp} + m_p + 1/3 \cdot m_{py} + 2 \cdot m_{st}$$

$$m_m = 98,57 + 3,71 + 21,67 + \frac{1}{3} \cdot 2,36 + 2 \cdot 1,29 = 127,32 \text{ gr} \quad (5.39)$$

$$m_B = m_{kB} + m_m + m_s = 27,41 + 127,32 + 58,21 = 212,94 \text{ gr} \quad (5.40)$$

$$m_{eş} = m_B + \left(\frac{a}{b}\right)^2 m_A = 212,94 + \left(\frac{30}{48}\right)^2 237,69 = 305,78 \text{ gr} \quad (5.41)$$

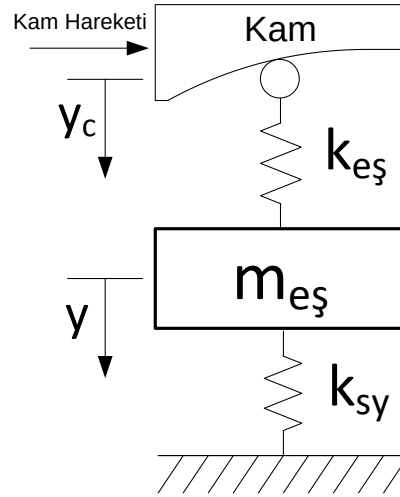
Eşdeğer yay sabiti ise;

$$k_A = \frac{1}{\frac{1}{k_{ik}} + \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_{kA}}} = 6562,13 \text{ N/mm}$$

$$k_B = \frac{1}{\frac{1}{k_{kB}} + \frac{1}{k_m}} = \frac{1}{\frac{1}{2489,9} + \frac{1}{3,87 \times 10^6}} = 2488,3 \text{ N/mm} \quad (5.42)$$

$$k_{eş} = k_B + \left(\frac{a}{b}\right)^2 k_A = 2488,3 + \left(\frac{30}{48}\right)^2 6562,13 = 5051,63 \text{ N/mm} \quad (5.43)$$

Çözümleme yapılırken mevcut sistemin dört parçaya ayrılıp indirgendığı belirtilmişti. Bu kural esas alınarak oluşturulan dinamik eşdeğer sistem Şekil 5.21’de verilmiştir.



Şekil 5.21 : Dinamik eşdeğer sistem

Buna göre, eşdeğer kütleye etkiyen kuvvetlerin eşitliği aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$-k_{sy} \cdot y - L - F_{syi} - k_{eş} (y - y_c) = m_{eş} \cdot \ddot{y} \quad (5.44)$$

İfadedeki parametreler, önceki eşitliklerle aynıdır. Sadece, L parametresi eşdeğer kütleye etkiyen dış kuvvetleri belirtmek için kullanılmıştır. Ancak, bizim şartlarımıza göre bu değer sıfıra eşittir. Denklem (5.44)’te y_c ile gösterilen kamın gerçek hareketi eşitliğin sol tarafına çekilirse;

$$y_c = \frac{L + F_{syi}}{k_{eş}} + \frac{k_y + k_{sy}}{k_{eş}} y + \frac{m}{k_y} \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (5.45)$$

elde edilir. İfadenin son parametresinin birim dönüşümü yapılarak zamana bağlı yer değiştirme haline getirilmiştir. Eşitlikte parametrelerden bazıları, yeni kavramlarla temsil edilmiştir. Bu durumda (5.45)’te verilen denklem şu şekilde değişir.

$$y_c = r_a + k_r y + c \ddot{y} \quad (5.46)$$

r_a değeri tırmanma yüksekliği, k_r yay oranı sabiti ve c de dinamik sabittir [71]. Tırmanma yüksekliğinin asıl görevi, kadehin temas noktasındaki boşluğu ve statik deformasyonundan kaynaklanan sıçramayı bertaraf etmektir. Yüksek devirlerde çalışan sistemlerde bağlantılar arasındaki boşluk (r_s), statik deformasyona (r_k) kıyasla oldukça ufaktır ve hesaplamalarda değeri sıfır olarak alınmıştır. Tırmanma yüksekliği gerçek mekanizmalara üzerindeki ölçümlerle ya da uygulanan deformasyon formülüne göre hesaplamalarla bulunabilir (5.48).

$$r_a = r_s + r_k \quad (5.47)$$

$$r_s = \frac{L + F_{syi}}{k_{eş}} \quad (5.48)$$

Bağlantılar arasındaki boşluklara ek olarak, tırmanma yüksekliği üç farklı faktöre de bağlıdır. Bunlar dış yük (L), supap yayının ön gerilme kuvveti (F_{syi}) ve bağlantıların rijitlik katsayısıdır (k_f). Dış kuvvet L sıfıra eşit ve sistemin rijitliğide oldukça büyük olduğundan, en çok etkiyi yapan supap yayının ön gerilme kuvvetidir.

Eşitlikteki ikinci terim olan k_r , eşdeğer yay oranı sabitidir ve sistemi oluşturan elemanlarla supap yayının rijitlikleri ile bağıntılıdır.

$$k_r = \frac{k_{eş} + k_s}{k_{eş}} \quad (5.49)$$

Mekanizmayı oluşturan bütün parçaların rijitliklerini en doğru tayin etme metodu ölçümler yapmaktır. Ancak bazı uygulama alanları için tavsiye edilen sayısal değerler bulunmaktadır [70]. Örneğin otomobil ve havacılık sektöründe, mekanizmaların eşdeğer rijitlikleri;

$$k_{eş} = 3500 - 10000 \text{ N/mm}$$

ve kullanılan supap yayların katsayıları;

$$k_s = 20 - 100 \text{ N/mm}$$

değerleri arasında değişmektedir. Bu değerler motorun büyüklüğü ve hızı ile orantılıdır.

Son olarak dinamik sabit ise;

$$c = \frac{m_{e\dot{s}}}{k_{e\dot{s}}} \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{mm}}{\text{N}} \right) \quad (5.50)$$

değerine eşittir.

6. ANALİTİK ÇÖZÜM, MUKAVEMET HESAPLAMALARI VE SONUÇLAR

6.1 Kam Profilinin Gerçek Hareket Denkleminin Tayini

Öncelikle belirtilmesi gerekir ki, analiz yapılırken kam için elde edilmiş hareket, hız ve ivme denklemlerinin supap tarafı (B) için türetilmesi gerekir. Bu sebepten, denklemler külbütörün manivela oranı ile çarpılmıştır.

$$\begin{aligned}y_B &= 10,48 - 104,8 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^3 + 157,2 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^4 - 62,88 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^5 \\ \dot{y}_B &= -4,48 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^2 + 8,976 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^3 - 4,48 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^4 \\ \ddot{y}_B &= -0,128 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right) + 0,384 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^2 - 0,256 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^3\end{aligned}\tag{6.1}$$

Supap yayının ön gerilme kuvvetini belirlemek için yayın serbest uzunluğunu ve montaj sonrasındaki uzunluğunu bilmek gerekir. Supap yayının serbest uzunluğu 40,5 mm'dir. Motor gövdesine montaj yapıldıktan sonra ise 35,05 mm'lik bir uzunluğa sahiptir. Bu verilere dayanarak supap yayının ön gerilme kuvveti hesaplanır.

$$F = k \cdot (y_{serbest} - y_{montaj}) = 11 \cdot (40,5 - 35,05) = 77 \text{ N}\tag{6.2}$$

Parametreler hesaplanmaya rampa yüksekliği ile başlarsak;

$$r_a = 0 + \frac{77 + 0}{4313,5} = 0,0178 \text{ mm}\tag{6.3}$$

olarak bulunur. Bir sonraki aşamada yay oranı hesaplanır.

$$k_r = \frac{k_s + k_{eş}}{k_{eş}} = \frac{11 + 5051,63}{5051,63} = 1,0021\tag{6.4}$$

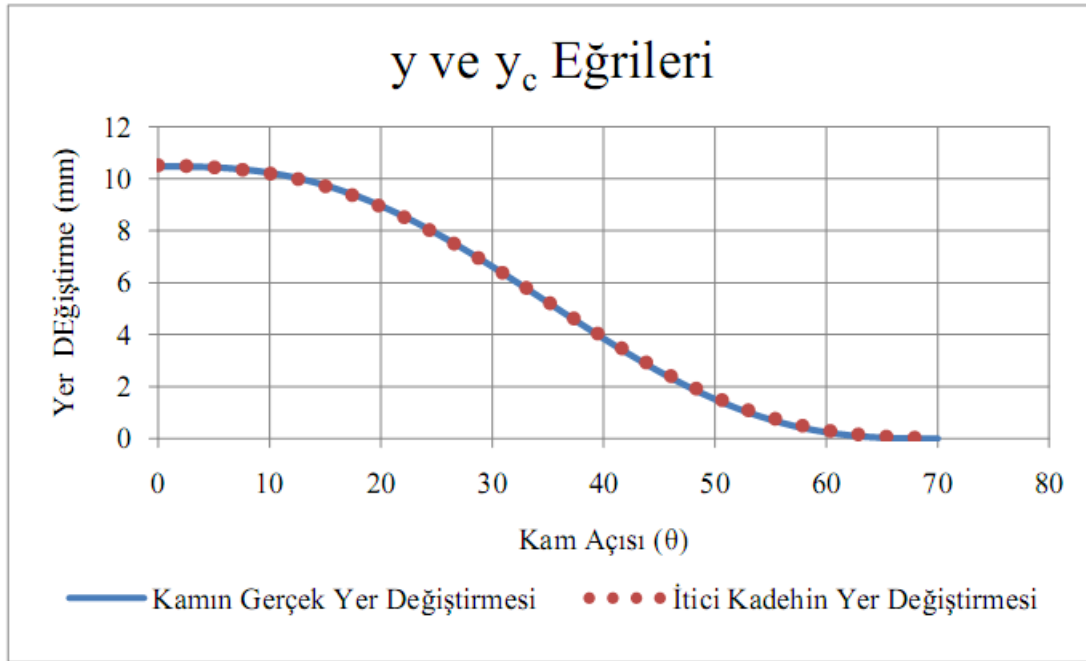
Son olarak dinamik sabit ise aşağıdaki gibi bulunur.

$$c = \frac{m_{eş} \cdot 36 \cdot N^2}{k_{eş}} = \frac{0,305 \cdot 36 \cdot 1500^2}{4313,5 \cdot 10^3} = 4,89 \text{ derece}^2 \quad (6.5)$$

Denklem içerisindeki bütün sabitler bulunduktan sonra; ifadeler yer değiştirme denklemi (5.46) içerisinde yerleştirilir.

$$y_c = 0,0178 + 1,00271 \cdot y_B + 4,89 \cdot \ddot{y}_B \quad (6.6)$$

İfade içine y_B denklemleri yerleştirilir ve çözümlenirse, supap tarafı (B) için kam mekanizmasının gerçek yer değiştirme denklemi y_c elde edilir. İtici kadehin yer değiştirmesi y ile kam mekanizmasının gerçek yer değiştirme denklemi y_c arasındaki fark, Şekil 6.1’de verilen grafikte gösterilmiştir.

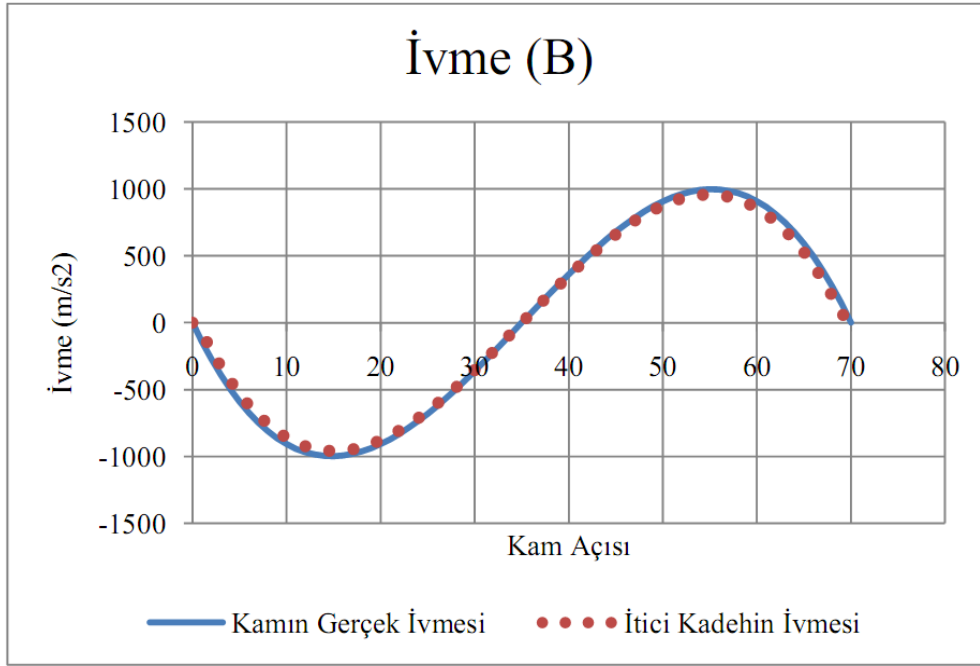


Şekil 6.1 : Kamın gerçek yer değiştirmesi ile itici kadehin yer değiştirmesinin kıyaslanması

Görüldüğü üzere arada ufak bir miktar fark bulunmaktadır. Özellikle hareketin başladığı ve yürek mekanizmasının maksimum yer değiştirme yaptığı açı değerlerinde bu fark belirgindir. Eğrinin başlangıç noktasında 0,0178 mm’lik bir fark olduğu görülmektedir. Ancak, 15-20°’lik açı değerlerine bakıldığında, kamın yer değiştirmeye eğrisinin itici kadehinkinin altına düştüğü görülmektedir. Bu durumda, mekanizmadaki bağlantılar gerilme altındadırlar. Başka bir deyişle kamın, takip edici kadeh ile olan teması kesilecektir. Supap yayının ön gerilme ile montajının yapılmasının bir nedeni de bu sorunun engellenmesidir.

Yer değiştirme grafikleri dışında, aynı önemi taşıyan bir diğer önemli parametre ivmedir. Bu evrede hız terimi ile ilgili bir kullanım söz konusu olmadığından, türetmek ve grafiğini çizmek gereksizdir. Kamın gerçek yer değiştirme denklemi (6.6) türetilirse ivme denklemi elde edilir. Kam ve eşdeğer kütleinin ivmelerine ait grafik ise Şekil 6.2’de verilmiştir.

$$\ddot{y}_c = 8,92 \cdot 10^{-4} - 0,128 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right) + 0,385 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^2 - 0,256 \cdot \left(\frac{\theta}{70}\right)^3 \quad (6.7)$$



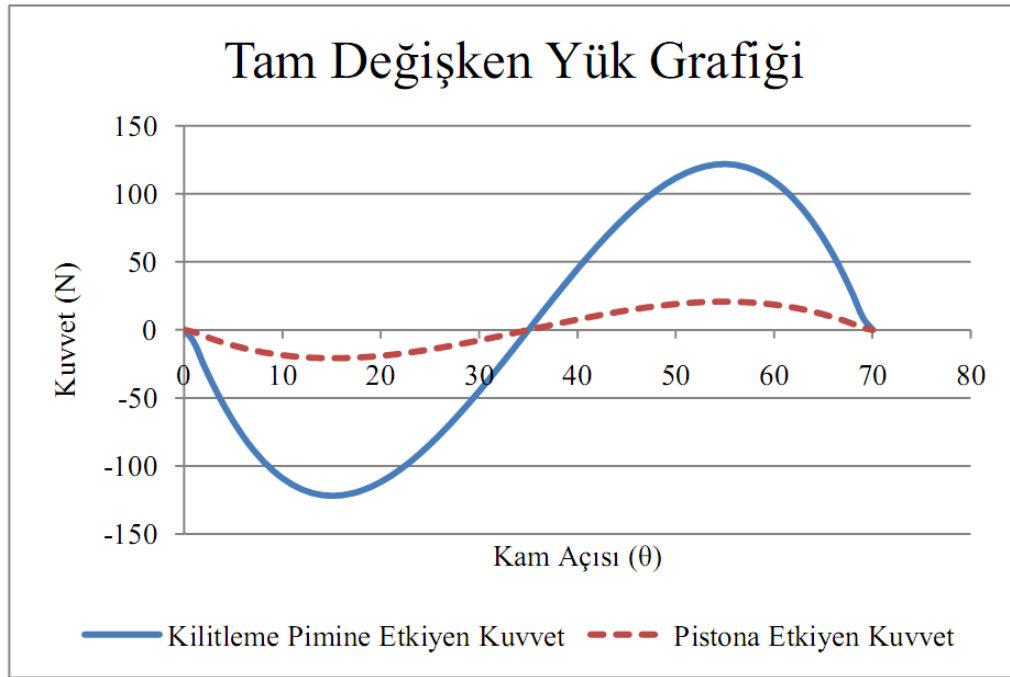
Şekil 6.2 : Kamın ve itici kadehin ivmeleri arasındaki farkın grafiği

İvme grafiğini yorumlamak gerekirse, kam mekanizmasının ivmesinin itici kadehin ivmesinden çok az bir miktarda da olsa ufak olduğu görölmektedir. Aralarındaki bu fark hız arttığı takdirde daha da büyüyecektir. Düşük hızlarda eğriler pratik olarak birbirlerine eşdeğerdir.

6.2 Gerilme Analizleri ve Mukavemet Hesapları

Anadolu Motor A.Ş. tarafından temin edilen içten yanmalı motorun maksimum motor devri 3000 d/d civarındadır. Bu hız krank milinin açısal hızına eşittir. Kam mili ile krank mili arasındaki çevrim oranı ise 2 olduğundan, kam milinin maksimum açısal hızı 1500 d/d olacaktır. Mekanizmanın her iki evresi için elde edilmiş olan dinamik kuvvet eşitliklerinden yararlanılarak elde edilmesi amaçlanan sayısal

sonuçlar, kam milinin maksimum devir hızı olan 1500 d/d'ye göre yapılmıştır. Kam, tepe açısına eriştiğinde maksimum 6,55 mm'lik bir yer değiştirme yapmaktadır. Ancak külbütör, manivela oranında bu yer değiştirmeyi bytmektedir ve yer değiştirme supap tarafında yaklaşık olarak 10,52 mm'lik bir değere denk gelmektedir. Elde edilen bu değerlere göre ivmeler bulunduğunda, kam tarafında maksimum 615 m/s^2 , supap tarafında ise 1000 m/s^2 'lik bir değere sahip olduğu görülmüştür. Bulunan sayısal değerler, mekanizmanın supap kapalı ve açık evreleri için elde edilen denklemlerde yerine yerleştirilirse şekil 6.3'teki grafik elde edilir.



şekil 6.3 : Mekanizmanın her iki evresi için tam değişken yük grafiği

Grafikten görüldüğü üzere, mekanizmaya (kilitleme pimine) ve pistona etkiyen kuvvetler kam açısına göre değişmektedir ve bu durum parçaların belirli bir süre sonra yorulmasına neden olmaktadır. Parçalar, maksimum (F_{maks}) ve minimum (F_{min}) arasında periyodik olarak değişen kuvvetlere maruz kalmaktadır. Söz konusu değişken gerilme hali, ortalama gerilme değerinin sıfır olduğu durum olan tam değişken gerilmedir [72]. Kritik bütün parçaların kuvvet analizleri yapılacak olup mukavemet kontrolüne göre uygun malzemeler seçilecektir. Analizi yapılacak parçalar, supapların devrede olduğu durum için kilitleme pimi, açık olduğu durum için ise piston yayı ve pistondur.

6.2.1 Kilitleme Pimi

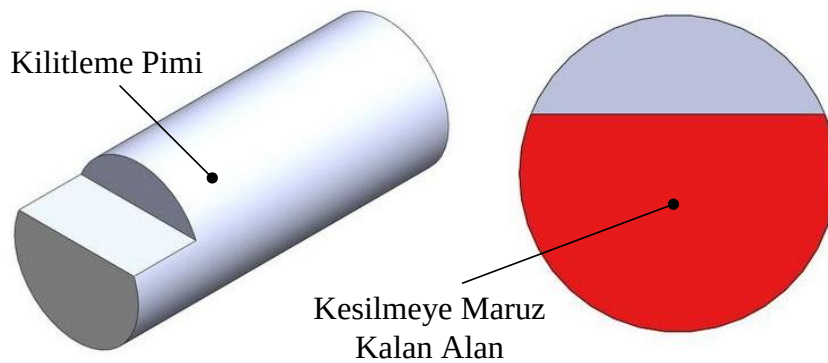
Mekanizmanın supapların devrede olduğu durumu için, yapılan kuvvet analizinde kilitleme piminin maksimum 120 N'luk tam değişken bir yüke maruz kaldığı saptanmıştır (Şekil 6.3). Kilitleme pimi, yatay doğrultuda oldukça ufak bir yer değiştirme yapıp, pistonun altında konumunu almaktadır. Söz konusu konum göz önüne alındığında, üst taraftaki pistonun etkisiyle kilitleme pimi kılavuzlandığı yuvasından kesilmeye çalışılacaktır. Yataydaki yer değiştirme çok ufak olduğundan (3 mm) eğilme gerilmesine maruz kalmayacağı öngörülmüştür.

Kilitleme piminin geometrisine bakıldığında kılavuz içinde hareket eden bölgesinin dairesel kesitli olduğu, pistonun alt kısmına oturan bölümünün ise temas yüzeyini arttırmak adına düz bir yapıda olduğu görülmektedir. Kilitleme piminin, makaslama etkisine maruz kalan alanı geometrik ifadelerle de hesaplanabileceği gibi SolidWorks programının yardımı ile de hesaplanabilir. Kesilmeye maruz kalan alanın dairesel kesitli olduğu kabulü yapıldığı takdirde, maksimum gerilme tarafsız ekseninde oluşacaktır [73].

$$\tau_{maks} = \frac{4}{3} \frac{F}{A} \quad (6.8)$$

Kilitleme piminin kesilme gerilmesi etkisi altındaki alanı pimin dairesel kesitinin yarısı civarındadır ($A/2$) (Şekil 6.4).

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4} = \pi \cdot \frac{8^2}{4} = 50,25 \text{ mm}^2 \quad (6.9)$$



Şekil 6.4 : Kilitleme piminin kesilmeye maruz kalan alanı

Kesitin yarısının alanı ise 25 mm² olacaktır. Böylece, tarafsız ekseninde oluşacak maksimum kesme gerilmesi denklem (6.10)'da hesaplandığı gibi olacaktır.

$$\tau_{maks} = \frac{4}{3} \frac{120}{25} = 6,4 \text{ N/mm}^2 \quad (6.10)$$

Kilitleme pimine, hesaplamalara göre 6,4 N/mm² değerinde kesme gerilmesi etkidiği belirlenmiştir. Bu değer zamanla sabit bir değer olmayıp, üst ve alt gerilme değerleri arasında zamana bağlı olarak değişmektedir. Hesaplarda gerekli olacak ortalama gerilme ve gerilme genliği, alt τ gerilme τ_a ve üst gerilme $\tau_{\bar{u}}$ yardımı ile bulunur.

$$\begin{aligned} \tau_o &= \frac{\tau_{\bar{u}} + \tau_a}{2} = \frac{6,4 + (-6,4)}{2} = 0 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_g &= \frac{\tau_{\bar{u}} - \tau_a}{2} = \frac{6,4 - (-6,4)}{2} = 6,4 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (6.11)$$

6.2.1.1 Kilitleme Pimi için Dinamik Yükte Mukavemet Değerleri ve Malzeme Özellikleri

Dinamik yüke maruz kalan parçaların mukavemet sınırlarını bulmak için, deney çubukları sabit bir yük etrafında sinüs fonksiyonu şeklinde yüklenir ve bu gerilme altında numunenin kaç yük tekrarı sonra kırıldığı tespit edilir. Gerilme genliği ile yük tekrarı arasındaki bağıntıyı veren, deney sonuçlarını gösteren eğrilere Wöhler eğrisi denir ve aynı malzeme için farklı yüklerde defalarca türetilirler [74]. Wöhler eğrilerinin ortalama gerilme ve sürekli mukavemet değerleri Smith diyagramı da denilen Sürekli Mukavemet Diyagramında tek bir diyagram halinde gösterilebilir. Smith sürekli mukavemet diyagramı, yatay eksen yönünde ortalama genlik σ_o , dikey eksen yönünde de bu ortalama genlikle yapılmış Wöhler deneyinden elde edilen sürekli mukavemet değeri taşınarak elde edilir.

Motor üzerinde kullanılan parçaların malzemelerinden istenilen özellikler, dinamik yüklemelere dayanabilecek mukavemete ve yeterli sertlik değerlerine sahip olmalarıdır. Çelikler sertleştirilip tavlanarak özellikleri kullanım alanının isteklerine uygun hale getirilebilir, bu işlemede ıslah etme denir. Silindir kafası bölgesinde kullanılan parçalar genellikle Ç1050 olarak adlandırılmış, Amerikan standartlarında ise AISI 1050 notasyonu ile gösterilen ıslah çeliğinden imal edilmiştir. Aynı çelik DIN standartlarında yaklaşık olarak C50 çeliğine karşılık gelmektedir. Kullanılan çelik malzemesinden istenilen bir diğer özellik ise yeteri kadar sert bir yüzeye sahip

olmasıdır. Bu nedenle malzeme normalizasyon işlemine tabi tutulur. Çelik, normalize edilirken 900°C'ye kadar ısıtılır ve daha sonra hava ile soğutulmaya bırakılır [75].

Çizelge 6.1'de 900°C'de normalize edilmiş 25 mm'lik dairesel kesite sahip AISI 1050 çeliğinin temel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 6.1 : 900°C'de normalize edilmiş 25 mm'lik dairesel kesite sahip AISI 1050 çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler

Fiziksel Özellikler	
Yoğunluk	7,87 g/cm ³
Mekanik Özellikler	
Sertlik, Brinell	217
Sertlik, Rockwell C	17
Kopma Mukavemeti	748 MPa
Akma Mukavemeti	427 MPa
Kopma Uzaması	% 20
Kesit Daralması	% 39,4
Elastisite Modülü	240 GPa
Bulk Modülü	140 GPa
Poisson Oranı	0,290
Kayma Modülü	80 GPa
Alaşıma Katılan Malzemeler	
Karbon, C	% 0,470 – 0,55
Demir, Fe	% 98,46 – 98,92
Magnezyum, Mn	% 0,6 – 0,9
Fosfor, P	<= %0,040
Sülfür, S	<= %0,050

Çizelgede dikkat edilmesi gereken bir husus Rockwell C ile gösterilen sertlik değerinin doğrudan Brinell değerinden (217) dönüştürülmüş ve sadece kıyaslama yapmak için çizelgede verilmiş olmasıdır. Gerçekte bu değer seçilen malzeme için

55-60 HRc aralığında değişmektedir. Aynı malzemeden yapılmış olup ısıtılma işlemi tabii tutulmamış ve soğuk çekilmiş 25 mm çapında bir numunenin Brinell sertlik değeri ise 197 civarındadır. Ancak çizelgeden görüldüğü üzere normalizasyona işlemi bu değerin artmasını ve daha sert bir malzeme elde etmemize imkân verir. Normalizasyon işlemi silindir kafasında bulunan diğer elemanlara da uygulandığından mekanizmamızı oluşturan parçalar için de, özellikle dinamik kuvvete maruz kalan kilitleme pimi için aynı malzeme ve ısıtılma işlem metodları seçilmiştir.

Bir sonraki aşamada, malzeme için sürekli mukavemet kontrolü yapılmıştır. Kontrol, malzeme için elde edilecek Smith diyagramı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Literatürde bazı malzemeler için Smith diyagramları mevcut olmasına rağmen bunlar belirli çaplardaki yüzeyi parlatılmış numuneler ile elde edilmiştir. Kilitleme pimi, ısıtılma işlem görmüş AISI 1050 ıslah çeliğinden imal edilmiş olup geometrisi de numunelerden farklı olduğundan, Smith diyagramının da tarafımızca türetilmesi gerekmektedir. Önce, sadece malzeme için, daha sonraki aşamada kilitleme pimine özgü Smith diyagramı çizilmiştir.

6.2.1.2 Kilitleme Pimi için Smith Diyagramının Çizilmesi

Smith diyagramında yatay eksen ortalama gerilmeyi, dikey eksen ise sürekli mukavemeti gösterir. Çekme-basma, eğilme ve burulma gerilemeleri için Smith diyagramları çizilebilmektedir. Kilitleme pimi, kesilmeye maruz kaldığından burulma gerilmesine ait diyagram türetilcektir.

Öncelikle, koordinatın başlangıç noktasından 45° eğimli bir eksen çizgisi çizilmiştir. Akma mukavemeti (τ_{AK}) ve tam değişken yük hali sürekli kayma mukavemeti değeri (τ_{TD}) bilinen bir malzemenin Smith diyagramı yaklaşık olarak çizilebilmektedir. Ancak, literatürde kullanılan malzeme için τ_{TD} değeri ile ilgili herhangi bir tablo değeri bulunmamaktadır. Böyle bir durum için Çizelge 6.2’de verilen statik yükleme değerlerinden yararlanılarak malzemenin sürekli mukavemet değeri (τ_{TD}) türetilbilir [74].

Çizelge 6.2 : Dinamik yükte ıslah çeliklerinin mukavemet değerlerinin, statik yük değerlerinden yararlanılarak yaklaşık olarak saptanması

Malzeme Türü	Çekme		Eğilme			Burulma		
	σ_{TD}/σ_K	σ_T/σ_{TD}	σ_{TD}/σ_K	σ_T/σ_{TD}	$\sigma_{eAK}/\sigma_{\epsilon AK}$	τ_{TD}/σ_K	τ_T/σ_{TD}	$\tau_{AK}/\sigma_{\epsilon AK}$
Islah Çelikleri	0,41	1,7	0,44	1,7	1,4	0,3	1,6	0,7

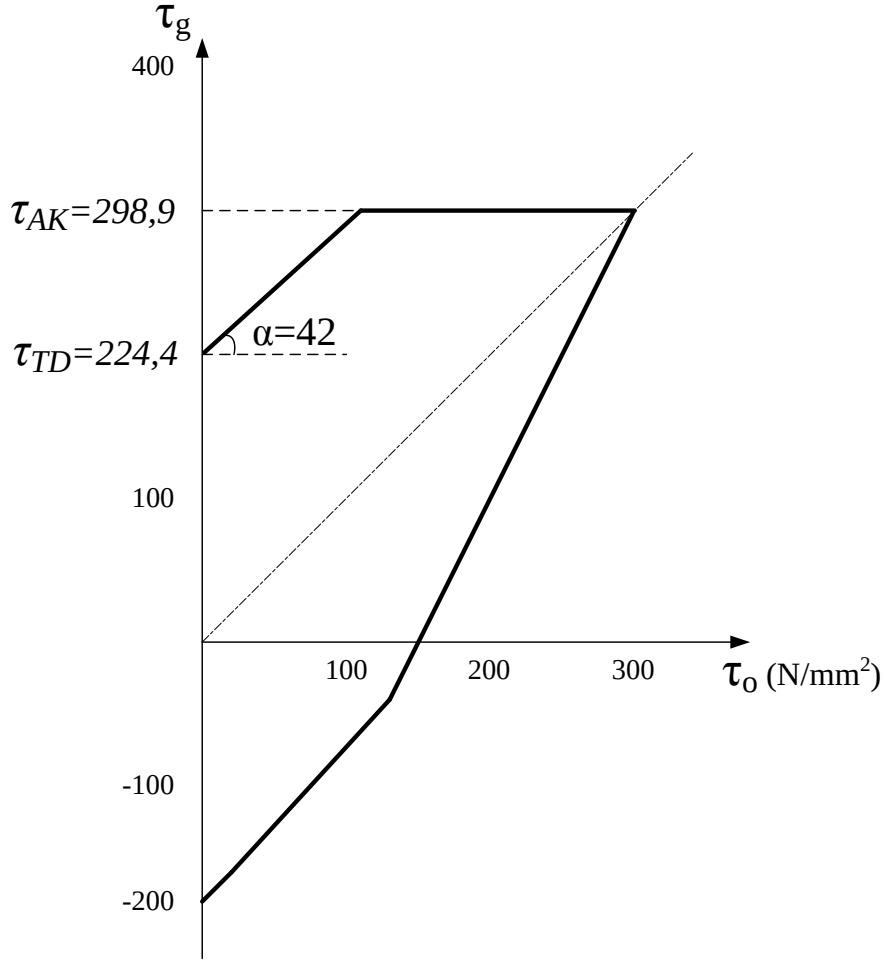
Smith diyagramı çizilirken burulma hali için malzemenin kayma akma gerilmesinin de değerine ihtiyaç duyulur. Çizelge 6.1’de malzemenin çekme gerilmesi altındaki akma mukavemeti değeri verilmiştir. Bu değer, Çizelge 6.2’de verilen bağıntılarla kayma akma gerilmesine çevrilmiştir. Böylece τ_{AK} ’nın sayısal değeri elde edilmiş olur.

τ_{TD} ’nin de değeri bulunduktan sonra diyagramın düşey ekseninde yerleştirilir ve yatay eksenle burulma hali için $\alpha = 42^\circ$ açı yapan bir doğru çizilir. Doğru, τ_{AK} ’nın üst sınırına kadar uzatılır ve böylece Smith diyagramının genel hatları elde edilmiş olunur.

Sayısal sonuçlara göre çizim yapma aşamasına geçtiğimizde, yukarıda bahsedilen adımları tekrarlarız. AISI 1050 ıslah çeliğinin tam değişken yük için sürekli kayma mukavemeti, Çizelge 6.1’den okunan kopma mukavemeti (748MPa) değerinden yararlanılarak aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır ve Smith diyagramının düşey ekseninde işaretlenir.

$$\tau_{TD} = 0,3 \cdot \sigma_K \quad (6.12)$$

$$\tau_{TD} = 0,3 \cdot 748 = 224,4 \text{ MPa}$$



Şekil 6.5 : Normalize edilmiş AISI 1050 çeliğinin Smith Diyagramı

Sonraki adım ise, Çizelge 6.2'deki bağıntılar ile kayma gerilmesi akma mukavemetinin belirlenmesidir.

$$\tau_{AK} = 0,7 \cdot \sigma_{\tau AK} \quad (6.13)$$

$$\tau_{AK} = 0,7 \cdot 427 = 298,9 \text{ MPa}$$

Bulunan bu değerde düşey eksende işaretlenir ve τ_{TD} değerinin bulunduğu noktadan yatay ile 42° 'lik açı yapacak şekilde eğimli bir doğru çizilip τ_{AK} değerine kadar uzatılır (Şekil 6.5).

Çizilen Smith diyagramı, dinamik yüke maruz kalan kilitleme pimi için doğrudan kullanılamaz, çünkü bu diyagram sadece 10 mm çapında, yüzeyi parlatılmış, çentiksiz numunelerle yapılan mukavemet deneylerinin sonuçlarına göre çizilmiştir.

Düzeltilme faktörleri hesaplanıp, diyagram tekrar elde edilmelidir. Bu süreç iki aşamadan oluşur.

6.2.1.3 Düzeltilme faktörlerinin tayini ve Smith diyagramının tekrar elde edilmesi

Çekme deneylerinde genellikle 10 mm çaplı numuneler kullanılır. Ancak, kilitleme piminin çapı bu numunelerden daha küçüktür ve aynı mukavemet değerleri alınamaz. Bu yüzden hatayı düzeltmek için öncelikle boyut faktörünün bulunması gerekir.

Çizelge 6.3 : Boyut faktörü b_0

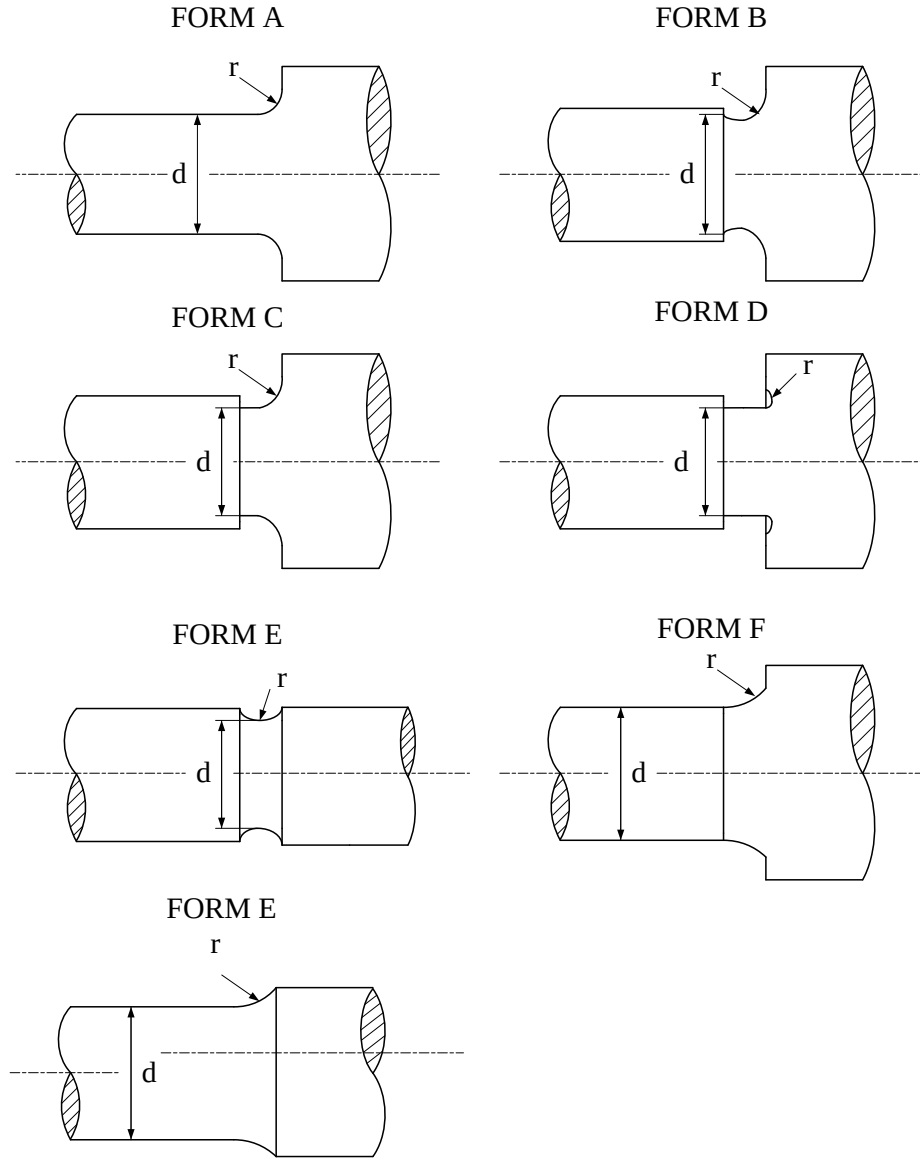
d (mm)	10	15	20	30
b_0	1	0,98	0,95	0,9

Çizelge 6.3'te görüldüğü üzere kilitleme piminin çapı için (8 mm) b_0 boyut faktörü 1 olarak alınması uygundur [74]. Bir sonraki aşamada malzemenin kayma akma mukavemeti ve tam değişken yük için sürekli kayma mukavemeti değerleri b_0 boyut faktörü ile çarpılıp düzeltilmiş Smith diyagramı (2 nolu) çizilir. b_0 boyut faktörü 1 olduğundan değerler değişmeyecektir.

$$\begin{aligned}\tau'_{TD} &= \tau_{TD} \cdot b_0 = 224,4 \cdot 0,95 = 224,4 \text{ MPa} \\ \tau'_{AK} &= \tau_{AK} \cdot b_0 = 298,90 \cdot 0,95 = 298,90 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{6.14}$$

Mukavemeti azaltan diğer faktörler ise, çentik ve yüzey pürüzlülüğünün etkilerinden kaynaklanır. Şekil faktörü, çentiğin geometrisine, parçanın kesit şekline ve yükleme cinsine bağlı olup, malzemeye ilişkisi yoktur ve kesmenin neden olduğu kayma gerilmesinde, çentik tabanında gerilmede artış olmadığından, bu hal için şekil faktörü $\alpha_\zeta = 1$ kabul edilebilir.

Makina elemanlarının sürekli mukavemete göre boyutlandırılmasında bir diğer etken faktör çentik etkisi β 'dır. Şekil faktörü malzemedan bağımsız olmasına rağmen, çentik faktörü malzemenin özelliklerinden etkilenir. Malzemenin mukavemet değeri ne kadar yüksekse çentikten etkilenmesi de o derece büyük olur. Her ne kadar literatürde şekil faktörü ile çentik faktörü arasındaki ilişkiyi araştıran birçok bağıntı olsa da, bu faktör değişik fatura formları (Şekil 6.6) için elde edilmiş verilerin bulunduğu Çizelge 6.4'ten seçilmiştir [74].



Şekil 6.6 : Milde değişik tasarımlar

Çizelge 6.4 : Değişik tasarım formları için β değerleri

Form	r/D	Malzemenin Kopma Mukavemeti (N/mm ²)			
		400 ... 600	800	1000	1200
A ... D	0	2,2 ... 2,7	3,4	3,5	4,5
	0,05	1,7 ... 1,8	2,1	2,3	2,8
	0,	1,5	1,7	1,8	2,1
	0,15	1,4	1,5	1,6	1,7
	0,2	1,3	1,35	1,4	1,6
	0,25	1,25	1,3	1,35	1,5
E	0,1	1,36	1,64	1,68	1,72
	0,2	1,22	1,4	1,42	1,45
	0,3	1,18	1,32	1,34	1,36
	0,4	1,13	1,24	1,26	1,27
	0,6	1,1	1,16	1,17	1,18
F ve G	-	1,1	1,2	1,3	1,4

Kilitleme piminin formu yaklaşık olarak A tipiyle benzerlik göstermektedir. r ile gösterilen köşe yuvarlatmasının değeri ise 1 mm'dir. Pimin kesit çapı 8 mm olduğundan r/D oranı 0,125 olarak bulunur. Buna göre, Çizelge 6.4'ten AISI 1050 çeliğinin kopma mukavemetine (748 N/mm²), 1,35 değerindeki çentik faktörü karşılık gelmektedir [74].

Makina elemanlarının yüzeyinin hassas veya kaba işlenmesi de mukavemet değerini etkiler. Zira kaba işlenmiş yüzeyin pürüzlülüğü de bir çeşit çentikli yüzeydir. İşleme kabalaştıkça yüzeydeki pürüzler artar ve mukavemet küçük oranda da olsa azalır. Bu azalma b₁ yüzey işleme faktörü ile gösterilir ve Çizelge 6.5'te değerleri verilmiştir [74].

Çizelge 6.5 : Yüzey işleme faktörü (b_1)

Yüzeyin Durumu	Malzemenin Kopma Mukavemeti (N/mm ²)				
	400	500	600	700	800
İnce Taşlanmış	0,99	0,985	0,98	0,975	0,972
Taşlanmış	0,96	0,95	0,94	0,935	0,932

Gerek yüzey pürüzlerinin ve gerekse çentiklerin dinamik yüklere karşı mukavemeti azalttığından daha önceki bölümlerde bahsedildi. Yüzey işleme faktörü b_1 ve çentik faktörü β 'dan oluşan b_1/β ifadesi mukavemet değerleri ile çarpılarak şekil sürekli mukavemet diyagramı elde edilir. Düzeltilmiş Smith diyagramının (2 nolu) kırılma noktasındaki (A) genlik değeri τ_{gK} 'dir ve bu değer b_1/β ile çarpılarak şekil sürekli mukavemet genliği değeri olan τ_{sgK} bulunur (B). Yine τ'_{TD} büyüklüğü de aynı ifade ile çarpılarak şekil tam değişken mukavemet genliği τ_{sTD} hesaplanır ve düşey ekseninde yerleştirilir. Bu nokta ile B noktası, B noktası ile de C noktası birleştirilir (Şekil 6.7). Sayısal sonuçlar aşağıda verilmiştir.

$$\tau_{sTD} = \tau'_{TD} \cdot \frac{b_1}{\beta} \quad (6.15)$$

$$\tau_{sTD} = 224,4 \cdot \frac{0,935}{1,35} = 155,41 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{sgK} = \tau_{gK} \cdot \frac{b_1}{\beta} \quad (6.16)$$

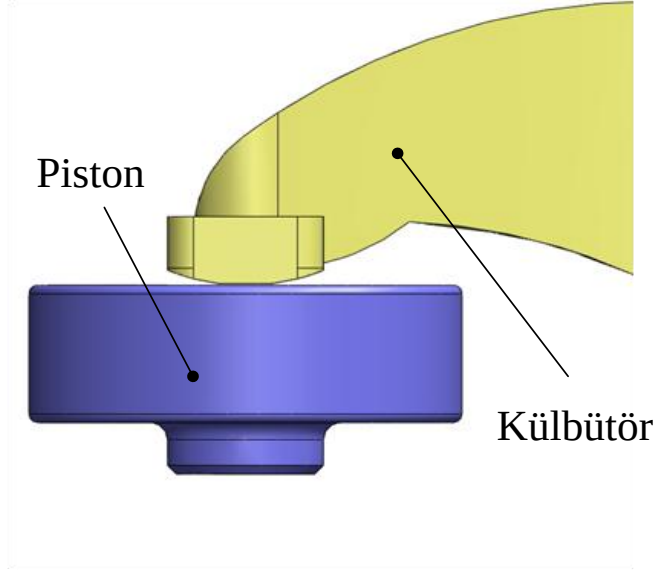
$$\tau_{sgK} = 200 \cdot \frac{0,935}{1,35} = 134,8 \text{ N/mm}^2$$

Sonuç olarak, kilitleme pimi için Smith diyagramı elde edilmiş olur ve eşitlik (6.11)'de hesaplanmış olan τ_o ve τ_g değerleri diyagram üzerinde yerleştirildiğinde güvenli aralıkta oldukları görülür. Bu ise bize, parçanın mevcut işletme şartları altında, teorik olarak sonsuz ömre sahip olduğunu göstermektedir.



Külbütör, mekanizma devrede olsun ya da olmasın sürekli piston ile temas halindedir. Külbütörün, pistona değen yüzeyi silindirik yapıdadır ve bu yüzden piston ile teması silindirik bir parçanın düzlem ile yaptığına benzerlik gösterir. Tabii ki bu durum Hertz yüzey gerilmelerine sebebiyet verir.

Hertz gerilmelerinden kaynaklanan problemlerin çözülebilmesi için bazı basit kabullerin yapılması gerekmektedir. Örneğin, temas eden yapıların izotropik, homojen ve elastik oldukları, yüzeylerin pürüzsüz oldukları düşünülmüştür. Pürüzsüz yüzey kabulü ile sürtünme kuvvetlerinin etkisi hesaplara dâhil edilmemiştir.



Şekil 6.8 : Külbütör ve piston arasındaki teması gösteren resim

Şekil 6.8’de görüldüğü üzere, külbütör ile piston arasındaki temasın şekli silindirik bir parçanın düzlemle yaptığı temasa benzerlik göstermektedir. Maksimum temas basıncı, yükün etki ettiği eksen doğrultusunda olmaktadır. Söz konusu durum için maksimum basıncı veren ifade şu şekilde verilir [76].

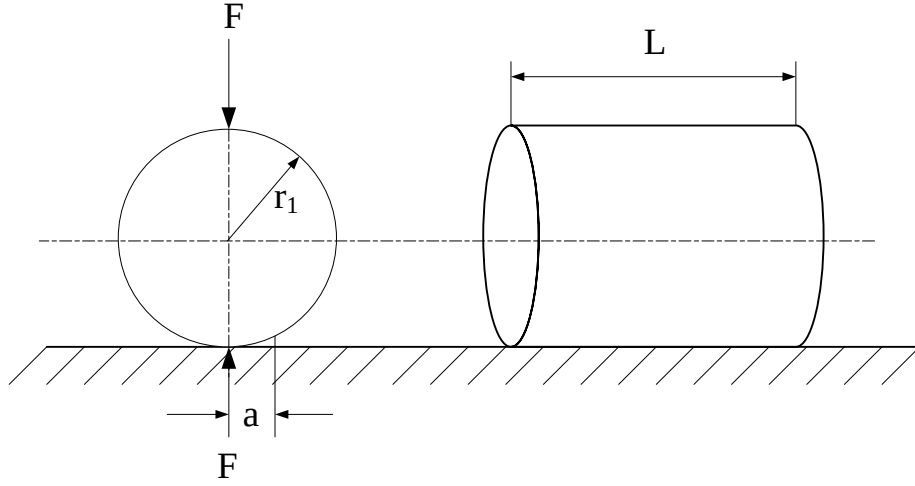
$$p_{maks} = \frac{2}{\pi} \frac{F}{a \cdot L} \quad (6.17)$$

Temas alanını belli eden büyüklükler, a (mm) ve L (9 mm) değerleridir. Silindirik yüzeyler için a , dikdörtgen şeklindeki temas alanının kısa kenarının yarısıdır ve L ise silindirin uzunluğudur. Düzlemle temas halinde olan silindir için kısa kenarın uzunluğunu veren bağıntı aşağıda eşitlik ile verilmiştir (6.18)

$$a = 1,076 \sqrt{\frac{F}{L} r_1 \Delta} \quad (6.18)$$

$$\Delta = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}$$

İfade de E (GPa) ile gösterilen büyüklük elastisite modülüdür ve r_1 (12 mm) temas eden cismin yarıçapıdır. L daha öncede belirtildiği gibi silindirin uzunluğu olup, F (N) ise külbütör ile piston arasındaki bası kuvvetidir. Külbütör ile piston arasındaki temasın parametreleri ve gerekli boyutlar Şekil 6.9’da verilmiştir.



Şekil 6.9 : Külbütör temas noktasının temel boyutları

Bütün ölçüler belli olduğuna göre, külbütör ile piston arasında oluşacak olan maksimum temas basıncı hesaplanabilir. Külbütör ve piston ise çelik malzemeden imal edildiğinden her ikisinin de elastisite modülü birbirine eşit ve 200 GPa civarındadır. Boyutlar ve diğer değerler bilindiğinden temas alanının kenar uzunluğu hesaplanabilir.

$$\Delta = \frac{1}{200} + \frac{1}{200} = 0,01 \text{ GPa}$$

$$a = 1,076 \sqrt{\frac{120}{0,009} \cdot 0,012 \cdot \frac{0,01}{10^9}} = 0,043 \text{ mm}$$

İki yüzey arasında oluşacak maksimum yüzey basıncı ise $F = 120 \text{ N}$ 'luk kuvvet altında;

$$p_{maks} = \frac{2}{\pi} \frac{120}{a \cdot L} = \frac{2}{\pi} \frac{120}{0,043 \cdot 9} = 197,4 \text{ MPa}$$

değerine eşit olacaktır. Bu durumda pistonun ezilmeye karşı ezilme emniyet katsayısı ise;

$$S = \frac{\sigma_K}{p_{maks}} = \frac{748}{197,4} = 3,78 \quad (6.19)$$

olarak bulunacaktır. Bu değer pistonun yeteri kadar emniyetli olduğunu göstermektedir.

6.2.3 Helisel Piston Yayı

Helisel yay, pistonun altında konumlandırılmış bir parçadır ve dinamik yüklemeye maruz kalmaktadır. Bu açıdan mukavemet kontrolünün yapılması gerekmektedir. Daha önceki bölümlerde çevrim atlatma mekanizmasının boyutlarını minimum seviyede tutmak için en uygun yay boyutları seçilmiştir. Bu aşamada ise seçilen boyutlardaki yayın çalışma koşullarında gerekli dayanımı gösterip gösteremeyeceği kontrol edilecektir.

Piston yayının malzemesi supap yayı ile aynı seçilmiştir. Malzeme, krom vanadyum olup ASTM standartlarında A232 kodu, SAE standartlarında ise 6150 kodu ile gösterilmektedir. Yaygın bir kullanım alanına sahip bir malzeme olup, yorulmaya maruz kalan elemanlarda iyi sonuç vermektedir. Ayrıca darbeli yüklere karşı da dayanımı uygundur ve 220°C gibi sıcaklıklara kadar çalışabilmektedir [56].

Piston yayı, dinamik yüklemeye maruz kaldığı için hesaplamaların da bu duruma uygun olarak yapılması gerekmektedir. Yay, mekanizmanın içine bir ön gerilme kuvveti ile monte edilmiştir. Bu değer, yayın çalışma uzunluğunun yaklaşık olarak % 20'sine (2 mm) eşit olacaktır ve bu yer değiştirme altında yay 5 N'luk bir ön gerilme kuvveti ile yerleştirilmiş olacaktır ($k = 2,5 \text{ N/mm}$). Yapılan kuvvet analizlerinden elde edilen sonuçlarda (Şekil 6.3), yaya etkiyen maksimum yükün 21,5 N değerinde olduğu bulunmuştur. Ancak, piston yayının mukavemet kontrolü yapılırken yayın maksimum yer değiştirmeye ulaştığında oluşturacağı tepki kuvvetini hesaplamak gerekir. Piston yayının, çalışma uzunluğu yaklaşık olarak 10,5 mm olduğundan maksimum yer değiştirmede oluşacak kuvvet aşağıdaki eşitlik ile bulunur.

$$k = \frac{F_{maks} - F_{min}}{y} \quad (6.20)$$
$$F_{maks} = F_{min} + k \cdot y = 5 + 2,5 \cdot 10,5 = 31,25 \text{ N}$$

Böylece ortalama kuvvet ve kuvvet genliği bulunabilir.

$$F_o = \frac{F_{maks} + F_{min}}{2} = \frac{31,25 + 5}{2} = 18,125 \text{ N/mm}$$

$$F_g = \frac{F_{maks} - F_{min}}{2} = \frac{31,25 - 5}{2} = 13,125 \text{ N/mm}$$
(6.21)

Yorulma dayanıma göre hesaplama yapmak iteratif bir çözümlemedir. Burada yapılan nihai hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler verilmiştir. Helisel yaylar, burulma ve kesilme gerilmelerine maruz kaldığından, burulma gerilmesi için değiştirilmiş Goodman diyagramı kullanılacaktır. Kilitleme pimi için türetilmiş olan Smith diyagramına benzer şekilde, yay çelikleri içinde aynı diyagram türetilbilir ve aynı çözümleme yapılabilir. Ancak burada hesaplamalarda kolaylık olması açısından Goodman diyagramı kullanılmıştır [57]. Değiştirilmiş Goodman diyagramının çizilebilmesi için malzemeye ait bazı değerlerin bilinmesi gerekmektedir.

Öncelikle, yayın burulma kopma dayanımının bulunması gerekir. Yayın şekillendirilmesi aşamasında, yay sabiti de göz önünde bulundurularak optimum çap seçilmiştir. Standartlara bakıldığında A232 kodlu yay malzemesi için standart çapın 1,6 mm olduğu görülmektedir. Yayın tel çapı bilindiğine göre, kopma dayanımı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır.

$$\sigma_K = A \cdot d^b$$
(6.22)

İfade de, d tel çapı (mm), b üs değeridir ve A ifadesi de bir katsayı olup, her iki değer de A232 için oluşturulmuş Çizelge 6.6'dan okunmuştur [57].

Çizelge 6.6 : A232 yay çeliğinin kopma dayanımını hesaplamak için gerekli olan katsayılar

ASTM #	Çap Aralığı (mm)	Üs (b)	A Katsayısı (MPa için)
A232	0,5-12	-0,1453	1909,9

Böylece kopma mukavemeti;

$$\tau_K = 0,577 \cdot \sigma_K = 0,577 \cdot 1783,8 = 1029,3 \text{ MPa}$$
(6.23)

olarak bulunur. Goodman diyagramı çizilirken yatay eksene kayma kopma gerilmesinin değerinin yerleştirilmesi gerekmektedir. Kayma kopma gerilmesi ile normal kopma gerilmesi arasındaki bağıntı göz önünde bulundurulursa;

$$\tau_K = 0,577 \cdot \sigma_K = 0,577 \cdot 1783,8 = 1029,3 \text{ MPa} \quad (6.24)$$

şeklinde hesaplanır. Aynı şekilde kayma akma dayanımı ile kopma mukavemeti arasında da aşağıdaki gibi bir bağıntı söz konusudur.

$$\tau_{AK} = 0,43 \cdot \sigma_K = 0,43 \cdot 1783,8 = 767 \text{ MPa} \quad (6.25)$$

Goodman diyagramının oluşturulurken gerekecek bir diğer parametre ise malzemenin sürekli mukavemet sınırıdır. Çekiçleme işlemine tabi tutulmuş yaylar için, sürekli mukavemet sınırı (τ_D) 465 MPa civarındadır. Goodman diyagramının düşey eksenini kestiği noktayı saptayabilmek için tam değişken zorlanma halindeki sürekli mukavemet değerinin bilinmesi gerekmektedir. Aşağıda verilen bağıntı sayesinde bu değer bulunabilir [57].

$$\tau_{TD} = 0,5 \frac{\tau_D \cdot \tau_K}{\tau_K - 0,5 \cdot \tau_D} = 0,5 \frac{465 \cdot 1029,3}{1029,3 - 0,5 \cdot 465} = 300,35 \text{ MPa} \quad (6.26)$$

Gerekli büyüklükler saptandığına göre, diyagramı çizmek için koordinat eksenin yatay düzleminde τ_K değeri, düşey düzleminde ise τ_{TD} değeri yerleştirilerek bu iki nokta birleştirilir (Şekil 6.10).

Goodman diyagramı çizildikten sonra, yayın çalışma şartlarından yararlanılarak diyagram üzerinde yük çizgisi adı verilen doğru çizilmiştir. Bu çizgi yardımı ile yayın hangi gerilme değeri altında hasara uğrayacağı tespit edilir. Helisel yayın indeksi (C) 10 olarak seçilmiştir ve yay indeksi çap oranına eşit olduğundan, telin ortalama çapı 16 mm olarak bulunmuştur. Sonraki adımda, yaya ait ön gerilme, gerilme genliği, ortalama gerilme değerleri sırası ile bulunmuştur.

Yay, çevrim atlatma mekanizmasına ön gerilmeli olarak monte edilmektedir ve bu durum için statik gerilme hali söz konusudur. Ortalama gerilme için hesaplama yapılırken de benzer durum söz konusudur. Yaylarda gerilme hesabı yapılırken, eğer statik kontrol yapılacaksa K_s ile ifade edilen kesme etkisini dikkate alan faktörün hesaplanması gerekir [58].

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} = 1 + \frac{0,5}{10} = 1,05 \quad (6.27)$$

Buna göre, ön gerilme ve ortalama genlik değerleri denklem (6.28) ve (6.29)'da ki gibi hesaplanmıştır.

$$\tau_i = K_s \frac{8 \cdot F_i \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 1,05 \frac{8 \cdot 5 \cdot 16}{\pi \cdot 1,6^3} = 52,25 \text{ N/mm}^2 \quad (6.28)$$

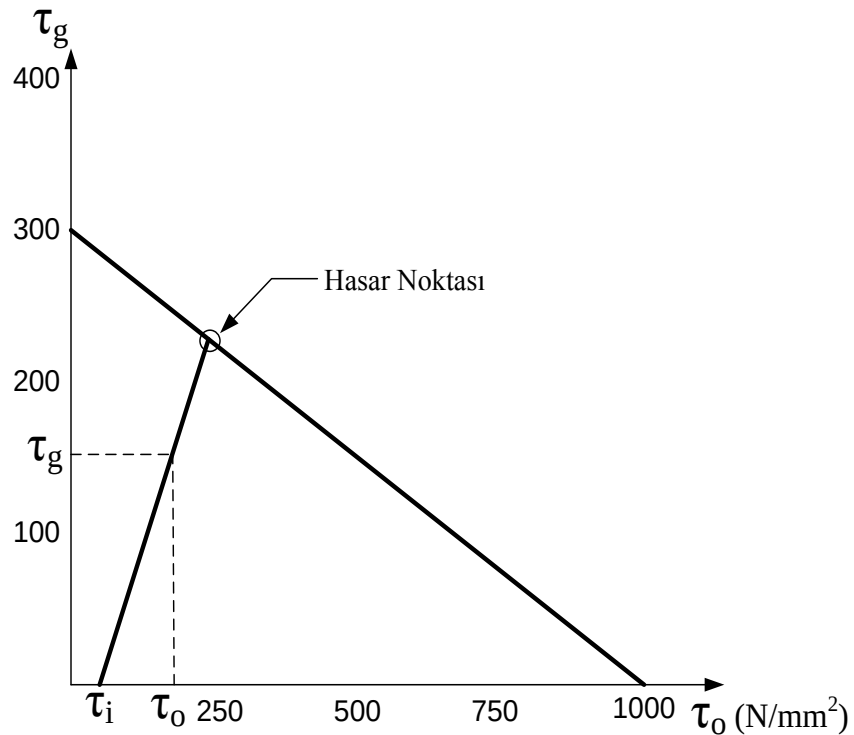
$$\tau_o = K_s \frac{8 \cdot F_o \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 1,05 \frac{8 \cdot 18,125 \cdot 16}{\pi \cdot 1,6^3} = 189,4 \text{ N/mm}^2 \quad (6.29)$$

Ancak gerilme genliğine dayalı hesap yapılırken dinamik bir zorlanma hali olduğundan, önce bu tip hesaplarda kullanılan düzeltme faktörü Wahl katsayısının hesaplanması gerekmektedir [58]. Daha sonra gerilme genliği hesaplanmıştır (6.31).

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} = 1,144 \quad (6.30)$$

$$\tau_g = K_w \frac{8 \cdot F_g \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 1,144 \cdot \frac{8 \cdot 13,125 \cdot 16}{\pi \cdot 1,6^3} = 149,55 \text{ N/mm}^2 \quad (6.31)$$

Gerekli bütün değerler bulunduktan sonra, değiştirilmiş Goodman diyagramı üzerinde yük eğrisi çizilmiş ve emniyet katsayısı hesaplanmıştır.



Şekil 6.10 : ASTM A232 1.6 mm çaplı yay telinin kayma gerilmesi için değiştirilmiş Goodman Diyagramı

Şekil 6.10'daki diyagram yardımı ile mukavemet kontrolü yapılmıştır. Yük çizgisinden de görüleceği gibi bulunan ortalama gerilme değerine karşılık gelen gerilme genliği Goodman diyagramının emniyetli alanı içerisinde kalmaktadır. Emniyet katsayısı da eşitlik (6.32)'de verildiği gibi bulunur. Bulunan sonuç emniyeti sağlamak açısından yeterlidir; çünkü tehlikeli durumlarda helisel bası yayları için S yaklaşık olarak 1,5...2,5 arasında alınır [58].

$$S = \frac{\tau_{TD} \cdot (\tau_K - \tau_i)}{\tau_{TD} \cdot (\tau_o - \tau_i) + \tau_K \cdot \tau_g} = \frac{300,35 \cdot (1029,3 - 52,25)}{300,35 \cdot (189,4 - 52,25) + 1029,3 \cdot 149,55} = 1,503 \quad (6.32)$$

7. YORUMLAR VE GELECEK ÇALIŞMALAR

Yapılan çalışma, dört zamanlı içten yanmalı benzinli motorlar için geliştirilmiş “Çevrim Atlatma Stratejisi” için yeni bir mekanizma tasarımını içermektedir. Çalışmalar, çevrim atlatma stratejisinin sadece teorik kısmını değil aynı zamanda deney motoru ile yapılan test sonuçlarını da içermektedir. Elde edilen sonuçlar, deney motoru üzerinde kullanılan çevrim atlatma kelebeklerinin sızdırmazlık problemlerinden kaynaklı olumsuz etkiler yüzünden beklenen verim artışının sağlanmadığı yönündedir.

Geliştirilmiş olan yeni mekanizma, motor üzerindeki supapların doğrudan kullanımı ile sızdırmazlığın sağlanmasını hedef almaktadır. Çevrim atlatma prensibinin, motorun iş üreten bir çevriminin ardından iş üretmeyen çevrimin takibi prensibine dayandığı belirtilmiştir. Yeni mekanizmadan da yüksek hızlarda da olsa, supapları devreye alması/çıkarması beklenmektedir.

Yeni mekanizma, motor üzerindeki parçalarda minimum değişiklik, kolay montaj ve gerektiğinde rahat müdahale gibi şartları sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Parçalar şekillendirilirken, mümkün olan en ufak boyutlarda olmasına özen gösterilmiştir. Malzeme seçimlerinde ise motor üzerinde kullanılan diğer parçalarla aynı veya benzer özelliklere sahip malzemeler kullanılmıştır.

Parçaların şekillendirilme aşamalarında etkiyen kuvvetlerin tayini gerekmektedir ve bu amaçla mekanizmanın dinamik modeli oluşturulmuştur. Yapılan analitik çözüm ile mekanizmanın maruz kaldığı ivmeler hesaplanmıştır ve elde edilen değerlerin makul seviyelerde olduğu görülmüştür.

Çevrim atlatma mekanizması, iki farklı evrede çalışmaktadır. Supapların devrede ve devre dışı olduğu durum. Her iki durum içinde, bazı parçalar dinamik kuvvetler altındadır. Yapılan mukavemet hesaplamaları ve buna bağlı olarak malzeme seçimlerinde, parçaların bu kuvvetler altında mukavim oldukları görülmüştür. Genel olarak özetlenirse, mekanizma hem çalışma prensibi hem de mukavim olması açısından tatminkâr sonuçlar vermiştir.

Yapılan katı model çizimler, motor üzerinde sadece emme supabı tarafı için gerçekleştirilmiştir. Ancak, mekanizma egzoz supapları için de uygulanabilir. Çevrim atlatma stratejisi, kullanılan deney motorunun aksine sadece tek silindirli ve tek emme ve egzoz supabına sahip motorlar hariç, çok silindirli ve supaplı motorlar için de kullanılabilir. Söz konusu durumla paralel olarak tasarımı yapılmış mekanizma da aynı şekilde bu tip motorlara ufak değişiklikler ile uygulanabilir.

Tez kapsamında, kilitleme piminin tahriki ile ilgili bir çalışma yapılmamıştır. Pimin tahrik edilmesi ile ilgili problem, bu konu üzerinde yapılacak ileriki çalışmalar ile aşılabılır. İkinci bir kam mekanizması, lineer bir motor veya solenoid mekanizma ile istenilen hızlarda kilitleme pimine hareket verebilecek çözümler üretilebilir. Zira mekanizmanın montajının yapıldığı silindir kafasının bulunduğu alanda ve tasarımda değişiklik yapmak bölgede yeterli alan bulunduğundan kolaydır.

KAYNAKLAR

- [1] **Lenz, H. P. and Cozzarini, C.**, 1999. Emission and air quality. 1st ed., Society of Automotive Engineers.
- [2] **Mondt, J. R.**, 2000. Cleaner cars, Society of Automotive Engineers.
- [3] **Schaefer, F. and Basshuysen R. V.**, 1995. *Reduced emissions and fuel consumption in automobile engines*, Springer-Verlag.
- [4] **BP**, 2003. Statistical review of world energy.
- [5] **Cayot, J. F.**, 1993. The importance of carbon dioxide emissions legislation to the future of the world automobile industry, Society of Automobile Engineers, paper no 930941.
- [6] **Amann, C. A.**, 1990. The passenger car and the greenhouse effect, Society of Automobile Engineers, paper no 920099.
- [7] **Schulte, H. and Wirth, M.**, 2002. Internal combustion engines for the future, www.osd.org.tr/13.pdf, 16.11.2008.
- [8] **Kutlar, O. A.**, 1999. Dört zamanlı otto (rochas) çevrimli motorlarda kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmak için yeni bir yöntem (periyot atlatmalı motor), *Doktora Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [9] **Kutlar, O. A., Arslan, H. and Calik, A. T.**, 2005. Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load, *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp.3202-3220.
- [10] **Kutlar, O. A.**, 1998. Four stroke internal combustion engine with skip cycle system, *World Intellectual Property Organization (WIPO)*, WO9963214.
- [11] **Federenko, Y., Korzhov, M., Fillippov, A., Atamanenko, N.**, 1996. Method and system for power control of internal combustion engines using individual cycle cut-off, Society of Automotive Engineers, 960462.
- [12] **Forster, H. J., Lubbig, B. E. and Letsche, U.**, 1985 Process and apparatus for intermittent control of a cyclically operating internal combustion engine, *United States Patent*, No: 4.509.488.
- [13] **Huang, H. H., Jeng, M. H., Chang, N. T., Peng, Y. Y., Wang, J. H., Chiang, W. L.**, 1993. Improvement of exhaust emissions form a two stroke engine by direct injection system, Society of Automotive Engineers, 930497.
- [14] **Basshuysen, R. V.**, 1933. Cylinder deactivation and fading out of individual cycles to the fuel economy and exhaust emissions, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, **54**, 5.

- [15] **Salber, W., Kemper, H., Staany, F., Esch, T.,** 2001. The electromechanical valve actuation system for future propulsion concepts - part 2, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, **62**, 1.
- [16] **Kutlar, O. A., Arslan, H., and Calik, T. A.,** 2007. Skip cycle mechanism for spark ignition engines: An experimental investigation of a new type working strategy, *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 370-379.
- [17] **Göbel, T. and Esch, T.,** 1993. Gemischbildung bei drosselfreier laststeuerung von Ottomotoren, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, **54**, 12.
- [18] **Gray, C.,** 1988. A review of variable engine valve timing, Society of Automotive Engineers, 880386.
- [19] **Stone, R. and Kwan, E.,** 1989. Variable valve actuating mechanisms and the potential for their application, Society of Automotive Engineers, 890673.
- [20] **Ahmad, T. and Theobald, M. A.,** 1989. A survey of variable-valve-actuating technology, Society of Automotive Engineers, 891674.
- [21] **Honda Deutschland GmbH,** 1992. Innovative technik von Honda-Variable Ventilsteuerung.
- [22] **Hilliard, J., Springer, G. S. and Asmus, T. W.,** 1984. Fuel economy in road vehicles powered by spark ignition engines-effects of valve events on engine operation, Plenum Press.
- [23] **Assanis, D. and Polishak, M.,** 1990. Valve event optimization in a spark ignition engine, *Journal of engineering for gas turbines and power*, vol. 112.
- [24] **Vo, Q. H. and Oehling, K. H.,** 1991. Untersuchungen an hydraulischen variablen ventilsteuerungen, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, **52**, 12.
- [25] **Kreuter, P., Heuser, P. and Schebitz, M.,** 1992. Strategies to improve SI-Engine performance by means of variable intake lift, timing and duration, Society of Automotive Engineers, 920449.
- [26] **Leone, T. G., Christenson, E. J. and Stein, R. A.,** 1996. Comprasion of camshaft timing strategies at part load, Society of Automotive Engineers, 960584.
- [27] **Shiga, S., Yagi, S., Morita, M., Matsumoto, T., Nakamura, H. and Karasawa, T.,** 1995. Effect of early-closing of intake-valve on the engine performance in a spark-ignition engine, Society of Automotive Engineers, 960585.
- [28] **Nagumo, S. and Hara, S.,** 1995. Study of fuel economy improvement through control of intake valve closing timing: cause of combustion deterioration and improvement, *JSAE Review* 16.
- [29] **Ma, T. H.,** 1988. Effects of variable engine valve timing on fuel economy, Society of Automotive Engineers, 880390.
- [30] **Stein, R. A., Galletti, K. M. and Leone, T. G.,** 1995. Dual equal VCT-A variable camshaft timing strategy for improved fuel economy and emissions, Society of Automotive Engineers, 950975.

- [31] **Hara, S., Nakajima, Y. and Nagumo, S.,** 1995. Effects of intake-valve closing timing on spark-ignition engine combustion, Society of Automotive Engineers, 850075.
- [32] **Menne, R. J., Coventry, B. D., Rechs, M. und Klauke, J.,** 1994. Der neue doch-24-ventil-v6-motor mit 2.5 l hubraum für den ford mondeo, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 55, 9.
- [33] **Esch, T., Pischinger, M. und Göbel, T.,** 1996. Luft- und kraftstoffzumessung bei ottomotoren mit variabler ventilsteuernng, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 57, 2.
- [34] **Url-1** <http://www.bmw.com/com/en/insights/technology/technology_guide/articles/vanos_double_vanos.html>, 22.04.2008.
- [35] **Url-2** <<http://www.usautoparts.net/bmw/technology/vanos.htm>>, 22.06.2007.
- [36] **BMW X5 Service Manual,** 2006. www.tech.bentleypublishers.com/servlet/JiveServlet/download/71-23425-232231-3250/E39.Vanos2.pdf, 22.05.2007
- [37] **Url-3** <<http://www.bmwusa.com/Standard/Content/Uniquely/BMWEfficientDynamics/Valvetronic.aspx>>, 15.08.2008.
- [38] **Url-4** <http://autospeed.com/cms/A_1083/article.html>, 29.12.2007.
- [39] **Url-5** <<http://www.usautoparts.net/bmw/technology/valvetronic.htm>>, 20.02.2008
- [40] **Url-6** <<http://www.atzonline.com/index.php;do=show/site=a4e/sid=27981706549ea01ba6db43649540142/alloc=1/id=8070>>, 22.02.2009.
- [41] **Url-7** <<http://www.audiworld.com/news/08/audi-valvelift-system/content.shtml>>, 23.06.2008
- [42] **Url-8** <http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_31.htm> 23.06.2008.
- [43] **Url-9** <<http://www.porsche.com/uk/aboutporsche/porscheandenvironment/technology/variocamplus/>>, 21.05.2008.
- [44] **Url-10** <<http://homepage.virgin.net/shalco.com/VarioCamPlus.htm>>, 26.01.2009.
- [45] **Url-11** <http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_31.htm>, 11.01.2009.
- [46] **Url-12** <<http://www.celicas.co.uk/Technology-Vvtli.html>>, 23.02.2009.
- [47] **Url-13** <http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_31.htm>, 23.02.2009.
- [48] **Url-14** <http://www.toyotaegypt.com.eg/innovation/technology/engines/vvtl_i.asp>, 02.03.2009
- [49] **Morita, Y.,** 1985. Engine valve disabling mechanism having valve disabling device, *United States Patent*, No: 4.556.025, dated 03.12.1985.

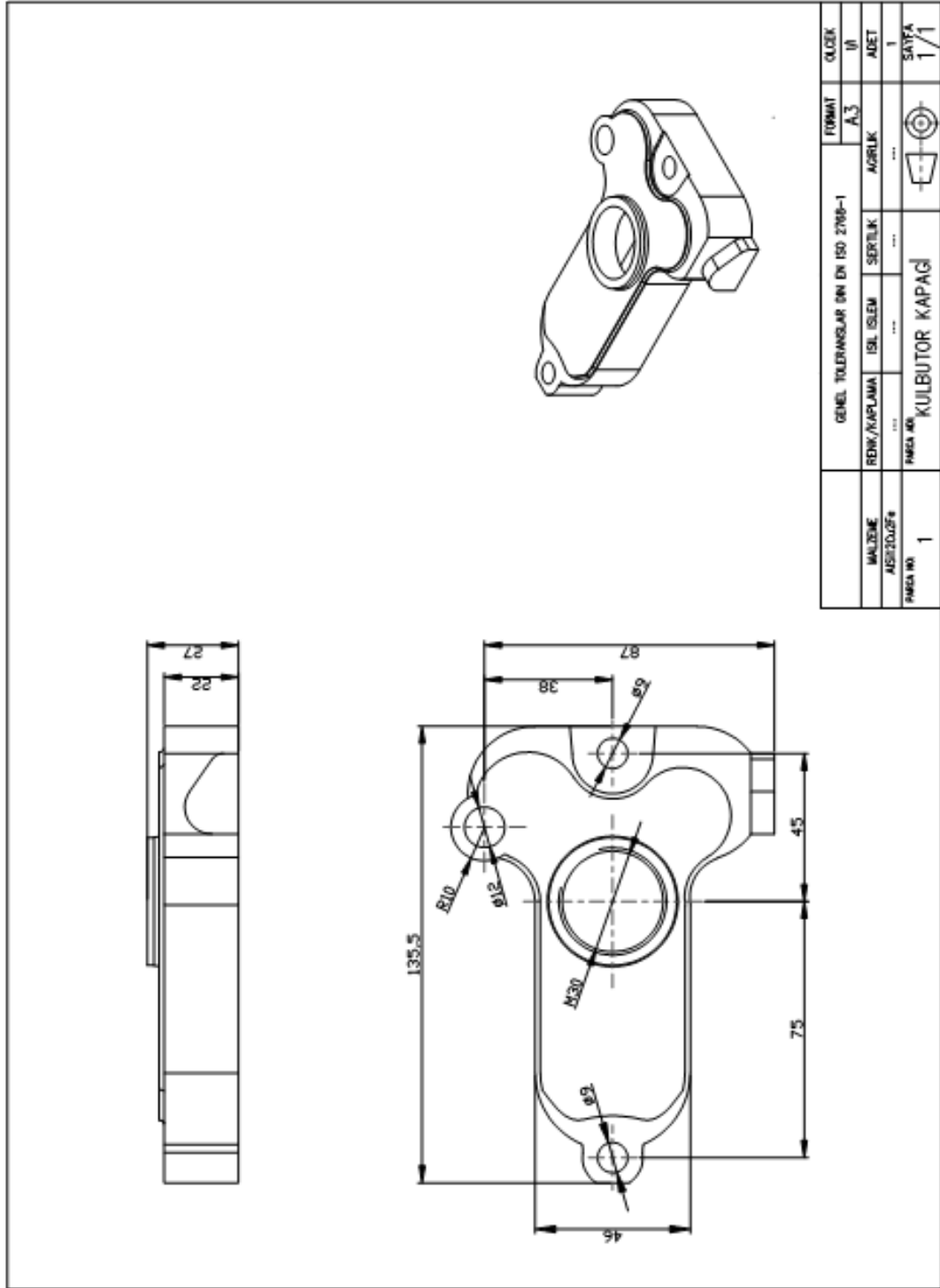
- [50] **Diggs, M. B.**, 1997. Finger Follower Rocker Arm, *United States Patent*, No: 5.653.198, dated 05.09.1997.
- [51] **Heisler, H.**, 1995. Advanced engine technology, SAE International, Warrendale, PA, pp. 17-26.
- [52] **Lombardini 6LD400 Work Shop Manual**, 2006. pp. 17-27.
- [53] **Url-15** <<http://www.engine-cemberci.com/engine/LOMBARDINI/1.pdf>>, 01.05.2008.
- [54] **Lombardini Service Work Shop Manual GR3-4**, 2001. http://service.lombardinigroup.it/documents/Manuali%20Officina/English/Work%20Shop%20Manual%20GR%203_4%20matr%201-5302-556.pdf, 30.01.2008.
- [55] **Ugural, A. C.**, 2004. Mechanical design: an integrated approach, McGraw Hill/Higher Education, Boston, **14**, pp. 562-597.
- [56] **Spring Design Manual**, 1990. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, ch.2.
- [57] **Norton, R. L.**, 2005. Machine design : an integrated approach, Prentice Hall, Upper Saddle River, **13**, pp.740-808.
- [58] **Akkurt, M.**, 2000. Makina Elemanları: Cilt I-II, Birsen Yayınevi, İstanbul, **7**, s.196-233.
- [59] **Spring Design Manual**, 1990. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, ch.3.
- [60] **Collins, J. A.**, 2003. Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective, John Wiley, New York, **14**, pp. 515-548.
- [61] **Spring Design Manual**, 1990. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, ch.5.
- [62] **Khonsari, M. M. and Booser, E. R.**, 2001. Applied tribology : bearing design and lubrication, John Wiley, New York, **4**, pp. 201-245.
- [63] **Meriam, J. L.**, 1975. Dynamics, Wiley, New York, **5**, pp. 163-185.
- [64] **Norton, R. L.**, 1999. Design of machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanism and machines, WCB McGraw Hill, Boston, **10**, pp. 500-520.
- [65] **Norton, R. L.**, 1999. Design of machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanism and machines, WCB McGraw Hill, Boston, **13**, pp.599-638.
- [66] **Url-16** <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=03105257ef9947999d6c0086e6ac2c98.MatWeb>>, 15.09.2008.
- [67] **Hatch, T. and Pisano, A. P.**, 1991. Modeling, simulation, and modal analysis of a hydraulic valve lifter with oil compressibility effects, *Journal of Mechanical Design*, **113**, 46.
- [68] **Rothbart, H. A.**, 1956. Cams: design, dynamics, and accuracy, Wiley, New York, **6**, pp. 182-213.

- [69] **Jensen, P. W.**, 1987. Cam design and manufacture 2nd edition, CRC Publishing, **10**, pp. 170-187.
- [70] **Norton, R. L.**, 2001. Cam design and manufacturing handbook, Industrial Press, Inc. **10**, pp. 263-314.
- [71] **Rothbart, H. A.**, 1956. Cams: design, dynamics, and accuracy, Wiley, New York, **7**, pp. 214-230.
- [72] **Collins, J. A.**, 2003. Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective, John Wiley, New York, **2**, pp. 22-129
Chapter 2 p.22-129.
- [73] **Collins, J. A.**, 2003. Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective, John Wiley, New York, **4**, pp. 160-254.
- [74] **Babalık, F. C.**, 2006. Makina elemanları ve konstrüksiyon örnekleri, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, **3**, s.31-84.
- [75] **Url-17** <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=6167febb49ce4a008487ce2b75d9fec1>>, 22.03.2009.
- [76] **Ugural, A.**, 2004. Mechanical design: an integrated approach, McGraw-Hill/Higher Education, Boston, **3**, pp.71-150.

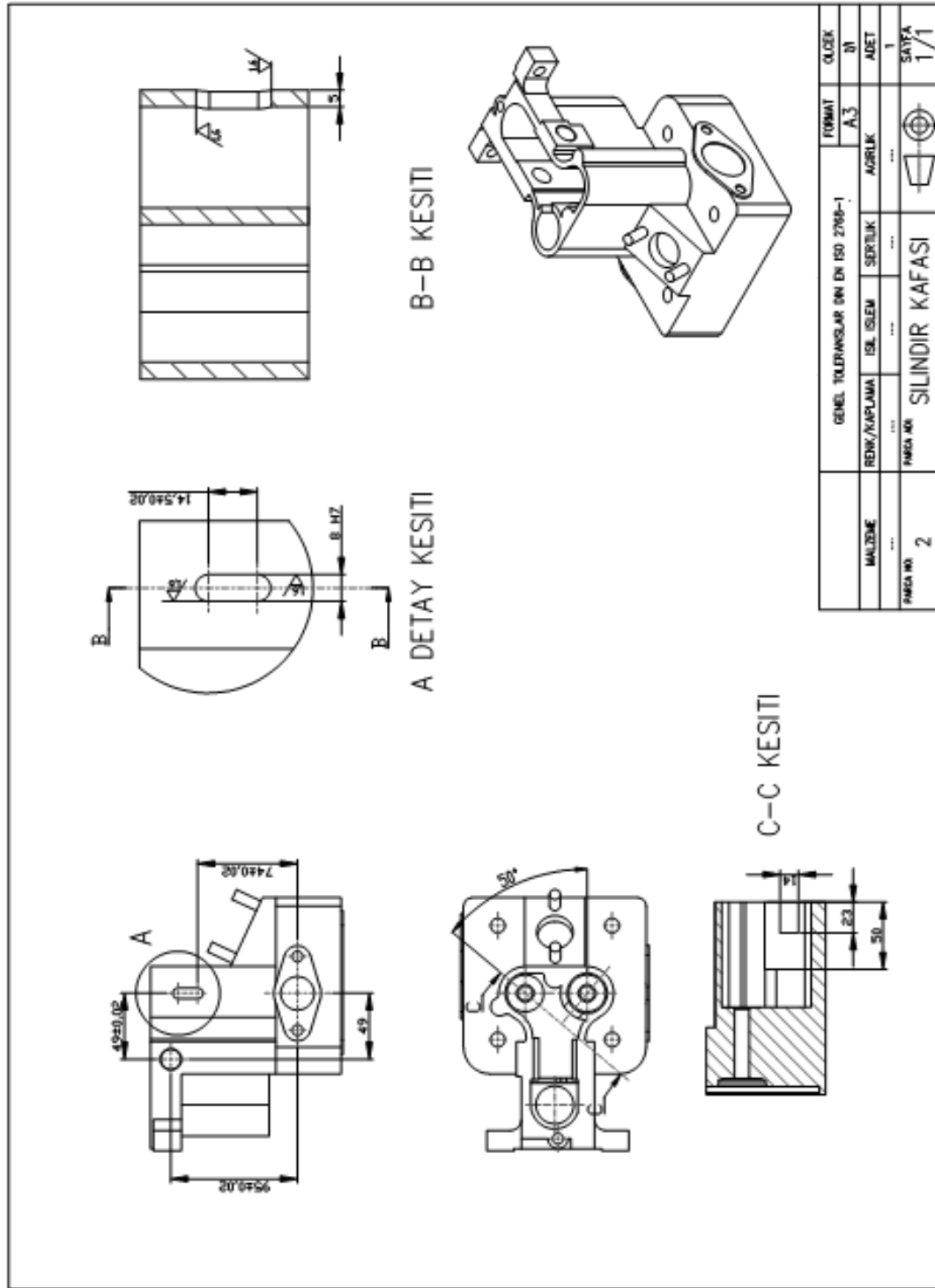
EKLER

EK A.1 : Teknik Resimler ve Kama ait Verilerin Bulunduğu Tablolar

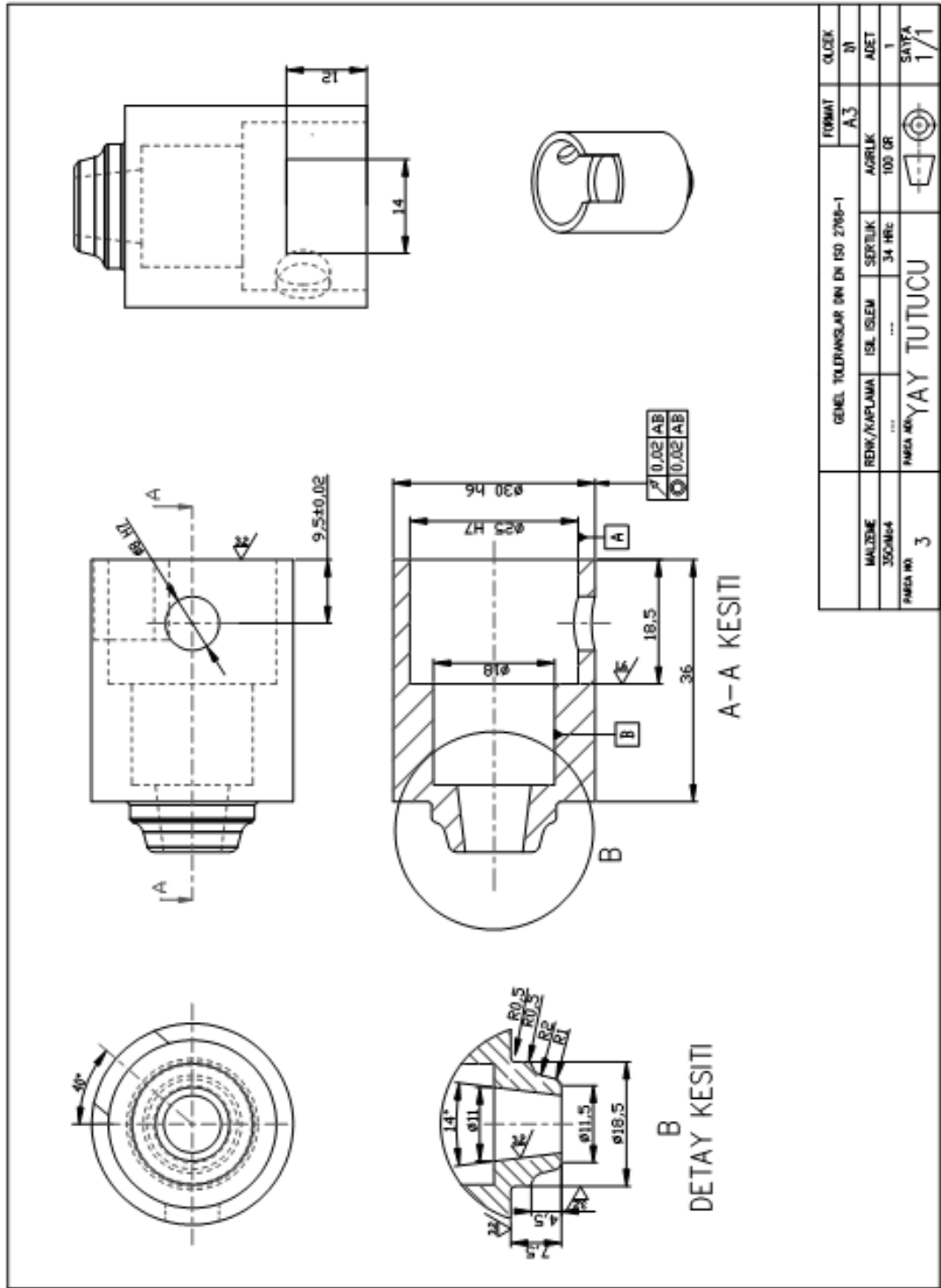
EK A.1



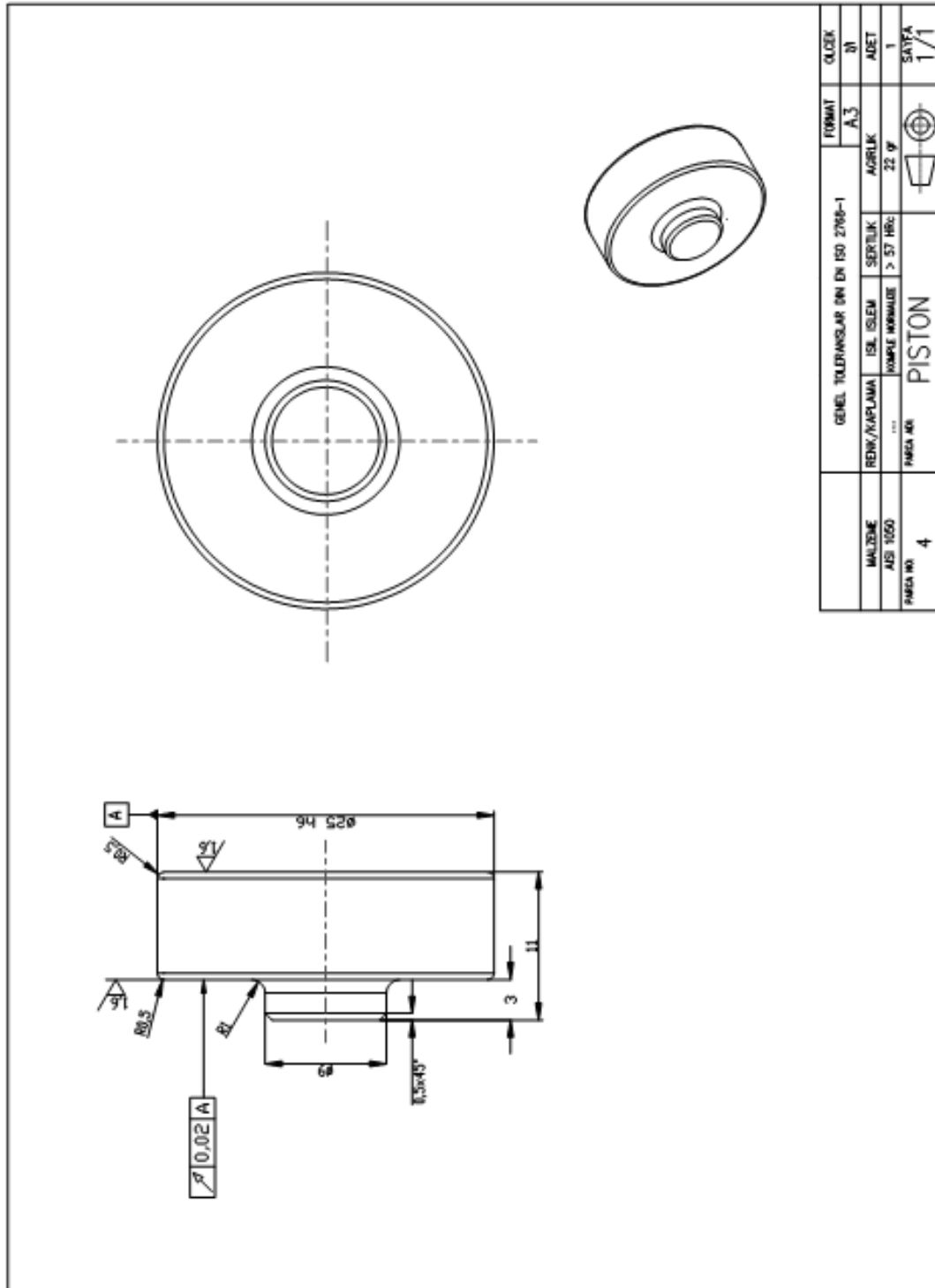
Şekil A.1 : Külbütör kapağına ait teknik resim



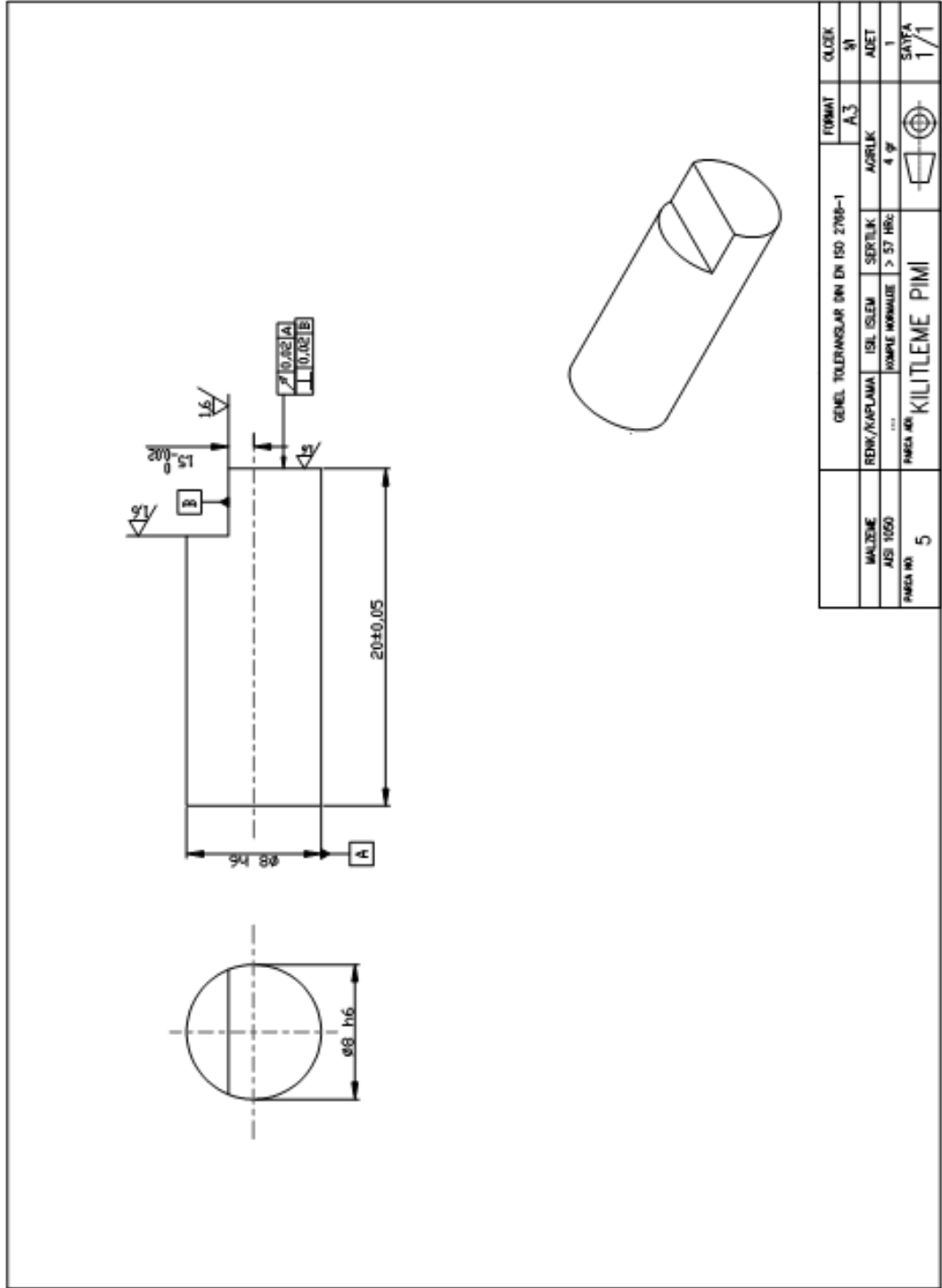
Şekil A.2 : Silindir kafasına ait teknik resim



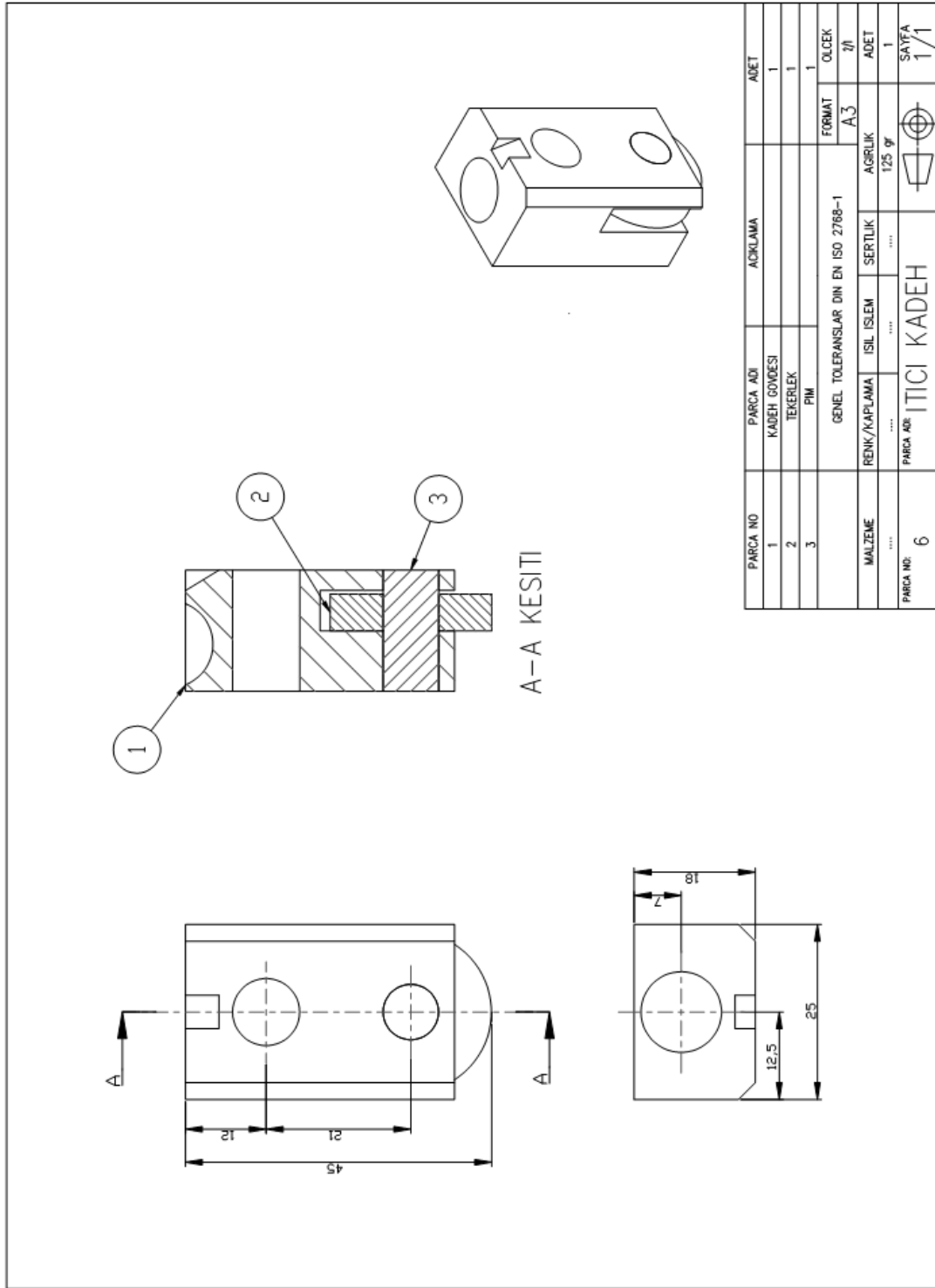
Şekil A.3 : Yeni yay tutucuya ait teknik resim



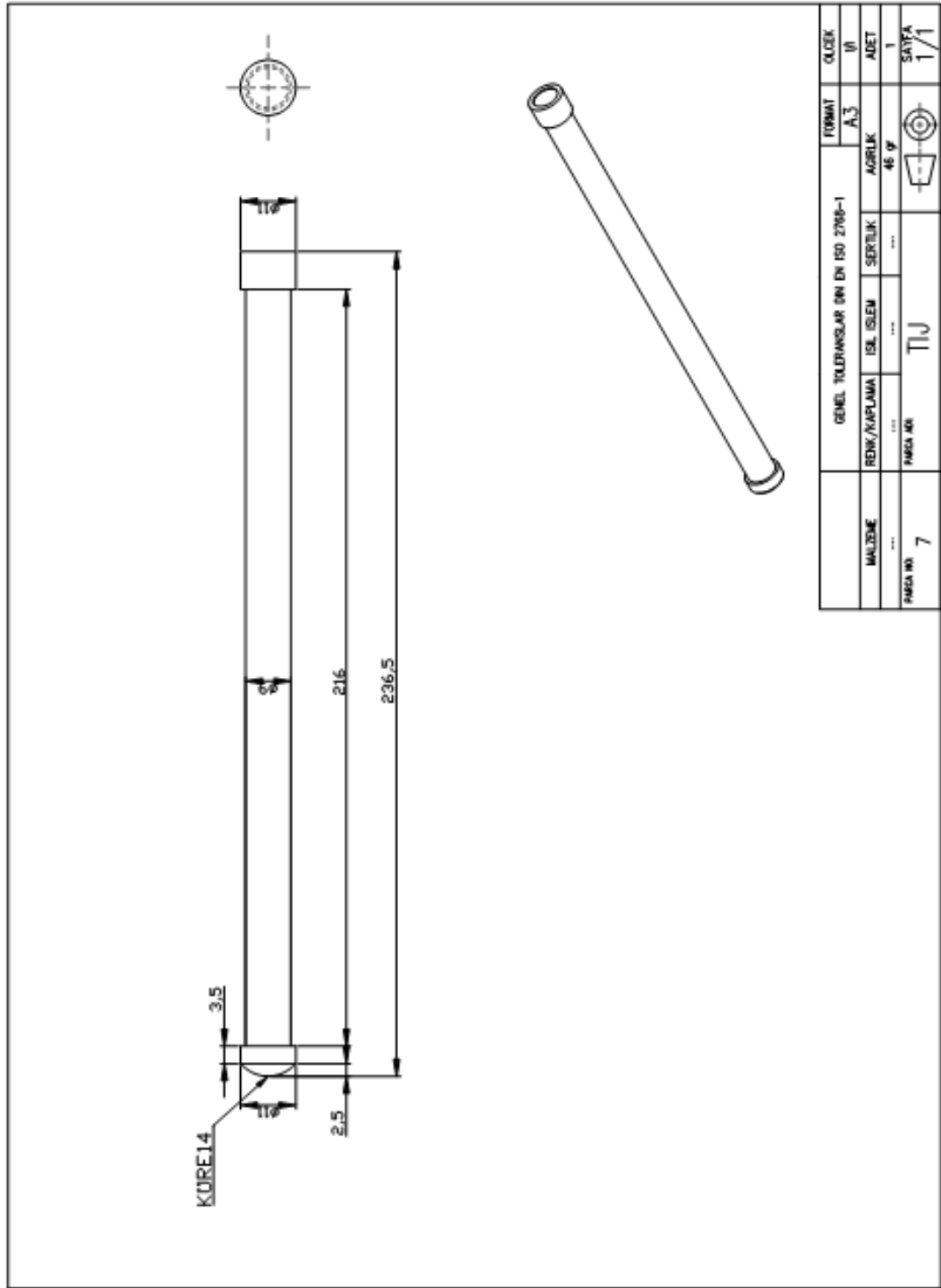
Şekil A.4 : Pistona ait teknik resim



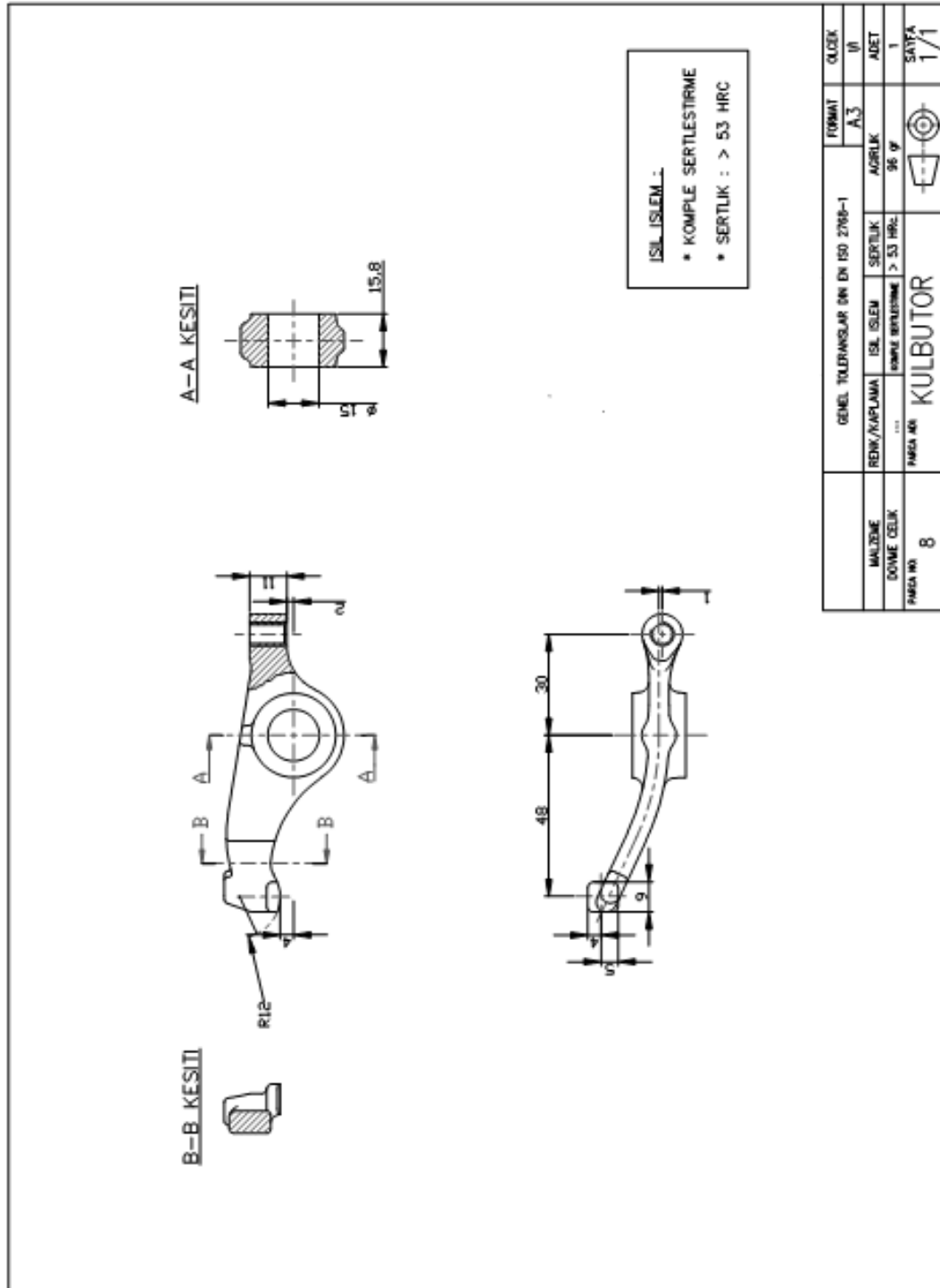
Şekil A.5 : Kilitleme pimine ait teknik resim



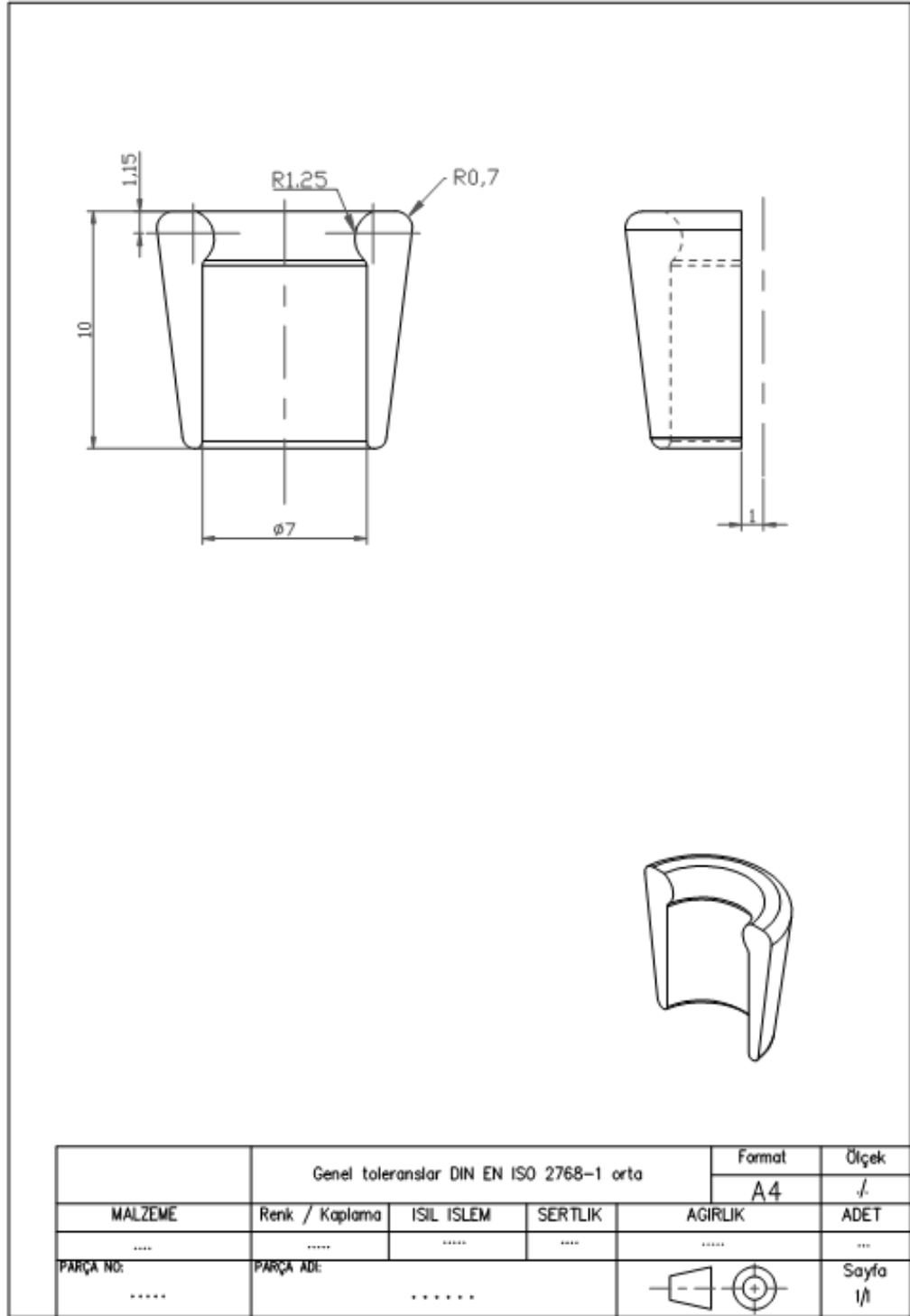
Şekil A.6 : İtici kadehe ait teknik resim



Şekil A.7 : Tije ait teknik resim



Şekil A.8 : Kulbütöre ait teknik resim



Şekil A.9 : Supap tırnaklarına ait teknik resim

Çizelge A.1 : Motor üzerinde kullanılan kam mekanizmasının kam açısına karşılık gelen yer değiştirme tablosu

Kam Açısı (θ)	Gerçek Yer Değiştirme (mm)	Kam Açısı (θ)	Gerçek Yer Değiştirme (mm)
0	6,55	36	1,46
1	6,545	37	1,35
2	6,53	38	1,25
3	6,5	39	1,15
4	6,46	40	1,055
5	6,415	41	0,97
6	6,35	42	0,89
7	6,28	43	0,815
8	6,195	44	0,745
9	6,1	45	0,68
10	5,99	46	0,62
11	5,87	47	0,56
12	5,74	48	0,51
13	5,6	49	0,465
14	5,445	50	0,425
15	5,28	51	0,385
16	5,1	52	0,355
17	4,91	53	0,325
18	4,71	54	0,305
19	4,485	55	0,285
20	4,26	56	0,27
21	4,015	57	0,26
22	3,78	58	0,252
23	3,555	59	0,25
24	3,34	60	0,21
25	3,135	61	0,17
26	2,945	62	0,135
27	2,76	63	0,105
28	2,58	64	0,075
29	2,415	65	0,05
30	2,255	66	0,035
31	2,105	67	0,02
32	1,96	68	0,008
33	1,825	69	0,002
34	1,695	70	0
35	1,575		

Çizelge A.1 : Polinom eğri ile ifade edilen kama ait yer değiştirme, hız, ivme ve kuvvet analizi değerleri

Kam Açısı (θ)	3-4-5 Pol. Yer Değiştirme (B Noktası)(mm)	3-4-5 Pol. İvme (B Noktası) m/s^2	3-4-5 Pol. Yer Değiştirme y_c (B noktası)(mm)	3-4-5 Pol. İvme y_c (B Noktası)(m/s^2)	Kuvvet Mekanizma (N)	Kuvvet Piston (N)
0	10,48	0	10,522096	0	0	0
1	10,47970097	-141,8269854	10,51176322	-72,04193257	-9,1723789	-1,56115
2	10,47765924	-271,3211895	10,50055546	-203,9697853	-25,969433	-4,42003
3	10,47227167	-388,8453411	10,4868396	-323,8952664	-41,238345	-7,01881
4	10,46208327	-494,7621691	10,46913105	-432,1820841	-55,025423	-9,36539
5	10,44578271	-589,4344023	10,4460893	-529,1939466	-67,376973	-11,4676
6	10,42219784	-673,2247697	10,41651335	-615,2945623	-78,339304	-13,3334
7	10,3902912	-746,496	10,37933731	-690,8476392	-87,958721	-14,9707
8	10,34915553	-809,6108222	10,33362578	-756,2168857	-96,281534	-16,3872
9	10,29800926	-862,931965	10,27856944	-811,7660099	-103,35405	-17,591
10	10,23619206	-906,8221574	10,21348051	-857,8587201	-109,22257	-18,5898
11	10,16316032	-941,6441283	10,13778825	-894,8587246	-113,93341	-19,3916
12	10,07848267	-967,7606064	10,05103447	-923,1297315	-117,53288	-20,0042
13	9,981835485	-985,5343207	9,952869013	-943,0354491	-120,06727	-20,4356
14	9,8729984	-995,328	9,843045256	-954,9395856	-121,58291	-20,6935
15	9,751849824	-997,5043732	9,721415621	-959,2058493	-122,12609	-20,786
16	9,618362447	-992,4261691	9,587927064	-956,1979483	-121,74312	-20,7208
17	9,472598748	-980,4561166	9,442616573	-946,279591	-120,48032	-20,5059
18	9,314706508	-961,9569446	9,285606669	-929,8144855	-118,38398	-20,1491
19	9,144914321	-937,2913819	9,117100903	-907,1663401	-115,50042	-19,6583
20	8,963527102	-906,8221574	8,937379354	-878,698863	-111,87594	-19,0414
21	8,7709216	-870,912	8,746794128	-844,7757624	-107,55685	-18,3063
22	8,567541907	-829,9236385	8,545764858	-805,7607466	-102,58946	-17,4608
23	8,35389497	-784,2198017	8,334774197	-762,0175238	-97,020071	-16,5129
24	8,130546098	-734,1632187	8,114363323	-713,9098022	-90,894996	-15,4704
25	7,898114476	-680,1166181	7,885127432	-661,8012901	-84,26054	-14,3412
26	7,657268674	-622,4427289	7,647711124	-606,0556957	-77,163011	-13,1332
27	7,408722159	-561,5042799	7,40280448	-547,0367272	-69,648716	-11,8543
28	7,1532288	-497,664	7,151137398	-485,1080928	-61,763962	-10,5123
29	6,891578387	-431,2846181	6,893476255	-420,6335008	-53,555057	-9,11513
30	6,624592134	-362,728863	6,630618825	-353,9766595	-45,068308	-7,67067
31	6,353118194	-292,3594636	6,363389888	-285,501277	-36,350023	-6,18681
32	6,078027167	-220,5391487	6,092636738	-215,5710615	-27,446508	-4,67142
33	5,800207611	-147,6306472	5,81922467	-144,5497214	-18,404071	-3,13239
34	5,520561553	-73,99668805	5,544032489	-72,80096482	-9,2690188	-1,5776
35	5,24	0	5,267948	-0,6885	-0,0876598	-0,01492
36	4,959438447	73,99668805	4,991863511	71,42396482	9,0936992	1,54776
37	4,679792389	147,6306472	4,71667133	143,1727214	18,2287509	3,10255

38	4,401972833	220,5391487	4,443259262	214,1940615	27,2711879	4,64159
39	4,126881806	292,3594636	4,172506112	284,124277	36,1747029	6,15697
40	3,855407866	362,728863	3,905277175	352,5996595	44,8929886	7,64083
41	3,588421613	431,2846181	3,642419745	419,2565008	53,3797377	9,08529
42	3,3267712	497,664	3,384758602	483,7310928	61,5886427	10,4825
43	3,071277841	561,5042799	3,13309152	545,6597272	69,4733965	11,8244
44	2,822731326	622,4427289	2,88818476	604,6786957	76,9876915	13,1034
45	2,581885524	680,1166181	2,650768568	660,4242901	84,0852206	14,3114
46	2,349453902	734,1632187	2,421532677	712,5328022	90,7196764	15,4406
47	2,12610503	784,2198017	2,201121803	760,6405238	96,8447515	16,4831
48	1,912458093	829,9236385	1,990131142	804,3837466	102,414139	17,431
49	1,7090784	870,912	1,789101872	843,3987624	107,38153	18,2765
50	1,516472898	906,8221574	1,598516646	877,321863	111,70062	19,0116
51	1,335085679	937,2913819	1,418795097	905,7893401	115,325099	19,6285
52	1,165293492	961,9569446	1,250289331	928,4374855	118,208661	20,1192
53	1,007401252	980,4561166	1,093279427	944,902591	120,304998	20,476
54	0,861637553	992,4261691	0,947968936	954,8209483	121,567803	20,691
55	0,728150176	997,5043732	0,814480379	957,8288493	121,950769	20,7562
56	0,6070016	995,328	0,692850744	953,5625856	121,407588	20,6637
57	0,498164515	985,5343207	0,583026987	941,6584491	119,891954	20,4057
58	0,401517327	967,7606064	0,484861526	921,7527315	117,357558	19,9744
59	0,316839676	941,6441283	0,398107746	893,4817246	113,758093	19,3617
60	0,243807937	906,8221574	0,32241549	856,4817201	109,047253	18,56
61	0,18199074	862,931965	0,257326562	810,3890099	103,178729	17,5611
62	0,130844474	809,6108222	0,202270224	754,8398857	96,1062142	16,3574
63	0,0897088	746,496	0,156558694	689,4706392	87,7834018	14,9408
64	0,05780216	673,2247697	0,119382645	613,9175623	78,163984	13,3036
65	0,03421729	589,4344023	0,089806703	527,8169466	67,2016536	11,4378
66	0,017916728	494,7621691	0,066764946	430,8050841	54,8501033	9,33555
67	0,007728325	388,8453411	0,049056399	322,5182664	41,0630257	6,98897
68	0,002340756	271,3211895	0,035340538	202,5927853	25,7941134	4,39019
69	0,000299029	141,8269854	0,024132783	70,66493257	8,99705921	1,53131
70	0	0	0,0138	0	0	0

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: İsmail GERZELİ

Doğum Yeri ve Tarihi: Duisburg/Almanya 22.06.1983

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü

Yayın Listesi:

- **Gerzeli, I.**, Baykara, C., Kutlar, O.A., 2009. Mechanical Design and Theoretical Analysis of a Skip-Cycle Mechanism for an Internal Combustion Engine. *International Congress on Mechanical Engineering*, May 27-29, 2009, Tokyo, Japan.