İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖRT ZAMANLI TEK SİLİNDİRLİ BENZİNLİ BİR MOTOR İÇİN ÇEVRİM ATLATMA MEKANİZMASININ TASARLANMASI, İMALATI VE MOTORA ADAPTE EDİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Taner YILDIRIM

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Otomotiv

HAZİRAN 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖRT ZAMANLI TEK SİLİNDİRLİ BENZİNLİ BİR MOTOR İÇİN ÇEVRİM ATLATMA MEKANİZMASININ TASARLANMASI, İMALATI VE MOTORA ADAPTE EDİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Taner YILDIRIM
(503081720)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 10 Haziran 2010

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. O. Akın KUTLAR (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Cemal BAYKARA (İTÜ)
Prof. İrfan YAVAŞLIOL (YTÜ)

HAZİRAN 2010

Dedem Ali Cengiz Pınarbaşı'ya,

ÖNSÖZ

Benzinli motorlarda kısmi yük koşulundaki efektif verimi artırmaya yönelik olarak geliştirilen çevrim atlatma yönteminde supaplara müdahale edebilmeyi mümkün kılan bir mekanizmanın imalatını ve deney motoru üzerinde çalışacak şekilde hazırlanmasını konu alan bu çalışmada, tüm bilgi birikimini ve çalışmamın temelini oluşturan araştırmalarını benimle paylaşan, bir danışmandan öte yaklaşımıyla bana yardımcı olup yol gösteren yüksek lisans tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR'a teşekkürlerimi sunarım.

Geçmişte çevrim atlatma yöntemi konusunda hazırladıkları bitirme tasarım projeleri ve yüksek lisans tezleriyle bu teze konu olan mekanizmanın tasarımına katkıda bulunan tüm İTÜ öğrencilerine teşekkürü bir borç bilirim.

Tezle ilgili parçaların imalat işlemlerinin gerçekleştirilmesinde en büyük desteği veren ve tüm imkanlarını seferber eden Anadolu Motor Üretim ve Pazarlama A.Ş.'ye; başta Sayın Kenan Gündüz olmak üzere sıcakkanlı yaklaşımları için tüm çalışanlarına minnettarım.

Tüm eğitim hayatım boyunca olduğu gibi, bu çalışmamda da benden yardımlarını esirgemeyen ve hep yanımda olan aileme; yoğun ve stresli çalışma sürecinde bana sabır gösteren ve moral veren arkadaşlarım Mustafa Şahin, Emre Kaba ve Akın Dinçer başta olmak üzere tüm dostlarıma teşekkür ederim.

Hayat tecrübesiyle her zaman yol göstericim olan dedem, ustam Ali Cengiz Pınarbaşı'ya minnettarım.

Yüksek lisans eğitimime sağlamış olduğu bursla maddi ve manevi destek veren Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'na (TÜBİTAK) teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesi aşağıda isimleri verilen kişi ve kuruluşların katkısı olmaksızın düşünülemezdi.

Anadolu Motor	**:** Serdar Güler, Zeki Ayaz, Abdulhadi Özçalıcı, Ozan Yılmaz, Celal Özden, Serkan Çuhadar, Tevfik Besli, Ersin Hancı, Mustafa Uyanık, Ünal Karadeniz
Birlik Rulman	**:** Abdurahman Atalay
İTÜ Otomotiv ABD	**:** Hikmet Arslan, Mustafa Kavitaş, Bedri Doğrul, Barış Doğru
İTÜ Konstrüksiyon ABD	**:** Cemal Baykara
Diğer	**:** Özgür Taşkıran, Ahmet Akın, Serkan Erboral, Onur Alpay

Haziran 2010

Taner Yıldırım

(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xix**
ÖZET ..... **xxi**
SUMMARY ..... **xxiii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Günümüzde İçten Yanmalı Motor 4
2. DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ MOTORLARDA YÜK VE VERİM **5**
2.1 Dört Zamanlı Benzinli Motorlarda Kısmi Yük Koşulunda Verimi Sınırlayan Etkenler 6
2.1.1 Yük kontrolünün gaz kelebeği ile yapılması 6
2.1.2 Kısmi yük koşulunda gerçek çevrimin ideal çevrimden uzaklaşması 8
2.2 Benzinli Motorlarda Düşük Yük ve Hız Bölgesinde Yakıt Tüketimini Azaltmaya Yönelik Yapılan Çalışmalar 12
2.2.1 Değişken supap zamanlaması 12
2.2.2 Fakir karışımlı kademeli dolgulu motor 15
2.2.3 Egzoz türbini ile aşırı doldurma 18
2.2.4 Değişken sıkıştırma oranı 19
2.2.5 Değişken strok hacmi 21
3. ÇEVRİM ATLATMA YÖNTEMİ **23**
3.1 Çevrim Atlatma Yönteminin Tanımı 23
3.2 Çevrim Atlatma Yönteminin Dört Zamanlı Motora Uygulanışı 24
3.3 Çevrim Atlatmalı Motor Uygulaması 26
3.4 Çevrim Atlatma Yönteminde Emme ve Egzoz Supaplarına Müdahale Edilmesi 28
4. ÇEVRİM ATLATMA YÖNTEMİNDE SUPAP KONTROLÜ İÇİN ÖNERİLEN YÖNTEMLER **35**
4.1 Kam Profilinin Değiştirilmesi 37
4.1.1 Kam profil açısının ve kam mili dönme hızının değiştirilmesi 37
4.1.2 Kanallı kam profili 38
4.1.3 Kapılı kam profili 39
4.1.4 Duvarlı kam profili 39
4.2 Silindir Kafasında Supap Kontrollü Çevrim Atlatma Mekanizması 40
4.2.1 Supapların devrede olduğu durum (birinci evre) 41
4.2.2 Supapların devre dışı olduğu durum (ikinci evre) 42
4.3 Profil Kontrollü Kam Mili ve Supap Tahrik Mekanizması 44
4.3.1 İlk nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması 45

4.3.1.1 İlk nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması çalışma pozisyonları 47
4.3.1.2 İlk nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizmasında karşılaşılan sorunlar 50
4.3.2 İkinci nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması 50
4.3.3 Profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması ile NS ve NSS stratejilerinin gerçekleştirilmesi 51
4.3.3.1 NS stratejisi 51
4.3.3.2 NSS stratejisi 53
5. İKİNCİ NESİL PROFİL KONTROLLÜ KAM MİLİ VE SUPAP TAHRİK MEKANİZMASININ İMALATI 55
5.1 Kam Mili Grubu 55
5.1.1 Kam profil yüzüğü 56
5.1.2 Kam mili tabanı 58
5.1.3 İt-çek mili 60
5.1.4 Setskur 60
5.2 İtici Kadehler 62
5.2.1 A tipi itici kadeh 62
5.2.2 B tipi itici kadeh 64
5.3 Yardımcı Mil 66
5.3.1 NS stratejisine uygun yardımcı mile kam profil kanalı açılması 67
5.3.1.1 Yükselme eğrisi seçimi 67
5.3.1.2 Kam profil kanalı kesitinin belirlenmesi 71
5.3.1.3 Katı modelleme ve imalat 71
5.3.2 Yardımcı mil tahrik pinyonu 73
5.4 Mekanizma Bloğu 73
5.5 Hareket Transfer Sistemi 75
5.5.1 Transfer kolu 76
5.5.1.1 Transfer kolunun tasarlanması 76
5.5.1.2 Transfer kolu mukavemet hesabı 79
5.5.1.3 Mekanizma bloğunda transfer kolu için kanal açılması 82
5.5.1.4 İt-çek milinin transfer koluna göre yeniden boyutlandırılması 82
5.5.2 Kılavuz mil 85
5.6 Enkoder-1 Bağlantı Sistemi 87
5.7 Enkoder-2 Bağlantı Sistemi 93
5.8 Mekanizma Blok Kapağı 97
5.9 Yağlama Sistemi 101
6. İMAL EDİLEN İKİNCİ NESİL PROFİL KONTROLLÜ KAM MİLİ VE SUPAP TAHRİK MEKANİZMASININ MOTORA ADAPTE EDİLMESİ 105
6.1 Motorun Montaja Hazır Hale Getirilmesi 105
6.2 Kam Mili Grubunun Toplanması 107
6.3 Motor İçinde Çalışan Parçaların Montajı 108
6.4 Mekanizma Bloğuna Ön Montaj İşlemi 109
6.5 Mekanizma Bloğunun Motora Montajı 112
6.6 Transfer Kolunun Hazır Hale Getirilmesi 112
6.7 Sistem Uyumunun Kontrolü 113
6.7.1 Kılavuz mil ile it-çek mili paralelliğinin kontrolü 113
6.7.2 Kam profil yüzüğü hareketinin kontrolü 114
6.7.3 Takip edici rulman kontrolü 116

6.7.4 Yardımcı mil hareket kontrolü 116
6.8 Mekanizma Bloğuna Ana Montaj İşlemi 117
6.9 Mekanizma Blok Kapağının Hazır Hale Getirilmesi 121
6.10 Mekanizma Blok Kapağının Mekanizma Bloğuna Montajı 122
6.11 Enkoder-1 Bağlantısının Gerçekleştirilmesi 122
6.12 Enkoder-2 Bağlantısının Gerçekleştirilmesi 123
7. SİSTEMLER 125
7.1 Elektronik Kontrol Sistemi 125
7.1.1 Kontrol yazılımı 125
7.1.2 Kontrol donanımı 126
7.1.2.1 Kontrol kartı üzerindeki elemanlar 128
7.1.2.2 Kontrol kartları ile ateşleme ve püskürtmenin gerçekleştirilmesi 136
7.2 Elektronik Ateşleme Sistemi 137
7.3 Yakıt Püskürtme Sistemi 139
7.4 Motor Soğutma Sistemi 143
7.5 Emme Havası Debi Ölçüm Sistemi 144
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 147
KAYNAKLAR 149
EKLER 153
ÖZGEÇMİŞ 181

KISALTMALAR

AÖN : Alt Ölü Nokta
BP : British Petroleum
CNC : Computer Numerical Control
COMBI : Combustion Indicator
CVCC : Compound Vortex Controlled Combustion
DOHC : Double Overhead Camshaft
EFI : European Forest Institute
EIA : Energy Information Administration
ETAD : Egzoz Türbinli Aşırı Doldurma
FSI : Fuel Stratified Injection
GAZ-52 : Gorkovsky Avtomobilny Zavod
GDI : Gasoline Direct Injection
İTÜ : İstanbul Teknik Üniversitesi
i-VTEC : intelligent- Variable Valve Timing and Lift Electronic Control
KMA : Krank Mili Açısı
M : Metrik
MIVEC : Mitsubishi Innovative Valve timing Electronic Control system
PROCO : Programmed Combustion
SKS : Schichtlade-Kammer-System
SOHC : Single Overhead Camshaft
TCCS : Texaco Controlled Combustion System
ÜÖN : Üst Ölü Nokta
VTEC : Variable Valve Timing and Lift Electronic Control
VTEC-E : Variable Valve Timing and Lift Electronic Control-Economy
VVC : Variable Valve Control
VVL : Nissan Ecology Oriented Variable Valve Lift and Timing
VVT-i : Variable Valve Timing with intelligence

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Lombardini 3LD450 dizel motorunun teknik özellikleri……..27
Çizelge 3.2 : $p_{m.i}$, iş stroku kesri ve etkin strok hacmi arasındaki ilişki…….30
Çizelge 3.3 : Teorik ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması……33

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Bir Otto motorunun yüksek ve düşük yüklerdeki p-V diyagramları [9]. .. 7
Şekil 2.2 : İdeal Otto çevrimine ait p-V ve T-S diyagramları [9]. 9
Şekil 2.3 : İdeal hava, yakıt-hava ve gerçek çevrimlerin p-V diyagramları [9]. 11
Şekil 2.4 : Sabit hacim ve sabit basınçta ısı girişli çevrimlerin T-S diyagramı [9]. .. 12
Şekil 2.5 : Honda silindir kafası geometrisi, **(a)** DOHC **(b)** SOHC 13
Şekil 2.6 : Kısılmasız emme ile verimde sağlanabilecek artış potansiyeli [9]. 14
Şekil 2.7 : Emme supabı kapanma zamanının pompalama kayıplarına etkisi [14]. .. 15
Şekil 2.8 : Toyota D-4 GDI motorunda dik ve helisel manifoldun yerleşimi [17].... 17
Şekil 2.9 : MR-Proses yönteminde kullanılan çift döngülü yanma odası [18]. 18
Şekil 2.10 : Doğal emişli ve aşırı doldurmalı motorların karşılaştırılması [20]. 19
Şekil 2.11 : Yük ve hıza bağlı olarak efektif sıkıştırma oranı [9]..... 20
Şekil 3.1 : NS stratejisinin p-KMA cinsinden yaklaşık gösterimi [23]. 25
Şekil 3.2 : NNS ve NSS stratejilerinin p-KMA cinsinden yaklaşık gösterimi [23]. . 25
Şekil 3.3 : Kutlar'ın kullandığı deney motorunun görünümü [9]. 26
Şekil 3.4 : Çevrim atlatma kelebeği bulunan emme kanalı şeması [23]. 27
Şekil 3.5 : N, NS, NSS stratejileri için indike verim ve pompalama kayıpları [27].. 31
Şekil 3.6 : Atlatılan çevrimlerde supapların açık veya kapalı olması ($k.p_{me}$ = 25kPa). 32
Şekil 4.1 : Lombardini 3LD450 model motorun kesit görünüşü. 36
Şekil 4.2 : Lombardini 3LD450 motorunda kullanılan külbütör mekanizması. 37
Şekil 4.3 : Kanallı kam profili [29]..... 38
Şekil 4.4 : Kapılı kam profili [29]. 39
Şekil 4.5 : Duvarlı kam profili [27]. 40
Şekil 4.6 : Silindir kafasında supap kontrollü çevrim atlatma mekanizması [30]. 41
Şekil 4.7 : Mekanizmanın supapların devrede olduğu birinci evresi [30]. 42
Şekil 4.8 : Mekanizmanın supapların devre dışı olduğu ikinci evresi [30]. 43
Şekil 4.9 : NS stratejisine uygun supap konfigürasyonu [28]. 44
Şekil 4.10 : NSS stratejisine uygun supap konfigürasyonu [28]. 45
Şekil 4.11 : Kamalı kam mili ve dişli çark [28]..... 46
Şekil 4.12 : Kamalı kam mili teknik detayı [28]. 47
Şekil 4.13 : 0 Pozisyonu [28]..... 48
Şekil 4.14 : +X Pozisyonu [28]. 48
Şekil 4.15 : -X Pozisyonu [28]. 49
Şekil 4.16 : -2X Pozisyonu [28]. 49
Şekil 4.17 : Kam mili tabanı ve kam profil yüzüğü. 50
Şekil 4.18 : NS stratejisi. 52
Şekil 4.19 : NSS stratejisi. 53
Şekil 5.1 : A tipi kam profil yüzüğünün temel ölçüleri ve izometrik görünüşü. 56
Şekil 5.2 : A tipinden farklı olarak imal edilmiş kam profil yüzüğünün görünüşü. .. 56
Şekil 5.3 : B tipi kam profil yüzüğünün temel ölçüleri ve izometrik görünüşü. 57
Şekil 5.4 : B tipi kam profil yüzüğü. 58
Şekil 5.5 : Kam profillerinin başlangıç ve bitiş hizalarını gösteren markalar. 58

Şekil 5.6 : Motorun orijinal kam milinin çeşitli görünüşleri. 58
Şekil 5.7 : Kam mili tabanının ilgili kısımları. 59
Şekil 5.8 : Kam mili tabanı. 59
Şekil 5.9 : Daha önce imal edilen it-çek mili. 60
Şekil 5.10 : Setskur bağlantısı 61
Şekil 5.11 : Standart M5 setskur ve özel imal edilmiş setskur. 62
Şekil 5.12 : A tipi itici kadehin teknik resmi. 63
Şekil 5.13 : A tipi kam profil yüzüğünün 0 pozisyonundaki durumu. 63
Şekil 5.14 : Yenilenen A tipi itici kadehin teknik resmi. 64
Şekil 5.15 : B tipi itici kadehin teknik resmi. 65
Şekil 5.16 : B tipi kam profil yüzüğünün 0 pozisyonundaki durumu. 65
Şekil 5.17 : Yenilenmiş B tipi itici kadehin teknik resmi. 66
Şekil 5.18 : NS stratejisine uygun yardımcı mil. 67
Şekil 5.19 : NS, basit harmonik ve sikloid yer değiştirme eğrisi. 69
Şekil 5.20 : NS, basit harmonik ve sikloid hız eğrisi. 70
Şekil 5.21 : NS, basit harmonik ve sikloid ivme eğrisi 70
Şekil 5.22 : Yardımcı milin CATIA V5 programı ile hazırlanmış katı modeli. 71
Şekil 5.23 : Kam profil kanalı açtırılmış yardımcı mil. 72
Şekil 5.24 : Yardımcı milin markalanması. 72
Şekil 5.25 : Yardımcı mil tahrik pinyonunun ön, sol ve sol kesit görünüşleri. 73
Şekil 5.26 : Yardımcı mil tahrik pinyonu. 73
Şekil 5.27 : Motor kapağı. 74
Şekil 5.28 : Mekanizma bloğu ön yüzeyi. 75
Şekil 5.29 : Mekanizma bloğu arka yüzeyi. 75
Şekil 5.30 : NKIB 5901, 6901-2Z ve NA 4901 rulmanlarının kesit görünüşleri [32]. 77
Şekil 5.31 : Transfer kolunun ana geometrisi. 78
Şekil 5.32 : Transfer kolunun boyutlandırılması. 78
Şekil 5.33 : Transfer kolunun mil ucu üzerine takılan rondela ve M3 vida. 79
Şekil 5.34 : Transfer kolu. 82
Şekil 5.35 : Mekanizma bloğu üzerinde transfer kolu için açılan kanal. 82
Şekil 5.36 : Transfer kolunun it-çek mili üzerine iki somun arasında sabitlenmesi. . 83
Şekil 5.37 : Transfer kolunun it-çek mili üzerine fatura ve somun ile sabitlenmesi. 83
Şekil 5.38 : İt-çek milinin boyutlandırılması için oluşturulan kroki. 84
Şekil 5.39 : Yeni tasarlanan it-çek mili. 84
Şekil 5.40 : Transfer kolunun dönme serbestlikleri. 85
Şekil 5.41 : Hareket transfer sistemi şematik gösterimi. 86
Şekil 5.42 : Transfer kolu ve kılavuz mil. 86
Şekil 5.43 : Kılavuz milin yataklanması için mekanizma bloğuna açılan delik. 87
Şekil 5.44 : Enkoder-1 bağlantısı için kullanılması tasarlanan sistem. 88
Şekil 5.45 : Enkoder-1 bağlantısı için kullanılan faturalı mil ve diğer elemanlar. 88
Şekil 5.46 : Mekanizma bloğu üzerine açılması tasarlanan faturalı mil yuvası. 89
Şekil 5.47 : Rulman tutucu kapak için açılması tasarlanan fatura ve M4 dişli delikler. 90
Şekil 5.48 : Tasarlanan rulman tutucu kapağın çeşitli açılardan görünüşü. 90
Şekil 5.49 : Mekanizma bloğununda enkoder-1 bağlantısı için yapılan değişiklikler. 91
Şekil 5.50 : Rulman tutucu kapak. 91
Şekil 5.51 : Faturalı mil ile enkoder mili için tasarlanan kaplin bağlantısı. 92
Şekil 5.52 : Tasarlanan enkoder-1 bağlantı parçasının çeşitli açılardan görünüşü. ... 92

Şekil 5.53 : Enkoder-1 bağlantı parçasının kullanımı. 93
Şekil 5.54 : Enkoder-1 bağlantı parçası. 93
Şekil 5.55 : Enkoder-2 bağlantı flanşı. 94
Şekil 5.56 : Enkoder-2 bağlantı flanşı bağlanma şekli. 95
Şekil 5.57 : Enkoder-2 bağlantı sistemi. 95
Şekil 5.58 : Enkoder-2 bağlantı mili. 96
Şekil 5.59 : Krank mili ile enkoder-2 bağlantı milinin somun ile bağlanması. 96
Şekil 5.60 : Enkoder-2 bağlantı milinin mekanizma blok kapağı içinde yataklanması. 96
Şekil 5.61 : Enkoder-2 bağlantı sistemi elemanları. 97
Şekil 5.62 : Yardımcı milin mekanizma bloğundan taşma miktarının belirlenmesi. 98
Şekil 5.63 : Tasarlanan mekanizma blok kapağının iç yüzeyi. 99
Şekil 5.64 : Tasarlanan mekanizma blok kapağının dış yüzeyi. 100
Şekil 5.65 : DEA Global ölçüm cihazı ile mekanizma bloğunun boyut analizi. 101
Şekil 5.66 : Mekanizma blok kapağı. 101
Şekil 5.67 : Mekanizma bloğuna yağlama işlemi için açılan kanallar. 102
Şekil 5.68 : Motor kapağının mekanizma bloğuna katılan hacmi. 103
Şekil 6.1 : 3LD510 model kesit motorun krank milinin sabitlenmesi. 105
Şekil 6.2 : İtici çubukların çıkarılması. 106
Şekil 6.3 : Motor kapağının sökülmesi. 106
Şekil 6.4 : Orijinal kam mili ve itici kadehlerin yerinden çıkarılması. 107
Şekil 6.5 : Kam mili grubunun toplanması. 107
Şekil 6.6 : Kam mili grubunun motora monte edilmesi. 108
Şekil 6.7 : Motor kapağının monte edilmesi. 109
Şekil 6.8 : Supap boşluk ayarının yapılması. 109
Şekil 6.9 : Kılavuz milin mekanizma bloğuna monte edilmesi. 110
Şekil 6.10 : Faturalı milin mekanizma bloğuna monte edilmesi. 111
Şekil 6.11 : NKX20-Z kodlu rulmanın mekanizma bloğunda yerleşimi. 111
Şekil 6.12 : Mekanizma bloğunun motora monte edilmesi. 112
Şekil 6.13 : Transfer kolunun hazır hale getirilmesi. 113
Şekil 6.14 : Hazırlanan yeni motor kapağı. 114
Şekil 6.15 : Paralel eksenler üzerinde hareket edebilen transfer kolu. 114
Şekil 6.16 : Transfer kolu ve yardımcı milin deneme amaçlı monte edilmesi. 115
Şekil 6.17 : Kam mili grubunun farklı yağ ve setskur kullanılarak toplanması. 116
Şekil 6.18 : Transfer kolu ucuna takılan takip edici rulmanın burç ile değiştirilmesi. 116
Şekil 6.19 : B tipi kam profil yüzüğünün 0 pozisyonundaki durumu. 117
Şekil 6.20 : Transfer kolunun konumunu belirlemek için yapılan ölçümler. 118
Şekil 6.21 : Transfer kolu ve yardımcı milin mekanizma bloğuna monte edilmesi. 119
Şekil 6.22 : Mekanizmanın matkap motoru ile denenmesi. 119
Şekil 6.23 : Yardımcı mil başlangıç noktası ayarı. 120
Şekil 6.24 : Yardımcı mil tahrik pinyonunun monte edilmesi. 121
Şekil 6.25 : Mekanizma bloğu yan yüzeyinin kapak ile kapatılması. 121
Şekil 6.26 : Mekanizma blok kapağının hazır hale getirilmesi. 122
Şekil 6.27 : Mekanizma blok kapağının mekanizma bloğuna montajı. 122
Şekil 6.28 : Enkoder-1 bağlantısının gerçekleştirilmesi. 123
Şekil 6.29 : Enkoder-2 bağlantısının gerçekleştirilmesi. 124
Şekil 7.1 : Kontrol paneli 126
Şekil 7.2 : Kontrol kartları bağlantı şeması. 127
Şekil 7.3 : Ana kontrol kartı üzerinde bulunan elemanlar. 128

Şekil 7.4 : Yardımcı kontrol kartı üzerinde bulunan elemanlar. 128
Şekil 7.5 : 74LS32 veya kapısı. 131
Şekil 7.6 : 82C54 entegresi bacak bağlantıları ve fonksiyonel diyagramı. 132
Şekil 7.7 : Kontrol kelimesi formatı. 133
Şekil 7.8 : Mod 1 sinyal haritası. 133
Şekil 7.9 : Mod 5 sinyal haritası. 134
Şekil 7.10 : 4N25 optik izolatör. 135
Şekil 7.11 : Elektronik ateşleme sistemi şeması. 137
Şekil 7.12 : Kontrol kartı üzerinde ateşlemeyi kontrol eden mekanizma. 138
Şekil 7.13 : Yakıt püskürtme sistemi şeması. 140
Şekil 7.14 : Kontrol kartı üzerinde püskürtmeyi kontrol eden mekanizma. 141
Şekil 7.15 : Motor soğutma sistemi. 144
Şekil 7.16 : Emme havası debi ölçüm sistemi. 145
Şekil A.1 : A tipi ve B tipi kam profil yüzüklerine ait teknik resim. 154
Şekil A.2 : Kam mili tabanına ait teknik resim. 155
Şekil A.3 : İtici kadeh teker izi haritası. 156
Şekil A.4 : Orijinal itici kadehe ait teknik resim. 157
Şekil A.5 : Yardımcı mile ait teknik resim. 158
Şekil A.6 : Yardımcı mil tahrik pinyonuna ait teknik resim. 159
Şekil A.7 : Mekanizma bloğuna ait teknik resim (detay 1). 160
Şekil A.8 : Mekanizma bloğuna ait teknik resim (detay 2). 161
Şekil A.9 : Mekanizma bloğuna ait teknik resim (detay 3) 162
Şekil A.10 : Mekanizma bloğuna ait teknik resim (detay 4) 163
Şekil A.11 : Transfer koluna ait teknik resim. 164
Şekil A.12 : Transfer kolu elemanlarına ait teknik detaylar. 165
Şekil A.13 : İt-çek miline ait teknik resim. 166
Şekil A.14 : Faturalı mile ait teknik resim. 167
Şekil A.15 : Faturalı mil elemanlarına ait teknik detaylar. 168
Şekil A.16 : Rulman tutucu kapağa ait teknik resim. 169
Şekil A.17 : Enkoder 1 bağlantısı. 170
Şekil A.18 : Enkoder 1 bağlantı parçasına ait teknik resim. 171
Şekil A.19 : Enkoder 2 bağlantı flanşına ait teknik resim. 172
Şekil A.20 : Enkoder 2 bağlantısı 173
Şekil A.21 : Mekanizma blok kapağına ait teknik resim (detay 1) 174
Şekil A.22 : Mekanizma blok kapağına ait teknik resim (detay 2) 175
Şekil A.23 : NS stratejisi için ateşleme haritası 176
Şekil A.24 : NSS stratejisi için ateşleme haritası 177
Şekil A.25 : NS stratejisi için püskürtme haritası 178
Şekil A.26 : NSS stratejisi için püskürtme haritası 179

SEMBOL LİSTESİ

a	**:** İvme
a_{max}	**:** Geçişler sırasında transfer kolunun maruz kaldığı maksimum ivme
b_e	**:** Efektif özgül yakıt tüketimi
c_e	**:** Çentik hesap faktörü
cm^3	**:** Santimetre küp
CO	**:** Karbonmonoksit
CO_2	**:** Karbondioksit
d	**:** Eğilmeye maruz kalan mil çapı
dm^3	**:** Desimetre küp
dev	**:** Devir
dk	**:** Dakika
D	**:** Transfer kolu orta kısmının kesitine eşdeğer çap
$f_{güç}$	**:** Güç stroku frekansı
F_T	**:** Transfer kolu mil ucunun maruz kaldığı kuvvet
h	**:** Toplam yükselme
hp	**:** Beygir gücü
H_2	**:** Hidrojen gazı
HC	**:** Hidrokarbon
Hz	**:** Hertz
k	**:** İş stroku kesri
kJ	**:** Kilojoule
kPa	**:** Kilopascal
kW	**:** Kilowatt
K_b	**:** Boyut faktörü
$K_ç$	**:** Çentik faktörü
$K_{ç(2.0)}$	**:** D/d oranı 2 olan fatura için çentik faktörü
K_y	**:** Yüzey faktörü
l	**:** F_T kuvvetinin etki noktasının A kesitine olan mesafesi
l_1	**:**A kesiti ile yardımcı mil silindirik yüzeyi arasında kalan mesafe
l_2	**:** Kam profil kanalı içinde kalan rulman uzunluğu
L	**:** Litre
m	**:** Harekete zorlanan kütle
mm	**:** Milimetre
mm^2	**:** Milimetre kare
MPa	**:** Megapascal
M_e	**:** Efektif moment
n	**:** Motor devir sayısı
n_e	**:** Krank mili dönme sayısı
N	**:** Newton
N_e	**:** Efektif güç
N_i	**:** İndike güç

NO_x : Azot oksit
p : Basınç
p_{me} : Ortalama efektif basınç
p_{mi} : Ortalama indike basınç
P_{si} : Silindir başına indike güç
rad : Radyan
R : A kesitindeki yuvarlanma yarıçapı
R_a : Pürüzlülük
s : Saniye
S : Entropi
S_e : Emniyet katsayısı
SO_2 : Kükürtdioksit
T : Sıcaklık
V : Hacim
V_H : Bir silindirin strok hacmi
W_{si} : Silindir başına indike iş
y : Yükselme
β : Toplam açısal yer değiştirme
ε : Sıkıştırma oranı
η_e : Efektif verim
θ : Açısal yer değiştirme
λ : Hava fazlalık katsayısı
μm : Mikrometre
σ_{AK} : Akma gerilmesi
σ_D : Yorulma dayanımı
σ_D^* : Dinamik haldeki yorulma dayanımı
σ_e : Eğilme gerilmesi
σ_g : Gerilme genliği
σ_K : Kopma mukavemeti
υ : Hız
φ : Açısal yer değiştirme değişkeni
ω : Açısal hız

DÖRT ZAMANLI TEK SİLİNDİRLİ BENZİNLİ BİR MOTOR İÇİN ÇEVRİM ATLATMA MEKANİZMASININ TASARLANMASI, İMALATI VE MOTORA ADAPTE EDİLMESİ

ÖZET

Yüz yılı aşkın bir süredir kullanımda olan benzinli motorlar günümüz karayolu taşıtlarında en çok kullanılan içten yanmalı motor tiplerinden biridir. Artan taşıt sayısına bağlı olarak artış gösteren küresel ısınma ve çevre kirliliği gibi problemlerin yanısıra dünya petrol rezervlerinin hızla tükenmesi, diğer motor tiplerinde olduğu gibi benzinli motorlarda da yakıt ekonomisinin önemini gündeme getirmektedir.

Bugün gelinen noktada, benzinli motorlardan tam yükte %35 civarında efektif verim alınırken kısmi yük koşulunda verim büyük bir hızla %10-15 seviyelerine düşmektedir. Bu düşüşün en önemli sebebi, benzinli motorlarda yük kontrolü için kullanılan gaz kelebeğinin kısmi yük koşulunda emme havası giriş kesitini kapatması sonucu kısılma (pompalama) kayıplarının artmasıdır. Değişken supap zamanlaması, fakir karışımlı kademeli dolgulu motor, aşırı doldurma, değişken sıkıştırma oranı ve değişken strok hacmi gibi yöntemler, benzinli motorların kısmi yükteki verimini artırmaya yönelik en bilinen yöntemler olarak sıralanabilir. Bu yöntemlerden değişken strok hacmi yöntemi, her işletme koşulunda ihtiyaç duyulan güç en yüksek motor gücü olacak şekilde strok hacmini değişken kılma prensibi ile, bu çalışmaya konu olan çevrim atlatma yöntemine temel oluşturmuştur.

İTÜ Makina Fakültesi, Otomotiv Ana Bilim Dalı bünyesinde yürütülen "Çevrim Atlatmalı Motor" projesi kapsamında benzinli motorlar için alternatif bir yük kontrol sistemi geliştirilmiş ve patenti alınmıştır. Bu yöntemin amacı, motorun yükü azaldığında birbirini izleyen çevrimlerin bazılarına yakıt ve hava girişini durdurmak ve aynı gücü elde edebilmek için dolgu girişini (gaz kelebeği açıklığını) arttırarak toplam efektif verimi yükseltmektir. Anadolu Motor A.Ş. tarafından üretilen 3LD450 model tek silindirli bir motor üzerinde yapılan deneysel çalışmalarda, özellikle çok düşük yük ve hız koşullarında, çevrim atlatma yöntemi ile efektif verimde iyileşme sağlanmıştır. Ancak çevrim atlatma sırasında supapların kapalı tutulması yerine sadece emme kanalını bir kelebek sistemi ile kapatmanın yeterli olmadığı ve sistemin bu yönünün geliştirilmesi gerektiği gözlenmiştir. Ayrıca, yapılan teorik çalışmalarda bu yöntemin kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmada önemli bir potansiyele sahip olduğu ispatlanmıştır.

İTÜ bünyesinde, 2004 yılından günümüze kadar hazırlanan birçok bitirme tasarım projesinde ve yüksek lisans tezinde, 3LD450 model motor için, çevrim atlatma sırasında supaplara müdahale edebilmeyi mümkün kılabilecek yöntemler ve tasarımlar üzerinde durulmuştur. Bu tasarımlardan biri de 2004 yılında bir bitirme tasarım projesinde önerilen ve kam mili üzerindeki kam profillerini kam mili ekseni yönünde hareket ettirerek supaplara müdahale etmeyi amaçlayan profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizmasıdır. Söz konusu mekanizma sonraki yıllarda hazırlanan başka bitirme tasarım projelerinde geliştirilmiş, mukavemet ve boyutlandırma hesapları yapılmıştır. Mekanizmaya ait bazı parçalar 2006 ve 2007

yıllarında Anadolu Motor A.Ş. firmasında imal edilmiş ise de, gerek zaman yetersizliğinden, gerekse tasarımda eksik noktalar bulunmasından dolayı mekanizma tamamlanamamıştır.

Bu tez kapsamında, daha önce imalatına başlanan ancak bahsedilen nedenlerden dolayı tamamlanamayan mekanizmanın imal edilmiş tüm parçaları tekrar ele alınarak üzerlerinde gerekli değişiklikler yapılmıştır. Ayrıca, mekanizma için yeni parçalar ve yeni sistemler tasarlanmış, bu sistemlerin var olan sistemlerle uyumlu biçimde çalışması sağlanmıştır. Eski parçalar üzerinde yapılan değişiklikler sırasında, önceki yıllarda yapılan mukavemet ve boyutlandırma hesaplarına bağlı kalınırken, yeni tasarlanan parçalar için gerekli durumlarda hesap yapılmıştır. Tasarlanan parçalar CATIA V5 programı ile 3 boyutlu olarak modellenmiş ve tamamına yakını Anadolu Motor A.Ş.'de imal edilmiştir.

İmal edilen parçaların birbirine uyumunun denenmesi ve sente ayarının belirlenmesi için parçalar, 3LD450 model motor ile aynı geometrik özelliklere sahip 3LD510 model kesit motora monte edilmiştir. Montajın her bir aşamasında karşılaşılan problemlerin sebepleri araştırılmış ve makul çözümler üretilmiştir. Bu şekilde mekanizma deney motoru üzerinde çalışmaya hazır hale getirilmiştir.

Deneyler sırasında ateşleme ve yakıt püskürtme işlemlerinin uygulanan çevrim atlatma stratejisine uygun şekilde gerçekleştirilebilmesi için motora bilgisayar üzerinden kumanda etmeye olanak sağlayan bir elektronik kontrol sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu sayede ateşleme avansı, püskürtme avansı ve püskürtme süresi gibi parametrelerin motorun çalışması sırasında değiştirilmesi mümkün kılınmıştır. Öte yandan, sisteme yüklenen yazılım ile daha sonraki çalışmalarda denenmesi söz konusu olan diğer çevrim atlatma stratejileri de tanımlanarak gelecek projelere zemin hazırlanmıştır.

DESIGN, MANUFACTURE AND ADAPTATION OF CYCLE SKIPPING MECHANISM FOR A FOUR STROKE SINGLE CYLINDER GASOLINE ENGINE

SUMMARY

Gasoline (spark ignition) engines, which are in use over a hundred years, are one of the internal combustion engine types commonly used in road vehicles. Depletion of world oil reserves beside global warming and pollution which increase due to the increase in the number of vehicles, revives the importance of fuel economy at gasoline engines, as such in other types of engines.

Today, the maximum effective efficiency of a gasoline engine is approximately about 35%, however, in part load operations, the effective efficiency decreases to roughly 10-15% rapidly. The most important reason of this decrease is the increase of pumping losses due to closed position of throttle valve, which is used to control engine load in spark ignition engines. Variable valve timing, stratified charge lean burn engine, supercharging, variable compression ratio and variable displacement are most common methods to increase the efficiency of gasoline engines at partial load. The variable displacement method forms the base of cycle-skipping method, which is the subject of this study, with the principle of changing displacement as providing the required power is the maximum engine power at every operating condition.

A new load control method for gasoline engines called 'Skip-Cycle Engine' has been developed and patented in I.T.U. Mechanical Engineering Faculty, Automotive Division laboratory. The aim of this method is to cut off the fuel and stop the gas exchange in some of the consecutive four-stroke cycles. In order to maintain the same power, the charge (throttle opening) must be increased which means higher efficiency of the engine when the load is reduced. In experimental studies made on 3LD450 model single-cylinder engine of Anadolu Motor A.Ş., especially at very low load and speed conditions, improvement in the effective efficiency was observed when skip cycle method was used. But it was also observed that, skipping cycles by just cuttung off the intake port by a throttle valve despite closing intake and exhaust valves was not enough to obtain very good results, so improvement of the system is needed. On the other hand, by theoretical studies made, it was proved that this method has got considerable potential to improve fuel economy at part load conditions.

Since 2004, in many dissertations and post graduate thesis prepared within the scope of I.T.U., many methods and designs are emphasised enabling interference to valves of 3LD450 model engine during cycle skipping. One of these designs is cam controlled camshaft and valve actuation mechanism, which is offered in a dissertation in 2004, aiming to interfere valves by moving cams in the direction of camshaft axis. The mechanism is then improved and, strength and sizing calculations have been done in other dissertations in the following years. Although some parts of the mechanism are manufactured by Anadolu Motor A.Ş. in 2006 and 2007, it couldn't be completed due to the lack of time and missing points in design.

In this study, all of the manufactured parts of incomplete mechanism are handled and modified. Besides, new parts and new system are designed, new systems are accorded with existing systems. During modification, the previous strength and sizing calculations are abided, extra calculations are done for new parts when necessary. New constructed parts are modeled in 3D by means of CATIA V5, almost all are manufactured by Anadolu Motor A.Ş.

Manufactured parts are assembled to a cross section of 3LD510 model engine, which has same geometry with 3LD450, in order to test the accordance between parts and adjust timing. Problems, faced during the steps of assembly are researched and feasible solutions are created. By this way, the mechanism has been prepared to operate on research engine.

An electronic control system is also designed and manufactured which enables to command the engine over computer for the purpose of performing ignition and fuel injection in accordance with cycle skipping strategy during experiments. By this way it is also made possible to change parameters like ignition advance, injection advance and injection timing during operation. On the other hand, by defining other cycle skipping strategies in the software, which are subject to following studies, a base is formed for next projects.

1. GİRİŞ

İnsanoğlunun en önemli icatlarından biri olan otomobilin tarihi, dıştan yanmalı bir motor olan buhar makinesine kadar dayansa da, asıl gelişimi içten yanmalı motorların icadıyla başlamıştır. 1796 yılında, katı yakıtlardan hava gazı elde edilmeye başlanmasından sonra içten yanmalı motorların ilk başarılı örneği olarak 1860 yılında Fransız mühendis Jean Etienne Lenoir tarafından geliştirilen motor, yakıt-hava karışımını sıkıştırmadan yaktığı için %5 efektif verimle sadece 1,5 hp güç üretebilmiştir. Aynı tarihte, Lenoir'ın çalışmalarını inceleyen başka bir Fransız bilim adamı Beau de Rochas, daha fazla güç ve verim için yakıt-hava karışımını sıkıştırarak yakmak gerektiğini ortaya koymuş ve 1862 yılında dört zamanlı motor prensibi için patent almıştır [1,2].

Dünyanın farklı yerlerinde birçok bilim adamı aynı konuda araştırma yaparken, Alman mühendis Nicolaus August Otto 1876 yılında, Rochas'ın dört zamanlı motor prensibini uygulayarak çalışan ilk motoru icat etmiş ve bu motordan %14 efektif verim almayı başarmıştır. Nicolaus Otto aynı zamanda, bu başarısıyla günümüzde kullanılan benzinli motorların çalışma temelini oluşturan çevrime de ismini vermiştir [2].

Otto çevrimine göre; pistonun silindir içinde üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareketiyle (1. Strok) artan hacme emilen yakıt-hava karışımı, pistonun tekrar üst ölü noktaya gelmesiyle (2. Strok) sıkıştırılır, sıkıştırma sonu basıncının en üst seviyeye çıktığı anda elektriksel bir kıvılcımla yakılan karışımın sağladığı yüksek basınç, pistonu bu kez iş üreterek, tekrar aşağı iter (3. Strok). Piston üst ölü noktaya ikinci kez gelirken (4. Strok), yanmış olan gazları yanma odasından tahliye ederek çevrimini tamamlar.

İlerleyen yıllarda, Amerikalı bir mühendis olan George Brayton, Otto çevrimiyle çalışan motorda ilk kez benzin kullanarak, havagazının yerini tutabilmesi için benzini zerreler haline getirip buharlaştıracak karbüratörlerin icadına da yön vermiştir [1].

1892 yılına gelindiğinde, Alman mühendis Rudolf Diesel, içten yanmalı motor tarihinin ikinci dönüm noktası sayılan, rasyonel termal motor adını verdiği, ancak daha sonraları kendi adıyla anılan Diesel (dizel) motorunun patentini alarak dünya çapında büyük yankı uyandırmıştır. Bu motorun kullandığı, günümüzde de dizel çevrimi olarak bilinen çevrime göre, motora emme strokunda sadece hava emilmekte, sıkıştırma sonunda yanma odasına enjekte edilen yakıtın sıkıştırmadan kaynaklanan yüksek sıcaklıkla kendi kendine tutuşması sağlanmaktadır. Rudolf Diesel'in bu motorda yakıt olarak yer fıstığı yağı kullandığı, ancak daha sonra fuel-oil'in dizel yakıtı olarak kullanıldığı bilinmektedir [3].

19. yüzyılın ikinci yarısında içten yanmalı motorlar alanında kaydedilen bu önemli gelişmeler otomotiv sektörünün de hızla gelişmesini sağlamıştır. 20. yüzyılın başından itibaren motorlar konusunda yapılan araştırmalar ve gösterilen çabalar yeni bir strateji geliştirmekten çok, temeli atılmış olan Otto ve Diesel motorlarının otomotiv sektörünün ihtiyaçlarına cevap verecek şekilde geliştirilmesi yönünde olmuştur. Ancak 1954 yılında, Felix Wankel'in geliştirdiği ve kendi adıyla anılan Wankel motoru da, içten yanmalı motorlar tarihinde önemli bir başarı elde etmiştir. Wankel motorunu farklı kılan özelliği, Otto çevrimini gidip gelen pistonlu sistem kullanmak yerine döner pistonlu sistem kullanarak gerçekleştirmesidir. Wankel motoru her ne kadar bazı yönleriyle Otto ve Diesel motorlarından daha avantajlı olsa da, zamanının teknolojisiyle çözülemeyen bazı problemlerinden dolayı diğerleri kadar uygulama alanı bulamamıştır [4].

20. Yüzyılda, gelişen teknolojiyle birlikte Otto ve Diesel motoru üzerine yoğunlaştırılan çalışmalar sonucu bu iki motor tipi günümüz karayolu taşıtlarında en çok kullanılan motorlar haline gelmiştir. Yapılan araştırmalara göre, 2009 yılında 850 milyon olan içten yanmalı motora sahip karayolu taşıtı sayısının 2010'da 935 milyon, 2020'de 1,2 milyar ve 2030'da ise 1,5 milyar olacağı tahmin edilmektedir. EIA'nın yaptığı bir araştırmada ise, 2006'da dünyadaki toplam sıvı yakıt tüketiminin %51'inin taşımacılık sektörüne ait olduğu belirlenmiş, 2030'da bu oranın %56'ya ulaşacağı öngörülmüştür [5]. Karayolu taşıtlarının, taşımacılık sektörünün önemli bir yüzdesini oluşturduğu düşünüldüğünde, birbirini destekler nitelikli bu iki araştırma, önümüzdeki yıllarda içten yanmalı motorların fosil yakıtlara olan bağımlılığının daha da artacağı sonucunu ortaya koymaktadır.

Son yıllarda dünya petrol rezervlerinin durumu göz önüne alındığında, artmakta olan talebe karşılık rezervlerin hızla tükendiği görülmektedir. BP'nin hazırladığı '2009 Dünya Enerji İstatistikleri' isimli araştırmada, 2008 sonu itibariyle, dünyada kanıtlanmış petrol rezervinin 1258 milyar varil ve günlük petrol tüketiminin yaklaşık 85 milyon varil olduğu belirtilmiş, petrol tüketim miktarında herhangi bir artış olmaması durumunda dahi petrolün ancak 41 yıllık bir ömrü olduğu vurgulanmıştır [6]. Bu süre içerisinde bulunabilecek yeni petrol yataklarının sağlayacağı rezerv artışı tüketim artışıyla dengeleneceğinden, sürenin çok fazla değişmeyeceği söylenebilmektedir.

İçten yanmalı motorların gelişim sürecinde, özellikle 20. yüzyılın ikinci yarısından itibaren baş gösteren küresel ısınma ve çevre kirliliği problemleri, fosil yakıtlara bağımlılığın bir başka sakıncasını gözler önüne sermiştir. Dünya iklimini değiştiren küresel ısınmada büyük paya sahip olan CO_2 gazının %80-85'inin fosil yakıtlardan kaynaklanması ve yanma ürünü kirletici emisyonların (SO_2, NO_x ve CO gibi) hava kirliliğine neden olması dikkatleri içten yanmalı motorların başlıca kullanıcısı olan otomotiv sektörüne çekmektedir. Bu konuda devletler tarafından zorunlu kılınan sert emisyon standartları, otomobil üreticilerini düşük CO_2 emisyonlu, az yakıt tüketen ve daha çevreci otomobil teknolojileri konusunda farklı çalışmalar yapmaya yönlendirmektedir [7].

Günümüzde alternatif enerji kaynağı sağlamaya yönelik yapılan araştırma ve yatırımlar, yakıt hücreleri ve hibrit araç teknolojileri gibi yöntemleri gündeme getirmiştir. Özellikle hidrojen, gerek fosil yakıtlardan bağımsız olarak da elde edilebilmesi gerekse kirletici emisyonlarının bulunmaması açısından 21. yüzyıla damgasını vuracak bir enerji kaynağı olarak görülmektedir. Ancak mevcut imkânlarla giderilemeyen bazı dezavantajları nedeniyle, bahsi geçen alternatif enerji kaynaklarının bir süre daha yaygın olarak kullanım alanı bulamayacağı ve hidrokarbon kökenli fosil yakıtlara bağımlılığın devam edeceği bir gerçektir.

Her ne kadar içten yanmalı motorların geliştirilmesine yönelik araştırmalar çok yönlü olarak devam etse de, içinde bulunduğumuz koşullarda otomobil ve motor üreticileri, en azından yenilenebilir enerji kaynaklarının sorunsuz kullanılabileceği yakın geleceğe kadar, diğer tüm performans parametrelerinin ötesinde, yakıt ekonomisinin iyileştirilmesini temel hedef olarak benimsemişlerdir. Böylece, hem taşıt sayısına bağlı olarak artan petrol tüketim miktarının kompanse edilmesi, hem de kirletici

emisyonların çevreye verdiği zararın azaltılması amaçlanmaktadır. Ancak şüphesiz ki asıl amaç, fosil yakıtlara alternatif enerji kaynakları bulunana dek, insanoğlunun zaman kazanmasını sağlamaktır.

1.1 Günümüzde İçten Yanmalı Motor

Daha önce değinildiği gibi, günümüzde yaygın olarak iki tip dört zamanlı içten yanmalı motor kullanılmaktadır. Bunlardan biri, Otto çevrimine göre çalışan ve Türkçede kullandığı yakıt türüyle adlandırılan benzinli motor, diğeri ise dizel çevrimine göre çalışan ve adını mucidinden alan dizel (Diesel) motorudur.

Benzinli motorlarda teorik olarak yanmanın sıkıştırma sonunda sonsuz hızda gerçekleştiği, sisteme ısı girişinin anlık olduğu ve genişleme strokunda piston aşağı doğru inerken sisteme ısı girişi olmadığı kabul edilerek, kullandıkları çevrim 'sabit hacimli çevrim' olarak da anılmaktadır. Dizel motorlarda ise, yanmanın teorik olarak genişleme strokunun başında piston aşağı inerken gerçekleştiği, yanma nedeniyle sıcaklık artarken hacim de arttığı için basıncın sabit kaldığı kabul edilmektedir. Dizel çevrimi için kullanılan 'sabit basınçlı çevrim' ifadesi de buradan gelmektedir [8].

Dizel motorların efektif verimi genel olarak benzinli motorlardan daha yüksektir. Bu olgu temelde birçok nedene bağlıdır. Örneğin, dizel motorların kullandığı petrol türevi yakıt olan motorin, benzine göre daha yüksek karbon oranına sahiptir. Bu sebeple motorinin ısıl değeri benzinden yüksektir. Öte yandan, dizel motorlarda yük ayarı yakıt püskürtme sistemine kumanda edilerek yapılırken, benzinli motorlarda bu ayarın gaz kelebeği ile emilen hava miktarına kumanda edilerek yapılması, kısılma kaybı yaratarak volümetrik verimi düşürmektedir. Dizel motorlarda yüksek sıkıştırma oranı ile yüksek yanma sıcaklıkları sağlanırken, vuruntu riski nedeniyle benzinli motorlarda sıkıştırma oranının fazla arttırılamaması da nedenler arasında gösterilebilir.

Bugün gelinen noktada, bir dizel motorun en yüksek verimi %45'lerde iken, benzinli motorun en yüksek verimi %35 civarındadır. Bu tez kapsamında, Otto çevrimine göre çalışan benzinli motorlar incelenecektir.

2. DÖRT ZAMANLI BENZİNLİ MOTORLARDA YÜK VE VERİM

Otto çevrimiyle çalışan dört zamanlı benzinli motorların verimini arttırmaya yönelik çalışmalar, bu motorların tarihi gelişim sürecinde mühendislerin başlıca uğraşlarından biri olmuştur. Nicolaus Otto'nun geliştirdiği ilk motordan elde ettiği %14'lük en yüksek efektif verim, yıllar süren çabalarla %35 seviyelerine getirilmiştir. Bu artışta büyük ölçüde motorda gerçekleştirilen yapısal değişiklikler ve yeni geliştirilen malzeme teknolojileri etkilidir. Bu noktadan sonra, yakıtın vuruntu direnci, ısıl değeri ve alev hızı gibi spesifik konularda önemli bir gelişme kaydedilmediği sürece en yüksek efektif verimde hızlı bir yükselme beklenmemektedir. Başka bir deyişle, sınıra gelinmiştir. Ancak bu durum benzinli motorlarda verimi arttırma konusunda yapacak bir şey kalmadığı anlamına gelmemektedir. Çünkü benzinli motorların asıl sorunu kısmi yüklerdeki verim düşüklüğüdür.

Taşıtlarda kullanılan benzinli motorlarda, motorun karşı koyduğu yük momenti azaldıkça, efektif verimi de büyük bir hızla düşmektedir (%10 – 15). Bir taşıt motoru ömrünün büyük bölümünü kısmi yük koşullarında geçirdiğinden, tam yük koşulundaki efektif veriminden ziyade kısmi yük koşulundaki efektif veriminde sağlanacak artış çok daha önemli olacaktır.

Motor krank milinden ölçülen veya hesaplanan, motor performans karakteristiklerine ait her türlü büyüklük 'efektif' indisiyle tanımlanır. 'İndike' ifadesi ise, 'motor yanma odasından alınan verilerle gösterilen' anlamına gelmektedir. Bir motorda, efektif ve indike performans parametreleri arasındaki mekanik kayıp olarak adlandırılan fark, esas olarak motorun hareketli parçaları arasındaki mekanik sürtünmelerden ve hareketini motor krank milinden alan yardımcı ünitelerden kaynaklanır. Bu iki faktörün etkisi ise, mekanik verim yüzdesi ile indike büyüklüklere yansıtılır. Dolayısıyla mekanik verimin efektif verim üzerinde doğrudan bir etkisi vardır. Malzeme ve triboloji teknolojisinde bugün gelinen noktada, hareketli parçalar arasındaki mekanik sürtünmeler büyük ölçüde telafi edilmektedir ancak yine de mekanik kayıplar tamamen yok edilememektedir.

2.1 Dört Zamanlı Benzinli Motorlarda Kısmi Yük Koşulunda Verimi Sınırlayan Etkenler

Benzinli motorlarda kısmi yükte verimin aşırı düşüşü üzerinde benzinli motorların çevrim özelliklerinden kaynaklanan iki temel unsurun etkisi vardır:

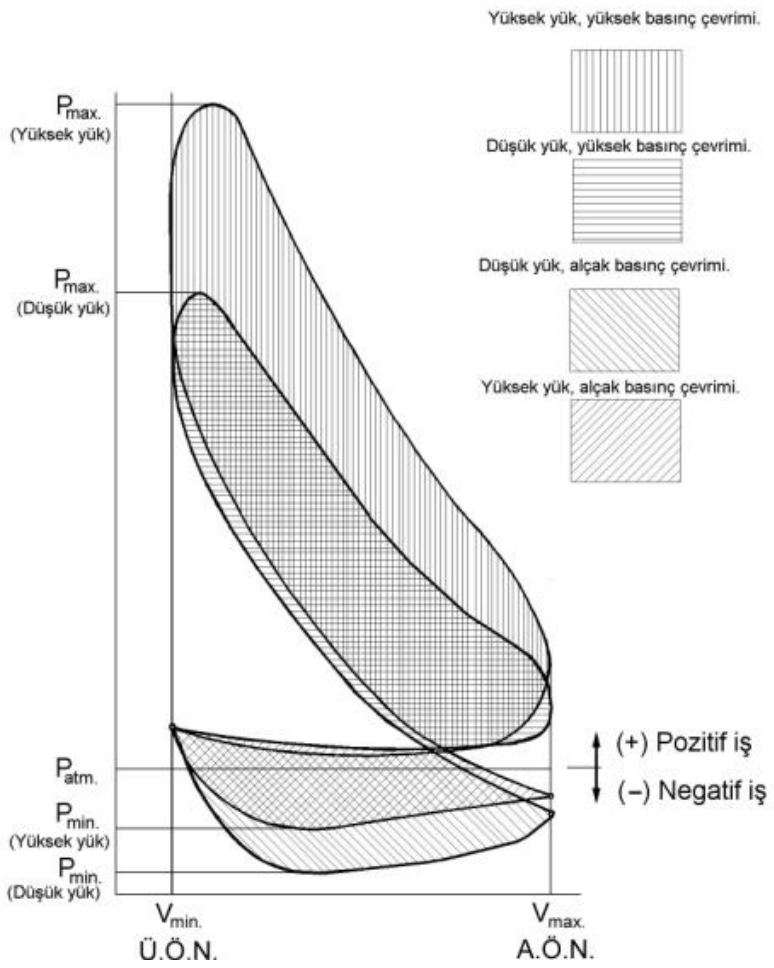
- Yük kontrolünün gaz kelebeği kullanılarak yapılması.
- Kısmi yük koşulunda gerçek çevrimin ideal çevrim koşullarından uzaklaşması.

Bunların dışında, verim düşüşünde mekanik kayıpların da göz ardı edilemeyecek bir etkisi vardır. Fakat, benzinli motorlarda kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmaya yönelik olarak geliştirilen ve bu teze konu olan çevrim atlatma yöntemi çevrim özelliklerinden kaynaklanan unsurlara odaklandığından, mekanik kayıplara değinilmemiştir.

2.1.1 Yük kontrolünün gaz kelebeği ile yapılması

Taşıtların farklı işletme koşullarında motordan sağlamasını istediği güç gereksinimi değişir. Şehir içi trafiğindeki gibi düşük hız ve devir gerektiren durumlarda güç gereksinimi azaldığından, motor kısmi yük koşulunda çalışır. Benzinli motorlarda kısmi yük koşulunda verimin aşırı düşmesinin en önemli nedeni, yük kontrolünün gaz kelebeği ile yapılmasıdır. Gaz kelebeğinin verimi nasıl düşürdüğünden bahsetmeden önce, silindir içindeki basınç değişiminden bahsetmek gerekir.

Motorlarda, yapılan işi temsil eden moment kavramı motor hacmine bağlı olduğundan, işi motor büyüklüğünden bağımsızlaştırmak adına, ortalama indike basınç parametresi tanımlanır. Ortalama indike basınç, çevrim başına elde edilen net indike işin, çevrim boyunca süpürülen silindir hacmine oranlanmasıyla elde edilir. Net indike iş, çevrimde elde edilen toplam yani brüt indike işten, emme ve egzoz zamanlarında pompalamaya harcanan iş çıkarıldıktan sonra kalan faydalı iştir (Şekil 2.1). Brüt indike iş, çevrimden elde edilen p-V diyagramında; sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasında oluşan yüksek basınç çevriminin alanı hesaplanarak, pompalamaya harcanan iş ise, emme ve egzoz esnasında oluşan alçak basınç çevriminin alanı hesaplanarak bulunur. Çevrim esnasında, sağlanan net indike işin brüt indike işe oranı indike verim olarak tanımlanır.



Şekil 2.1 : Bir Otto motorunun yüksek ve düşük yüklerdeki p-V diyagramları [9].

Motor kısmi yük koşulunda çalışırken, ihtiyaç duyulan moment düştüğünden, silindire gönderilen yakıt miktarının da azaltılması gerekir. Bu sebeple, emilen dolgu (yakıt-hava karışımı) miktarını azaltmak için emme kanalındaki gaz kelebeği emme kanalının kesitini daraltacak konuma getirilir. Piston emme strokunda üst ölü noktadan alt ölü noktaya hareket ederken, akışın kısılması nedeniyle silindir içindeki basınç yüksek yük koşulunda çalışma durumuna göre daha fazla düşer. Dolayısıyla alçak basınç çevriminin alanı, yani pompalama kayıpları artar. Silindir içindeki minimum basınç düştüğünden sıkıştırma sonu basıncı da düşer ve bu durum dolgu miktarının azalması ile zaten düşmesi beklenen yanma sonu basıncının yani maksimum basıncın beklenenden daha fazla düşmesine de neden olur. Böylece yüksek basınç çevriminin de alanı azalmış olur. Sonuçta, yüksek basınç çevrimi ile alçak basınç çevrimi alanlarının farkına eşdeğer olan net ortalama indike basıncın yakıtın azaltılması sonucu düşmesi beklenirken, gaz kelebeğinin sebep olduğu kısılma hem alçak basınç çevriminin alanını arttırarak hem de yüksek basınç çevriminin alanını beklenenden daha fazla azaltarak, net ortalama indike basıncı

beklenenden daha fazla düşürür. İndike verim ise alçak basınç çevrimi alanının artması ve yüksek basınç çevriminin alanının azalması sonucu belirgin bir biçimde düşer. Bu durum Şekil 2.1'den çıkarılan aşağıdaki ifadelerle anlatılabilir.

$$+p_{(düsükyük)} < +p_{(yüksek.yük)} \quad \textbf{(2.1)}$$

$$\left|-p_{(düsükyük)}\right| > \left|-p_{(yüksek.yük)}\right| \quad \textbf{(2.2)}$$

$$p_{(düsükyük)} = +p_{(düsükyük)} - \left|-p_{(düsükyük)}\right| \quad \textbf{(2.3)}$$

$$p_{(yüksek.yük)} = +p_{(yüksek.yük)} - \left|-p_{(yüksek.yük)}\right| \quad \textbf{(2.4)}$$

$$p_{(düsükyük)} < p_{(yüksek.yük)} \quad \textbf{(2.5)}$$

$$\frac{p_{(düsükyük)}}{+p_{(düsükyük)}} < \frac{p_{(yüksek.yük)}}{+p_{(yüksek.yük)}} \quad \textbf{(2.6)}$$

2.1.2 Kısmi yük koşulunda gerçek çevrimin ideal çevrimden uzaklaşması

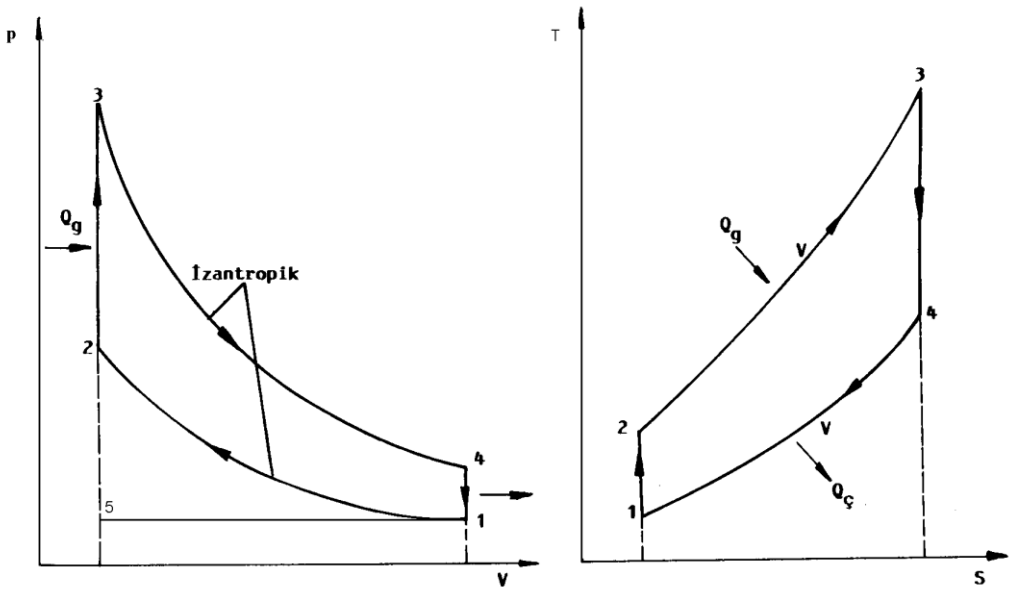
İçten yanmalı motorlarda, motor termodinamiğini açıklayabilmek için, çeşitli kabullere dayanan ideal çevrimlerden yararlanılır. Sabit hacimde ısı girişli Otto çevrimine göre çalışan dört zamanlı benzinli motorların modellenmesinde de ilk aşamada ideal hava çevrimi kullanılır.

İdeal hava çevriminde, silindir içinde çevrim boyunca yalnızca hava bulunduğu, havanın ideal gaz gibi davrandığı ve özgül ısıların değişmediği kabul edilir. Ayrıca çevrim aşamaları esnasında şu kabuller de yapılmaktadır:

- Atmosfer havası silindire alınırken sıcaklığı ve basıncı değişmez. Sıkıştırma başındaki şartlar dış ortam şartlarına eşittir.
- Sıkıştırma ve genişleme sırasında, iş gazı ve silindir cidarları arasında ısı alışverişi olmaz, dolayısıyla sıkıştırma ve genişleme olayları tersinir adyabatiktir.
- Silinire ısı girişi sabit hacimde gerçekleşir.
- Silindirden ısı atılışı sabit hacimde, egzoz gazlarının tahliyesi ise hem sabit hacimde, hem de sabit basınçta gerçekleşir [10].

İdeal Otto hava çevrimi dört aşamadan oluşur (Şekil 2.2).

- 1-2: Tersinir adyabatik sıkıştırma
- 2-3: Sabit hacimde ısı girişi
- 3-4: Tersinir adyabatik genişleme
- 4-1: Sabit hacimde ısı atılışı



Şekil 2.2 : İdeal Otto çevrimine ait p-V ve T-S diyagramları [9].

İdeal hava çevrimi, motorun birim hacminden elde edilebilecek işin ve indike verimin, sıkıştırma oranına bağlı olarak ulaşabileceği sınırı göstermektedir [9]. Ancak ideal hava çevrimini gerçekleştirmek mümkün olmadığından, daha elverişli bir sınır koşul oluşturulması açısından ideal yakıt-hava çevrimi kullanılır. Buna göre ideal hava çevrimi için yapılan bazı kabuller şu şekilde değiştirilir:

- Çevrim esnasında silindir içinde sadece hava değil; hava, yakıt, su buharı ve bir önceki çevrimden kalan artık gazlar vardır.
- Özgül ısılar sıcaklıkla değişmektedir.

İdeal Otto yakıt-hava çevrimi aşamalarında yapılan kabuller şu şekildedir:

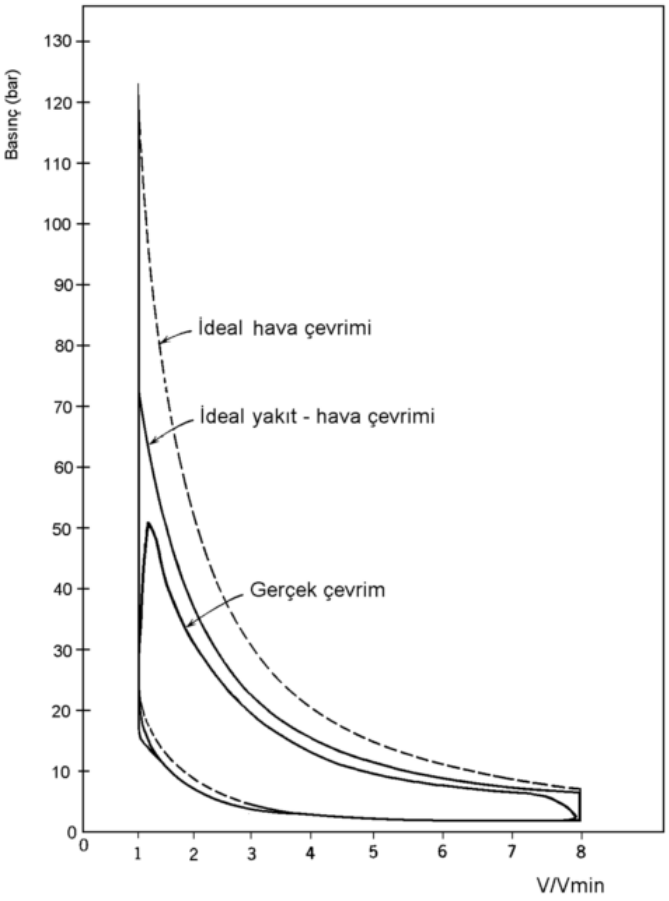
- 1-2: Tersinir adyabatik sıkıştırma sırasında iş gazı karışımında herhangi bir kimyasal değişiklik olmamaktadır.
- 2-3: Sabit hacimde yanan gazlar kimyasal dengededir.

- 3-4: Tersinir adyabatik genişleme esnasında yanmış gazlar kimyasal dengededir.
- 4-1-5: Isı atılışı sabit hacimde, yanmış gazların tahliyesi sabit hacim ve sabit basınçta gerçekleşir.
- 5-1: Silindire alınan taze dolgu içindeki yakıt ve su buharı tamamen gaz halindedir.

İdeal yakıt-hava çevriminde, indike verim sıkıştırma oranının yanında hava fazlalık katsayısına da bağlıdır. Özgül ısıların sıcaklıkla değişmesi, yüksek sıcaklıkta yanma sırasında kimyasal parçalanma (disosiyasyon) ve zengin ve fakir karışım bölgelerinde eksik yanmanın meydana gelmesi gibi sebeplerden dolayı ideal yakıt-hava çevriminden daha düşük bir indike verim elde edilmektedir [10].

Motorda gerçekleşen gerçek çevrimin p-V diyagramı, ideal çevrimler ile karşılaştırıldığında, yapılan kabullerin tam olarak gerçekleşmediği ve birçok yönden sapmalar olduğu görülür (Şekil 2.3). Gerçek çevrim ile ideal çevrimler arasında görülen farklılıklar şu nedenlere bağlıdır:

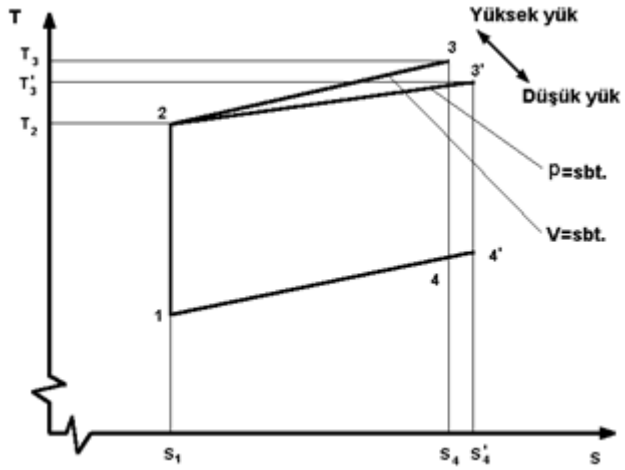
- Erken ateşleme kaybı (sıkıştırma kaybı)
- Yanma kaybı
- Yanmış gazların silindirden tahliyesindeki kayıplar
- Isı kayıpları
- Dolgu kaçakları
- Eksik yanma
- Dolgu değişimindeki pompalama kayıpları [9]



Şekil 2.3 : İdeal hava, yakıt-hava ve gerçek çevrimlerin p-V diyagramları [9].

Yukarıda değinildiği gibi, gerçek çevrimin ideal çevrimden farklı olmasının önemli nedenlerinden biri yanma kaybıdır. Benzinli motorlar için ideal çevrimde ısının silindire sabit hacimde girdiği kabul edilir. Oysa gerçekte, motora ısı girişini sağlayan yanma olayı sonsuz hızda gerçekleşmediğinden ısı girişi sabit hacimde olmamaktadır. Dolayısıyla yanma süresi, ideal çevrime yaklaşma açısından belirleyici bir faktördür.

Benzinli motorlar yüksek yüklerde çalıştığında, silindir içindeki yüksek sıcaklık ve basınç ile yüksek yanma hızlarına ulaşılarak, sabit hacimde yanmaya yaklaşılmaktadır. Ancak kısmi yüklerde, silindir içindeki dolgu miktarı azaltıldığından yanma hızı düşmektedir. Bu ise ideal Otto çevriminden uzaklaşmaya neden olmakta ve yanma olayı, ideal dizel çevrimine benzer şekilde, sabit basınçta yanmaya doğru kaymaktadır (Şekil 2.4) [9].



Şekil 2.4 : Sabit hacim ve sabit basınçta ısı girişli çevrimlerin T-S diyagramı [9].

2.2 Benzinli Motorlarda Düşük Yük ve Hız Bölgesinde Yakıt Tüketimini Azaltmaya Yönelik Yapılan Çalışmalar

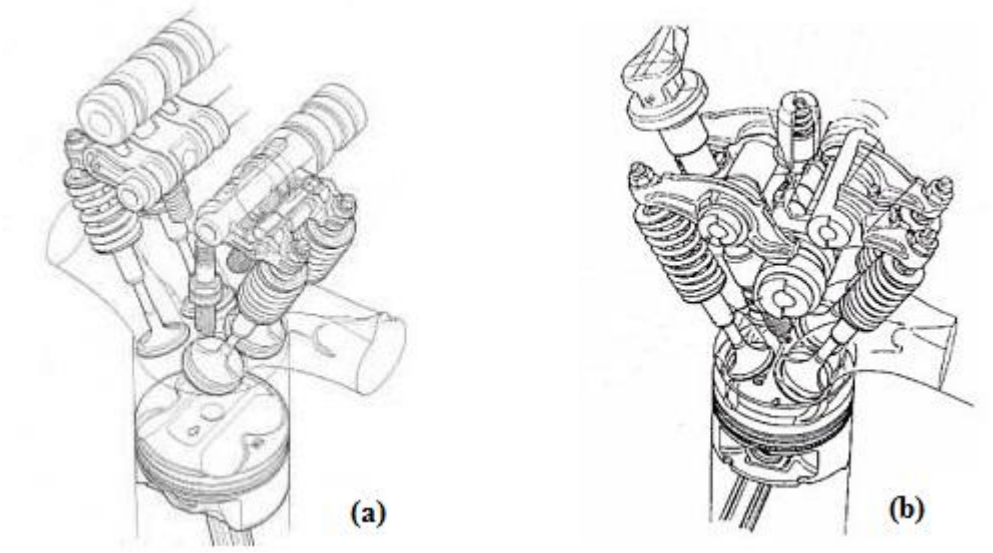
Bu bölümde, benzinli motorların tarihi boyunca düşük yük ve hız bölgesindeki verimini artırmaya yönelik yapılan çalışmalardan ve geliştirilen yöntemlerden bahsedilmiştir.

2.2.1 Değişken supap zamanlaması

Benzinli motorlarda emme supabı, mümkün olduğu kadar çok yakıt-hava karışımının silindire alınmasını, egzoz supabı ise, yanmış gazların silindiri tamamen terk etmesini sağlamaktır. Çalışma esnasında emme ve egzoz giriş kesitleri tam olarak açılamadığından ve akış halindeki gazlar kinetik enerjiye sahip olduğundan, supap açılma ve kapanma zamanlarının piston ölü noktalarından önce ve sonra olması gerekmektedir [11]. Konvansiyonel dört zamanlı benzinli motorlarda emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma zamanları, belirli yük ve devir sayısı koşulunda en iyi performansı sağlayacak şekilde tespit edilir. Ancak otomobil motorları çok geniş yük ve devir sayısı aralığında çalıştıklarından, tespit edilen bu değerler her zaman iyi sonuçlar vermemektedir. Otomobil motorlarında motor devri değiştikçe piston hızı ve buna bağlı olarak içeri alınan dolgunun hızı ve kinetik enerjisi sürekli değişir. Bu sebeple, supap zamanlamasının da devir sayısına bağlı olarak sürekli değişmesi gerekir.

90'lı yılların başından beri, pek çok sayıda değişken supap mekanizması içeren motor tipi geliştirilmiş ve yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır [9]. Honda'nın 1983 yılında piyasaya sürdüğü VTEC teknolojisi değişken supap zamanlamasının ilk

örneğidir. DOHC tipi motorlarda uygulanan VTEC sisteminde, emme ve egzoz supapları için üçer adet kam profili bulunur. Düşük devirlerde, supaplar dış taraftaki düşük kam profillerinde hareket eden külbütörler tarafından açılır. Bu şekilde, düşük kam profilleri kısa supap kalkışı ve kısa açık kalma süresi sağlayarak düşük ve orta devirlerde yüksek moment ve yakıt tasarrufu sağlanmasına yardımcı olur. Motor hızı arttığında, düşük hızda çalışan kam mili takipçilerinin pimlerine gönderilen basınçlı yağ ile takipçiler, ortada bulunan yüksek kam profili takipçisine kilitlenerek beraber hareket eder duruma gelirler. Bu ise, hem supap kalkış miktarını, hem de açık kalma süresini arttırarak, silindir içine daha fazla dolgu alınmasına ve motor gücünün artmasına yardımcı olur. SOHC tipi motorlarda bu prensip benzer şekilde uygulanmakta ancak egzoz supabı zamanlamalarına müdahale edilememektedir (Şekil 2.5). Honda tarafından uygulanan VTEC-E, 3 kademeli VTEC, i-VTEC gibi diğer teknolojiler ise, yakıt tasarrufundan ziyade, motorun moment ve güç karakteristiğini iyileştirmeyi amaçlamaktadır [12].



Şekil 2.5 : Honda silindir kafası geometrisi, **(a)** DOHC **(b)** SOHC

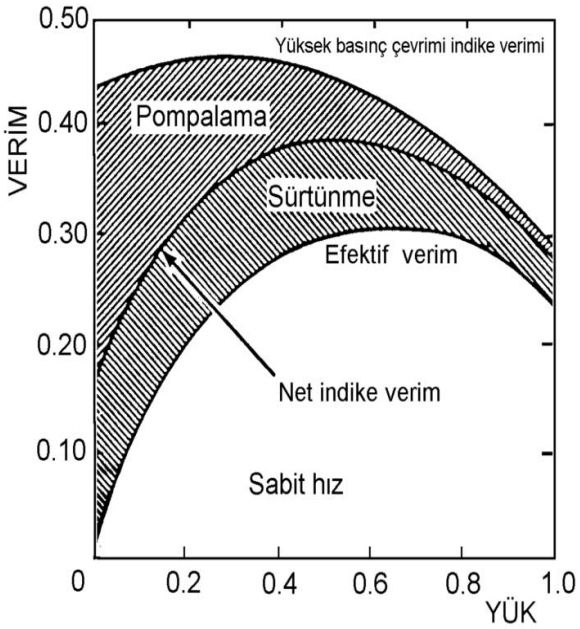
Honda'nın geliştirdiği değişken supap zamanlaması teknolojisi, günümüzde bazı otomobil firmaları tarafından başka isimlerle yaygın olarak kullanılmaktadır (Toyota VVT-i, BMW Vanos, Rover VVC, Mitsubishi MIVEC, Porsche VarioCam Plus, Nissan VVL…). Benzer prensiplere göre çalışan bu sistemlerde iki tip mekanizma ön plana çıkmaktadır:

- Kam mili açısal konumunu değiştiren mekanizmalar (Supap zamanlaması).

- Kam profili yüksekliğini değiştiren mekanizmalar (Supap zamanlaması + Supap açık kalma süresi + Supap açılma miktarı) [9].

Benzinli motorlarda supaplara istenildiği gibi kumanda edilebilmesi, yük kontrolünü gaz kelebeği kullanmadan, emme supabının açık kalma süresini değiştirerek gerçekleştirme fikrini de beraberinde getirmektedir. Ancak böyle bir işlem için supap zamanlaması, supap açık kalma süresi ve supap açılma miktarı gibi supap mekanizmasına ait üç önemli parametreyi birbirinden bağımsız olarak kontrol edebilen sistemlere ihtiyaç duyulmaktadır.

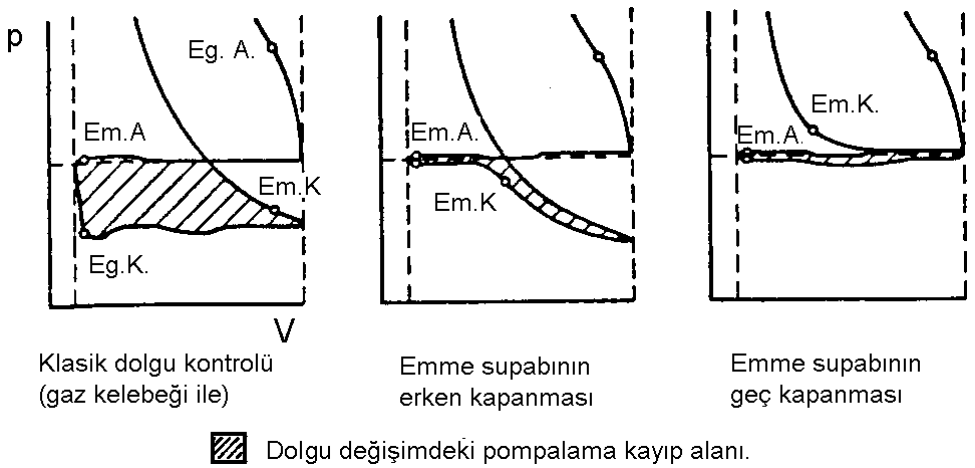
Teorik çevrim analizi ile yapılan karşılaştırmalı hesaplarda, kısılmalı durumla yüksek basınç çevrimleri aynı olmak üzere, kısılmasız durumda pompalama kayıplarından sağlanan kazançla %20'ye varan yakıt tasarrufu sağlamak mümkün gözükmektedir (Şekil 2.6) [9].



Şekil 2.6 : Kısılmasız emme ile verimde sağlanabilecek artış potansiyeli [9].

Ancak deneysel çalışmalarda; kısılmasız durumda kısmi yük şartında giren dolgu miktarını azaltmak üzere emme supabı erken kapandığında, sıkıştırma başında ulaşılan silindir içi basıncın ve buna bağlı olarak sıkıştırma sonu basıncının, kısılmalı duruma göre daha düşük kaldığı, bunun yanında gaz kelebeğinin sağladığı türbülans olmadığı için yanma hızında da düşüş meydana geldiği gözlemlenmiştir (Şekil 2.7). Bu nedenle, pompalama kaybının ortadan kaldırılması ile teorik olarak elde edilecek verim kazancından tamamen faydalanılamayacağı ortaya çıkmaktadır. Çalışma

sonuçları, yük kontrolünün emme supabına kumanda edilerek yapılması ile ancak %4-13 arasında yakıt tasarrufu sağlanabileceğini göstermiştir [9].



Şekil 2.7 : Emme supabı kapanma zamanının pompalama kayıplarına etkisi [14].

Son yıllarda bu konuda yapılmış çalışmalardan biri Fiat tarafından geliştirilen Multiair teknolojisidir. Uygulamaya geçmiş olan Multiair teknolojisine sahip motorlarda emme supapları elektrohidrolik bir mekanizma ile kontrol edilmekte ve yük kontrolü gaz kelebeği kullanılmadan yapılmaktadır. Bu yöntemle doğal emişli motorlarda yakıt tüketiminde %10'a varan azalma sağlanmıştır [15].

2.2.2 Fakir karışımlı kademeli dolgulu motor

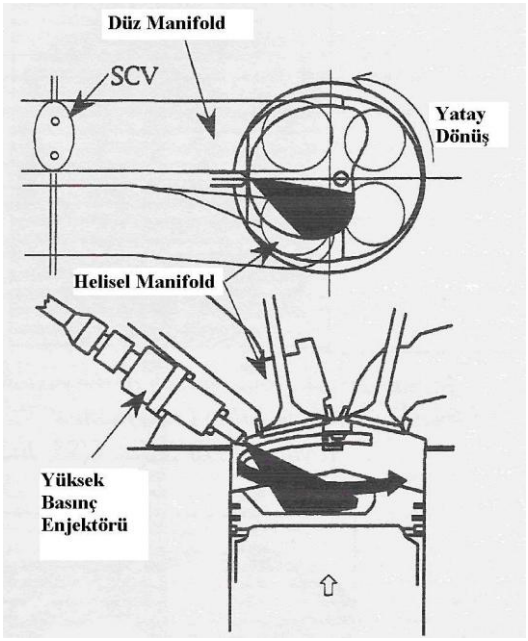
Kıvılcım ateşlemeli motorlarda kısmi yüklerde gaz kelebeğinin kapanmasıyla birlikte, gerek volümetrik verimin düşmesi gerekse pompalama kayıplarının artması, hava fazlalık katsayısının azaltılması (karışımın zenginleştirilmesi) zorunluluğunu ortaya koymaktadır [15]. Öte yandan, hava fazlalık katsayısı 1,3'ten daha büyük (daha fakir) homojen karışımların tutuşma sınırının dışına çıkması, Otto motorlarında kısmi yüklerde fakir karışımı etkin bir biçimde yakacak sistem arayışını da beraberinde getirmiştir. Bu konuda geliştirilen ilk yöntem, 1918 yılında motor araştırmacısı Sir Harry Ricardo tarafından ortaya koyulan kademeli dolgulu motor prensibidir. Kademeli dolgulu benzin motorunda, kısmi yüklerde karışımın buji etrafında zengin ($\lambda<1$), bujiden uzak bölgelerde ise fakir ($\lambda>1$) olması sağlanarak yanma odası genelinde yakıtça fakir karışım elde edilmektedir. Böylece yük ayarı dizel motorlarda olduğu gibi karışımın kalitesi değiştirilerek ayarlandığından, kısmi yüklerde gaz kelebeğine olan bağımlılık azalmaktadır. Kademeli dolgulu motorlar karışımın hazırlanma yerine göre ikiye ayrılırlar:

- Karışımın silindir dışında hazırlandığı motorlar (Birinci tip).
- Karışımın silindir içinde hazırlandığı motorlar (İkinci tip) [9].

Birinci tip motorların ilk öncülerinden biri olan Ricardo'nun 1920'de geliştirdiği motorda, zengin karışım silindire bir kanalla bağlı ve bujinin de içinde bulunduğu ön yanma odası kullanılarak yakılmaktadır. Takip eden yıllarda geliştirilen GAZ-52, Schlamann, IFP ve Honda CVCC kademeli dolgulu motorları karışımın silindir dışında hazırlandığı birinci tip motorlar grubuna girmektedir [16].

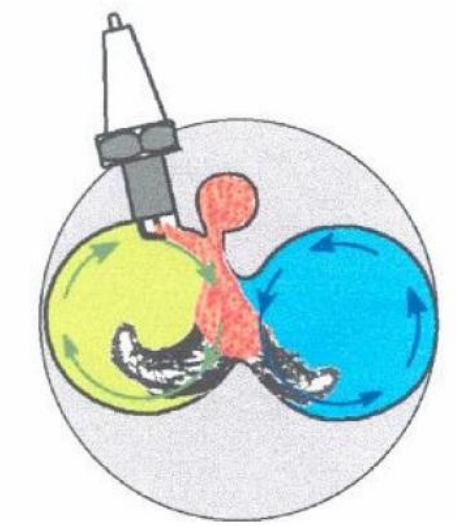
İkinci tip kademeli dolgulu motorlarda karışımı silindir içinde hazırlamak amacıyla hemen her zaman yakıt püskürtme sistemleri kullanılır [9]. Bu özellikleri ile dizel motorlara benzetilseler de aslında yöntem bütünüyle farklıdır. Dizel motorlarda püskürtme ile başlayan tutuşma, kademeli dolgulu motorlarda buji ile yapılmakta, püskürtme daha erken ve daha düşük basınçta gerçekleşmektedir. 1960'lı yılların sonunda ve 1970'li yıllarda geliştirilen TEXACO-TCCS, Ford PROCO, Porsche SKS, General Motor EFI ve Volkswagen PCI motorları, ikinci tip kademeli dolgulu motorlara örnek uygulamalardır.

Her ne kadar kademeli dolgulu motorlar, bir dönem katalitik konvertör teknolojisinin gerektirdiği $\lambda=1$ şartını sağlayamadıkları için uygulama şansını yitirseler de, 1980'lerin ortalarından itibaren standart supap sayısının artmasıyla birlikte, yeni bir yöntemle tekrar gündeme gelmişlerdir. Bu yeni yönteme göre, silindir başına iki emme supabına sahip motorlarda, emme kanallarından biri dolguyu kademelendirmek için gerekli hava hareketini sağlayacak şekilde boyutlandırılmakta ve kısmi yüklerde silindire dolgu girişi sadece bu kanaldan yapılmaktadır. Literatürde bu tip fakir karışımlı motorların Mercedes, Honda, Toyota, Mitsubishi, Nissan, Kia, Volvo ve Ricardo gibi bazı motor üretici ve geliştirici firmalar tarafından tercih edildiği, bazılarının seri üretime de uyguladığı (Toyota ve Mitsubishi) görülmektedir (Şekil 2.8). Mitsubishi GDI ve Volkswagen FSI teknolojilerinde benzin direkt yanma odasına püskürtülmekte ve kademelendirme sağlanmaktadır. Gaz kelebeği kullanılmayan bu teknolojilerde büyük hacimli motorlarda verimde %30'a varan artışlar elde edilebilmektedir.



Şekil 2.8 : Toyota D-4 GDI motorunda dik ve helisel manifoldun yerleşimi [17].

Son yıllarda, karışımın silindir dışında hazırlandığı bir kademeli dolgulu motor örneği de Azerbaycan Teknik Üniversitesi'nde önerilmiştir. Prof. Dr. R. Mehdiyev tarafından geliştirilen bu motorda, sekize benzer yanma odasında, emme ve sıkıştırma zamanlarında, birbirinin tersine, aynı hızda dönen iki döngülü hareket oluşturulur. Bu nedenle bu yanma odası 'Çift Döngülü Yanma Odası' olarak adlandırılmaktadır. Sistemde, zengin (λ=0,5…0,8) yakıt-hava karışımı, karbüratör veya emme manifolduna takılan düşük basınçlı enjektör ile, yanma odasının, içinde buji ve ön yanma odası bulunan yarısına gönderilmekte, yanma odasının diğer yarısına ise sadece hava alınmaktadır. Yanma odasının her iki odasında oluşan döngü hareketi aynı hız ve momentuma sahip olduklarından yanma anına kadar birbiriyle karışmamaktadır. Yanmanın ilk aşamasında zengin karışımın yanmasıyla oluşan eksik yanma ürünleri (CO ve H_2) hava ortamında yakılarak yanma tamamlanmaktadır (Şekil 2.9). MR-Proses olarak adlandırılan bu yöntem ile, en yüksek derecede kademelendirme gerçekleştirilerek, verimli ve ultra düşük emisyonlu motor geliştirme imkanı sağlanmaktadır [18, 19].



Şekil 2.9 : MR-Proses yönteminde kullanılan çift döngülü yanma odası [18].

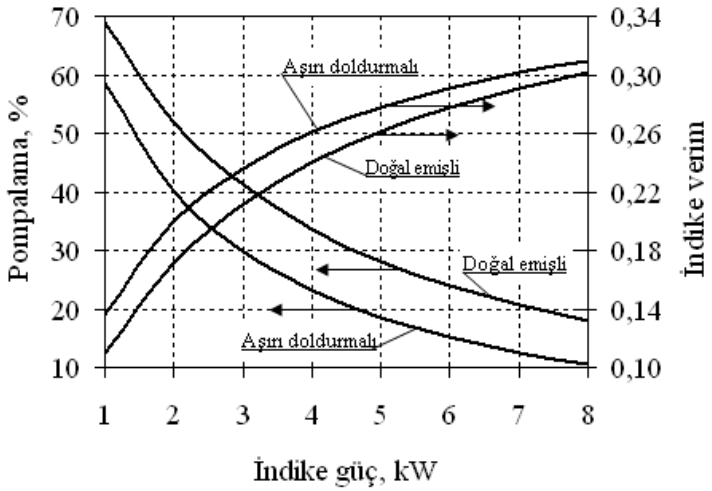
2.2.3 Egzoz türbini ile aşırı doldurma

Egzoz türbini ile aşırı doldurma (ETAD), içten yanmalı motorlarda birim hacimden daha fazla güç elde etmek ve efektif verimi artırmak için kullanılan etkili bir yöntemdir. Dizel motorlarda ETAD uygulaması ile % 45 efekif verim elde etmek mümkündür. Ancak benzinli motorlarda vuruntu riskinden dolayı doğal emişli motorlara kıyasla düşük tutulan sıkıştırma oranı nedeniyle ETAD'ın verim artırıcı etkisi her çalışma koşulunda gerçekleşmemekte, hatta bazı koşullarda verim düşmektedir.

Benzinli motorlarda, kısmi yük koşulunda, pompalamaya harcanan negatif işin ETAD uygulamasında pozitif işe dönüşmesi, sıkıştırma oranının azaltılmasından kaynaklanan verim kaybını telafi edebilmektedir. Öte yandan, eşdeğer güce sahip ETAD uygulamalı motorun doğal emişli motordan daha küçük strok hacmine sahip olması da, kısmi yük koşulunda değişken strok hacmi prensibini hayata geçirmekte, azalan efektif sıkıştırma oranı aşırı doldurma ile karşılanmaktadır.

Bu etkiler ile, özellikle düşük yük bölgesinde, ETAD uygulamalı benzinli motorun veriminin doğal emişli duruma göre daha iyi olması mümkün olmaktadır.

Şekil 2.10'da en yüsek güçleri eşit olduğu varsayılan, biri 1 L strok hacimli ve sıkıştırma oranı 8 olan aşırı doldurmalı motor ile diğeri 1,5 L strok hacimli ve sıkıştırma oranı 10 olan doğal emişli motorun kısmi yükte ($\lambda = 1$; $n = 2000$ dev/dk) pompalama kayıpları ve indike verimlerinin değişimi karşılaştırmalı olarak verilmiştir [20].



Şekil 2.10 : Doğal emişli ve aşırı doldurmalı motorların karşılaştırılması [20].

2.2.4 Değişken sıkıştırma oranı

Daha önce değinildiği gibi, ideal Otto-hava çevriminde, çevrim verimi yalnızca sıkıştırma oranına bağlı olarak değişmektedir. Gerçek çevrimde ise indike verim ideal çevrim veriminden düşük olduğu gibi sıkıştırma oranına göre değişimi de farklı bir eğilim göstermektedir. Bu farklılık dört ana nedene bağlıdır:

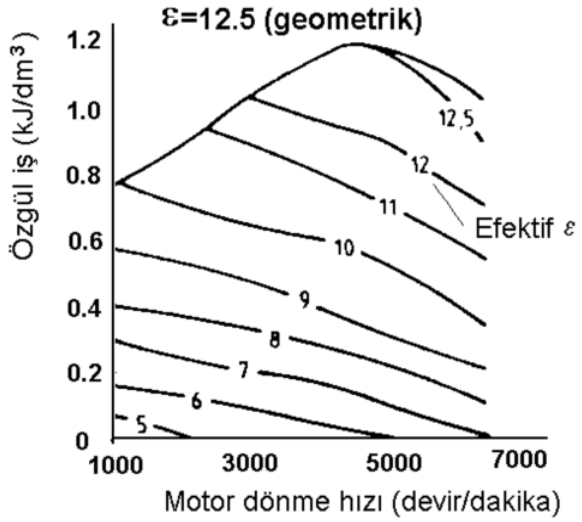
- Sıkıştırma oranı arttığında, ÜÖN civarında yanma odası yüzey/hacim oranı arttığından, cidarlardan ısı iletimi artmakta ve indike verim düşmektedir.
- Sıkıştırma sonu sıcaklığının artması yanma sonu sıcaklığının ve buna bağlı olarak disosiyasyonun artmasına neden olmakta, böylece en yüksek sıcaklık ve basınç sınırlanarak indike verim artış hızı azalmaktadır.
- Yüzey/hacim oranının sıkıştırma oranına bağlı olarak artması ile soğuk çeperlerden kaynaklanan HC emisyonu artmakta ve yanma verimi düşmektedir.
- Sıkıştırma oranı arttıkça, vuruntuyu engellemek için ateşleme avansı azaltılmakta, bu sebeple maksimum basınç düşmektedir [9].

Bu maddelere ek olarak, sıkıştırma oranının artışı ile artan silindir içi basınç, piston-segman-silindir arası sürtünmeyi artırdığından mekanik verimin düşmesine de neden olmaktadır. Dolayısıyla, mekanik verimdeki azalma indike verimdeki artıştan daha hızlı gerçekleştiğinden, belirli bir sıkıştırma oranı değerinden sonra (ε~12) verim

artışı çok düşük seyretmektedir [21]. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranını asıl sınırlayan etken vuruntu sınırıdır.

Otto motorlarında vuruntu meyli en fazla tam yük bölgesinde olmaktadır. Günümüzde taşıt motoru olarak kullanılan Otto motorları ömrünün büyük bölümünü kısmi yük koşulunda geçirdiğinden, bu koşullarda sıkıştırma oranını artırarak indike verimi yükseltmek mümkündür.

Kısmi yüklerde sıkıştırma oranını artırabilme olanağı, gaz kelebeğinin kapalı konumunun emme kanalında yarattığı basınç düşmesi ve beraberinde efektif sıkıştırma oranını da düşürmesi durumundan kaynaklanmaktadır (Şekil 2.11).



Şekil 2.11 : Yük ve hıza bağlı olarak efektif sıkıştırma oranı [9].

Kısmi ve orta yüklerde efektif sıkıştırma oranının artırılmasıyla;

- İndike verim ve motor çıkış gücü artmakta, mekanik verim azalmaktadır.
- Silindir içi maksimum ve ortalama efektif basınçlar arttığından yakıtın tutuşma gecikmesi süresi kısalmaktadır.
- Yanma süresi kısalmakta, egzoz gazı sıcaklıkları düşmektedir.
- Ateşleme avansını azaltma ihtiyacı doğmaktadır.

Bir noktadan sonra, ÜÖN civarında silindir yüzey/hacim oranının artışından dolayı yakıt ekonomisi olumsuz etkilenmekte ve HC emisyonları artmaktadır [21].

2.2.5 Değişken strok hacmi

Taşıtlarda işletme koşulları değiştiğinde, güç gereksinimi de değişmektedir. Taşıtlar için motor seçimi ihtiyaç duyulan en yüksek güce göre yapıldığından, ancak dar bir aralıkta motor yüksek verimle çalışmaktadır. Özellikle benzinli motorlarda yük kontrolü gaz kelebeği ile yapıldığından, kısmi yük koşuluda verim hızlı bir şekilde düşmektedir (Bölüm 2.1.1'de bahsedilmiştir.). Dizel motorlarda ise yük kontrolünün silindire gönderilen yakıt miktarı ayarlanarak yapılması, verimin yüke bağlılığını azaltmaktadır.

Benzinli motorlardaki bu karakteristik problem, her işletme koşulunda ihtiyaç duyulan güç, en yüksek motor gücü olacak şekilde strok hacmini değişken kılma fikrini beraberinde getirmiştir. Buna göre, çok silindirli motorlarda güç gereksimi azaldığında silindirlerin bir bölümü devre dışı bırakılacak, kalan silindirlerden gerekli gücü çekebilmek için gaz kelebeği açıklığı artırılacak, böylece pompalama kayıpları düşürülerek verim arttırılacaktır. Bu konuda özellikle 1970'li yıllardan sonra çok sayıda uygulamaya rastlamak mümkündür. Uygulamalarda genel olarak bir grup silindirin, güç ihtiyacının azaldığı durumlarda, emme havası ve yakıtı kesilmiş, emme ve egzoz supapları devre dışı bırakılmıştır. BMW tarafından yürütülen bu tarz bir çalışmada, yakıt tüketiminde, rölanti koşulunda % 48, Avrupa şehir içi çevriminde % 26 azalma sağlanmıştır [9].

Literatürde, silindirlerin bir kısmının tamamen devreden çıkarıldığı çalışmaların yanında, bazı silindirleri sıralı bir şekilde devreden çıkarıp tekrar devreye alan sistemler de yer almaktadır. Bu yöntem ile, ani moment değişimlerinin sebep olduğu titreşimler engellenerek daha yumuşak bir geçiş rejimi sağlanabileceği belirtilmektedir.

Richard van Basshuysen, silindirleri devre dışı bırakma yönteminin yakıt tüketimi açısından gelecekteki önemini vurguladığı makalesinde, bu tezin temelini oluşturan ve çevrim atlatma olarak adlandırılan yöntemi de bir alternatif olarak önermektedir [22]. Önerilen yöntemde, bir iş çevriminin ardından, ilgili silindire ait emme ve egzoz supapları ve yakıt püskürtme sistemi durdurularak izleyen çevrimde iş üretilmemesi 8 stroklu, bir iş çevriminden sonra iki çevrim iş üretilmemesi ise 12 stroklu olarak tanımlanmaktadır [9].

3. ÇEVRİM ATLATMA YÖNTEMİ

Bu bölümde değişken strok hacmi yöntemine alternatif olarak geliştirilen çevrim atlatma yöntemi hakkında bilgi verilmektedir.

3.1 Çevrim Atlatma Yönteminin Tanımı

Kıvılcım ateşlemeli motorlarda, kısmi yüklerde efektif verimin çok büyük bir hızla düştüğü bilinmektedir. Gaz kelebeğinin sebep olduğu bu düşüşü önlemek amacıyla, üzerinde en fazla durulan yöntemlerden biri de değişken strok hacmi yöntemidir.

$$N_i = P_{mi}.V_H.n \qquad \textbf{(3.1)}$$

N_i : İndike güç

p_{mi} : Ortalama indike basınç

V_H : Bir silindirin strok hacmi

n : Motor devir sayısı

Bu yöntemde, motordan çekilen güç azaldığında etkin strok hacmi belirli bir oranda azaltılır, aynı devir koşulunda istenen gücün sağlanabilmesi için ortalama efektif basınç (çevrim başına dolgu girişi) aynı oranda arttırılır. Böylece, gaz kelebeği açıklığında sağlanan artış ile indike verim ve dolayısıyla toplam efektif verim yükseltilmiş olur.

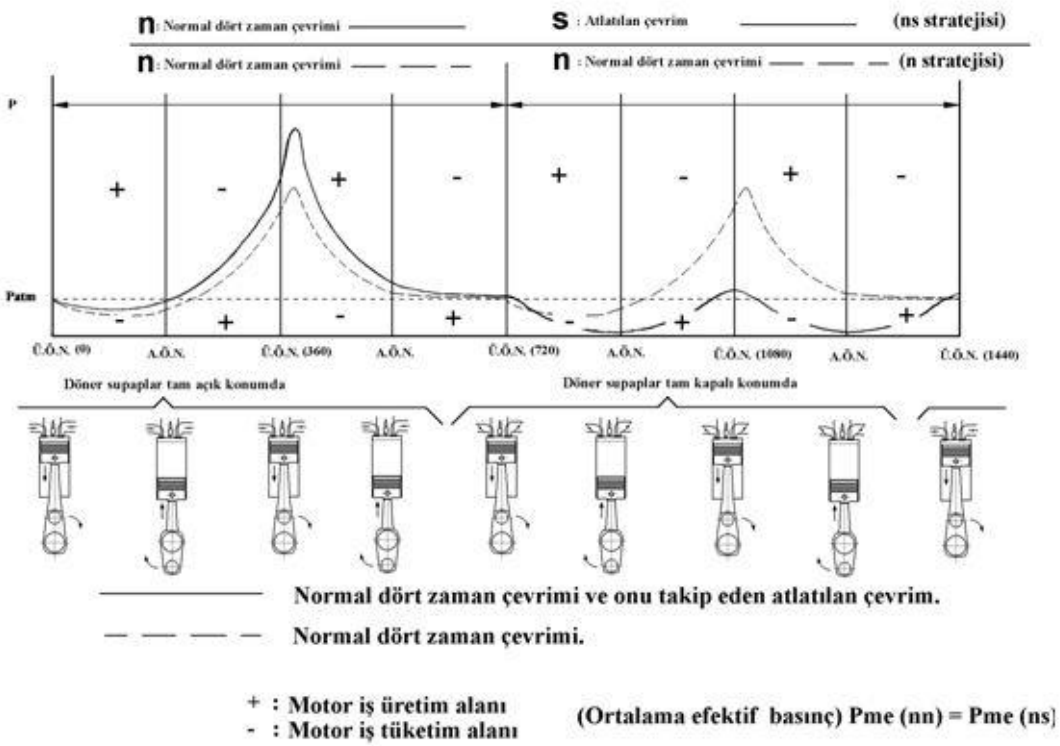
Çevrim atlatma yöntemi, motordan çekilen güç azaldığına, değişken strok hacmi yönteminde olduğu gibi belirli sayıda silindiri devre dışı bırakmak yerine, her bir silindiri, birbirini izleyen çevrimlerde peşpeşe devreden çıkarıp devreye almayı amaçlamaktadır. Gerek çok silindirli, gerekse tek silindirli motorlara uygulanabilecek bu yöntem ile efektif verimde artış sağlanmasının yanında, ani moment değişimlerinin sebep olduğu titreşimlerin de büyük ölçüde giderilmesi beklenmektedir.

3.2 Çevrim Atlatma Yönteminin Dört Zamanlı Motora Uygulanışı

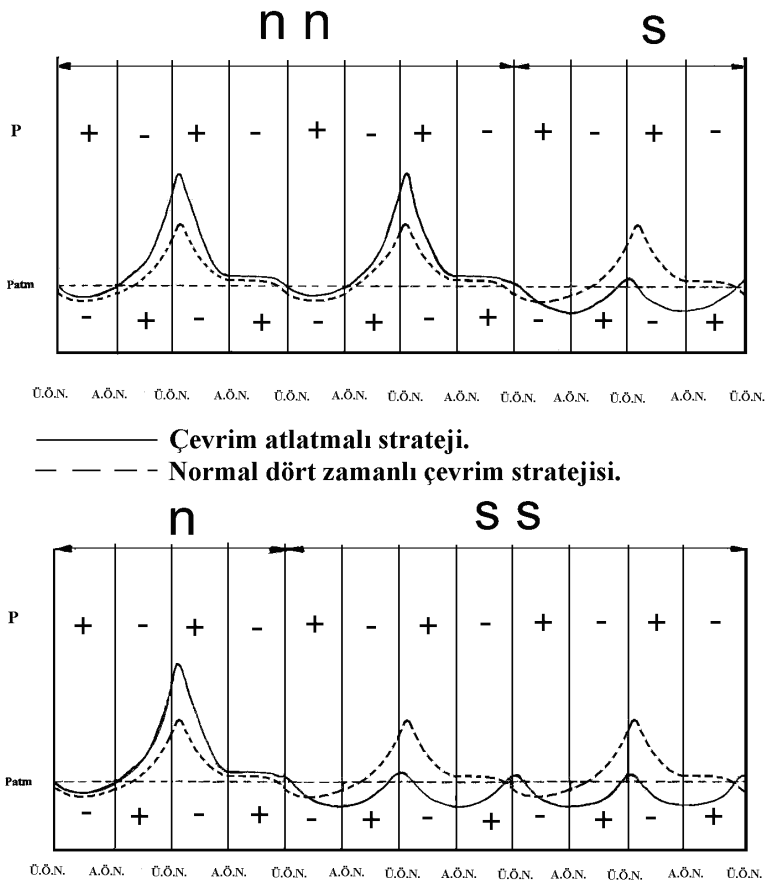
Motor dört zamanını krank milinin 720°, yani iki defa dönmesinde tamamlamaktadır. Normalde, motordan çekilen güç azaldığında, gaz kelebeği kısılır ve yakıt sistemine kumanda edilerek, silindir içine çevrim başına giren dolgu miktarı azaltılır. Çevrim atlatma yönteminin uygulandığı motorda ise, motordan çekilen güç azaldığında, gaz kelebeğini kısıp silindir içine çevrim başına giren dolgu miktarını azaltmak yerine, bir çevrimin dört zamanı tamamlandıktan sonra takip eden dört zamanda iş üretilmeyerek, iş üretilen çevrim için gaz kelebeği açıklığı ve dolgu miktarı artırılır. Yani motor krank milinin ancak dört kez dönmesinde bir kez iş üretilir. Bu şekilde motor sekiz stroklu hale getirilmiş olur [23].

Motoru sekiz stroklu hale getirmek için öncelikle iş üretilmeyen çevrimde silindire giren yakıtın kesilmesi gerekir. Ancak sadece yakıtın kesilmesi, pompalama kayıplarını ortadan kaldırmayacaktır. İş üretilmeyen çevrimde silindire hava emilmesi ve havanın tahliye edilmesi motordan iş çekilmesine neden olacağından, iş üretilen çevrimde pompalama kayıplarının azaltılmasıyla sağlanan verim kazancı kaybedilecek, hatta normal çalışmaya göre verim eksi değerlere düşecektir. Bu sebeplerden dolayı, iş üretilmeyen çevrimlerde, emme zamanında silindire hava girişine engel olmak gerekmektedir [9].

Çevrim atlatma yönteminde, gerçekleşen çevrimler ‘N’ harfi ile, atlatılan çevrimler ise ‘S’ harfi ile temsil edilmektedir. Şekil 3.1’de, gerçekleşen bir çevrimi takip eden bir adet atlatılmış çevrim (NS) uygulaması temsili olarak p-KMA diyagramında gösterilmiştir. Tanımlanan çevrim atlatma stratejileri motorun yüküne ve hızına bağlı olarak genişletilebilir. Böylece çevrim atlatma işlemine geçişte, atlatılan çevrim / iş çevrimi çok küçük oranlardan başlatılarak motor yükü azaldıkça büyük oranlara doğru çıkarılabilir. Şekil 3.2’de, ‘12 stroklu’ olarak da adlandırılan, iki gerçekleşen çevrimi takip eden bir adet atlatılmış çevrim (NNS) ve bir gerçekleşen çevrimi takip eden iki adet atlatılmış çevrim (NSS) hali temsili olarak p-KMA diyagramında gösterilmiştir [23].



Şekil 3.1 : NS stratejisinin p-KMA cinsinden yaklaşık gösterimi [23].



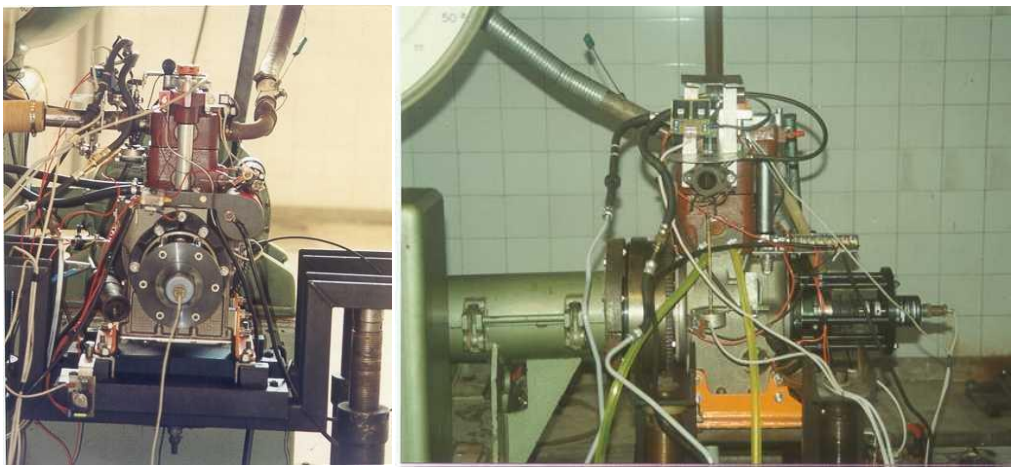
Şekil 3.2 : NNS ve NSS stratejilerinin p-KMA cinsinden yaklaşık gösterimi [23].

3.3 Çevrim Atlatmalı Motor Uygulaması

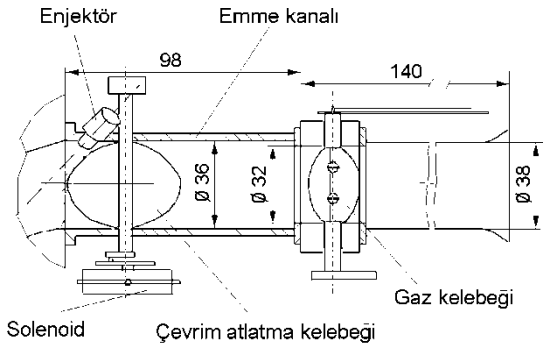
Çevrim atlatma yöntemi, İTÜ Makine Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı öğretim üyelerinden Y. Doç. Dr. O. Akın Kutlar tarafından 1999 yılında doktora tezi kapsamında yürütülen deneysel bir çalışma ile teklif edilmiş ve yöntemin patenti alınmıştır [24]. Bu çalışmada teklif edilen sistemin mekanizma ve prensip olarak farkı şudur:

İş üretilmeyen çevrimlerde emme işlemini durdurmak için Basshuysen'in makalesinde bahsettiği gibi supaplara kumanda etmek yerine, sadece emme kanalında yer alan selenoid kumandalı bir kelebek yardımıyla, emme işlemi durdurulmaktadır [9]. Geliştirilmeye çalışılan çevrim atlatmalı motor sistemi şu şekilde tanımlanabilir:

Çevrim atlatma yönteminin denenmesi için, tek silindirli, kıvılcım ateşlemeli bir deney motoru kullanılmasına karar verilmiştir. Bu amaçla, Anadolu Motor A.Ş. tarafından üretilen Lombardini 3LD450 model tek silindirli dizel motoru benzinli hale getirilmiş ve sıkıştırma oranı değiştirilmiştir (Şekil 3.3). Motorda yapılan diğer değişiklikler sonrasında motorun yeni halinde, yakıt, emme manifolduna bir enjektör yardımıyla püskürtülmekte olup çevrim atlatma için emme kanalı üzerinde bir adet döner selenoid kumandalı kelebek bulunmaktadır (Şekil 3.4). Yakıt püskürtme, ateşleme ve selenoid sistemlerine bir bilgisayar üzerinden kumanda edilmektedir [23]. Çizelge 3.1'de Lombardini 3LD450 model motorun teknik özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.3 : Kutlar'ın kullandığı deney motorunun görünümü [9].



Şekil 3.4 : Çevrim atlatma kelebeği bulunan emme kanalı şeması [23].

Çizelge 3.1 : Lombardini 3LD450 dizel motorunun teknik özellikleri

Lombardini 3LD450	
Silindir sayısı	1
Strok hacmi	454 cm^3
ÇapXStrok	85 X 80 mm
Sıkıştırma oranı	17,5/1
Emme supabı çapı	32 mm
Egzoz supabı çapı	27 mm
Emme supabı açılma miktarı	10 mm
Egzoz supabı açılma miktarı	10 mm
Emme supabı açılma zamanı	16° ÜÖN' dan önce
Emme supabı kapanma zamanı	40° AÖN' dan sonra
Egzoz supabı açılma zamanı	40° AÖN' dan önce
Egzoz supabı kapanma zamanı	16° ÜÖN' dan sonra
Supap bindirme süresi	32° Simetrik
Biyel kolu uzunluğu	145 mm
Supap ayar boşluğu - soğuk motor (emme/egzoz)	0.2/0.2 mm

Çevrim atlatma yönteminin karşılaştırılmalı olarak değerlendirilebilmesi için, motorun normal dört zamanlı çalışma koşullarındaki karakteristiği çıkarılmıştır. Motorun çalışma aralığı, p_{me} = 100-600 kPa, (1-6 bar) ve n = 1200-2000 dev / dk arasında olacak şekilde seçilmiş, tüm deney noktalarında hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1$ olacak şekilde yakıt-hava karışım ayarı yapılmıştır. Elde edilen sonuçların, günümüz dört zamanlı kıvılcım ateşlemeli motorları ile uyumlu olduğu görülmüştür [23].

Yapılan deneylerde, çeşitli çevrim atlatma stratejilerinin (NS, NSS, NNSS…) uygulandığı durumlarda, beklenildiği gibi, normal dört zamanlı çalışma koşullarına göre aynı yük ve hız için gaz kelebeği daha açık konumda tutulmaktadır ve optimum ateşleme avansı azalmaktadır.

Öte yandan, çevrim atlatma kelebeğinin gerçekleşmeyen çevrimlerde kaçaklar nedeniyle silindire hava girişini tamamen durduramadığı farkedilmiştir. Gerçekleşen çevrimlerde, emme manifoldunda supap önünde çeperlerde biriken yakıtın, gerçekleşmeyen çevrimlerde yanma odasına sızması sonucu yakıt tüketiminde beklenen azalma sağlanamamış ve HC emisyonlarının arttığı görülmüştür. Ayrıca, atlatılan çevrimlerde silindire kaçan havanın silindiri soğutmasının da HC emisyonlarının artışında etkili olduğu düşünülmektedir.

Buna rağmen, çok düşük yük ve hız koşullarında (p_{me} = 100 kPa (1 bar), n = 1200 dev/ dk), NSS stratejisi ile efektif verimde % 10 civarında bir iyileşme sağlanmıştır.

Kutlar, elde ettiği deney sonuçlarına dayanarak, çevrim atlatma yönteminin uygulanmasında özellikle yakıtın emme kanalı çeperlerine birikmeden silindir içine sokulması için önlemler alınması gerektiğinin ve Basshuysen tarafından önerildiği gibi supaplara müdahale ederek, atlatılan çevrimde silindir içine hava kaçmasına engel olunabileceğinin altını çizmektedir [9].

3.4 Çevrim Atlatma Yönteminde Emme ve Egzoz Supaplarına Müdahale Edilmesi

Kutlar'ın gerçekleştirdiği deneysel çalışma, çevrim atlatma stratejisini uygulama yöntemi bakımından, emme ve egzoz supaplarına müdahale ederek hava girişini engellemenin gerekliliğini ortaya koymuştur. İTÜ Makine Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı araştırma görevlisi Dr. Hikmet Arslan'ın ve Makine Mühendisi Emrah Özgümüş'ün çevrim atlatma yöntemini teorik olarak inceledikleri çalışmalarında ise çevrim atlatma sırasında supapları açık veya kapalı tutma durumlarının yarattığı fark ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır. Yapılan teorik incelemelerde, çevrim atlatma stratejisinin termodinamiği modellenirken, Grinevetski-Mazing yöntemine dayanan genel termodinamik modelleme yöntemi kullanılmıştır [25, 26].

Çevrim atlatılan durumlarda, normal çalışmaya kıyasla aynı güç üretilirken, gaz kelebeği açıklığı arttığından dolayı volümetrik verim de artmaktadır. Kullanılan termodinamik modelde de, belirli bir hız değeri için, volümetrik verim değiştirilmek suretiyle, normal ve çevrim atlatmalı çalışma durumlarında aynı güç değeri elde edilmeye çalışılmıştır. Ancak enerjilerin açığa çıktığı birim zamanların farklılığından dolayı, çevrim atlatmalı motorda, enerjinin açığa çıkma frekansı yeni bir parametre

($f_{güç}$) ile tanımlanarak hesaba katılmıştır [27]. Tanımlanan bu parametre ile çevrim atlatma stratejilerini tanımlamada kullanılan '8 zamanlı' ve '12 zamanlı' terimlerinin yarattığı anlam karmaşası da ortadan kaldırılmıştır.

Silindir başına indike güç;

$$P_{s.i} = W_{s.i} \cdot f_{güç} \quad \textbf{(3.2)}$$

$W_{s.i}$, bir silindirde çevrim başına elde edilen net indike iş

$$W_{s.i} = p_{m.i} \cdot V_H \quad \textbf{(3.3)}$$

$p_{m.i}$, net ortalama indike basınç (MPa)

V_H, bir silindirin strok hacmi (dm^3)

$f_{güç}$, güç stroku frekansı, Hz (s^{-1}), şu şekilde tanımlanır:

$$f_{güç} = \frac{k \cdot n_e}{30} \quad \textbf{(3.4)}$$

n_e, krank mili dönme hızı (dev/dk)

k, iş stroku kesri

$$k = \frac{Bir\ çevrimdeki\ iş\ stroku}{Bir\ çevrimdeki\ toplam\ strok} \quad \textbf{(3.5)}$$

Örneğin, 2 stroklu motorlarda k=1/2, 4 stroklu motorlarda k=1/4, NS stratejisinde k=1/8, NNS stratejisinde k=2/12=1/6 ve NSS stratejisinde k=1/12 olmaktadır.

Buradan, silindir başına indike güç için yazılan denklem **(3.2)** (kW), yukarıdaki değişkenlerle şu hali almaktadır:

$$P_{s.i} = W_{s.i} \cdot f_{güç} = \frac{W_{s.i} \cdot k \cdot n_e}{30} = \frac{p_{m.i} \cdot V_H \cdot k \cdot n_e}{30} \quad \textbf{(3.6)}$$

Strok hacmi verilen bir motor için, sabit güç ve devir sayısında (sabit yükte);

$$\frac{30 \cdot P_{s.i}}{V_H \cdot n_e} = k \cdot p_{m.i} = sabit \qquad \textbf{(3.7)}$$

olmaktadır.

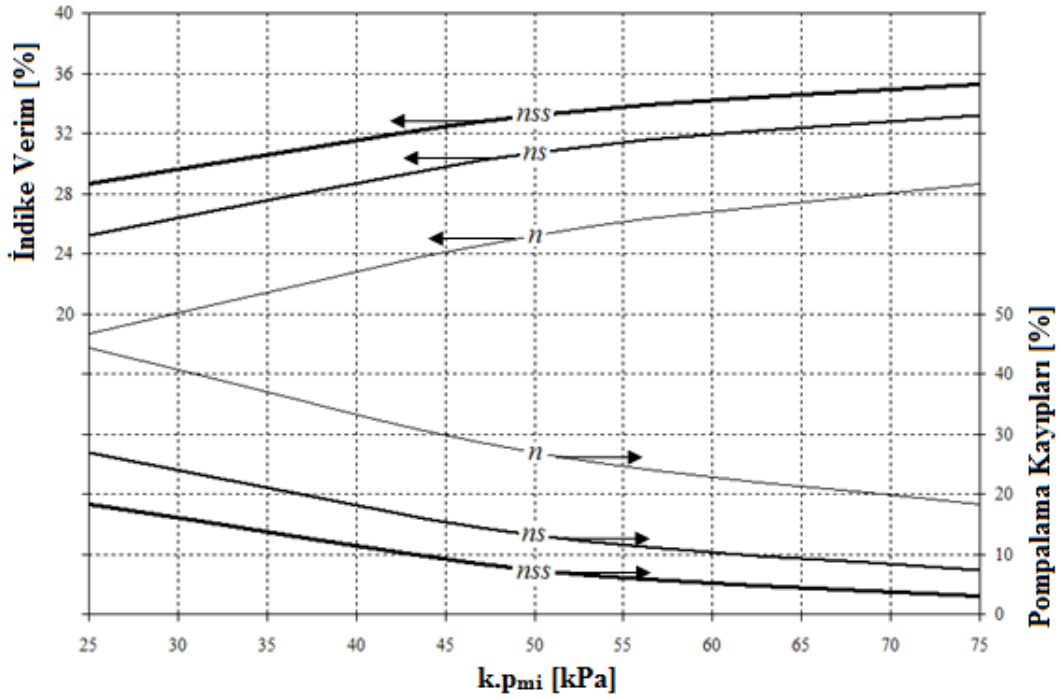
Denklem **(3.7)**, verilen bir strok hacminde, sabit güç ve devir sayısında, k ve $p_{m.i}$ parametrelerinin ters orantılı olduğunu göstermektedir. Bu denkleme göre, k ve $p_{m.i}$ parametreleri ile, iki strok, dört strok ve 3 tip çevrim atlatma stratejisi için etkin strok hacmi arasındaki ilişki Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2 : $p_{m.i}$, iş stroku kesri ve etkin strok hacmi arasındaki ilişki

Çalışma Stratejileri	*k*	$p_{mi,\ net}$	Efektif Strok Hacmi
İki Strok	1/2	p_{mi}	V_H
Dört Strok	1/4	2 p_{mi}	1/2 V_H
NNS Stratejisi	1/6	3 p_{mi}	1/3 V_H
NS Stratejisi	1/8	4 p_{mi}	1/4 V_H
NSS Stratejisi	1/12	6 p_{mi}	1/6 V_H

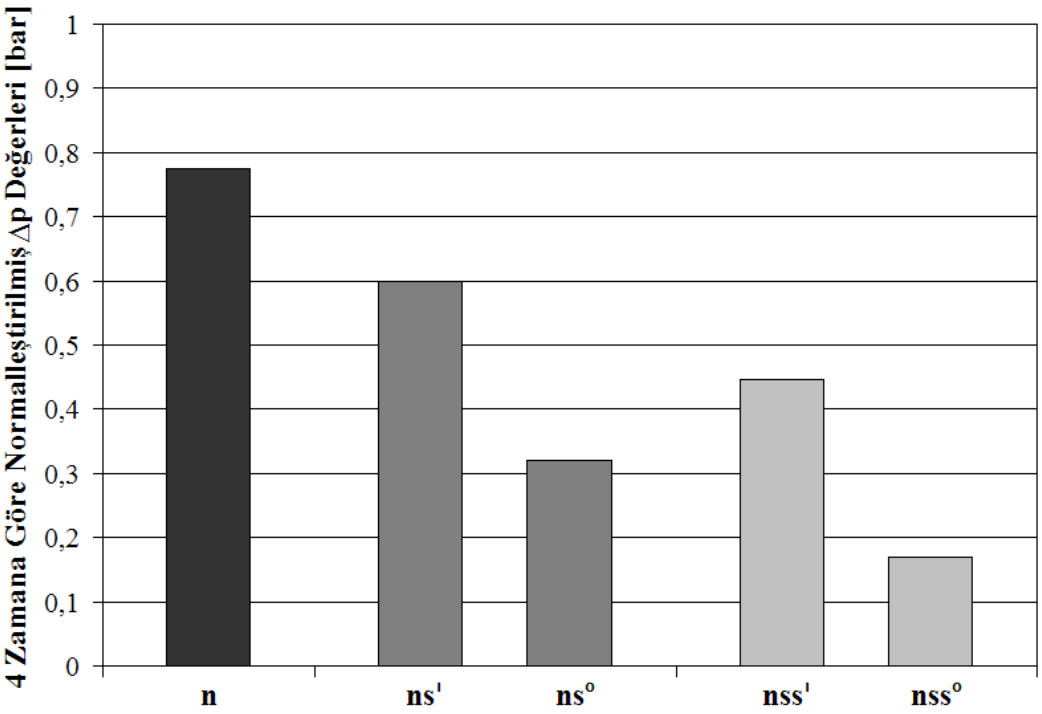
Burada 'p', indike veya efektif basıncı temsil etmektedir. Normal ve çevrim atlatmalı çalışma koşulları, $k.p_{mi}$ ve $k.p_{me}$ değerleri eşit olacak şekilde karşılaştırılmaktadır. Çünkü ancak bu şekilde indike güçlerin veya efektif güçlerin eşit olması sağlanmaktadır. Bu şekilde hesaplanan değerler 'dört zamana göre normalleştirilmiş değerler' olarak adlandırılmıştır. Ayrıca mekanik kayıp bağıntısı yeniden düzenlenerek normal ve çevrim atlatmalı çalışmada mekanik kayıpların eşit olduğu tespit edilmiştir [26].

Analiz sonuçlarına göre, $\lambda = 1$ ve n = 2000 dev/dk şartlarında, ortalama indike basıncın dört zamana göre normalleştirilmiş değerleri ($k.p_{mi}$), 25-75 kPa arasında değişirken, N, NS ve NSS modları için pompalama kayıplarının yüzdesi (pompalama kayıplarının ortalama basıncının, ortalama brüt indike basınca oranı) ve indike verimler Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Görüldüğü gibi, aynı yük için, atlatılan çevrim sayısı arttıkça pompalama kayıpları azalmakta ve indike verim artmaktadır. Ayrıca, yük azaldıkça çevrim atlatma sisteminin sağladığı fayda artmaktadır. Burada $k.p_{mi}$ = 25 kPa değeri için indike verim, normal çalışmaya göre, NS modunda %34 ve NSS modunda %52 artarken, $k.p_{mi}$ = 75 kPa değeri için, NS modunda %16 ve NSS modunda %23 artmıştır [26].



Şekil 3.5 : N, NS, NSS stratejileri için indike verim ve pompalama kayıpları [27].

Öte yandan, atlatılan çevrimlerde supapların açık veya kapalı olmasının pompalama kayıpları üzerindeki teorik etkisi de incelenmiş ve Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Burada *ns* ve *nss* modları için kullanılan "ı" ve "o" üssleri sırasıyla, atlatılan çevrimlerde supapların "açık" veya "kapalı" olması durumlarını ifade etmektedir. Grafikte, $k.p_{mi}$ = 25 kPa için *n*, *ns'*, *ns*^{o}, *nss'* ve *nss*^{o} modlarındaki pompalama kayıpları ortalama basıncının 4 zamana göre normalleştirilmiş değerleri verilmiştir. Sonuç olarak, atlatılan çevrimlerde supaplar açık da olsa, kapalı da olsa *ns* ve *nss* modlarında pompalama kayıpları *n* moduna göre daha azdır. Ancak, atlatılan çevrimlerde supapların açık olması durumundaki pompalama kayıpları, supapların kapalı olması durumundaki pompalama kayıplarından daha fazladır [26].



Şekil 3.6 : Atlatılan çevrimlerde supapların açık veya kapalı olması ($k.p_{me}$ = 25kPa).

Çizelge 3.3'te, Özgümüş'ün teorik olarak elde ettiği parametreler ile Kutlar'ın deneysel çalışmasında elde ettiği sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Görüldüğü gibi, normal dört zamanlı çalışma modu (N) için deneysel ve teorik sonuçlar oldukça iyi örtüşmektedir. Bu da Özgümüş'ün kullandığı termodinamik modelin doğruluğunu ispat etmektedir. Ancak çevrim atlatılan modlarda (NS ve NSS) elde edilen deneysel sonuçlar, teorik olarak bekleneni sağlayamamıştır. Örneğin, ns çalışma modunda, atlatılan çevrimlerde supapların açık kaldığı durumda, teorik olarak %14,1 efektif verim beklenirken, deneysel çalışmada ancak %11.7'lik bir efektif verim elde edilebilmiştir. Bu değer, motorun normal çalışma modunda elde ettiği verim değerinden (%12,6) daha düşüktür. Yani, çevrim atlatmadan beklenen fayda sağlanamadığı gibi, verim daha da kötüleşmiştir. Aynı teorik sonuçlar, atlatılan çevrimlerde supapların kapalı kaldığı durumda %15,7 efektif verim elde edilebileceğini vurgulamaktadır. Supapların kapalı kalmasının, atlatılan çevrimlerde yakıtın yanma odasına sızmasını da engelleyeceği düşünüldüğünde, deneysel çalışmalarda bu değere yaklaşmak mümkün gözükmektedir.

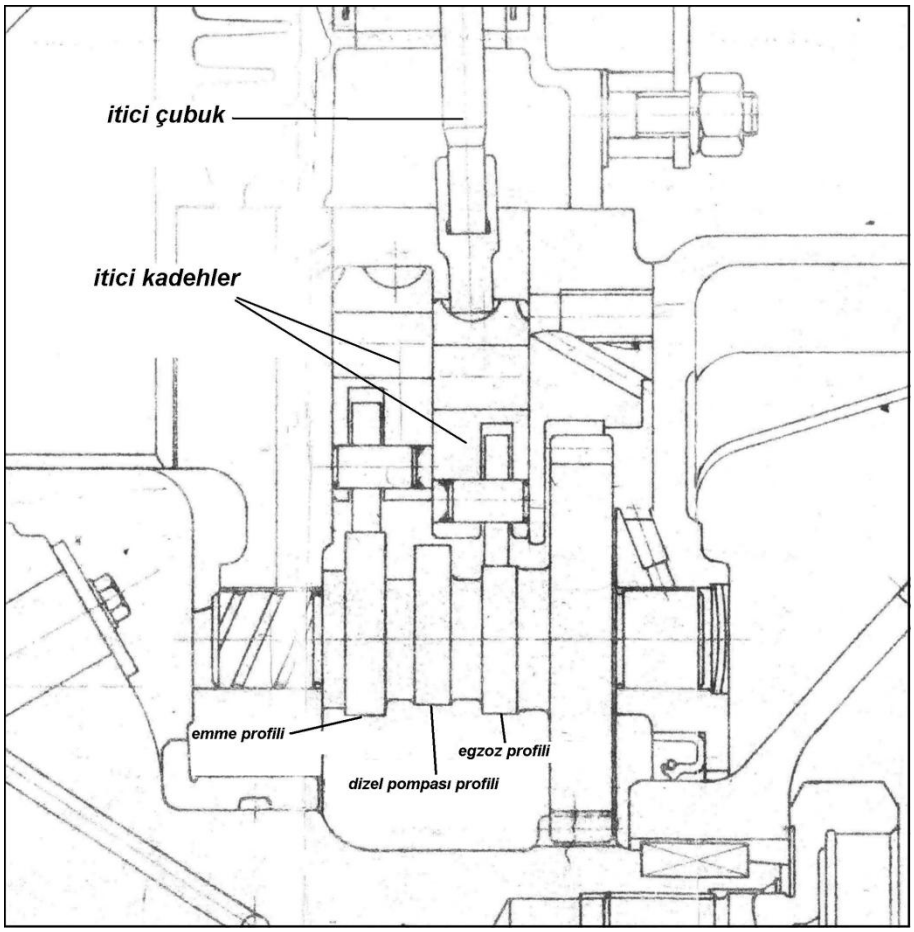
Çizelge 3.3 : Teorik ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması

Uygulama	Strateji	n	λ	p_{me}	Me	Ne	b_e	η_e (ı)	η_e (o)
		1/dk		bar	Nm	kW	g/kWh	verim	verim
Özgümüş	n	2000	1	1	3,613	0,757	636,8	12,90%	12,90%
Kutlar	n	2000	1	1	3,63	0,76	680	12,60%	
Özgümüş	ns	2000	1	1	3,613	0,757	582,8	14,10%	15,70%
Kutlar	ns	2000	1,82	1,06	3,82	0,8	736	11,70%	
Özgümüş	nss	2000	1	1	3,613	0,757	541,4	15,10%	17,10%
Kutlar	nss	2000	~	1	3,63	0,76	954	9%	

4. ÇEVRİM ATLATMA YÖNTEMİNDE SUPAP KONTROLÜ İÇİN ÖNERİLEN YÖNTEMLER

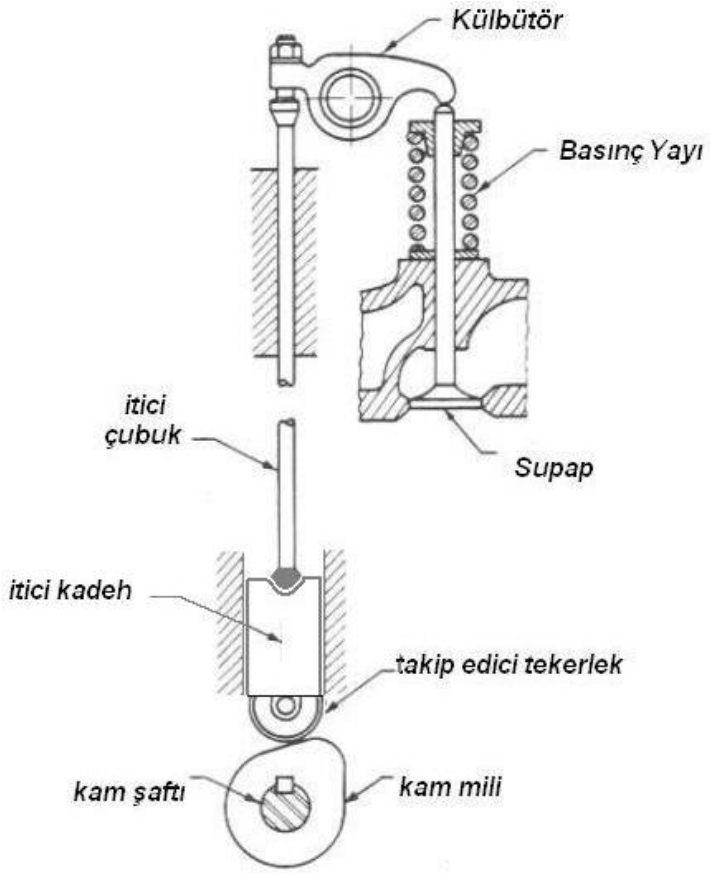
Bu bölümde, Kutlar'ın 1999 yılında yürüttüğü deneysel çalışma sonrasında, İTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı'nda hazırlanan bitirme tasarım projelerinde ve İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda hazırlanan yüksek lisans tezlerinde, supap kontrolü için önerilen yöntemlerden ve yapılan tasarımlardan bahsedilecektir. Çevrim atlatma yöntemi için yapılan tüm tasarımlar, Kutlar'ın deneysel çalışmasında kullandığı, Anadolu Motor A.Ş. tarafından üretilen Lombardini 3LD450 model motorun teknik özellikleri dikkate alınarak yapılmıştır.

Deney motorunun orijinal kam milinin motor içerisindeki yerleşimi Şekil 4.1'de verilmiştir. Motorun kam mili, hareketini üzerindeki dişli vasıtasıyla krank milinden alan ve üzerinde üç adet profil barındıran bir mildir.



Şekil 4.1 : Lombardini 3LD450 model motorun kesit görünüşü.

Bu profiller; emme supabı, egzoz supabı, ve dizel pompasına hareket veren profillerdir. Fakat deney motoru dizel motorundan benzin motoruna dönüştürüldüğü için dizel pompası işlevini yitirmiştir. Mil, dişli çark tarafından motor kapağına, diğer taraftan ise motor bloğuna kaymalı yataklar vasıtasıyla yataklanmıştır. Kam milinin hareketleri ise dönel takip edici tekerleklere sahip itici kadehler vasıtasıyla, önce itici kollara, sonrasında ise külbütör vasıtasıyla supaplara aktarılmaktadır (Şekil 4.2) [28].



Şekil 4.2 : Lombardini 3LD450 motorunda kullanılan külbütör mekanizması.

Çevrim atlatma yöntemi için supap kontrol mekanizması tasarlanırken, sadece NS ve NSS stratejilerinin gerçekleştirileceği düşünülmüş, bunlar dışındaki tüm stratejiler kapsam dışı bırakılmıştır.

4.1 Kam Profilinin Değiştirilmesi

Bu bölümde, kam profilinin yapısını değiştirmeye yönelik geliştirilen yöntemlerden bahsedilmiştir.

4.1.1 Kam profil açısının ve kam mili dönme hızının değiştirilmesi

2004 yılında hazırlanan bir bitirme tasarım projesinde, çevrim atlatma esnasında supap kontrolünün, kam profilinin değiştirilmesi ile sağlanabileceği öne sürülmüştür. Bu yöntem şu şekilde açıklanmıştır: Normal durumda krank milinin yarı hızında dönen kam mili üzerindeki profilin 118°'lik bölümü boyunca supap açık kalmaktadır. Her işlevsel çevrimden sonra bir çevrim atlatma amacıyla oluşturulan mekanizmada (NS stratejisi) bu 118°'lik açı 59°'ye düşecektir ve kam milinin tahriklenmesi sırasında kazandığı hızın da yarıya düşürülmesiyle çevrim atlatılmış

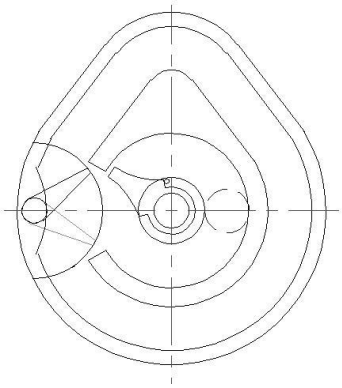
olacaktır. Ayrıca her işlevsel çevrimden sonra iki boş çevrim atlatma amaçlı strateji de (NSS stratejisi) 118°'lik açı 39.3°'ye düşmesi ve kam milinin hızının da mevcut sisteme göre 1/3 oranında azalmasıyla sağlanmaktadır. Bu yüzden mevcut profilin uygun yöntemlerle istenilen değerleri sağlayacak şekilde değiştirilmesi ve ayrıca tahrik sisteminde kullanılan çark mekanizmasının da yeniden düzenlenmesi gereklidir [28].

2005 yılında hazırlanan bir başka bitirme tasarım projesinde, önerilen sistemle ilgili hesaplar ayrıntılı olarak yapılmış ancak gerek motordaki yer darlığının konstrüksiyon değişikliklerine izin vermemesi, gerekse sivrilen kam profilinin takip edici tekerlerde yarattığı ivmenin aşırı artması nedeniyle sistem pratikte uygulanabilir bulunmamıştır.

4.1.2 Kanallı kam profili

2006 yılında hazırlanan bir bitirme tasarım projesinde kam profil konstrüksiyonunun değiştirildiği; kanallı, kapılı ve duvarlı kam profili olarak adlandırılan üç farklı tasarımın üzerinde durulmuştur. Kanallı kam profili tasarımında takip edicinin izleyeceği yörünge kam profiline oyulması gerekmektedir. Normal kam profilinin küçük olmasından dolayı yeni nesil kam profilinin büyütülmesi ile kanal açılmasının kolaylaştırılması hedeflenmiştir. Kanallı kam profili ile, takip edici tekerlek veya iğne yörüngesini bir tur tamamladığında kam profili iki tur atmış, bu sayede NS işlemi gerçekleşmiş olmaktadır.

Şekil 4.3'te görüldüğü üzere takip edici en dıştaki kanalda ilerlerken motor normal zamanını gerçekleştirmektedir. Kam profilinin en alt noktasında takip edici iç kanala geçmekte ve boşta attığı turla subapların açılmasını engelleyerek çevrim atlatmış olmaktadır [29].

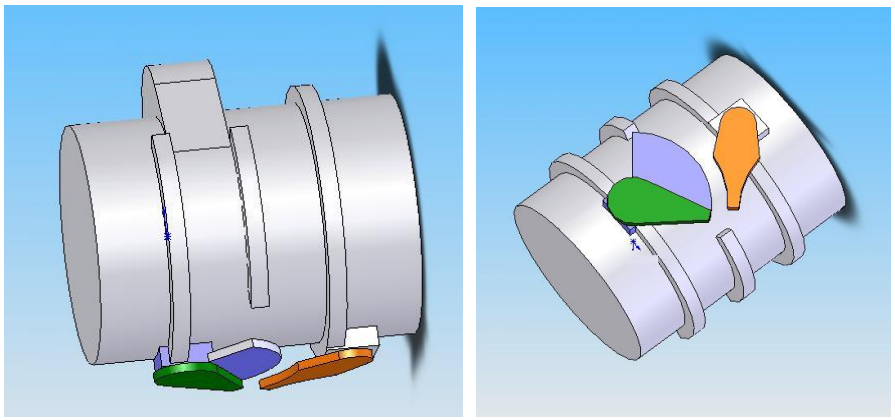


Şekil 4.3 : Kanallı kam profili [29].

Kanallı kam profili için ivme hesapları yapıldığında, kam profilinin büyütülmesinin ivmelerde çok büyük bir artışa neden olduğu görülmüş ve supap mekanizmasının çalışmasını bozacağı düşünülmüştür [29].

4.1.3 Kapılı kam profili

Kapılı kam profili, daha önce önerilen kanallı kam profilinin çalışma mekanizması örnek alınarak geliştirilmiş bir uygulamadır (Şekil 4.4). Bu uygulamada kam profili üzerine yerleştirilecek yönlendiriciler ile takip edici tekerleğin izleyeceği yol değiştirilerek çevrim atlatma deneyi gerçekleştirilmek istenmektedir.



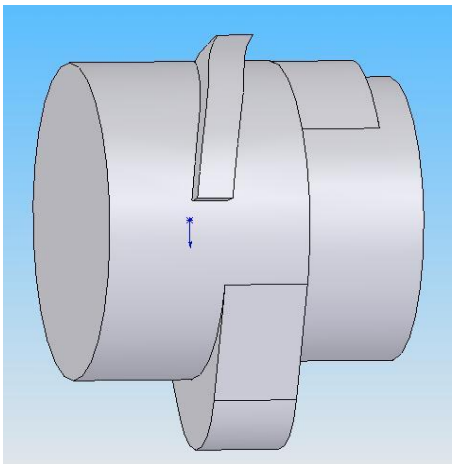
Şekil 4.4 : Kapılı kam profili [29].

Kam profili bir normal dönüşünü tamamladığında supaplar açılarak normal zaman gerçekleşmektedir. Bu dönüş tamamladıktan sonra yönlendirici kapılar takip edici tekerleği ikinci bir yola sokmakta ve takip edici bu yörüngede döndüğünde supaplar açılmayarak çevrim atlatılmış olmaktadır. Yönlendirici kapılar daha sonra tekrar devreye girerek takip edici tekerleği normal zamanı yerine getireceği yörüngeye yönlendirmektedir.

Kısıtlı yer imkanı bu öneriyi sınırlandıran temel unsur olmuştur. Çok kısıtlı yer imkanı nedeniyle, yönlendirici kapılar da çok küçük olmak zorunda kalmaktadır. Bu nedenle imal edilecek küçük yönlendiriciler hem imalat zorluğu hem de kam profiline bu ilave parçaların montaj zorluğunu beraberinde getirmektedir [29].

4.1.4 Duvarlı kam profili

Duvarlı kam profilinin, daha önce değinilen kapılı kam profili uygulaması ile aynı prensiple çalışması düşünülmüş, ancak yönlendirici kapılar yerine duvar ile bu geçişler sağlanmak istenmiştir (Şekil 4.5).



Şekil 4.5 : Duvarlı kam profili [27].

Kam profili bir normal çevriminden sonra yönlendirici duvarlara çarparak yeni yörüngesine geçmekte ve bu yeni yörüngesinde dönüşünü tamamlarken supapların açılmaması sağlanarak S zamanı gerçekleştirilmektedir. S zamanı tamamlandıktan sonra tekrar normal zamanın gerçekleştirmesi için yönlendirici duvarlar takip edici tekerleğin normal yörüngesine geçmesi sağlamaktadır.

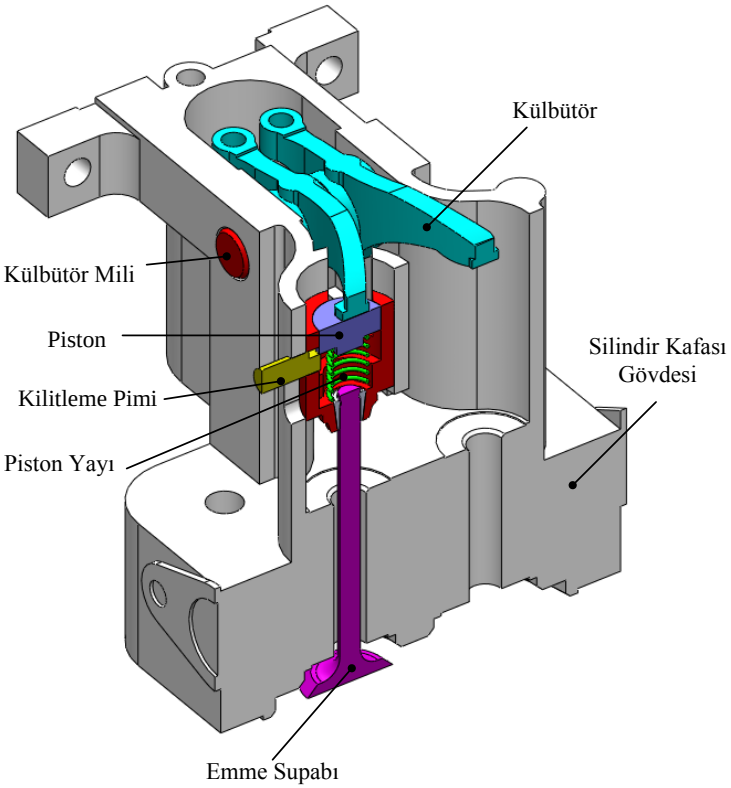
Bu sistem ilk bakışta çok kolay bir temel üzerine kurulması ve basit çalışması açısından son derece öne çıkmaktadır. Normal kam profiline yeni bir tahrik mekanizması getirmemesi ilave bir maliyet getirmemektedir. Ancak kam üzerinde böyle bir değişiklik yapmak imalat açısından son derece zor olmaktadır. İmalat zorluğu bu öneriyi kısıtlayan en önemli faktördür [29].

4.2 Silindir Kafasında Supap Kontrollü Çevrim Atlatma Mekanizması

Alternatif bir sistem 2009 yılında, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Konstrüksiyon Programı'nda hazırlanan bir yüksek lisans tezinde silindir kafasının içine yerleştirilecek şekilde geliştirilmiştir. Tasarımı yapılmış olan mekanizma her ne kadar sadece emme tarafı için yapılmış olsa da, aynı şekilde egzoz tarafı için de uygulanabilmektedir.

Şekil 4.6'da mekanizmanın silindir kafası üzerine monte edilmiş üç boyutlu izometrik kesit görünüşü 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 sağlamakta hem de piston için kılavuz oluşturmaktadır. Pistonun hemen altında ve dolayısıyla yay tutucunun iç kısmında ufak bir helisel yay bulunmaktadır. Silindir kafasının yan kısmına yerleştirilmiş ve pistonun altına kadar uzanan parça ise kilitleme pimi adı verilen bir parçadır ve yatay doğrultuda hareket edebilmektedir [30].



Şekil 4.6 : Silindir kafasında supap kontrollü çevrim atlatma mekanizması [30].

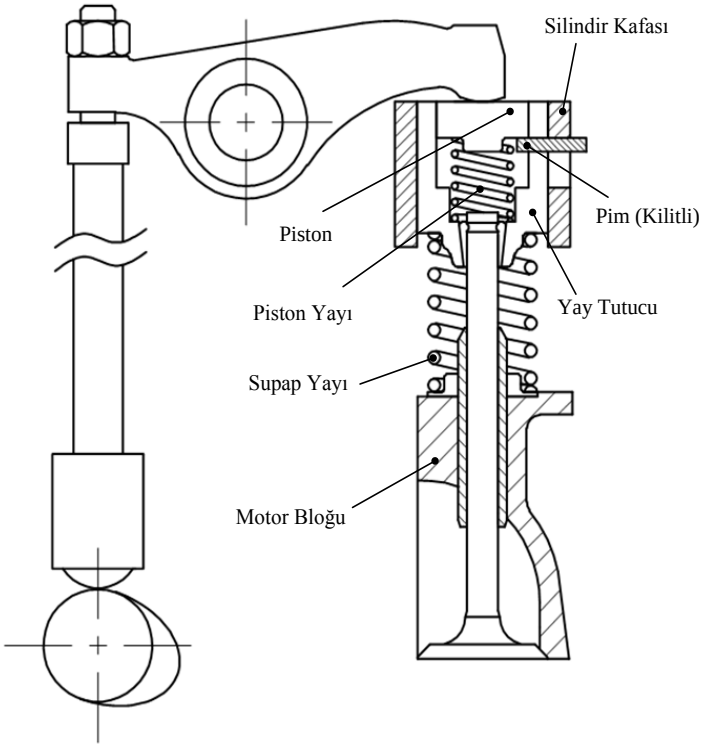
Mekanizmanın çalışma prensibi, çevrim atlatmanın gerçekleştirileceği aşamada supapların tamamen kapalı pozisyonda kalmalarına dayanmaktadır. Normal çevrimin gerçekleştiği evrede ise supaplar devrede olmakta ve normal çalışmalarına devam etmektedir. Sistemin iki evreli bir çalışma prensibi bulunmaktadır.

4.2.1 Supapların devrede olduğu durum (birinci evre)

Şekil 4.7'de 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.

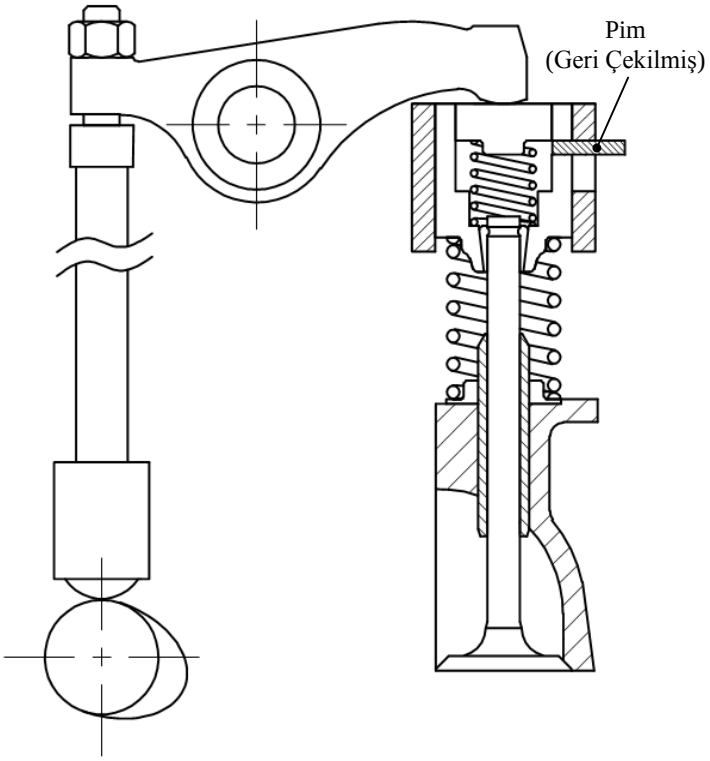
Kam mekanizmasından aldığı hareket ile salınım hareketi yapan külbütör, piston ile sürekli temas halindedir. Kilitleme pimi, pistonun hareketini sınırlandırdığından, külbütör pistonu aşağıya doğru ittiğinde bütün mekanizma birlikte hareket eder ve supaplar açılır. Salınım hareketi bittikten sonra, supap yayının tepki kuvveti ile mekanizma tekrar harekete başlangıç noktasına geri döner [30].



Şekil 4.7 : Mekanizmanın supapların devrede olduğu birinci evresi [30].

4.2.2 Supapların devre dışı olduğu durum (ikinci evre)

Şekil 4.8'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.



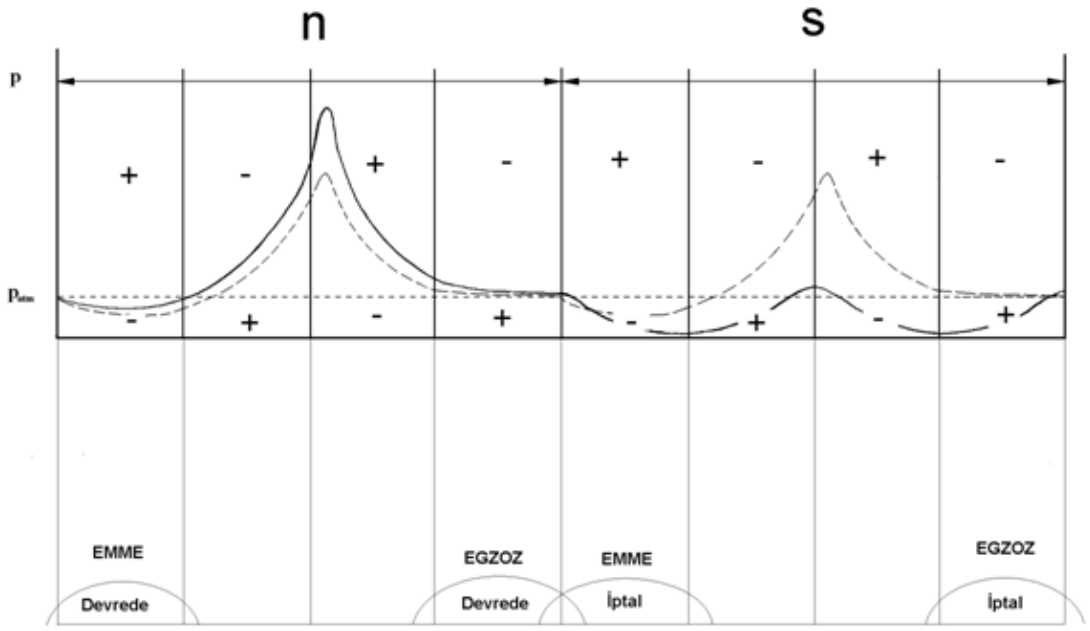
Şekil 4.8 : Mekanizmanın supapların devre dışı olduğu ikinci evresi [30].

Külbütör salınım hareketi yaptığında ve hareketini pistona ilettiğinde, bu kez 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 kalır. Burada dikkat edilmesi gereken bir husus pistonun altındaki yayın görevidir. Yay, külbütörün aşağı yöndeki hareketi tamamlandıktan sonra tekrar harekete başladığı noktaya geri dönmesi için gereken tepki kuvvetini oluşturmak için konulmuştur. 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. Mekanizmanın yeni tasarlanmış parçaları yapılan hesaplar doğrultusunda şekillendirilmiştir [30].

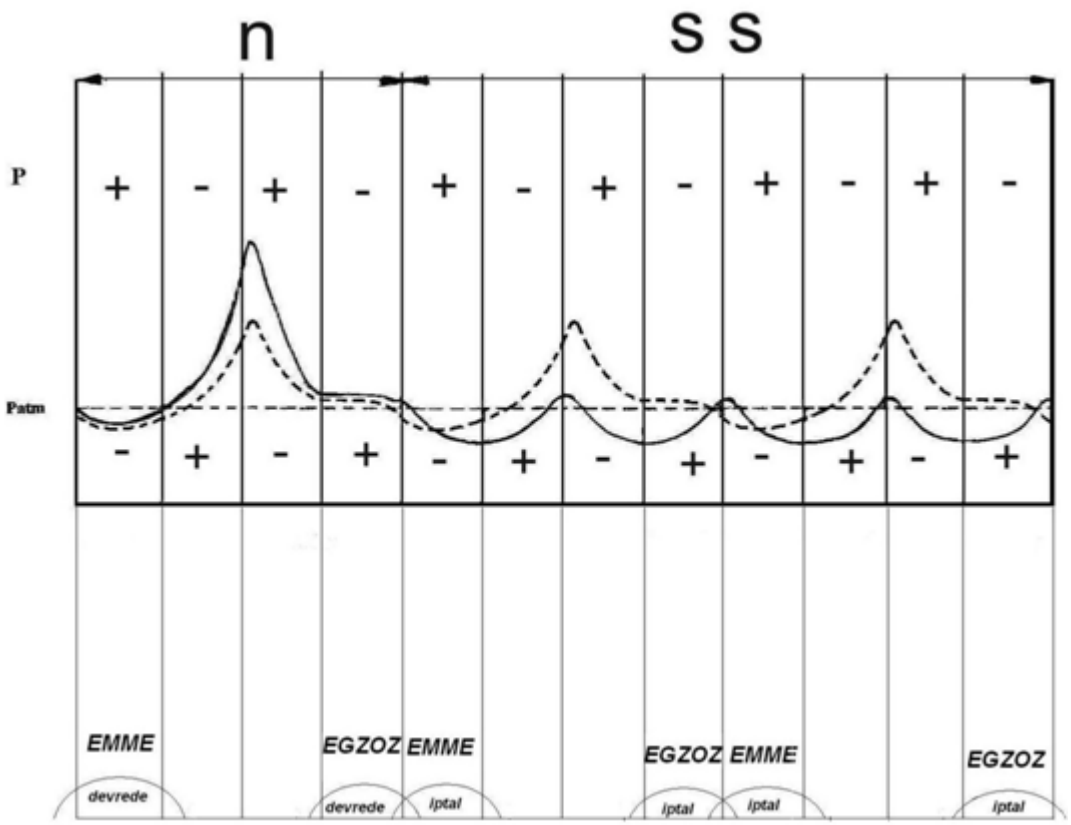
Mekanizma, hem çalışma prensibi hem de mukavim olması açısından tatminkar sonuçlar vermiştir. Bahsedilen tez kapsamında kilitleme piminin tahriki ile ilgili bir çalışma yapılmamıştır. Ancak bu konu üzerinde yapılacak ileriki çalışmalar ile mekanizmanın uygulama geçirilmesi planlanmaktadır.

4.3 Profil Kontrollü Kam Mili ve Supap Tahrik Mekanizması

Kam profillerinin değiştirilmesine dayanan diğer tüm sistemlerden uygulanabilirlik açısından daha üstün bir sistem, 2004 yılında hazırlanan bir bitirme tasarım projesinde önerilmiştir. Motorun orijinal supap tahrik mekanizmasına yapılabilecek en az müdahale ile gerçekleştirilecek bu sistem, normal kam milinin emme ve egzoz profillerini değiştirmeden, bu profilleri istenilen senkronizasyonda devreye sokabilecek, profil kontrollü yeni bir kam mili tasarımını gerekli kılmaktadır. Tasarım için öncelikle, ele alınan NS ve NSS çevrim atlatma stratejilerindeki supap konfigürasyonu incelenmiştir (Şekil 4.9, Şekil 4.10).



Şekil 4.9 : NS stratejisine uygun supap konfigürasyonu [28].

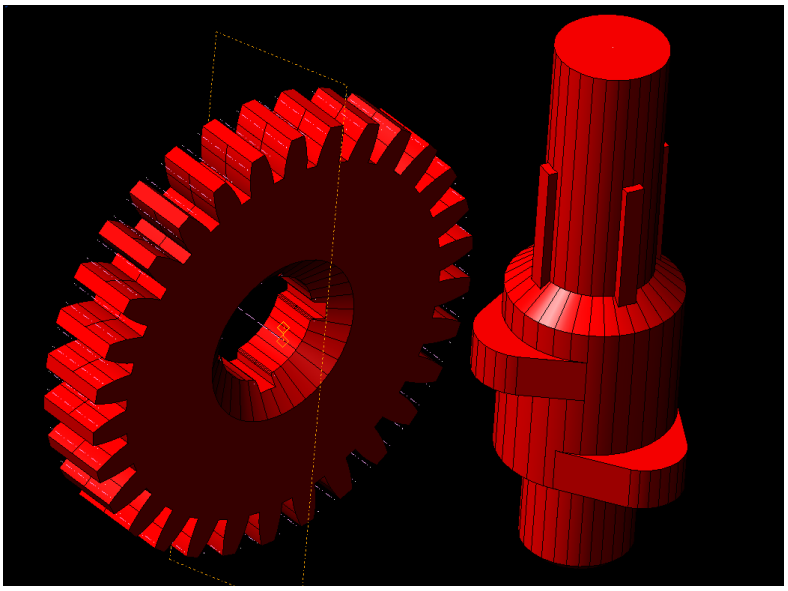


Şekil 4.10 : NSS stratejisine uygun supap konfigürasyonu [28].

Şekilde görüldüğü gibi, NS stratejisinde toplam iki tur dönen kam milinin birinci turunda egzoz supabı devre dışı iken emme supabı devrede, ikinci turunda egzoz supabı devrede iken emme supabı devre dışı olmaktadır. NSS stratejisinde ise, kam mili toplam üç tur dönmekte, NS stratejisindeki iki konfigürasyona her iki supabın da devre dışı olduğu bir konfigürasyon daha eklenmektedir.

4.3.1 İlk nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması

NS ve NSS stratejilerine uygun supap konfigürasyonlarının gerçekleştirilebilmesi için öncelikle kam mili konstrüksiyonunda değişikliğe gidilmiştir. Bu amaçla, motorun orijinal kam milinin dişli ve mil kısımları iki ayrı parça halinde tasarlanmış ve mil kısmına, üzerine eklenen kamalarla eksenel hareket kapasitesi sağlanmıştır (Şekil 4.11). Böylece kam profillerinin gerekli dönemlerde itici kadehleri pas geçerek, supaplara itme hareketi iletiminde bulunmaması, dolayısıyla supapların istenilen şekilde kontrol edilmesi mümkün olmuştur [28].

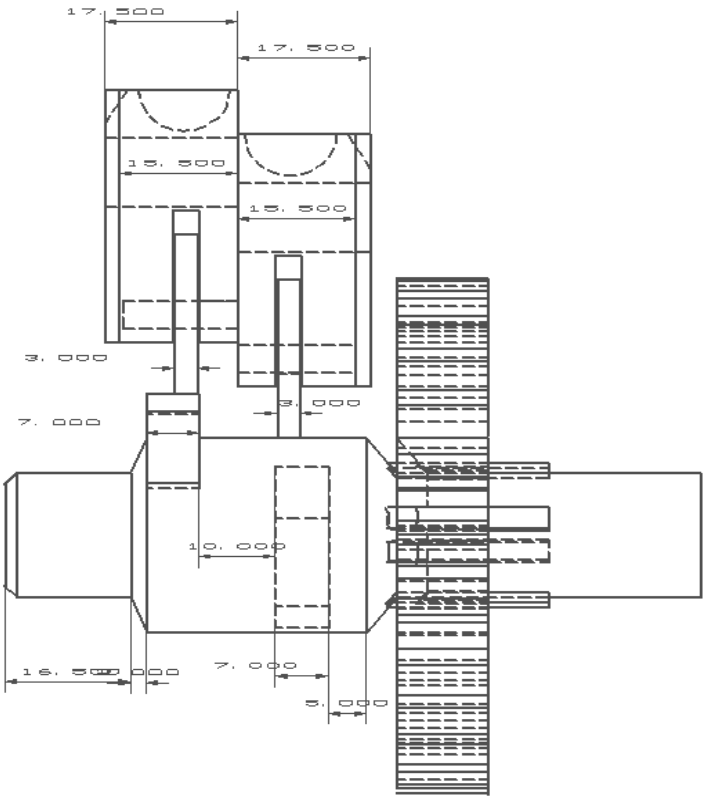


Şekil 4.11 : Kamalı kam mili ve dişli çark [28].

Yeni tasarımda, kamalı kam mili, tıpkı orijinal kam milindeki gibi motor bloğuna ve motor kapağına kaymalı yataklarla yataklanmakta ve eksenel hareket esnasında bu yataklar içinde hareket etmektedir. Dişli çark ise, üzerinde bulunan kama yataklarıyla bir taraftan kamalı kam milinin eksenel hareketine izin verirken, diğer taraftan da güç iletimini sağlamaktadır.

Kamalı kam milini eksenel yönde hareket ettirmek için silindirik ve açık bir kam milinden faydalanılması düşünülmüştür. Ancak bu şekilde milin sadece tek yönde tahriki sağlanacağından, aksi yönde hareket için bir yay kullanılması gerekmektedir.

Kamalı kam milinde, orijinal durumda 7,2 mm kalınlığa sahip olan emme kamı ve 7,3 mm kalınlığa sahip olan egzoz kamı 7 mm'ye düşürülmüştür. Ayrıca, 17,2 mm olan emme ve egzoz kamları arası mesafe 10 mm'ye düşürülerek NSS stratejisi için gereken eksenel mesafe kazanılmış, böylece sistem hem NS hem de NSS stratejilerini aynı mil üzerinde uygulayabilir hale gelmiştir. Kam milinin takip edici tekerlere takılmadan kayabilmesi için, profiller arası mesafede ve egzoz profilinin arkasında 5 mm'lik mesafede profil temel daire çapı düzlük halinde korunmuştur. Kam profillerine uyum sağlaması açısından, itici kadehlerin teker kalınlıkları 3 mm'ye, tekerler arası mesafe de 10 mm'ye düşürülmüştür (Şekil 4.12). Kam profilleri arası mesafe ile takip edici tekerler arası mesafenin aynı olması, istenildiğinde motoru normal dört zamanlı modda çalıştırma açısından önemlidir.



Şekil 4.12 : Kamalı kam mili teknik detayı [28].

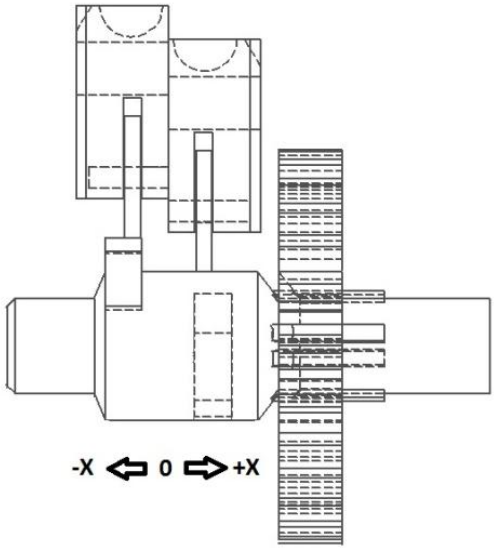
4.3.1.1 İlk nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması çalışma pozisyonları

Kamalı kam mili, motorun normal dört zamanlı çalışma modu ile NS ve NSS çevrim atlatma stratejilerinde gerekli olan toplam dört çeşit supap konfigürasyonunu, dört ayrı pozisyonda çalışarak sağlamakta ve gerektiğinde bu pozisyonlar arasında geçiş yapabilmektedir. Pozisyonlar şu şekilde tanımlanmıştır:

- 0 Pozisyonu
- +X Pozisyonu
- -X Pozisyonu
- -2X Pozisyonu

0 Pozisyonu:

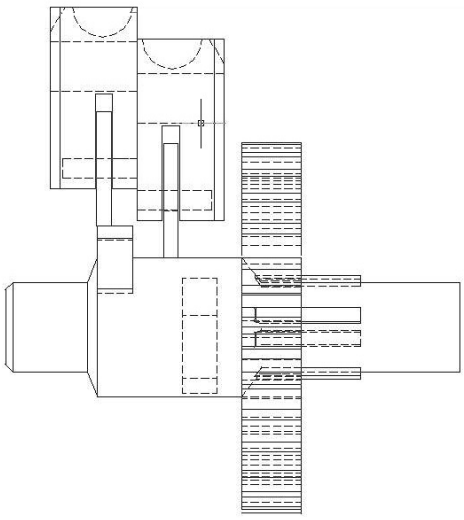
0 Pozisyonu, emme ve egzoz kamları arasındaki mesafeyi eşit iki parçaya bölen düzlem ile, itici kadehlerin birbirine temas ettiği düzlemin üst üste geldiği pozisyon olarak tanımlanmaktadır. 0 pozisyonunda, kam mili tahrik edildiğinde, her iki kam profili de orijinal kam milinde olduğu gibi itici kadehleri tahrik edecek ve motor normal çevrimini gerçekleştirecektir (Şekil 4.13).



Şekil 4.13 : 0 Pozisyonu [28].

+X Pozisyonu:

Mil "0" konumundan + X yönüne 4 mm kadar ötelendiğinde, dişli çark ve itici kadehler olduğu yerde kalırken, emme profilini takip eden kadeh tekerleği profil üzerinde kalacak (profil genişliği 7 mm, tekerlek kalınlığı 3 mm), egzoz profilini takip eden tekerlek profilden 1 mm toleransla kurtulacaktır. Böylece emme supabı açılmış, egzoz supabı ise kapalı kalmış olacaktır (Şekil 4.14) [28].

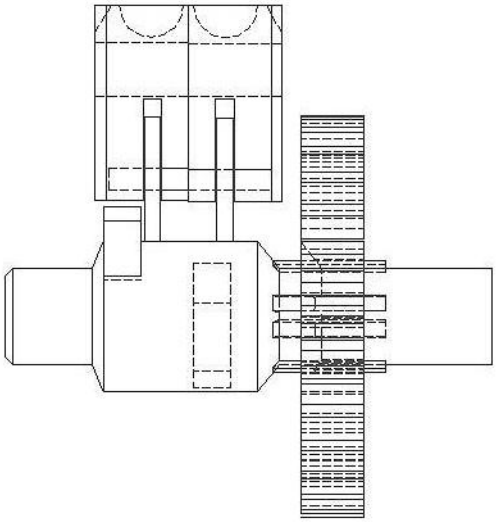


Şekil 4.14 : +X Pozisyonu [28].

-X Pozisyonu:

Mil "0" konumundan - X yönüne 4 mm kadar ötelendiğinde, dişli çark ve itici kadehler olduğu yerde kalırken, egzoz profilini takip eden kadeh tekerleği profil üzerinde kalacak, (profil genişliği 7 mm, tekerlek kalınlığı 3 mm) emme profilini

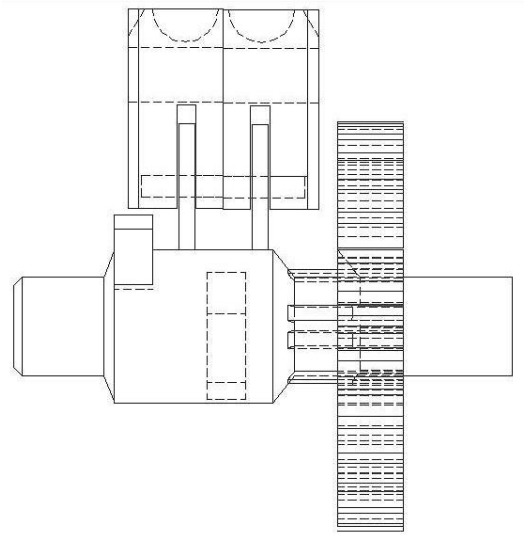
takip eden tekerlek profilden 1 mm toleransla kurtulacaktır. Bu durumda egzoz supabı açılmış, emme supabı ise kapalı kalmış olacaktır (Şekil 4.15) [28].



Şekil 4.15 : -X Pozisyonu [28].

-2X Pozisyonu:

-X pozisyonundaki mil, -X yönüne 4 mm daha ötelendiğinde, - X pozisyonunda kullanımda olan egzoz profili de 1 mm toleransla devreden çıkacaktır. Zaten kullanımda olmayan emme profilinin takip edicisi olan tekerlek ise iki supap profili arasındaki 10 mm uzunluğundaki mesafede emme profilinin 8 mm dişli, egzoz profilinin ise 2 mm motor bloğu tarafında kalacaktır. -2X pozisyonunda her iki supap da devre bırakılmış olur (Şekil 4.16) [28].



Şekil 4.16 : -2X Pozisyonu [28].

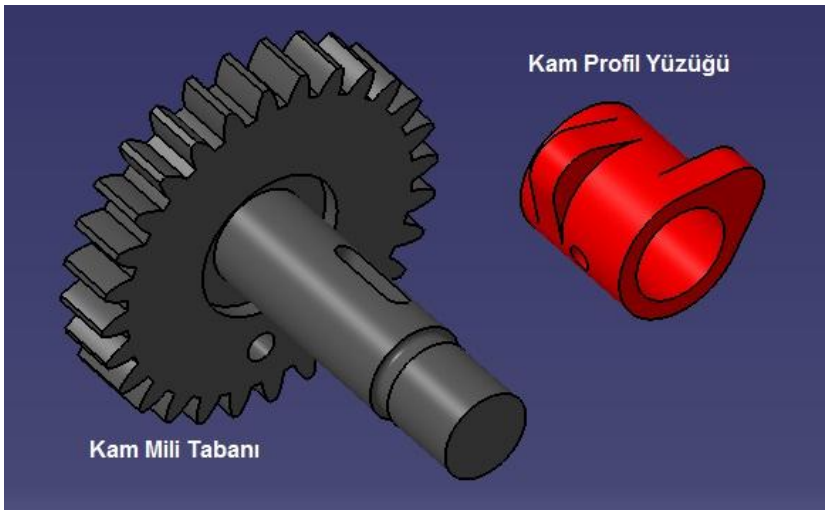
4.3.1.2 İlk nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizmasında karşılaşılan sorunlar

Sistemde, kam mili tahrik çarkından ayrı tasarlanan kam milinin eksenel hareketi sırasında dönme hareketi yapan çarkın sağa sola gezinmesini engelleyecek bir önlem alınmamıştır. Bu durumda, çarkın motor bloğuna çarpması veya krank pinyonu ile bağlantısının kesilmesi ihtimali söz konusudur. Öte yandan, eksenel hareket sırasında yataklama uzunlukları değiştiğinden, doğacak yük değişimlerinin yatak ömürlerini kısaltacağı da düşünülmüştür.

Kam milinin eksenel hareketinin tek yönde silindirik kam kullanılarak, aksi yönde ise bir yay ile sağlanması, motor yüksek devir sayılarında çalıştığında risk oluşturmaktadır. Zira yayın kam milini eski haline getirmesi sırasında olabilecek herhangi bir gecikmenin, milisaniye mertebelerinde gerçekleşen safhaların aksamasına ve supap açılma zamanlamalarının sağlıksız şekilde değişmesine neden olması olasıdır.

4.3.2 İkinci nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması

Bir önceki tasarımda karşılaşılan sorunlardan dolayı, 2006 yılında hazırlanan bir bitirme tasarım projesinde, Lombardini 3LD450 motorunun üreticisi Anadolu Motor firması yetkililerinin de verdiği fikirler doğrultusunda, profil kontrollü supap tahrik mekanizmasına uygun yeni bir kam mili tasarımı yapılmıştır. Yeni tasarımda, orijinal kam mili; kam mili tabanı ve kam profil yüzüğü olmak üzere iki parçaya ayrılmıştır (Şekil 4.17).



Şekil 4.17 : Kam mili tabanı ve kam profil yüzüğü.

Kam mili tabanı, orijinal kam mili gibi yataklanmakta ve eksenel harekette bulunmamaktadır. Kam profillerini üzerinde barındıran kam profil yüzüğü ise silindirik kamdan aldığı tahrik ile kam mili tabanı üzerinde eksenel yönde hareket edebilmektedir. Kam mili tabanın içinden geçen mil, silindirik kamdan aldığı eksenel hareketi bir pim vasıtasıyla profil yüzüğüne aktarmaktadır.

Sistemin ilk nesil kam milinden farkı, kam profillerine eksenel hareket kazandırmak için kam milinin kendisinin değil, yalnızca kam profillerini üzerinde taşıyan yüzüğün eksenel yönde hareket ettirilmesidir. Çalışma pozisyonlarının değişmemesi açısından ilk nesil kam milinde profillere ve itici kadehlere ait tüm ölçüler ikinci nesil kam milinde de birebir korunmuştur.

İkinci nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizmasında, kam profil yüzüğünü eksenel yönde hareket ettiren milin sadece tek yönde silindirik kam ile tahrik edilmesinden vazgeçilmiş, kanallı bir silindirik kam kullanılmasına karar verilmiştir. Böylece milin her iki yöndeki hareketi de silindirik kam ile sağlanarak olası gecikme ve sapmalar önlenmiş olmaktadır.

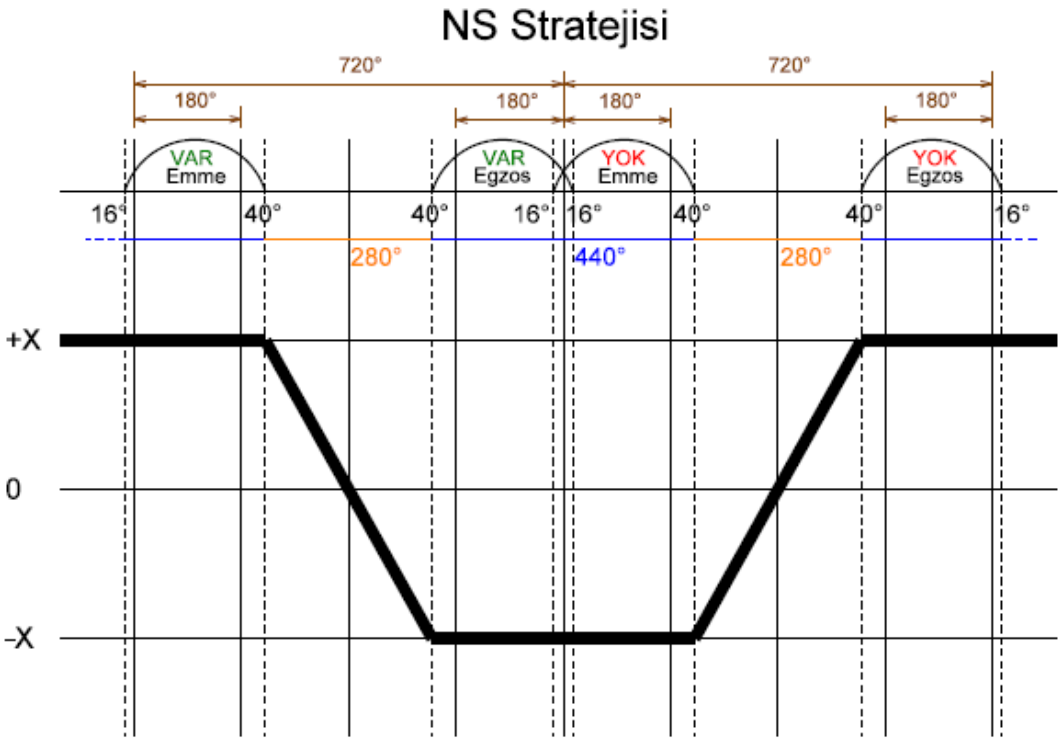
4.3.3 Profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması ile NS ve NSS stratejilerinin gerçekleştirilmesi

NS ve NSS stratejilerinin doğru bir biçimde gerçekleştirilmesi için daha önce bahsedilen dört ayrı çalışma pozisyonu arasındaki geçişlerin doğru zamanlama ve doğru dizilimle gerçekleştirilmesi gereklidir. Bu sebeple motorun karakteristik supap açılma ve kapanma avansları hesaba katılarak kam profil yüzüğünün hangi krank mili açısında nerde olması gerektiği belirlenmiştir.

4.3.3.1 NS stratejisi

NS stratejisi motorun iki çevrimini, yani 1440° krank mili açısını (KMA) kapsamaktadır. Normalde bir motor çevriminde (2 krank mili devri) 1 devir dönen kam mili, NS zamanında 2 devir dönmektedir. Kam miline eksenel hareketini veren yardımcı milin (silindirik kam) ise, 1440°'lik döngüyü bir 360°'de gerçekleştirmesi açısından motor devrinin dörtte biri oranında dönmesi gerekmektedir.

Krank mili, 1440° KMA'lık açının 880° KMA'sını (2x440° KMA) iki farklı pozisyonda geçirirken, pozisyonlar arası geçiş için ise 560° KMA (2x280° KMA) harcanmaktadır (Şekil 4.18).



Şekil 4.18 : NS stratejisi.

NS stratejisinde kam profil yüzüğünün °KMA cinsinden haritası şu şekildedir:

- + X pozisyonunda 440° KMA boyunca sadece emme supabı (bir önceki çevrimin atlanacağı göz önüne alınarak) açılarak emme gerçekleşir.
- Takip eden 280° KMA boyunca, +X pozisyonundan –X pozisyonuna geçilir.
- -X pozisyonunda 440° KMA boyunca, bir önceki çevrimin egzoz zamanını gerçekleştirmek üzere egzoz supabı açılırken, bir sonraki çevrimde emme yapılmaması için emme supabı açılmaz. Dolaysıyla NS stratejisi gerçekleştirilmiş olur.
- Takip eden 280° KMA boyunca –X pozisyonundan tekrar +X pozisyonuna geçilerek döngü tamamlanır.

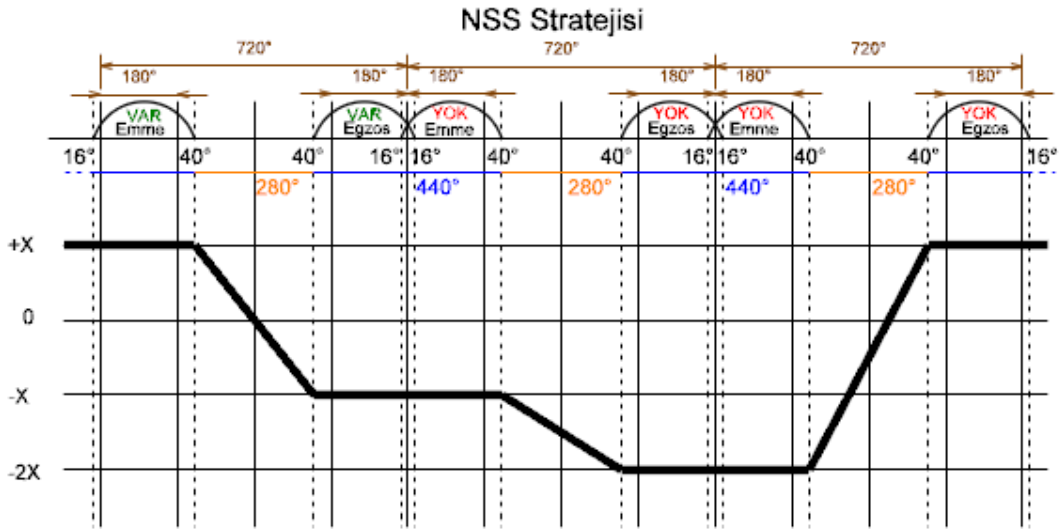
NS stratejisinde krank milinin dörtte biri hızında dönen yardımcı milin haritası şu şekildedir:

- +X pozisyonunda 110°
- +X pozisyonundan –X pozisyonuna 70°'de geçiş. (-8 mm)
- -X pozisyonunda 110°
- -X pozisyonundan +X pozisyonuna 70°'de geçiş. (+8 mm)

4.3.3.2 NSS stratejisi

NSS stratejisi motorun üç çevrimini, yani 2160° krank mili açısını (KMA) kapsamaktadır. Normalde bir motor çevriminde (2 krank mili devri) 1 devir dönen kam mili, NSS zamanında 3 devir dönmektedir. Kam miline eksenel hareketini veren yardımcı milin (silindirik kam) ise, 2160°'lik döngüyü bir 360°'de gerçekleştirmesi açısından motor devrinin altıda biri oranında dönmesi gerekmektedir.

Krank mili, 2160° KMA'lık açının 1320° KMA'sını (3x440° KMA) üç farklı pozisyonda geçirirken, pozisyonlar arası geçiş için ise 840° KMA (3x280° KMA) harcanmaktadır (Şekil 4.19).



Şekil 4.19 : NSS stratejisi.

NSS stratejisinde kam profil yüzüğünün °KMA cinsinden haritası şu şekildedir:

- +X pozisyonunda 440° KMA boyunca sadece emme supabı (bir önceki çevrimin atlanacağı göz önüne alınarak) açılarak emme gerçekleşir.
- Takip eden 280° KMA boyunca, +X pozisyonundan –X pozisyonuna geçilir.
- -X pozisyonunda 440° KMA boyunca, bir önceki çevrimin egzoz zamanını gerçekleştirmek üzere egzoz supabı açılırken, bir sonraki çevrimde emme yapılmaması için emme supabı açılmaz.
- Takip eden 280° KMA boyunca –X pozisyonundan -2X pozisyonuna geçilir.
- -2X pozisyonunda 440° KMA boyunca, gerçekleşmeyen bir önceki çevrimin egzoz supabı açılmazken bir sonraki çevrim de gerçekleşmeyeceğinden emme supabı da açılmaz.

- Takip eden 280° KMA boyunca, -2X pozisyonundan +X pozisyonuna geçilerek döngü tamamlanır.

NSS stratejisinde krank milinin altıda biri hızında dönen yardımcı milin haritası şu şekildedir:

- +X pozisyonunda 73,3°
- +X pozisyonundan –X pozisyonuna 46,7°'de geçiş. (-8 mm)
- -X pozisyonunda 73,3°
- -X pozisyonundan -2X pozisyonuna 46,7°'de geçiş. (-4 mm)
- -2X pozisyonunda 73,3°
- -2X pozisyonundan +X pozisyonuna 46,7°'de geçiş. (+12 mm)

5. İKİNCİ NESİL PROFİL KONTROLLÜ KAM MİLİ VE SUPAP TAHRİK MEKANİZMASININ İMALATI

Çevrim atlatma yönteminde supap kontrolü için önerilen yöntemler arasında, imalat açısından en uygun yöntemin Bölüm 4.3.2'de tasarım esasları ve çalışma prensibi anlatılan, ikinci nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması olduğuna karar verilmiştir. Mekanizmaya ait bazı parçalar, 2006 yılında tasarımı yapan bitirme tasarım proje grubu tarafından ve 2007 yılında bir başka proje grubu tarafından Anadolu Motor A.Ş. firmasında imal ettirilmiş, ancak gerek zaman yetersizliğinden, gerekse tasarımda eksik noktalar bulunması dolayısıyla mekanizma tamamlanamamıştır.

Bu tez kapsamında, daha önce imalatına başlanan ancak bahsedilen nedenlerden dolayı tamamlanamayan mekanizmanın, motor üzerinde sorunsuz çalışacak şekilde tüm ayrıntıları düşünülerek imal edilmesi ve motora adapte edilmesi amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda öncelikle, mekanizmanın daha önce imal edilmiş parçaları tekrar ele alınarak üzerlerinde gerekli değişiklikler yapılmıştır. Ayrıca bir yandan tasarımda eksik kalan noktalar tamamlanırken, bir yandan da yeni sistemler tasarlanarak bu sistemlerin var olan sistemlerle uyumlu biçimde çalışması sağlanmıştır. Tasarlanan parçaların katı modellemesi için CATIA V5 çizim programı kullanılmış ve imalat işlemlerinin tamamına yakını Anadolu Motor A.Ş. tarafından yapılmıştır. İmalat sırasında önceden yapılan mukavemet ve boyutlandırma hesaplarına büyük ölçüde bağlı kalınmış, yeni tasarlanan parçalar için hesaplar ayrıca yapılmıştır.

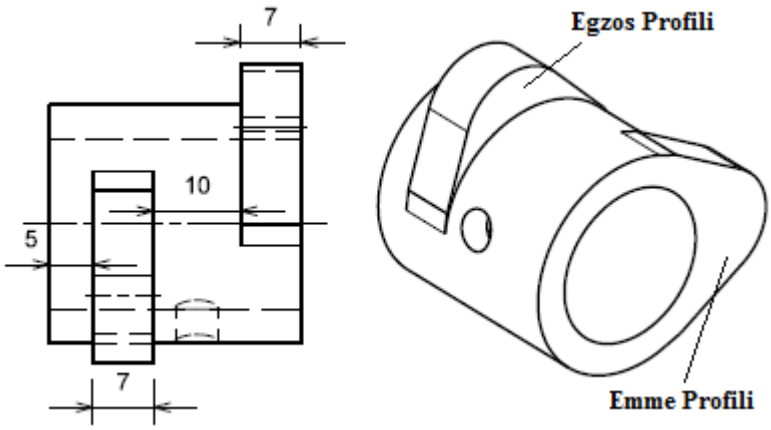
5.1 Kam Mili Grubu

Mekanizma için tasarlanan kam mili, motorun orijinal kam milinden farklı olarak dört ayrı parçanın bir araya gelmesiyle oluştuğundan, sistemin tümüne 'kam mili grubu' adı verilmiştir. Kam mili grubu, 2006 bitirme tasarım proje grubu tarafından imal ettirilmiş, ancak bu tez kapsamında, üzerinde bazı ek işlemler yapılması ve bazı

kısımlarının yenilenmesi gereği duyulmuştur. Aşağıda her bir parça için yapılan işlemler ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

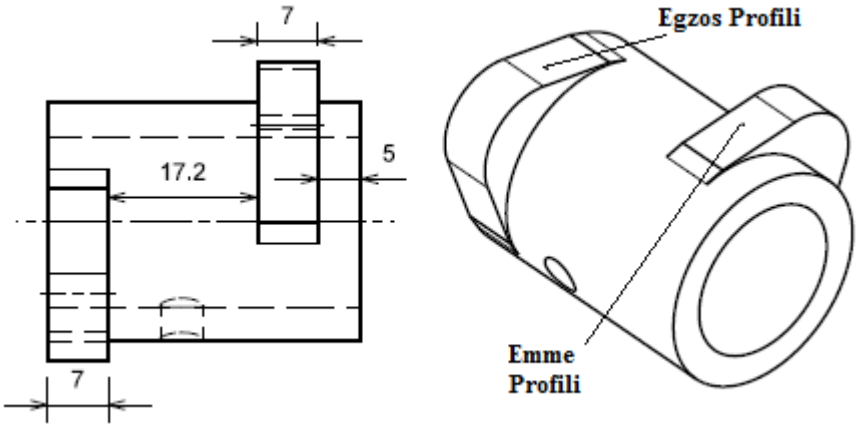
5.1.1 Kam profil yüzüğü

Daha önce de değinildiği gibi, ikinci nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması için tasarlanan kam profil yüzüğü, ilk nesil mekanizmadaki kamalı kam milinin profil ölçüleri tamamen korunarak tasarlanmıştır. NS ve NSS stratejilerini uygulamaya uygun olan bu kam profil yüzüğü 'A tipi' olarak anılacaktır (Şekil 5.1).



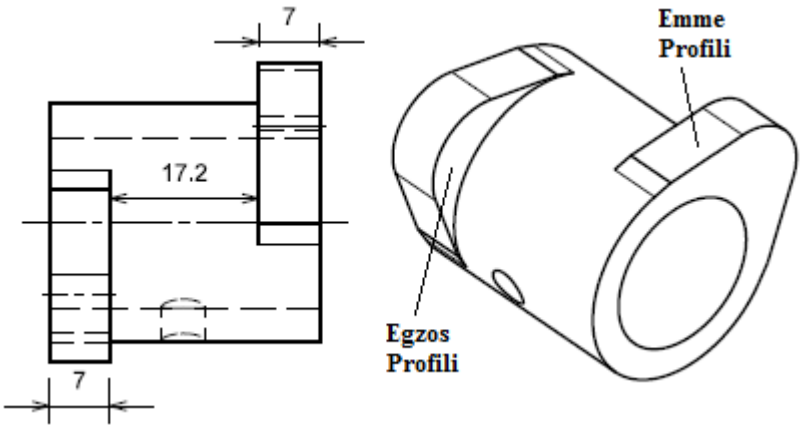
Şekil 5.1 : A tipi kam profil yüzüğünün temel ölçüleri ve izometrik görünüşü.

Diğer yandan, 2006 proje grubu tarafından orijinal kam mili malzemesinden (16MnCr5) imal ettirilen kam profil yüzüğü detaylı olarak incelendiğinde, profiller arasındaki mesafenin orijinal kam milindeki gibi 17,2 mm bırakıldığı ve egzoz profilinin arkasında olması gereken 5 mm'lik uzantının emme profilinin arkasına yapıldığı anlaşılmıştır (Şekil 5.2)



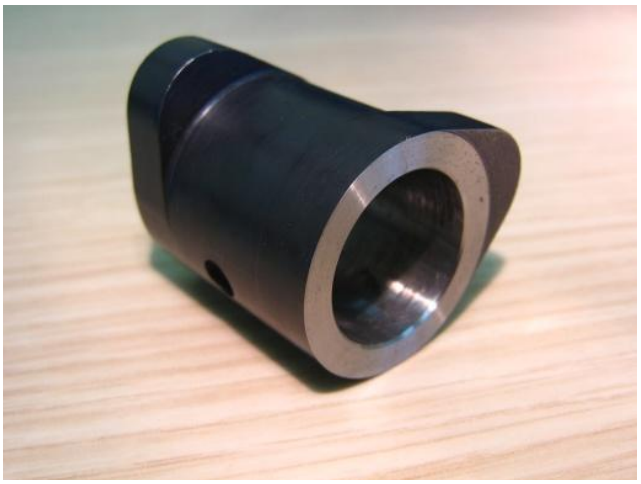
Şekil 5.2 : A tipinden farklı olarak imal edilmiş kam profil yüzüğünün görünüşü.

Bu haliyle A tipine benzemeyen yüzüğün, NS ve NSS stratejilerine uygun olup olmadığını anlamak üzere kam milinin motor bloğunda çalıştığı boşluğun basit bir krokisi çizilmiş ve eksenel hareket alanı incelenmiştir (Şekil 5.16). İnceleme sonucunda, yüzüğün bu haliyle ne NS ne de NSS stratejileri için yeterli eksenel hareket alanına sahip olmadığı, ancak emme profili arkasındaki 5 mm'lik uzantı silindiği takdirde NS stratejisini rahatlıkla uygulayabileceği anlaşılmıştır. Sadece NS stratejisini uygulayabilen bu kam profil yüzüğü 'B tipi' olarak anılacaktır (Şekil 5.3).



Şekil 5.3 : B tipi kam profil yüzüğünün temel ölçüleri ve izometrik görünüşü.

Mekanizmanın daha önce imal ettirilmiş olan diğer parçalarının da (örneğin yardımcı mil) sadece NS stratejisine uygun olması dolayısıyla bu tez çalışmasında öncelikle mekanizmanın sadece NS stratejisini gerçekleştirebilecek şekilde imal edilmesine, başarılı olduğu takdirde NSS stratejisini de gerçekleştirebilecek yeni bir mekanizma imal edilmesine karar verilmiştir. Bu sebeple, A tipinden farklı olarak imal ettirilen kam profil yüzüğü, emme profilinin arkasındaki 5 mm'lik kısım sildirilerek B tipi haline getirilmiş ve Şekil 5.4'teki son halini almıştır. A tipi ve B tipi kam profil yüzükleri ile ilgili ayrıntılı bilgi Şekil A.1'de verilmiştir.



Şekil 5.4 : B tipi kam profil yüzüğü.

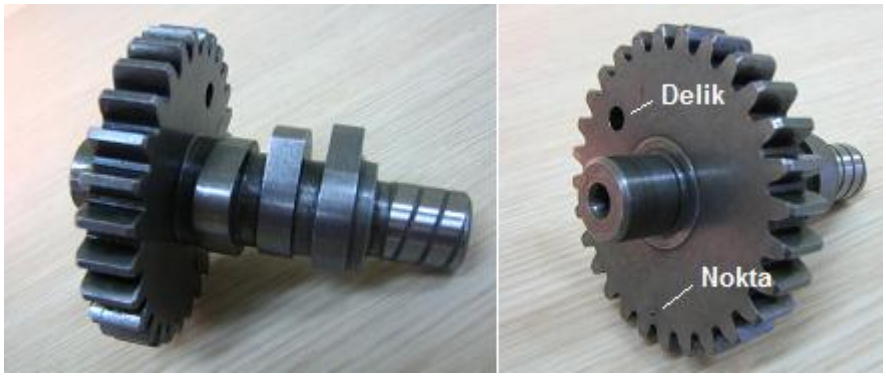
Mekanizmanın motora montajı esnasında sente ayarına yardımcı olması açısından kam profil yüzüğü üzerindeki profillerin başlangıç ve bitiş hizaları divizör yardımıyla markalanmıştır (Şekil 5.5).



Şekil 5.5 : Kam profillerinin başlangıç ve bitiş hizalarını gösteren markalar.

5.1.2 Kam mili tabanı

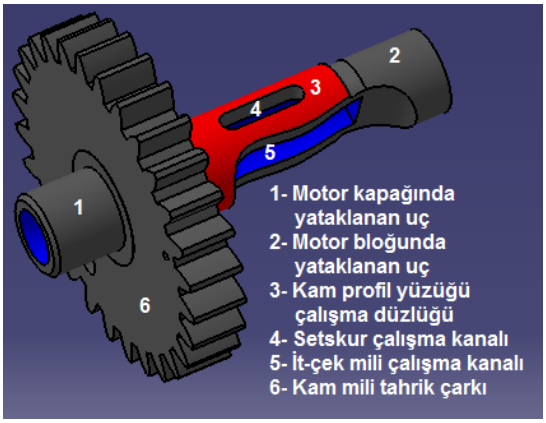
Kam mili tabanı, 16MnCr5 malzemesinden imal edilmekte olan orijinal kam milinin (Şekil 5.6) bir takım işlemlerle istenilen hale dönüştürülmesiyle oluşturulmuştur.



Şekil 5.6 : Motorun orijinal kam milinin çeşitli görünüşleri.

Bu amaçla, öncelikle orijinal kam milindeki tüm profiller silinmiş ve kam profil yüzüğüne yataklık etmesi için milin yüzeyi 19,6 mm çapında işlenmiştir. Daha sonra,

kam profil yüzüğüne eksenel hareket sağlayacak bir başka milin çalışması için, kam milinin motor kapağında yataklanan ucundan 12 mm çapında bir delik açılmış, bu delik, kam profil yüzüğünün çalışacağı düzlüğün bitiş hizasında sonlandırılmıştır. Öte yandan, kam profil yüzüğünün çalıştığı düzlükten 12 mm çapındaki deliğe, 5 mm genişliğinde ve 19 mm boyunda kesite sahip bir kanal açılarak, yüzük ile eksenel hareketi iletecek it-çek milinin bağlantısını sağlayan setskurun çalışması için gerekli boşluk sağlanmıştır. Şekil 5.7'de kam mili tabanının ilgili kısımları gösterilmiştir. Kam mili tabanı ile ilgili ayrıntılı bilgi Şekil A.2'de verilmiştir.



Şekil 5.7 : Kam mili tabanının ilgili kısımları.

Şekil 5.6'da görüldüğü gibi, motorun orijinal kam milinin tahrik çarkı üzerinde, delik ve nokta şeklinde iki işaret mevcuttur. Bu işaretlerden delik şeklinde olanı, orijinal kam milinde emme profilinin tepe noktasıyla aynı açısal hizada bulunurken, nokta şeklindeki işaret ise sente ayarı için kullanılmaktadır.

Bu kuralın yeni tasarımda da geçerli olabilmesi için, setskur çalışma kanalının açısal pozisyonunun doğru şekilde ayarlanması gereklidir. Önceden imal edilmiş olan kam mili tabanı incelendiğinde, bu hesabın dikkate alındığı görülmüştür (Şekil 5.8).



Şekil 5.8 : Kam mili tabanı.

5.1.3 İt-çek mili

Sistemde yardımcı milden (silindirik kam) alınan eksenel hareketi kam profil yüzüğüne iletmeye yarayan parça ‘it-çek mili’ olarak adlandırılmıştır. Tasarımı yapan proje grubu tarafından, it-çek milinin kam mili tabanı içinde çalışan ucunun bir setskur ile kam profil yüzüğüne bağlanması düşünülmüş, ancak diğer ucunun yardımcı milden nasıl bir sistemle tahrik alacağı detaylı olarak belirlenmemiştir. Bu yüzden it-çek mili, civa çeliği olarak anılan 115CrV3 malzemesinden 12 mm çapında ve 132 mm boyunda düz bir mil olarak imal edilmiştir (Şekil 5.9).

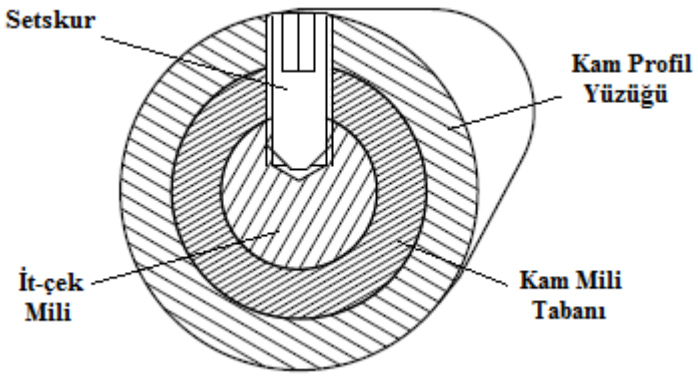


Şekil 5.9 : Daha önce imal edilen it-çek mili.

Bu tez kapsamında, it-çek mili ile yardımcı mil arasında hareket transferi yapacak olan sistem detaylı olarak tasarlandığından, it-çek mili yeniden boyutlandırılmış ve imalatı yapılmıştır. Bu konuda ayrıntılı bilgi Bölüm 5.5.1.4’te verilmiştir.

5.1.4 Setskur

Sistemde, kam profil yüzüğü ile it-çek milinin bağlantısı için 12 mm boyunda M5 bir setskur kullanılmaktadır. Setskurun bir ucu it-çek mili üzerindeki dişli deliğe sıkılırken, üst kısmı kam profil yüzüğü üzerindeki 5 mm çapındaki düz delik içinde bulunmakta, böylece yüzüğü hareket doğrultusunda sürükleyebilmektedir (Şekil 5.10).



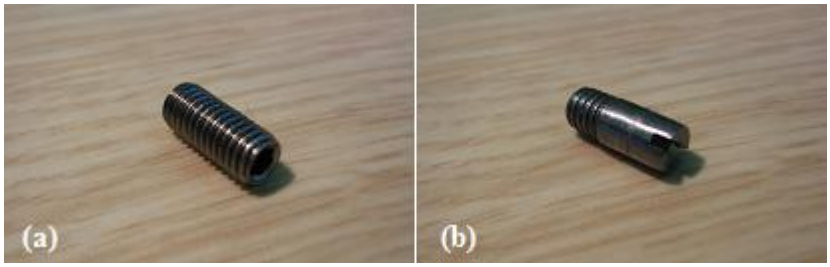
Şekil 5.10 : Setskur bağlantısı.

Daha önce yapılan mukavemet hesaplarında, kam profil yüzüğü ve kam mili tabanı için kullanılan 16MnCr5 malzemesi setskur malzemesi olarak da kullanılmış ve emniyetli bulunmuştur. Ancak piyasada setskur malzemesi olarak genellikle paslanmaz çelik kullanıldığından, bu malzeme için hesaplar tekrarlanmış ve emniyet açısından bir sorunla karşılaşılmamıştır.

Tasarımda önemli olan bir başka nokta ise kam profil yüzüğü üzerinde setskur için açılan düz deliğin konumudur. Deliğin, itici kadeh tekerlerinin kam profil yüzüğü düzlüğü üzerinde gezdiği yerlerde bulunmaması gerekmektedir. Bu sebeple itici kadeh tekerlerinin A tipi ve B tipi kam profil yüzükleri üzerinde gezdiği yerler bir harita haline getirilerek inceleme yapılmıştır (Şekil A.3). Yapılan incelemede, B tipi kam profil yüzüğü için mevcut deliğin itici kadeh tekerlerinin geçmediği ideal bir noktada bulunduğu görülmüştür. Ancak A tipi kam profil yüzüğünde, delik hangi konumda olursa olsun itici kadeh tekerlerinin üzerinden geçmesi kaçınılmazdır. A tipi kam profil yüzüğü imal edilirken bu durumun dikkate alınması gerekmektedir.

Standart M5 setskur ile yapılan denemelerde, setskur ile kam profil yüzüğü arasında kalan küçük bir boşluğun, yüzüğün kam mili tabanına göre 1-2° başıboş hareket etmesine neden olduğu farkedilmiştir. Bu durum, setskurun diş üstü çapının 5 mm'den küçük olmasına bağlandığından ve setskurun çalıştığı kanal içinde eksenel hareketi esnasında dişlerin erimesi durumunda boşluğun daha da artması ihtimalinden dolayı, amaca uygun özel bir setskur imal edilmiştir (Şekil 5.11). Bu setskurun it-çek mili içinde kalan 5 mm'lik kısmı dişli, geri kalan 7 mm'lik kısmı ise düzdür. Yeni setskur ile kanal içinde ve yüzük üzerindeki delik içinde kalan kısım bu düzlük olduğundan, ilk durumdaki boşluk nispeten azaltılmıştır. (Mekanizmanın

motora montajı sırasında karşılaşılan bazı problemlerden dolayı setskurda yeniden değişikliğe gidilmiştir. Bu konuda ayrıntılı bilgi Bölüm 6.7.2'de verilmiştir).



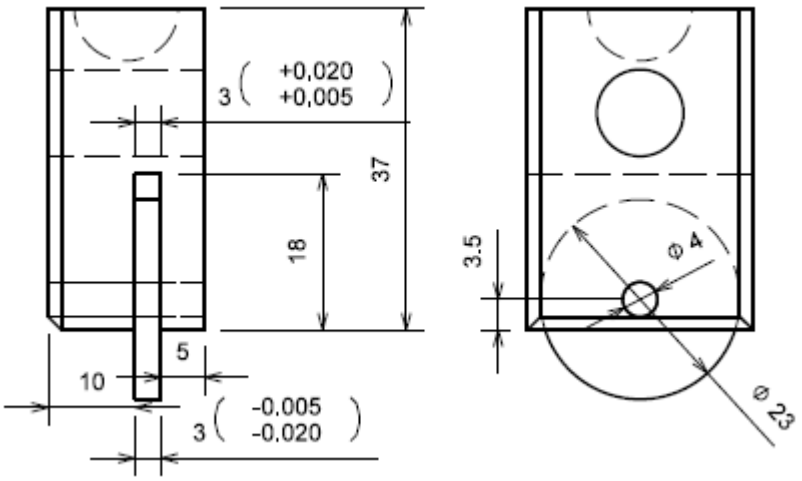
Şekil 5.11 : Standart M5 setskur ve özel imal edilmiş setskur.

5.2 İtici Kadehler

Bölüm 4.3.1.1'de tanımlanan çalışma pozisyonlarının gerçekleştirilebilmesi için, motorun orijinal itici kadehlerinin (Şekil A.4), kullanılan kam profil yüzüğüne bağlı olarak değiştirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, iki ayrı tip itici kadeh tasarlanmıştır. Emme ve egzoz itici kadehleri birbirinin aynısı olduğu için her bir tipten iki adet imal edilmiştir.

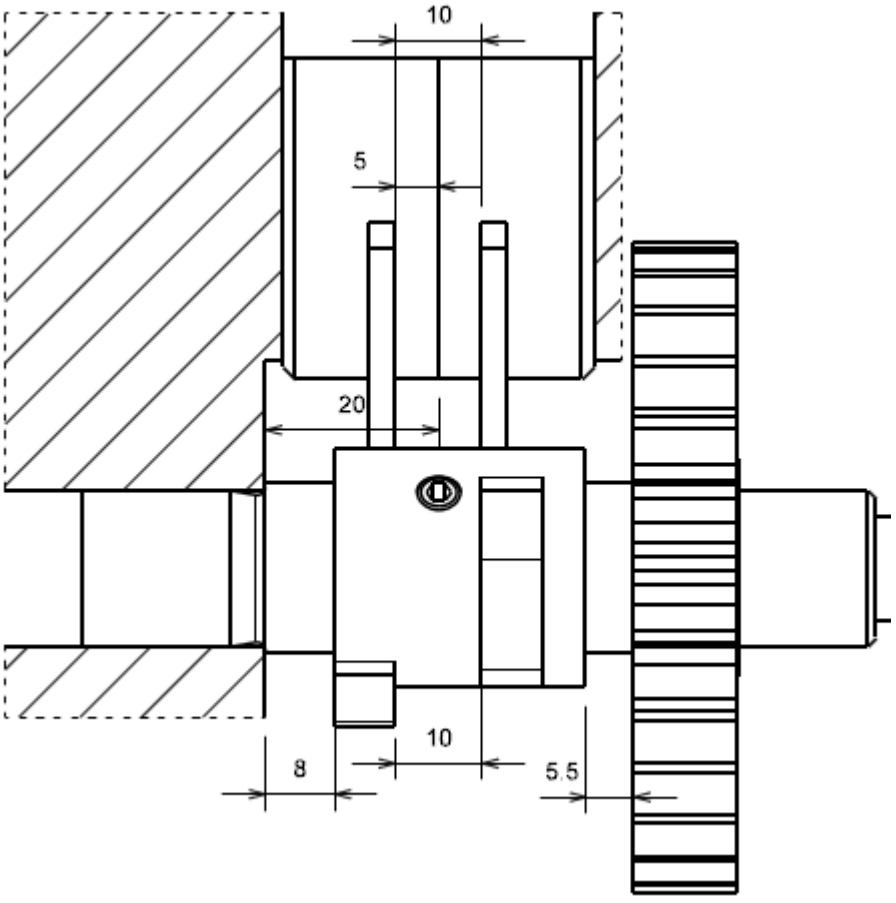
5.2.1 A tipi itici kadeh

A tipi kam profil yüzüğü ile çalışacak olan A tipi itici kadehlerin tasarımı, 2004 yılında ilk nesil profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizmasını tasarlayan bitirme tasarım proje grubu tarafından yapılmıştır. Tasarımda, kadeh tekerinin kalınlığı ve kadeh gövdesinin boyu azaltılmış ancak kadeh üst yüzeyinden teker temas noktasına kadar olan toplam boy değiştirilmemiştir. Yapılan mukavemet hesaplarında, kadeh gövdesi ve kadeh tekeri için malzeme olarak St-50, perno için ise 34CrMo4 seçilmiştir. Şekil 5.12'de A tipi itici kadehin bazı ölçüleri gösterilmiştir.



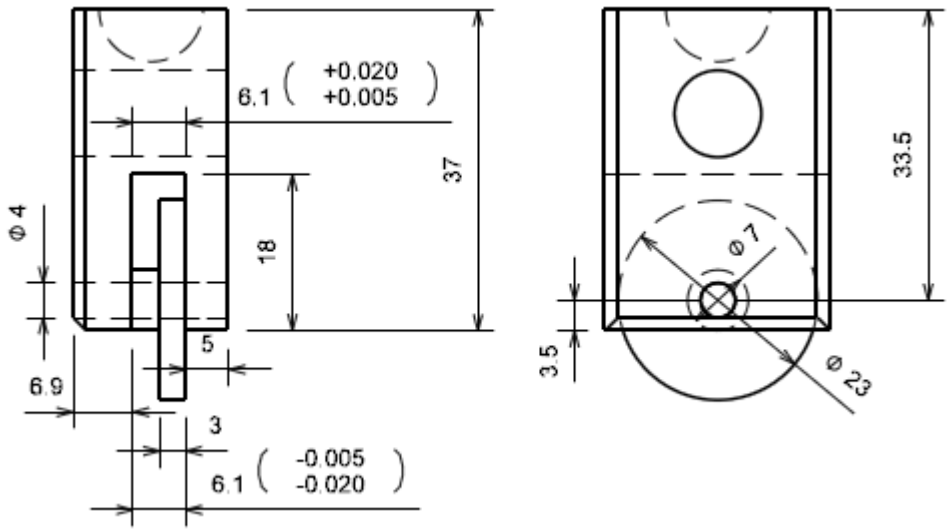
Şekil 5.12 : A tipi itici kadehin teknik resmi.

Şekil 5.13'te, A tipi itici kadehlerin ve A tipi kam profil yüzüğünün motor bloğunda çalışma sırasında 0 pozisyonundaki durumları gösterilmiştir. Buradan kam profil yüzüğünün +X ve –X yönlerinde yeterli hareket sahasına sahip olduğu açıkça görülmektedir.



Şekil 5.13 : A tipi kam profil yüzüğünün 0 pozisyonundaki durumu.

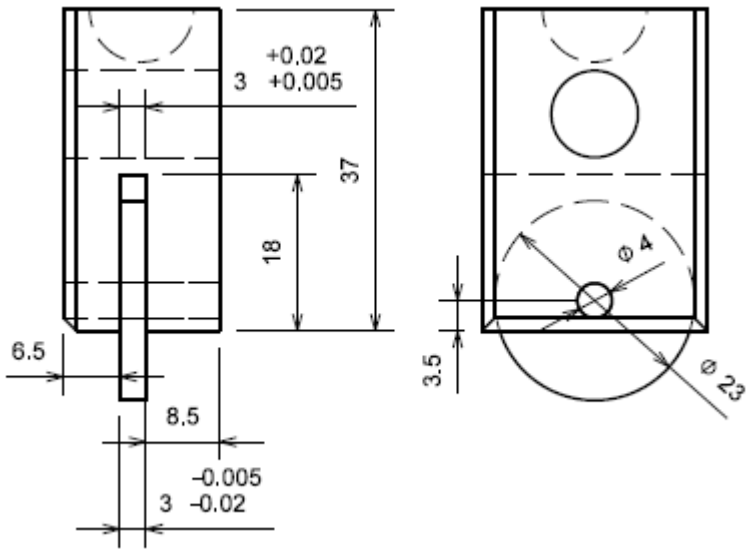
Tasarlanan A tipi itici kadehin imalatı için orijinal itici kadehleri imal eden firma ile görüşüldüğünde beklenmedik bir sorunla karşılaşılmıştır. Firma yetkililerinin, kadeh tekerinin bulunduğu 3 mm kalınlığındaki kanalı açmak için yeterli teknik ekipmanın kendilerinde bulunmadığını bildirmesi üzerine tasarımda değişiklik yapılmıştır. Yeni durumda, kadeh tekerinin bulunduğu kanal orijinal halindeki gibi 6,1 mm kalmakta, teker ise buna uyum sağlayacak şekilde faturalı hale gelmektedir. Şekil 5.14'te, yenilenen A tipi itici kadehin ölçüleri gösterilmiştir.



Şekil 5.14 : Yenilenen A tipi itici kadehin teknik resmi.

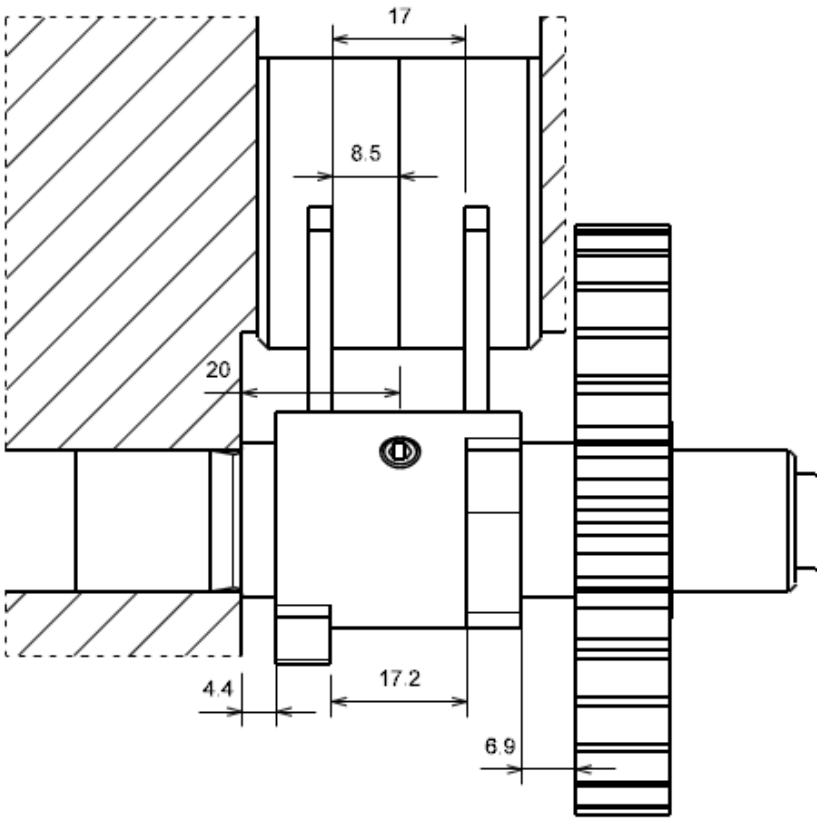
5.2.2 B tipi itici kadeh

B tipi kam profil yüzüğü ile çalışacak olan B tipi itici kadehin A tipi itici kadehten tek farkı tekerin kadeh gövdesi üzerindeki konumudur. B tipi kam profil yüzüğünde profiller arası mesafenin 17,2 mm olması nedeniyle, B tipi emme ve egzoz itici kadehlerinin tekerler arası mesafesi 17 mm'ye, dolayısıyla tek bir kadeh tekerinin arayüze olan mesafesi 8,5 mm'ye çıkarılmıştır. Arada 0,2 mm fark bırakılmasının nedeni, her bir profil için tekeri pas geçme sırasında 0,1 mm avans sağlamak istenmesidir. Şekil 5.15'te B tipi itici kadehin bazı ölçüleri gösterilmiştir.



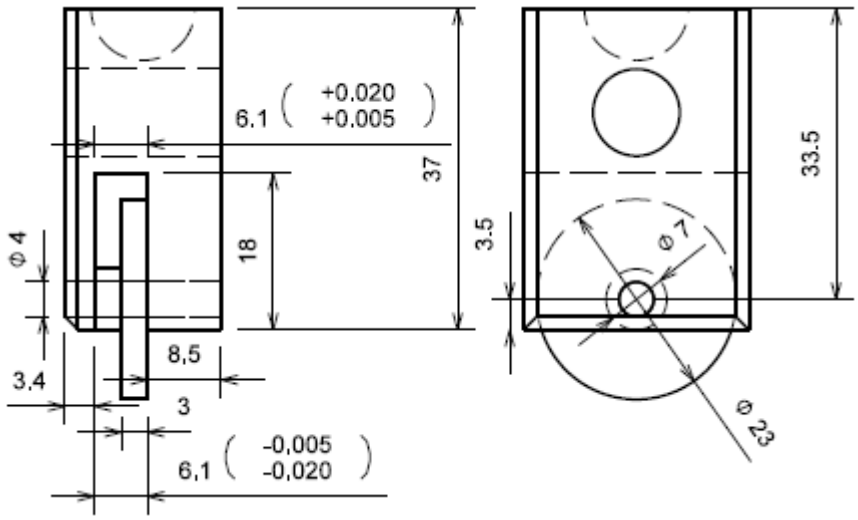
Şekil 5.15 : B tipi itici kadehin teknik resmi.

Şekil 5.16'da, B tipi itici kadehlerin ve B tipi kam profil yüzüğünün motor bloğunda çalışma sırasında 0 pozisyonundaki durumları gösterilmiştir. Buradan kam profil yüzüğünün +X ve –X yönlerinde yeterli hareket sahasına sahip olduğu açıkça görülmektedir.



Şekil 5.16 : B tipi kam profil yüzüğünün 0 pozisyonundaki durumu.

Tıpkı A tipi itici kadehlerde olduğu gibi, B tipi itici kadehlerde de imalat imkanları nedeniyle tasarım değişikliğine gidilmiştir. Şekil 5.17'de yenilenen B tipi itici kadehin ölçüleri gösterilmiştir.



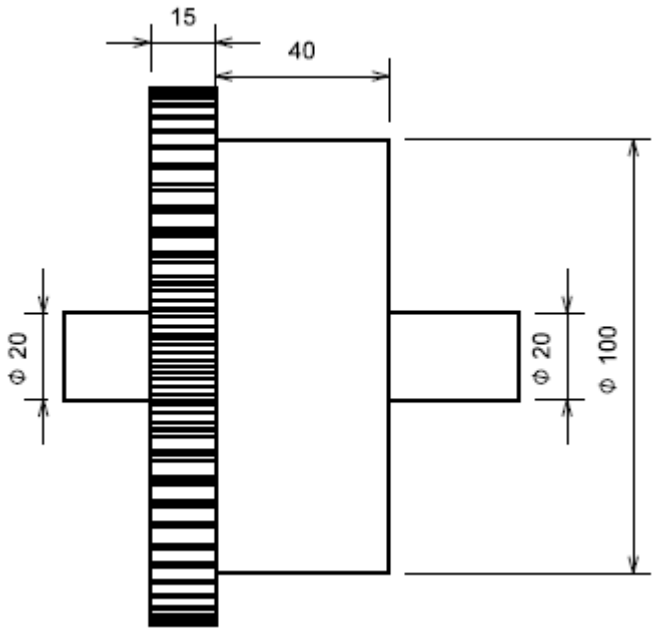
Şekil 5.17 : Yenilenmiş B tipi itici kadehin teknik resmi.

Her iki tip itici kadeh için de kadeh tekeri, kadeh gövdesi ve perno malzemesi olarak daha önce belirtilen malzemelerin yerine orijinal itici kadeh malzemelerinin kullanılması imalatçı firma tarafından daha uygun bulunduğundan mukavemet hesapları yeni geometri ve yeni malzemeler için tekrarlanmış ve emniyet açısından bir sorunla karşılaşılmamıştır.

5.3 Yardımcı Mil

Kam profil yüzüğüne eksenel hareketi sağlayacak olan silindirik kam, 'yardımcı mil' olarak adlandırılmıştır. Yardımcı mil, NS ve NSS stratejileri için farklı şekilde boyutlandırıldığından ve farklı çevrim oranlarıyla çalışacağından, tek bir yardımcı mili her iki strateji için kullanmak mümkün değildir [29]. Öte yandan, NS stratejisine uygun yardımcı mil, 2007 yılında hazırlanan bir bitirme tasarım projesi kapsamında imal edilmiş olduğundan [10], mekanizmanın kalan kısımları sadece NS stratejisini uygulayacak biçimde imal edilmiştir.

Söz konusu yardımcı mil, 2007 yılında Anadolu Motor A.Ş. tarafından tasarıma uygun olarak (modül 2, diş sayısı 60, malzeme 21NiCrMo2) imal edilmiş ancak üzerine kam profil kanalı açılmamıştır. Şekil 5.18'de, üzerinde kam profil kanalı açılmamış yardımcı milin bazı ölçüleri gösterilmiştir.



Şekil 5.18 : NS stratejisine uygun yardımcı mil.

Yardımcı milin her iki ucu NKX20 Z kodlu tek yönde eksenel yük taşıyabilen rulmanlar ile yataklamak üzere boyutlandırılmıştır.

5.3.1 NS stratejisine uygun yardımcı mile kam profil kanalı açılması

Bölüm 4.3.3'te de açıklandığı gibi, NS stratejisine uygun kam profil kanalının geometrisi şu şekildedir:

- 110° boyunca eksenel doğrultuda yer değiştirmeyen düz bir kanal
- 70° boyunca eksenel doğrultuda 8 mm yer değiştirme
- 110° boyunca eksenel doğrultuda yer değiştirmeyen düz bir kanal
- 70° boyunca eksenel doğrultuda 8 mm yer değiştirme

5.3.1.1 Yükselme eğrisi seçimi

Yükselme eğrisi seçimi kam tasarımında en önemli noktalardan biridir. Kamda yükselme veya düşme olan yerlerde, kamın belirli bir açıda belirli bir yüksekliği tırmanması veya inmesi istenir [10]. Yükselme eğrisi olarak seçilebilecek; düz yükselme eğrisi, parabolik eğri, basit harmonik eğri ve sikloid eğri gibi birçok eğri çeşidi mevcuttur [31]. Ancak çalışmamızda, hız ve ivme karakteri açısından basit harmonik eğri ve sikloid eğri ön plana çıkmaktadır. Bu sebeple 70°'de 8 mm yükselme hareketinin basit harmonik eğri ve sikloid eğri takip edilerek yapıldığı

durumlar aşağıdaki eğri denklemleri kullanılarak bir Excel tablosu haline getirilmiş ve çizilen grafiklerle yer değiştirme, hız ve ivme karakterleri incelenmiştir.

Basit harmonik eğri;

$$y = \left(\frac{h}{2}\right) x(1 - \cos\varphi) \qquad \textbf{(5.1)}$$

$$\frac{\varphi}{\pi} = \frac{\theta}{\beta},\ \varphi = \frac{\pi\theta}{\beta} rad$$

$$\upsilon = \frac{dy}{dt} = \frac{h\pi\omega}{2\beta}\sin\varphi \qquad \textbf{(5.2)}$$

$$a = \frac{d\upsilon}{dt} = \frac{h}{2}\left(\frac{\pi\omega}{\beta}\right)^2 \cos\varphi \qquad \textbf{(5.3)}$$

Sikloid eğri;

$$y = \frac{h}{\pi}\left(\varphi - \frac{1}{2}\sin 2\varphi\right) \qquad \textbf{(5.4)}$$

$$\upsilon = \frac{dy}{dt} = \frac{h\omega}{\beta}(1 - \cos 2\varphi) \qquad \textbf{(5.5)}$$

$$a = \frac{d\upsilon}{dt} = \frac{2h\pi\omega^2}{\beta^2}\sin 2\varphi \qquad \textbf{(5.6)}$$

y : Yükselme (mm)

h : Toplam yükselme (mm)

φ : Açısal yer değiştirme değişkeni (rad)

θ : Açısal yer değiştirme (°)

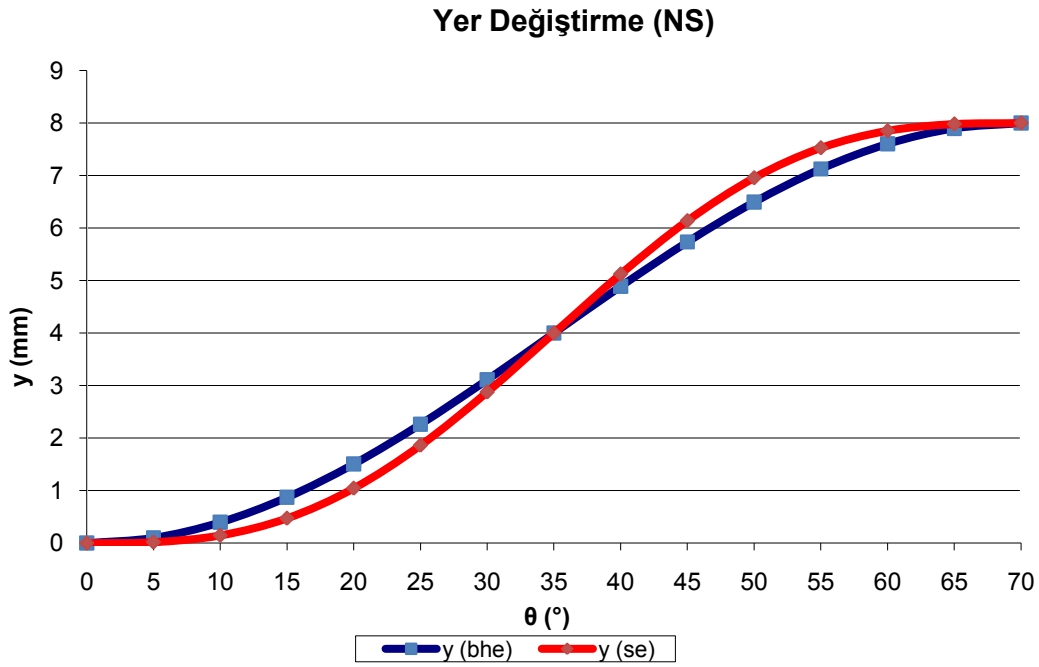
β : Toplam açısal yer değiştirme (°)

υ : Hız (mm/s)

ω : Açısal hız (rad/s)

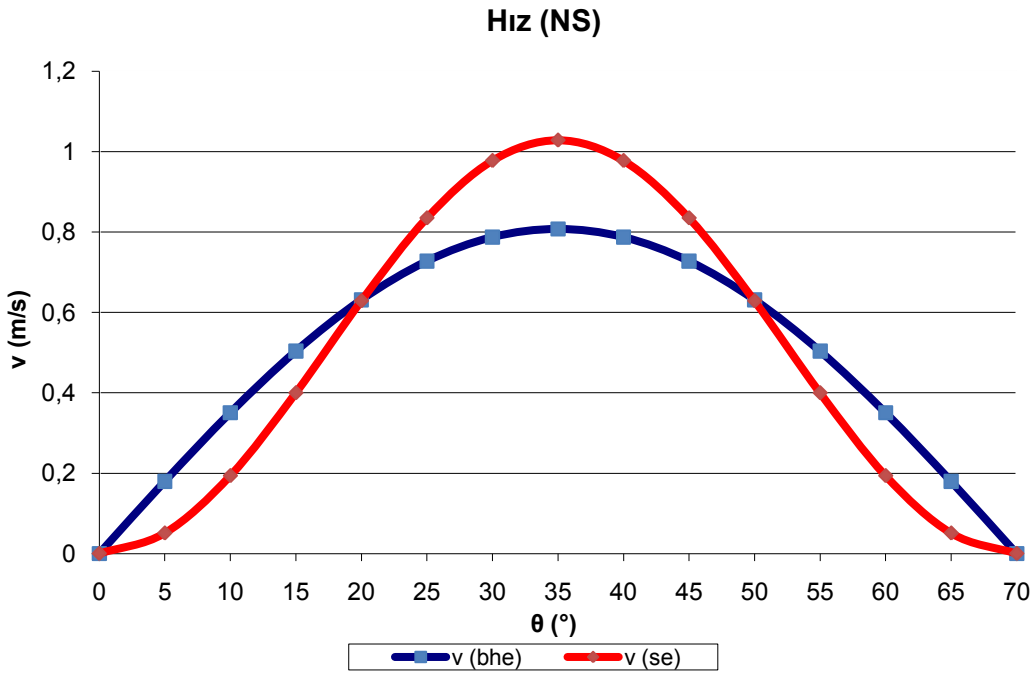
a : İvme (mm/s^2)

Şekil 5.19'da NS stratejisi için basit harmonik ve sikloid yer değiştirme eğrileri gösterilmiştir. Sikloid eğri başlangıç ve bitişte daha yatay bir karakter sergilemektedir.



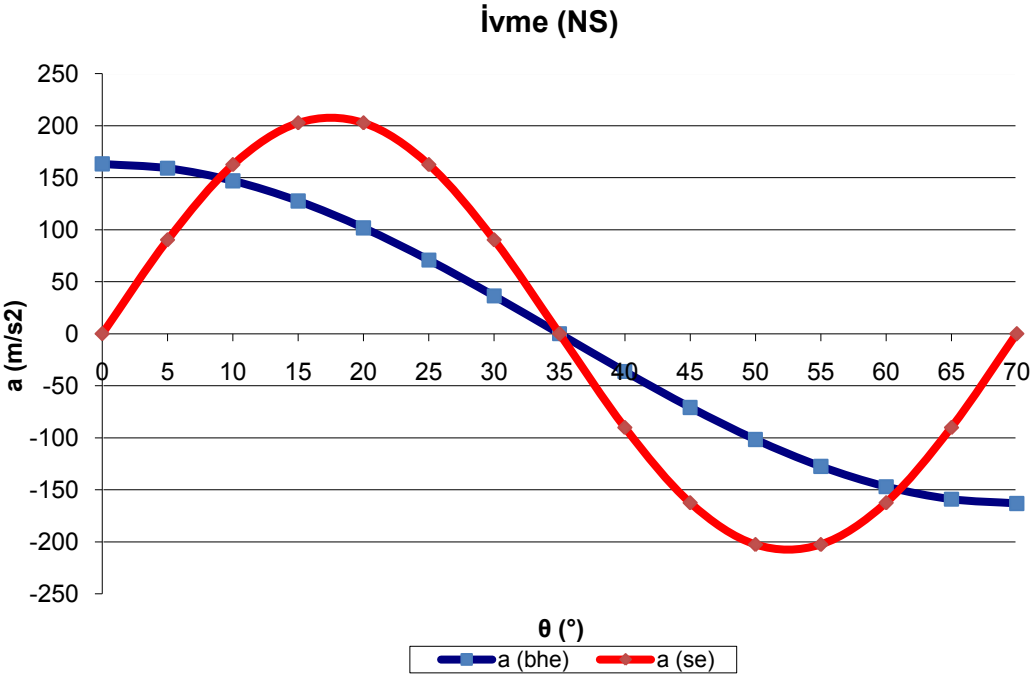
Şekil 5.19 : NS, basit harmonik ve sikloid yer değiştirme eğrisi.

Şekil 5.20'de NS stratejisi için basit harmonik ve sikloid hız eğrileri gösterilmiştir. Sikloid eğri takip edildiğinde daha yüksek hıza çıkılmakta ancak başlangıç ve bitişlerde hız artışı daha yumuşak bir şekilde gerçekleşmektedir. Basit harmonik eğride ise tam tersi söz konusudur.



Şekil 5.20 : NS, basit harmonik ve sikloid hız eğrisi.

Şekil 5.21'de NS stratejisi için basit harmonik ve sikloid ivme eğrileri gösterilmiştir. Basit harmonik eğri için ivme, başlangıç ve bitişte basamak şekilde değişmektedir. Sikloid eğride ise ivme tam değişken bir karakter sergilerken geçişler nispeten daha yumuşaktır.



Şekil 5.21 : NS, basit harmonik ve sikloid ivme eğrisi.

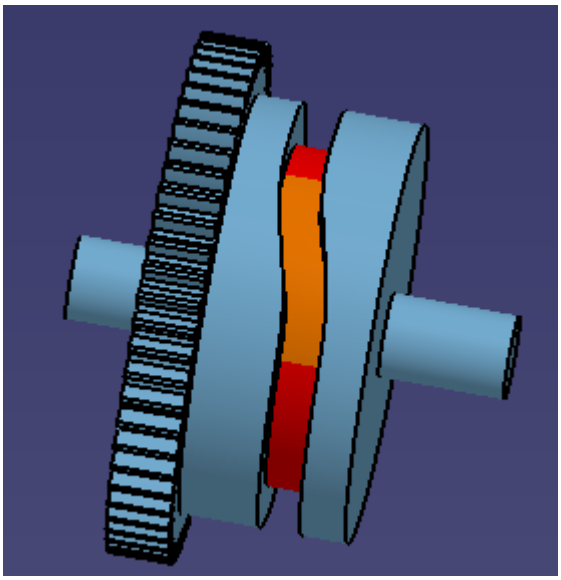
Gerek ani ivme artışı olmadığından şokların en alt seviyede olması, gerekse düşük titreşim, aşınma, gerilme ve gürültü seviyelerinden dolayı yükselme eğrisi olarak sikloid eğri kullanılmasına karar verilmiştir.

5.3.1.2 Kam profil kanalı kesitinin belirlenmesi

Kam profil kanalının kesitini belirleme aşamasında, kam profil kanal takipçisi olarak rulman kullanılması düşünüldüğünden, piyasada var olan küçük rulmanlar araştırılmış ve HK 0609 kodlu dış çapı 10 mm olan iğneli rulmanın kullanılmasına karar verilmiştir. (Mekanizmanın motora montajı sırasında rulmanda değişikliğe gidilmiştir. Ayrıntılı bilgi Bölüm 6.7.3'te verilmiştir.) Kam profil yüzüğünün eksenel boşluğunun mümkün olduğunca küçük tutulması istendiğinden, 10 mm olarak belirlenen kam profil kanalı genişliğine +0,05 mm tolerans verilmiştir. Kanal derinliği ise, rulmanın tamamının kanal içinde bulunmayacağı varsayılarak 10 mm alınmıştır.

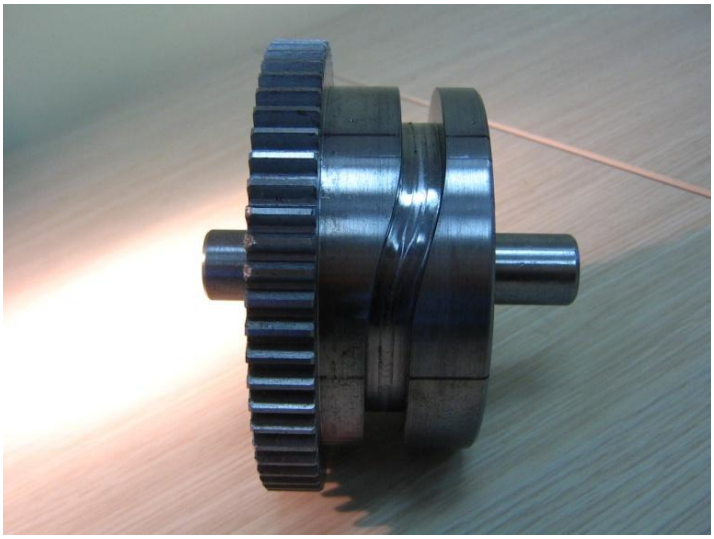
5.3.1.3 Katı modelleme ve imalat

Kam profil kanalı karmaşık bir geometriye sahip olduğundan imalatı için 5 eksenli CNC freze kullanılması gerekmiştir. Diğer tüm parçaların imalatını yapan Anadolu Motor firması bu imkana sahip olmadığından, CATIA V5 programı kullanılarak parçanın katı modeli oluşturulmuş (Şekil 5.22) ve katı model yardımıyla kanal bir başka firmada açtırılmıştır (Şekil 5.23).



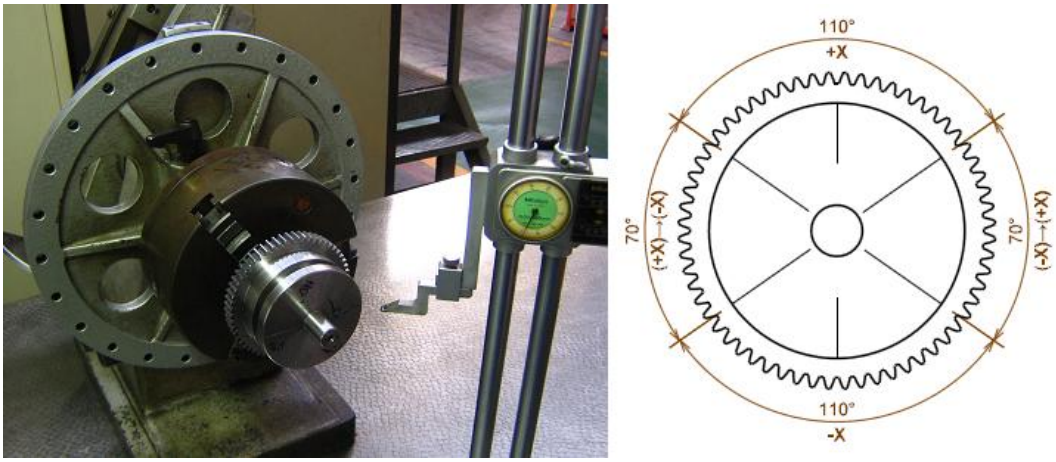
Şekil 5.22 : Yardımcı milin CATIA V5 programı ile hazırlanmış katı modeli.

Kam profil kanalı açıldıktan sonra kanalın üst kısımlarından yapılan ölçümlerde genişliğin 9,99 ile 10,02 mm arasında değiştiği ancak kanalın dip kısımlarında bu ölçünün 9,97'ye kadar düştüğü saptanmıştır. İşlem esnasında kesici takımın salgı yapmasına bağlanan bu farklılıktan ötürü kanal içinde çalışacak rulman çapından toz paso alınması gerekmiştir (Bu konuyla ilgili bilgi Bölüm 6.6'da verilmiştir).



Şekil 5.23 : Kam profil kanalı açtırılmış yardımcı mil.

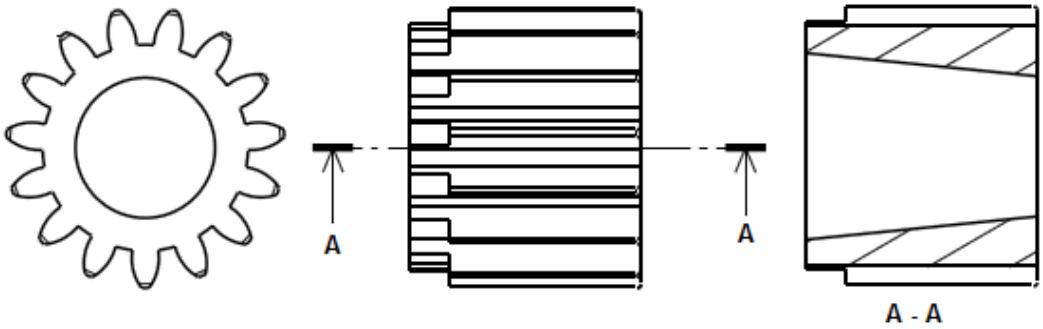
Sente ayarı sırasında kolaylık sağlaması açısından, kam profil kanalı düzlüklerinin başlangıç ve bitiş hizaları ile +X ve -X düzlüklerinin orta noktası, yardımcı milin üst düzlemi üzerinde divizör ile pasta dilimi şeklinde markalanmıştır (Şekil 5.24). Yardımcı mil ile ilgili ayrıntılı bilgi Şekil A.5'te verilmiştir.



Şekil 5.24 : Yardımcı milin markalanması.

5.3.2 Yardımcı mil tahrik pinyonu

Yardımcı mil ile birlikte tasarlanan (modül 2, diş sayısı 15, malzeme 21NiCrMo2) tahrik pinyonu 2007 yılında imal edilen parçalar arasındadır [29]. Tahrik pinyonu, krank milinin motor kapağı dışında kalan konik ucuna monte edileceğinden, pinyona da aynı koni açısına sahip bir kanal açılmıştır (Şekil 5.25, Şekil 5.26). Pinyonun krank miline sabitlenmesi, krankın konik kısmının ucundaki M16 dişliye somun sıkılarak sağlanmaktadır. Yardımcı mil tahrik pinyonu hakkında ayrıntılı bilgi Şekil A.6'da verilmiştir.



Şekil 5.25 : Yardımcı mil tahrik pinyonunun ön, sol ve sol kesit görünüşleri.

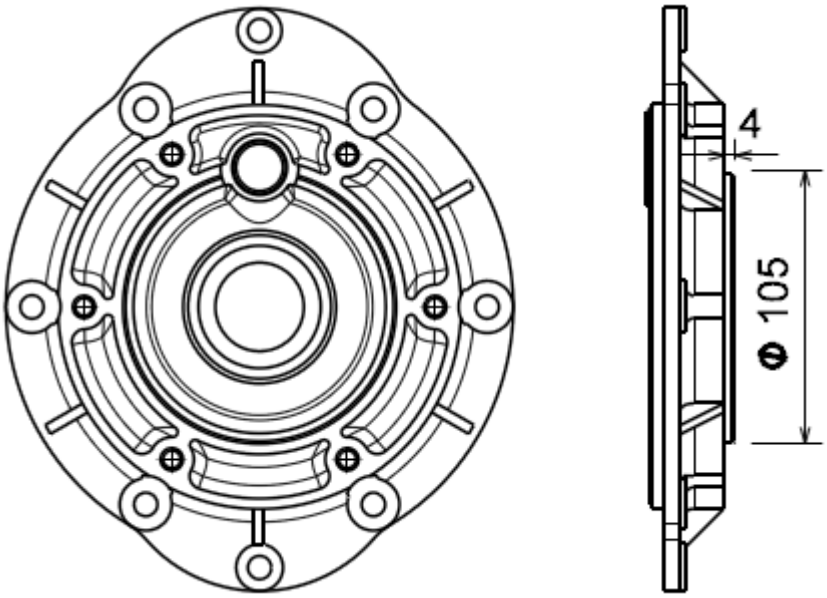


Şekil 5.26 : Yardımcı mil tahrik pinyonu.

5.4 Mekanizma Bloğu

Mekanizma bloğu, mekanizmanın kam mili grubu ve itici kadehler hariç diğer tüm parçalarını içinde ve üzerinde bulunduran sistem elemanıdır. İlk olarak 2007 yılında Anadolu Motor firması tarafından, mekanizmanın o zamana kadar imal edilmiş parçaları göz önünde bulundurularak tasarlanmış ve işlenmiştir. Bu tez kapsamında yeni sistemler tasarlandıkça, bu sistemlere yer açacak şekilde üzerinde değişiklikler yapılmıştır. Bu bölümde, mekanizma bloğu 2007 yılında imal edildiği haliyle tanıtılmıştır. Üzerinde yapılan değişikliklerden sonraki bölümlerde bahsedilmiştir.

Mekanizma bloğu, motor bloğunda da kullanılan alüminyum malzemeden dökülen bir kütüğün 156 x 236 x 80 mm ebatlarında işlenmesiyle ana hatlarına ulaşmıştır. Öncelikle, bloğun motor kapağına monte edilebilmesi için motor kapağı üzerinde bulunan ve bir işlevi olmayan 6 adet M8 dişli deliğin 4 tanesine karşılık gelecek şekilde, imbus cıvata kullanımına uygun faturalı düz delikler açılmıştır. Ardından, bloğun motor kapağına oturacak olan yüzeyine, 105 mm çapında ve 5 mm derinliğinde kanal açılarak kapakta bulunan faturanın (Şekil 5.27) bu kanal içinde kalması sağlanmıştır.

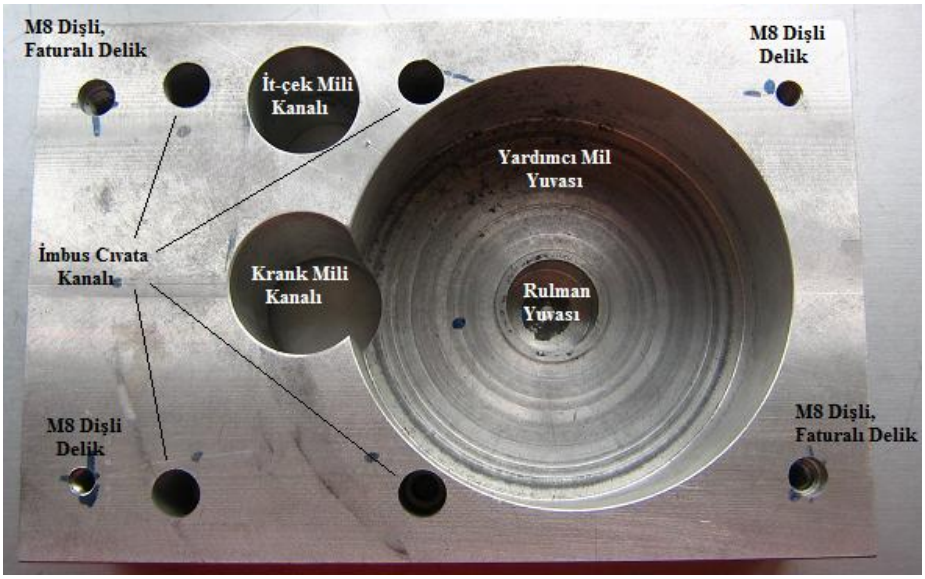


Şekil 5.27 : Motor kapağı.

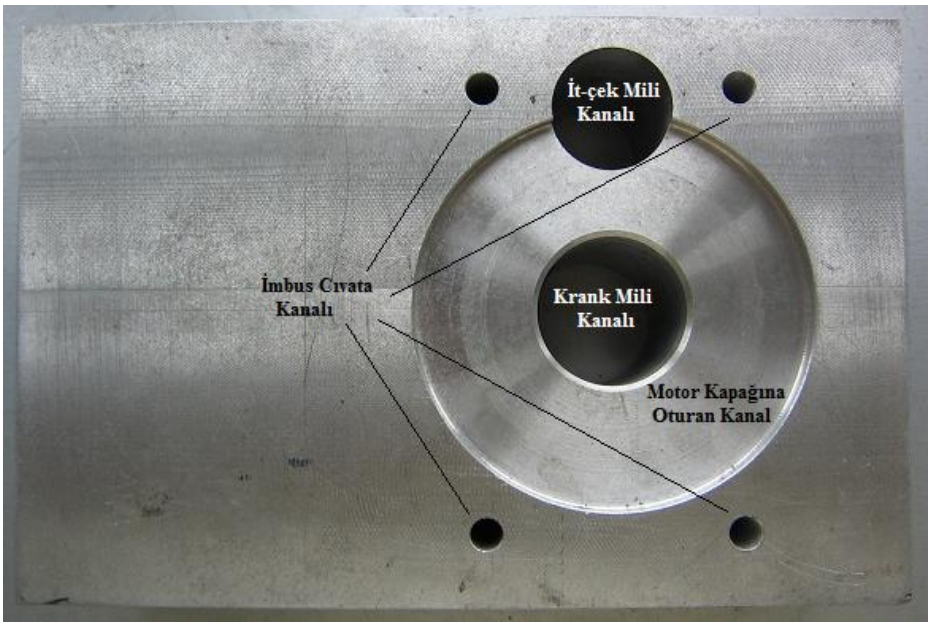
Mekanizma bloğunda, imbus cıvata kanalları dışında bloğun ön ve arka yüzeylerine açık iki adet kanal mevcuttur. Bu kanallardan krank mili kanalı olarak adlandırılan kanalın ekseni krank mili ekseni ile çakışık olup, kanal, krank milinin motor kapağı dışında kalan ucunu içinde barındırmaktadır. İt-çek mili kanalı olarak adlandırılan diğer kanal ise kam mili ekseni ile aynı eksende bulunmakta ve it-çek milinin motor kapağı dışında kalan kısmını muhafaza etmektedir (Şekil 5.28, Şekil 5.29).

Blok üzerinde bulunan diğer bir kanal ise bloğun sadece ön yüzeyine açık olan yardımcı mil yuvasıdır. Derinliği 54 mm olan bu yuvanın tabanında, yardımcı milin yataklanması için 30 mm çapında ve 20 mm derinliğinde rulman yuvası açılmıştır. Ayrıca blok ön yüzeyine mekanizma blok kapağı bağlantısı için 4 adet M8 dişli delik açılmış, bunlardan çapraz 2 tanesi merkezleme pimi kullanılması için faturalı

yapılmıştır. Mekanizma bloğu hakkında ayrıntılı bilgi Şekil A.7, Şekil A.8, Şekil A.9 ve Şekil A.10'da verilmiştir.



Şekil 5.28 : Mekanizma bloğu ön yüzeyi.



Şekil 5.29 : Mekanizma bloğu arka yüzeyi.

5.5 Hareket Transfer Sistemi

Hareket transfer sistemi, mekanizmanın yardımcı milden eksenel hareket alıp bu hareketi it-çek miline ileten kısmıdır. Mekanizmanın mevcut diğer parçaları göz önünde bulundurularak tasarlanan ve imal edilen sistem, temel olarak 2 parçadan ve bu parçalarla ilişkili diğer parçalardan oluşmaktadır.

5.5.1 Transfer kolu

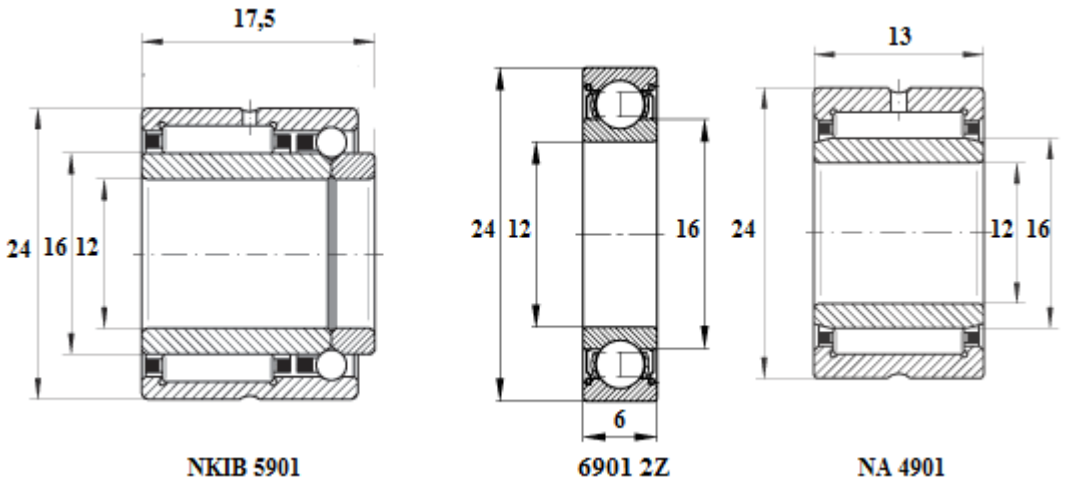
Bu bölümde transfer koluna ait tasarım ve imalat detaylarından bahsedilmiştir.

5.5.1.1 Transfer kolunun tasarlanması

Hareket transfer sisteminin temel parçası olan transfer kolu tasarlanmadan önce, it-çek mili, mekanizma bloğu ve yardımcı mil detaylı olarak incelenmiştir. Tasarıma yön veren temel unsurlar şu şekildedir:

- İt-çek mili eksenel yöndeki hareketini yaparken aynı zamanda dönme hareketi de yapacaktır. Bu yüzden tasarlanacak parça mil üzerine sadece eksenel doğrultuda rijit bağlanmalı, radyal doğrultuda ise dönme hareketine müsaade etmelidir.
- Yardımcı mil üzerine açılan kam profil kanalı bir rulman ile takip edileceğinden, tasarlanacak parçanın bir ucu rulmana yataklık edecek bir mil şeklinde olmalıdır.
- Tasarlanacak parça it-çek mili doğrultusunda hareket ederken kasıntı olmaması için bu doğrultuda kılavuzlanmalıdır. Dolayısıyla parça kılavuzlamaya müsait olmalıdır.

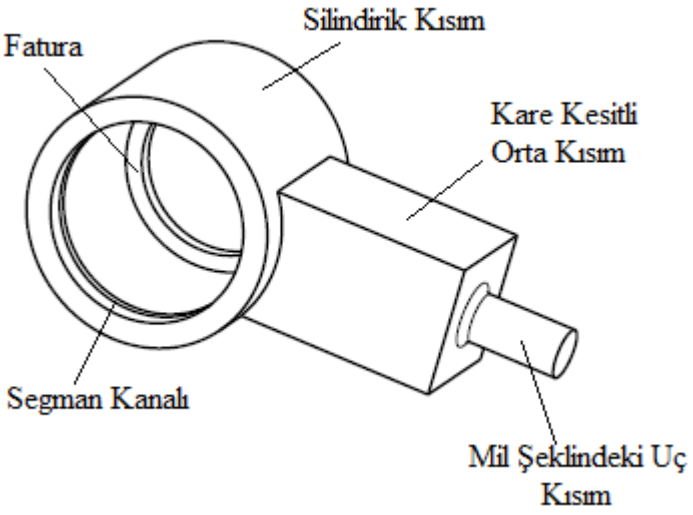
Tasarıma başlarken çıkış noktası, it-çek milinin dönme hareketi serbestliğini sağlamak için rulman kullanılması olmuştur. Kullanılacak rulmanın iç ve dış yüzüğe sahip, çift yönde eksenel yük taşıyabilen ve mili uzun mesafede kavrayan bir rulman olması istenmiştir. Piyasada böyle bir rulman olup olmadığı araştırıldığında, yalnızca NKIB 5901 kodlu bir rulmanın bu özelliklerin hepsine birden sahip olduğu belirlenmiştir. Ancak bu rulmanın iç ve dış yüzükleri arasında yapısından kaynaklanan 0,5 mm civarında eksenel boşluk bulunması hassasiyet açısından sakıncalı görüldüğünden, tek bir rulman kullanmaktan vazgeçilmiş, aynı işin yan yana duran iki rulman ile yapılmasına karar verilmiştir. Buna göre, sabit bilyalı bir rulman kullanılarak eksenel yük taşınmakta, ancak kalınlığı az olduğu için yanına eklenen aynı çaptaki iğneli rulmanla mil uzun mesafeden kavranmaktadır. Şekil 5.30'da, NKIB 5901kodlu rulman ile, alternatif olarak düşünülen 6901 2Z ve NA 4901 kodlu rulmanların kesit resimleri verilmiştir. Rulmanların iç çapı it-çek miliyle aynı olması bakımından 12 mm, dış çapı ise 24 mm seçilmiştir.



Şekil 5.30 : NKIB 5901, 6901-2Z ve NA 4901 rulmanlarının kesit görünüşleri [32].

Rulmanlar belirlendikten sonra, transfer kolunun it-çek milini tutan ucu tıpkı biyel başı gibi, rulmanları dış yüzeylerinden kavrayacak ve bir arada tutacak bir silindir şekilde tasarlanmıştır. Silindir, 24 mm çapta ve rulmanların tutuk geçeceği hassasiyette bir iç kanala sahiptir. Kanalın sonunda bulunan bir fatura ve faturadan 19 mm mesafede bulunan segman kanalına yerleştirilecek bir iç çap segmanı ile rulman dış yüzüklerinin eksenel yönde hareket etmesi engellenmiştir. Silindir, mekanizma bloğunda bulunan 32 mm çapındaki it-çek mili kanalının içinde boşluklu çalışacağından dış çapı 30 mm seçilmiştir.

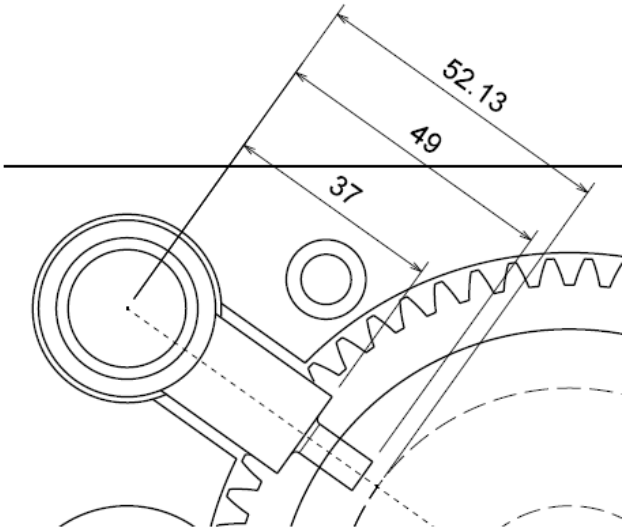
Transfer kolunun orta kısmı, silindire yandan bağlı, 16 x 16 mm kare kesitli bir sap şeklinde tasarlanmıştır. Bu kısım mekanizma bloğu içinde it-çek mili kanalı ile yardımcı mil yuvası arasından geçerek yardımcı milin kanal bulunan yüzeyine kadar uzanacaktır. Yardımcı mil üzerindeki kam profil kanalını takip edecek olan rulmanın iç çapı 6 mm olduğundan, transfer kolunun diğer ucu, ekseni silindir eksenini dik kesecek şekilde kare kesitli orta kısıma bağlı, 6 mm çapında bir mil şeklinde tasarlanmıştır. Şekil 5.31'de, transfer kolunun ana geometrisi gösterilmiştir.



Şekil 5.31 : Transfer kolunun ana geometrisi.

Transfer kolu boyutlandırılırken mekanizma bloğu ve yardımcı milin teknik resimleri üst üste getirilerek Şekil 5.32'deki gibi bir kroki hazırlanmıştır. Krokiden; it-çek mili ekseni ile yardımcı mil ekseninden geçen doğru üzerinde, it-çek mili ekseninin kam profil kanalı tabanına olan mesafesi 52,13 mm okunmuş ve bu değere göre transfer kolunun boyutlandırılması yapılmıştır.

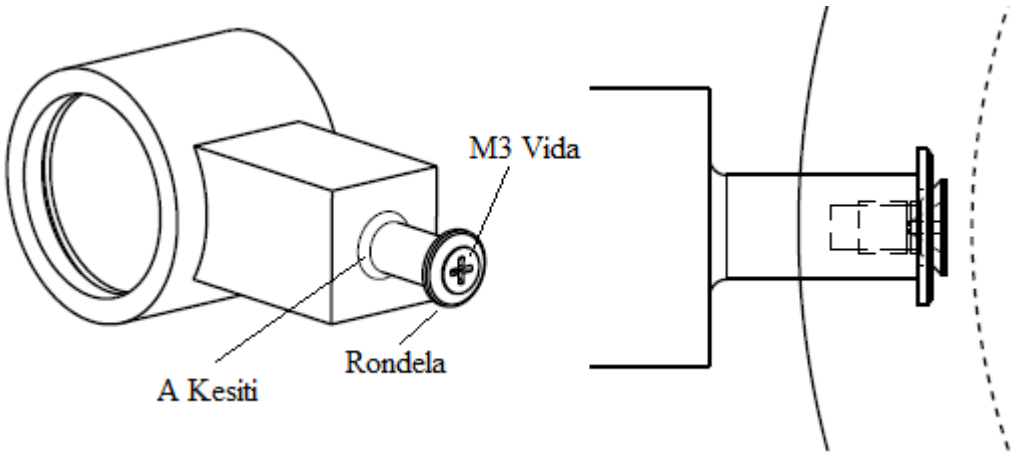
Transfer kolunda, mil ucundan silindir eksenine olan mesafe 49 mm alınarak mil ucu ile kanal tabanı arasında güvenli bir boşluk bırakılmıştır. Bu durumda takip edici rulmanın 6,87 mm'si kanal içinde kalmaktadır. Transfer kolu ile ilgili ayrıntılı bilgi Şekil A.11 ve Şekil A.12'de verilmiştir.



Şekil 5.32 : Transfer kolunun boyutlandırılması.

Transfer kolunun mil ucu üzerinde çalışacak olan takip edici rulmanın yerçekimi etkisiyle kanal içine doğru kaymaması için, çapı rulmandan daha küçük bir

rondelanın milin ucuna sabitlenerek sınır oluşturması düşünülmüş, bu amaçla milin ucuna 5 mm derinliğinde M3 dişli bir delik açılmıştır. Kullanılacak rondelanın ve havşabaşlı M3 vidanın mil ucunda oluşturduğu toplam kalınlık 2 mm'yi geçmediğinden, daha önce mil ucu ile kanal tabanı arasında bırakılan 3,13 mm'lik boşluğun arttırılması gerekmemiştir (Şekil 5.33).



Şekil 5.33 : Transfer kolunun mil ucu üzerine takılan rondela ve M3 vida.

5.5.1.2 Transfer kolu mukavemet hesabı

Transfer kolu mukavemet hesapları, en tehlikeli kesit olan A kesiti (Şekil 5.33) için yapılmıştır. Parça tam değişken dinamik yük altında çalışacağından malzeme olarak yüksek kopma ve akma dayanımına sahip olan 21NiCrMo2 sementasyon çeliği seçilmiştir.

21NiCrMo2 malzemesi için;

$\sigma_K = 690....1080\, N/mm^2$; $\sigma_K = 690\, N/mm^2$ seçilir.

$\sigma_{AK} = 590\, N/mm^2$

Eğilme Hesabı

$$F_T = m.a_{\max} = 0{,}4x203 = 81{,}2\ \ N \qquad \textbf{(5.7)}$$

$m = 0{,}4\ kg$

$a_{\max} = 203\, m/s^2$

F_T : Transfer kolu mil ucunun maruz kaldığı kuvvet.

m : Harekete zorlanan kütle (Transfer kolu, Rulmanlar, Segman, İt-çek mili, Setskur, Kam profil yüzüğü).

$a_{\max}$: Geçişler sırasında transfer kolunun maruz kaldığı maksimum ivme (Şekil 5.21).

$$l = l_1 + l_2 = 5{,}135 + \frac{6{,}865}{2} = 8{,}5675\,mm \qquad \textbf{(5.8)}$$

$l_1 = 5{,}135\ mm$

$l_2 = 6{,}865\ mm$

l: F_T kuvvetinin etki noktasının A kesitine olan mesafesi

l_1 : A kesiti ile yardımcı mil silindirik yüzeyi arasında kalan mesafe

l_2 : Kam profil kanalı içinde kalan rulman uzunluğu

$$\sigma_e = \frac{F_T.l}{\pi.d^3/32} = \frac{81{,}2x8{,}5675}{\pi.6^3/32} = 32{,}806\,N/mm^2 \qquad \textbf{(5.9)}$$

$d = 6\ mm$

σ_e : Eğilme gerilmesi

d : Eğilmeye maruz kalan mil çapı

$$\sigma_g = \sqrt{\sigma_e^{\,2}} = 32{,}806\,N/mm^2 \qquad \textbf{(5.10)}$$

σ_g : Gerilme genliği

Boyut faktörü;

$d = 6\,mm \rightarrow K_b \cong 1$ [32]

Kopma dayanımı;

$$\sigma_K = \sqrt{K_b} \cdot 690 = 690\,N/mm^2 \qquad \textbf{(5.11)}$$

Yorulma dayanımı;

$$\sigma_D = 0{,}5 \cdot \sigma_K = 345\, N/mm^2 \quad \textbf{(5.12)}$$

Yüzey faktörü;

$R_a = 0{,}5\,\mu m \rightarrow K_y = 0{,}96$ [33]

Çentik faktörü;

$$K_ç = 1 + c_e(K_{ç(2.0)} - 1) = 1 + 1(1{,}375 - 1) = 1{,}375 \quad \textbf{(5.13)}$$

$\frac{R}{d} = \frac{1}{6} = 0{,}1666 \rightarrow K_{ç(2.0)} = 1{,}375$ [33]

$\frac{D}{d} = \frac{16}{6} = 2{,}66 \rightarrow c_e = 1$ [33]

$R = 1\, mm$

$D = 16\, mm$

R : A kesitindeki yuvarlanma yarıçapı

D : Transfer kolu orta kısmının kesitine eşdeğer çap

Dinamik haldeki yorulma dayanımı;

$$\sigma_D{}^* = \frac{K_b . K_ç}{K_y} . \sigma_D = \frac{1x0{,}96}{1{,}375} . 345 = 240{,}87\, N/mm^2 \quad \textbf{(5.14)}$$

$$\frac{\sigma_g}{\frac{\sigma_D{}^*}{S_e}} = \frac{32{,}806}{\frac{240{,}87}{2}} = 0{,}27 \quad \textbf{(5.15)}$$

S_e : Emniyet faktörü (Tam değişken gerilme hali için S_e=2)

$0{,}27 < 1 \rightarrow Emniyetli$ **(5.16)**

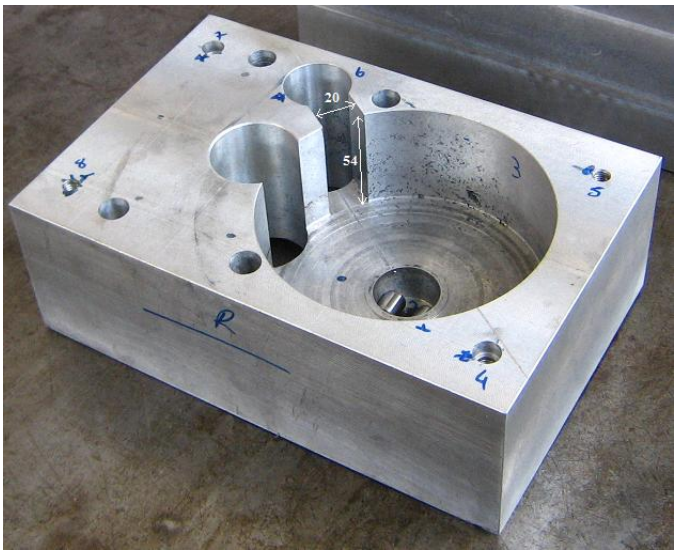
Transfer kolu, 21NiCrMo2 malzemesi ile eğilmeye karşı emniyetli bulunduğundan Şekil 5.34'te gösterildiği gibi, imal edilmiştir. Ancak parça, kılavuzlama için gerekli değişiklik yapıldıktan sonra son halini almıştır. Ayrıntılı bilgi Bölüm 5.5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.34 : Transfer kolu.

5.5.1.3 Mekanizma bloğunda transfer kolu için kanal açılması

Mekanizma bloğu üzerinde transfer kolunun çalışacağı boşluğun oluşturulması için it-çek mili kanalı ile yardımcı mil yuvası arasının bir miktar açılması gerekmiştir. Bu nedenle söz konusu bölgede, it-çek kanalı ekseni ile yardımcı mil yuvası ekseninden geçen doğruyu merkez kabul edecek şekilde, 20 mm genişliğinde ve 54 mm derinliğinde bir kanal açılmıştır (Şekil 5.35).

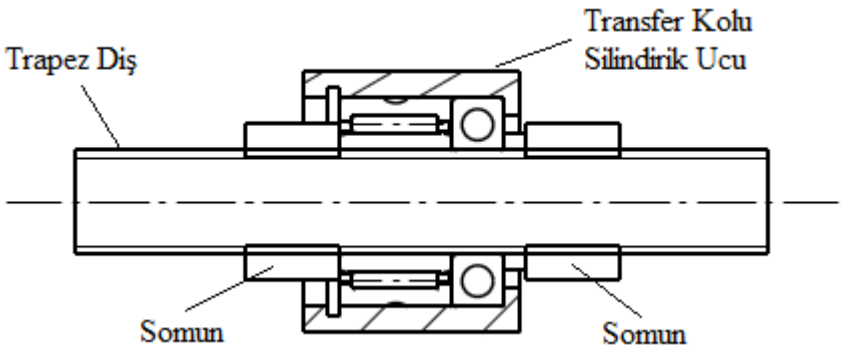


Şekil 5.35 : Mekanizma bloğu üzerinde transfer kolu için açılan kanal.

5.5.1.4 İt-çek milinin transfer koluna göre yeniden boyutlandırılması

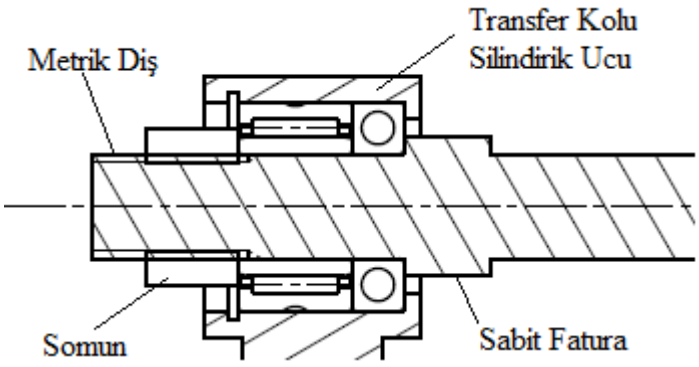
Bölüm 5.1.3'te belirtildiği gibi, başta düz bir mil olarak imal edilen it-çek milinin, transfer kolu tasarlandıktan sonra yeniden boyutlandırılması gerekmiştir. Boyutlandırmada dikkat edilen öncelikli konu, transfer kolu silindir ucunun içinde bulunan rulmanların it-çek mili üzerinde eksenel yönde nasıl sabitleneceği olmuştur. Mekanizmanın motora montajı esnasında, kam profil yüzüğünün pozisyon ayarı için

rulmanların it-çek milini kavradığı noktanın hem hassas ayarlanabilir olması, hem de bir kez ayarlandıktan sonra rijitliğine güvenilebilir olması gerekmektedir. Bunu sağlamak için akla gelen ilk yöntem, milin ucunu trapez dişli şeklinde yapıp, rulmanları önden ve arkadan sıkılan somunlarla mil üzerinde istenen noktaya sabitlemek olmuştur (Şekil 5.36). Ancak 12 mm çapındaki it-çek miline trapez diş açmak sağlıksız olacağından ve kullanılacak somunları özel imal etmek gerekeceğinden, bu yöntem kullanılmamıştır [34].



Şekil 5.36 : Transfer kolunun it-çek mili üzerine iki somun arasında sabitlenmesi.

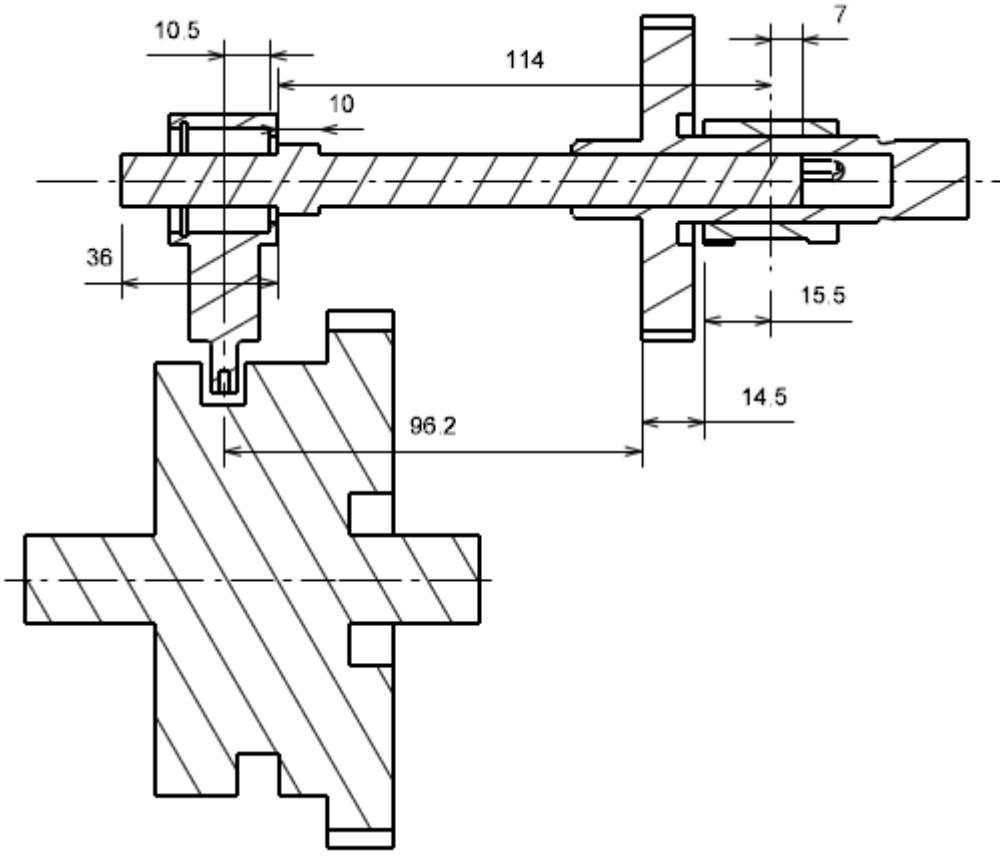
Kullanılan yöntemde, rulmanlar bir taraftan it-çek mili üzerindeki sabit bir faturaya dayandırılmakta, diğer taraftan ise somun sıkılarak sabitlemektir. Milin ucuna somun sıkılması için açılan metrik dişlerin yalnızca az bir kısmı rulmanların altında kaldığından, rulmanlar düz çap üzerine oturmaktadır. Rulmanların mil üzerinde sabitlendiği noktayı hassas ayarlamak için ise arka taraftaki rulmanla fatura arası rondelalarla beslenmektedir (Şekil 5.37).



Şekil 5.37 : Transfer kolunun it-çek mili üzerine fatura ve somun ile sabitlenmesi.

Sabit faturanın it-çek mili üzerindeki konumunu ve it-çek milinin uzunluğunu belirlemek için mekanizmanın basit bir krokisi üzerine ilgili parçalar +X pozisyonunda yerleştirilerek hesaplama yapılmıştır (Şekil 5.38). Montajda

kullanılacak olan conta kalınlıkları hesaba katılmadığından oluşacak boşlukların rondelalarla telafi edilmesi düşünülmüştür. İt-çek mili hakkında ayrıntılı bilgi Şekil A.13'te verilmiştir.



Şekil 5.38 : İt-çek milinin boyutlandırılması için oluşturulan kroki.

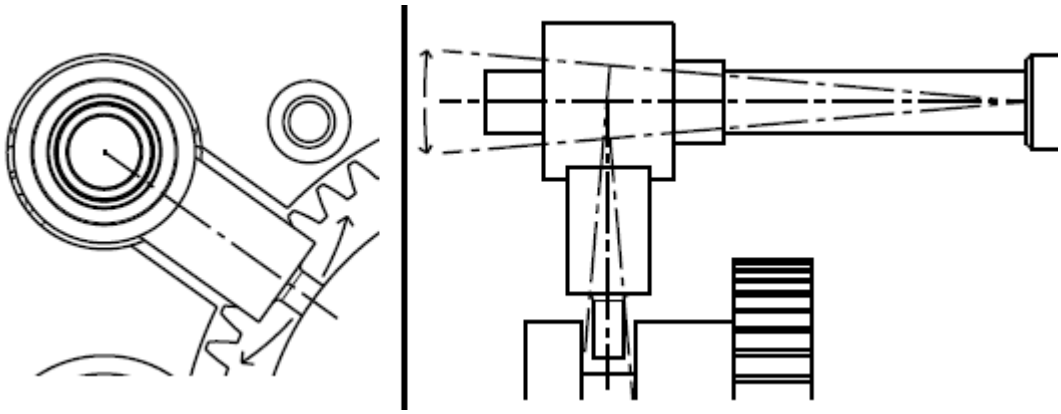
Yeniden tasarlanan it-çek mili, 115CrV3 malzemesinden Şekil 5.39'daki gibi imal edilmiştir. Sabit fatura ile dişler arasında kalan düz kısmın, sökme-takma kolaylığı açısından rulmanların kayarak geçeceği hassasiyette işlenmesine dikkat edilmiştir.



Şekil 5.39 : Yeni tasarlanan it-çek mili.

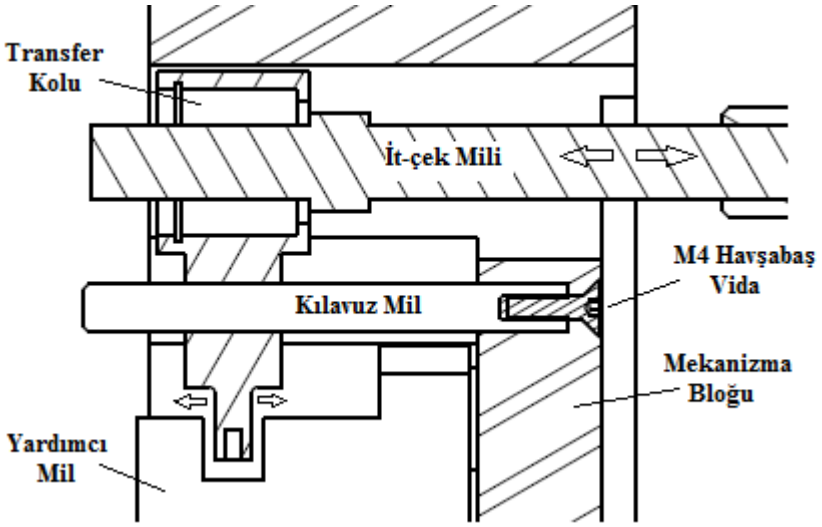
5.5.2 Kılavuz mil

İt-çek milinin rahatça hareket ettirilebilmesi için transfer kolunun yalnızca it-çek mili ekseni doğrultusunda serbestliğe sahip olması gerekmektedir. Ancak transfer kolu it-çek mili üzerine rulmanlarla bağlandığından ve it-çek milinin dışarıda kalan ucu yataklanamadığından, transfer kolu pratikte iki farklı eksen etrafında dönme serbestliğine sahiptir (Şekil 5.40).



Şekil 5.40 : Transfer kolunun dönme serbestlikleri.

Şekil 5.40'ta gösterilen dönme serbestliklerini engellemek amacıyla, transfer kolunun bir mil ile kılavuzlanması gerekmiştir. Yapılan tasarıma göre kılavuz olarak, ekseni it-çek mili ekseni ile yardımcı mil ekseninin bulunduğu düzlem üzerinde bulunan ve it-çek miline paralel olan, 8 mm çapında ve 80 mm boyunda bir mil kullanılmaktadır. Milin bir ucu mekanizma bloğu üzerine açılan bir deliğe tutuk geçerek yataklanmakta ve mil, ucuna açılan M4 dişli deliğe sıkılan bir vida ile sabitlenmektedir. Milin diğer ucu ise mekanizma blok kapağında, kayarak geçtiği bir delikte yataklanmaktadır. Transfer kolu, kare kesitli orta kısmına kılavuz milin kayabileceği hassasiyette açılan bir delik ile kılavuz mil üzerinde kaymaktadır. Şekil 5.41'de, hareket transfer sistemi şematik şekilde gösterilmiştir.



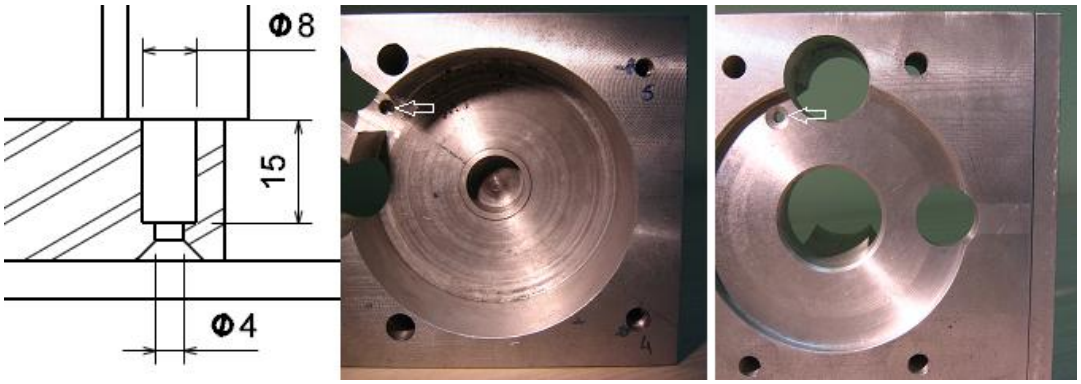
Şekil 5.41 : Hareket transfer sistemi şematik gösterimi.

Sistem için gerekli kılavuz mil, 115CrV3 civa çeliği malzemesinden imal edilmiştir. Transfer kolu ise, üzerine kılavuzlama için açılan delik ile son halini almıştır (Şekil 5.42).



Şekil 5.42 : Transfer kolu ve kılavuz mil.

Klavuz milin mekanizma bloğunda yataklanabilmesi için, transfer kolu kanalının taban düzleminde, Şekil 5.43'te gösterildiği gibi 8 mm çapında ve 15 mm derinliğinde düz bir delik ve mekanizma bloğu arka düzleminden bu deliğe bağlanan bir vida deliği açılmıştır.



Şekil 5.43 : Kılavuz milin yataklanması için mekanizma bloğuna açılan delik.

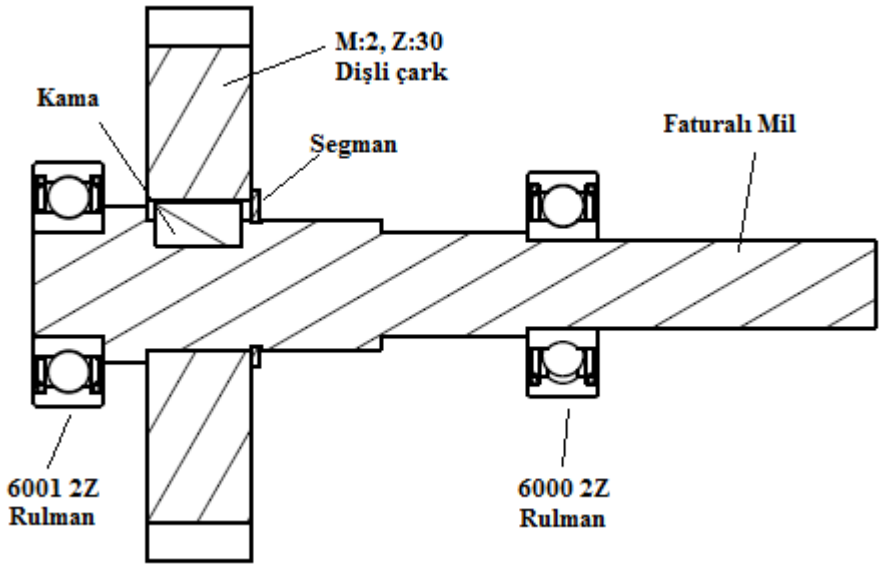
5.6 Enkoder-1 Bağlantı Sistemi

Supap tahrik mekanizmasının kullanılacağı deney motorunun elektronik olarak kontrol edilebilmesi için bir inkremental enkoder yardımıyla pistonun açısal konumunun belirlenmesi ve sinyal olarak kontrol kartına iletilmesi gerekmektedir. Kutlar'ın deneysel çalışması incelendiğinde, bu iş için, bir turda 360 sinyal üreten 1° aralıklı inkremental enkoder kullanıldığı görülmektedir. Ancak söz konusu çalışmada enkoder krank mili ucuna bağlandığından, krank milinin çevrimin hangi ÜÖN'sında olduğunun belirlenmesi için ÜÖN ayırt edici ikinci bir sistem kullanılmıştır. Bu tez çalışması kapsamında, 1440 çözünürlüklü bir enkoderin kullanılması düşünülmüş, ancak ÜÖN ayırt edici bir sisteme gerek kalmaması için enkoder krank miline bağlanmamıştır. Bunun yerine krank milinin yarı hızında dönecek bir mile bağlanarak motorun bir çevriminde (720° KMA) enkoderin bir tur dönmesi tasarlanmıştır. Sistemde, indikatör diyagramı çıkarmaya yarayan COMBI cihazı için ikinci bir inkremental enkoder daha kullanılacağından, elektronik kontrol için kullanılan enkoder 'enkoder-1' olarak adlandırılmıştır.

Krank milinin yarı hızında dönen bir mil olarak öncelikle kam milinden yararlanılması düşünülmüştür. Fakat it-çek milinin eksenel hareketini zorlaştırmamak adına, yeni bir mil tasarlanmasına karar verilmiştir.

Tasarlanan faturalı mil, üzerindeki dişli (modül: 2, diş sayısı: 30) vasıtasıyla, yardımcı mil tahrik pinyonu tarafından tahrik edilmektedir. Dişli, mil üzerine eksenel yönde fatura ve segman ile, açısal olarak da kama ile sabitlenmektedir. Uç ve orta kısmından iki adet sabit bilyalı rulman ile mekanizma bloğuna yataklanan milin diğer ucu, mekanizma blok kapağı içinde esnek bir kaplin ile enkodere bağlanmaktadır. Bu kısım, mekanizma bloğu ile mekanizma blok kapağı arasına konulacak conta

kalınlığını tolere edecek kadar uzun ve enkoder mili ile aynı çapta (10 mm) tasarlanmıştır. Şekil 5.44'te, enkoder 1 bağlantısı için kullanılması tasarlanan faturalı mil ve bazı elemanları gösterilmiştir. Faturalı mil hakkında detaylı bilgi Şekil A.14 ve Şekil A.15'te verilmiştir.



Şekil 5.44 : Enkoder-1 bağlantısı için kullanılması tasarlanan sistem.

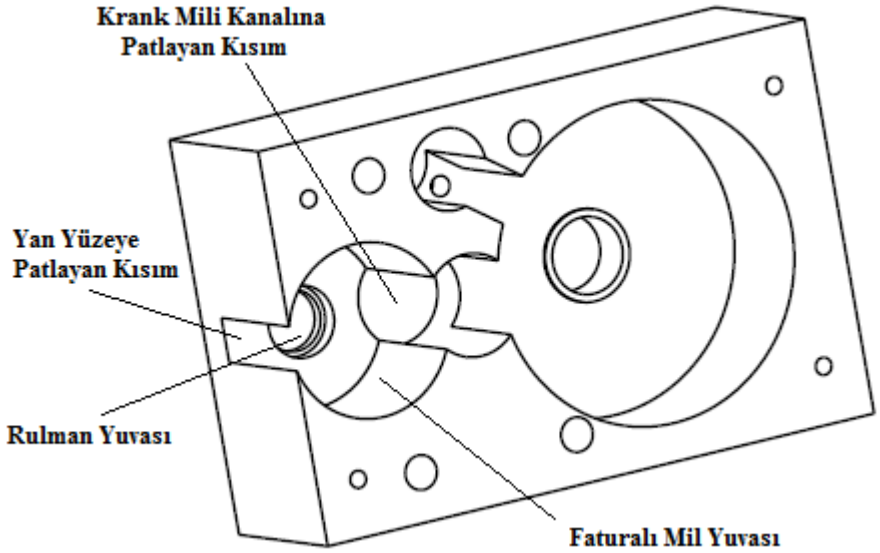
Faturalı mil, 115CrV3 civa çeliği malzemesinden Şekil 5.45'te gösterildiği gibi imal edilmiştir. İmalat sırasında rulmanların ve dişlinin yataklandığı kısımların tutuk geçme hassasiyetinde olmasına dikkat edilmiştir.



Şekil 5.45 : Enkoder-1 bağlantısı için kullanılan faturalı mil ve diğer elemanlar.

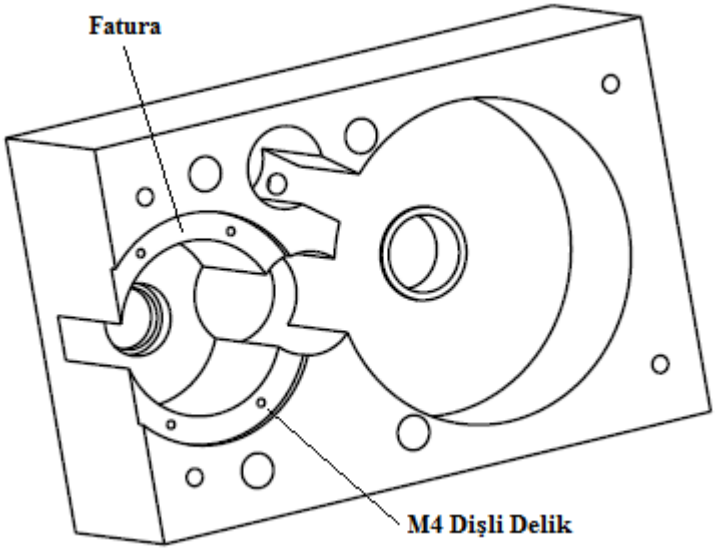
Faturalı milin yataklanacağı ve çalışacağı boşluğu oluşturmak üzere, mekanizma bloğunda krank mili kanalının sol tarafındaki boş kısma faturalı bir kanal açılması tasarlanmıştır. Kanalın 68 mm çaptaki üst kısmı, pinyondan tahrik almak için krank

mili kanalına ve yeterli mesafe olmadığı için bloğun yan yüzeyine patlamıştır. Faturalı milin uç kısmı, kanalın 28 mm çaptaki alt kısmına tutuk geçmiş olan 6001 2Z kodlu rulman ile yataklanırken, dişli çark 68 mm çaptaki üst kısımda krank mili kanalı içindeki pinyonla temas halindedir. Rulman yuvasının alt kısmı bloğun arka yüzüne açılarak rulmanın rahatça sökülebilmesi için gerekli boşluğu oluşturmaktadır. Şekil 5.46'da tasarlanan faturalı mil yuvası gösterilmiştir.

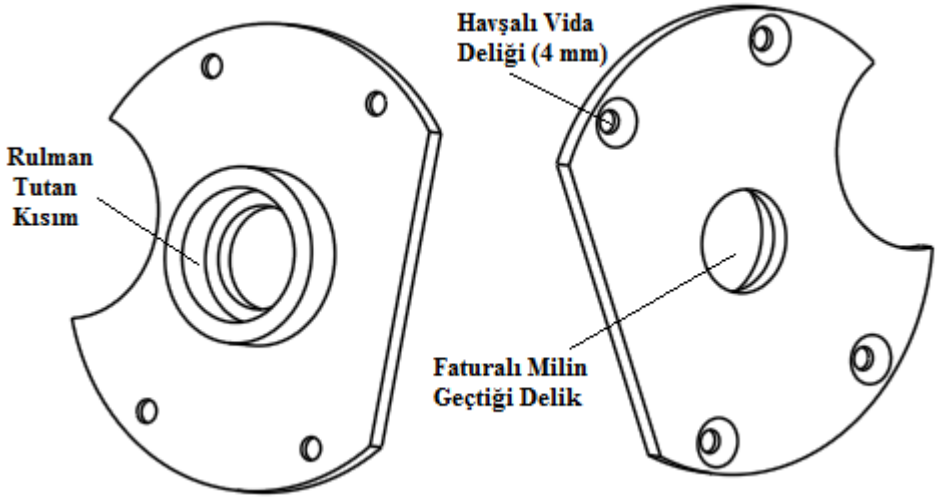


Şekil 5.46 : Mekanizma bloğu üzerine açılması tasarlanan faturalı mil yuvası.

Faturalı mili orta kısmından yataklayan rulmanın mekanizma bloğu üzerinde takılabilmesi için, faturalı mil yuvasına kapak şeklinde takılabilen ve 'rulman tutucu kapak' adı verilen bir parça tasarlanmıştır. Parçanın mekanizma bloğu ön yüzeyine kapanan kısmı, 90 mm çapında ve 4 mm kalınlığında bir disk şeklindedir. Bu nedenle mekanizma bloğuna, faturalı mil yuvasını çevreleyecek şekilde 90 mm çapında ve 4 mm derinliğinde bir fatura ve bağlantı için 4 adet M4 dişli delik açılmıştır (Şekil 5.47). Diskin de üzerine bağlantı için 4 adet 4 mm çapında havşalı vida deliği açılmış, blok yan yüzeyinden dışarı ve krank mili kanalı üzerine taşan kısımları boşaltılmıştır. Diskin merkezi, faturalı milin yataklanmayan ucunun geçebilmesi için boş bırakılmıştır. Şekil 5.48'de, tasarlanan rulman tutucu kapak gösterilmiştir. Tasarım hakkında detaylı bilgi Şekil A.16'da verilmiştir.

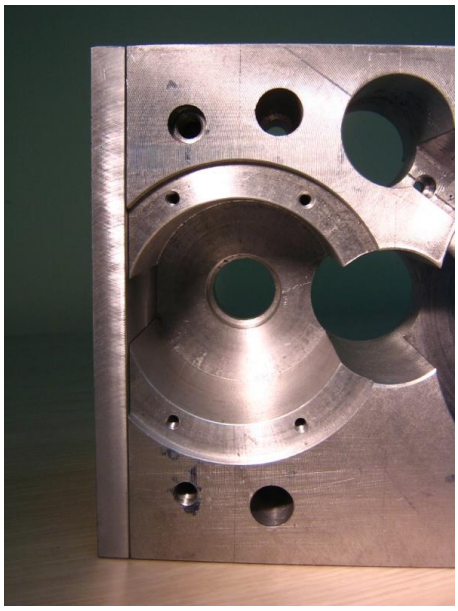


Şekil 5.47 : Rulman tutucu kapak için açılması tasarlanan fatura ve M4 dişli delikler.



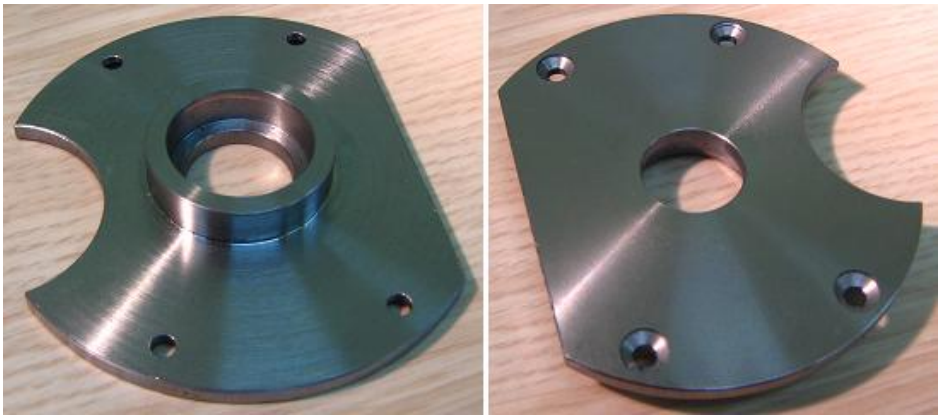
Şekil 5.48 : Tasarlanan rulman tutucu kapağın çeşitli açılardan görünüşü.

Şekil 5.49'da, mekanizma bloğunun, enkoder-1 bağlantı sistemi için üzerinde yapılan değişikliklerden sonraki hali gösterilmiştir. Bloğun yan yüzeyine kapatılan kapak, faturalı mil yuvasının yan yüzeye patlayan kısmını kapatmak için kullanılmıştır. Mekanizma bloğunda enkoder-1 bağlantı sistemi için yapılan değişiklikler detaylı olarak Şekil A.7, Şekil A.8, Şekil A.9 ve Şekil A.10'da verilmiştir.



Şekil 5.49 : Mekanizma bloğununda enkoder-1 bağlantısı için yapılan değişiklikler.

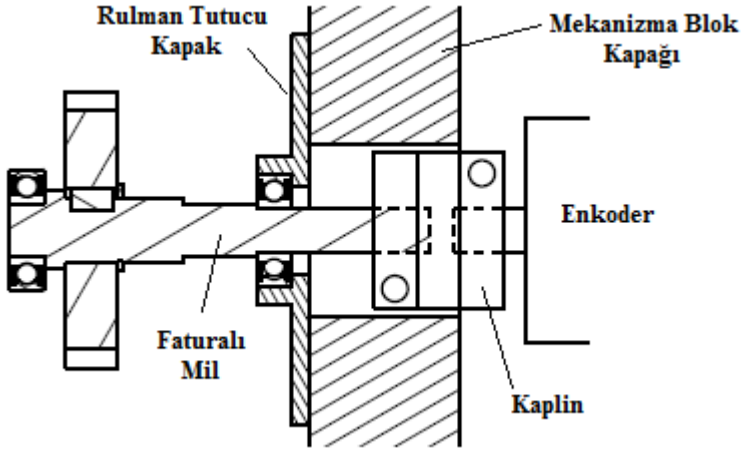
Rulman tutucu kapak, Şekil 5.50'de gösterildiği gibi, tasarıma uygun şekilde imalat çeliğinden imal edilmiştir.



Şekil 5.50 : Rulman tutucu kapak.

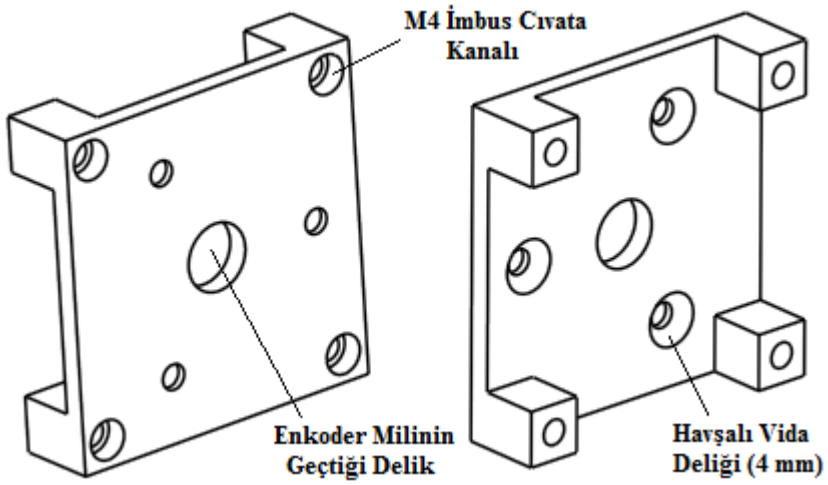
Sistemde kullanılacak olan inkremental enkoderin mekanizmaya bağlantısı da ayrıca düşünülmüştür. Sistemin yapısı itibariyle, enkoderin mekanizma blok kapağı üzerine takılması gerekmektedir. Ancak bu aşamada mekanizma blok kapağı henüz tasarlanmadığından, kapak kalınlığının minimum 35 mm olacağı varsayılarak tasarım yapılmıştır. Tasarıma göre, faturalı mil ile enkoder milini birbirine bağlayan 36 mm çapındaki ve 30 mm boyundaki kaplin, faturalı milin mekanizma blok kapağı içinde kalan ucuna, yaklaşık üçte ikilik bir kısmı kapak içinde kalacak şekilde takılmaktadır. Bu şekilde kaplinin bir kısmı kapak dışına taşırılarak, enkoder milinin kapline bağlantı kolaylığı sağlanmaktadır. Şekil 5.51'de, faturalı mil ile enkoder mili

için tasarlanan kaplin bağlantısı gösterilmiştir. Bağlantı hakkında detaylı bilgi Şekil A.17'de verilmiştir.



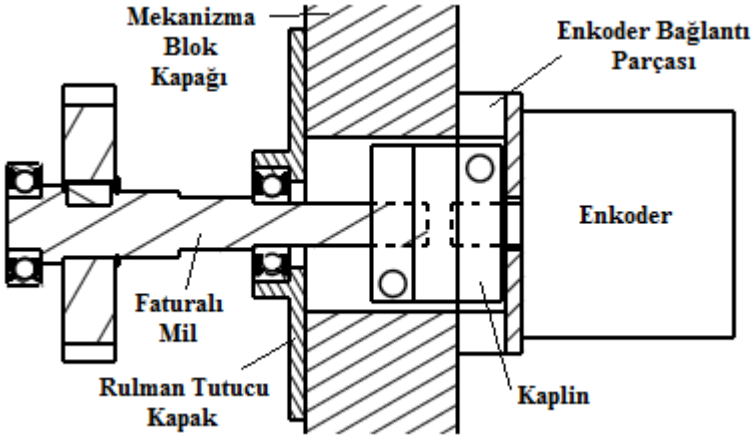
Şekil 5.51 : Faturalı mil ile enkoder mili için tasarlanan kaplin bağlantısı.

Şekilden de anlaşıldığı gibi, enkoderin mekanizma blok kapağına bağlanabilmesi için enkoderi kapak yüzeyinden yaklaşık 15 mm ötede tutabilecek ve aynı zamanda kaplin ayar vidasını sıkmaya müsaade edecek bir bağlantı parçası tasarlanması gerekmiştir. Bu doğrultuda, Şekil 5.52'de gösterilen enkoder-1 bağlantı parçası tasarlanmıştır. Parça, kabaca bir masa şeklindedir. Merkezinde enkoder milinin geçebileceği çapta bir delik ve 21 mm yarıçaplı bölüm dairesi üzerinde enkodere bağlantı için 120° aralıklı 3 adet 4 mm çapında havşalı vida deliği bulunmaktadır. Ayrıca mekanizma blok kapağına bağlantı için köşelerinde M4 imbus cıvata kanalları açılmıştır. Enkoder-1 bağlantı parçası için detaylı bilgi Şekil A.18'de verilmiştir.



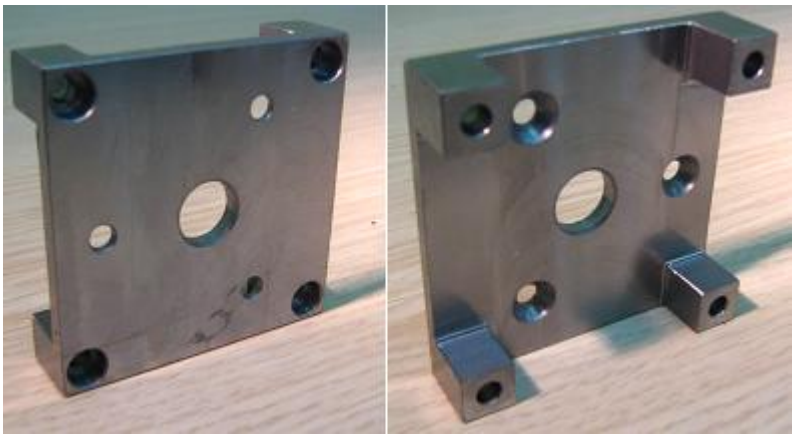
Şekil 5.52 : Tasarlanan enkoder-1 bağlantı parçasının çeşitli açılardan görünüşü.

Şekil 5.53'te, enkoder-1 bağlantı parçası kullanılarak gerçekleştirilmesi tasarlanan faturalı mil ile enkoder bağlantısı gösterilmiştir.



Şekil 5.53 : Enkoder-1 bağlantı parçasının kullanımı.

Enkoder-1 bağlantı parçası, Şekil 5.54'te gösterildiği gibi tasarıma uygun şekilde imal edilmiştir.



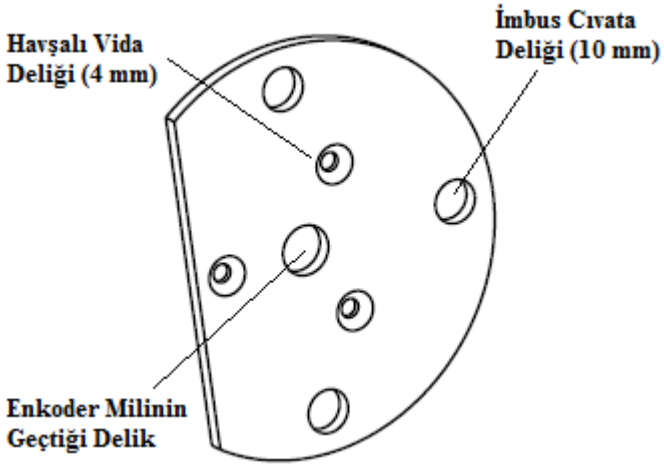
Şekil 5.54 : Enkoder-1 bağlantı parçası.

5.7 Enkoder-2 Bağlantı Sistemi

Enkoder-2 bağlantı sistemi, indikatör diyagramı çıkarmaya yarayan COMBI cihazının veri aldığı inkremental enkoderin motora bağlantısı için tasarlanmıştır. Cihazda kullanılan yazılım gereği, enkoderin direkt krank miline bağlanması gerekmektedir. Deney motorunun volan tarafındaki krank mili ucu deney sırasında frene bağlanacağından, bunun için tek uygun yer mekanizma bloğu içinde kalan krank mili ucudur.

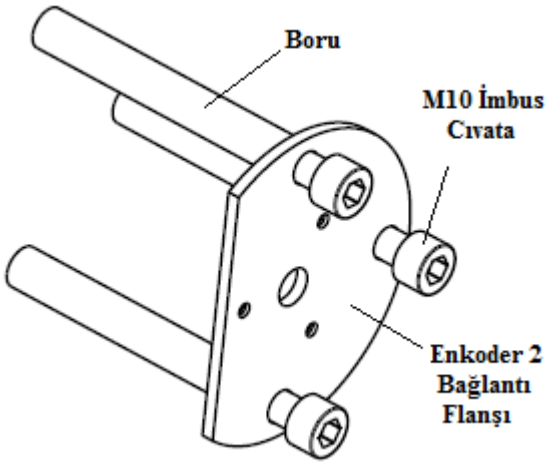
Enkoder-2'nin mekanizma bloğu içinde bulunan krank mili ucuna bağlanabilmesi için tıpkı enkoder-1 gibi mekanizma blok kapağı üzerine monte edilmesi gerekmektedtir. Ancak 58 mm çaptaki enkoder-1 ile 52 mm çaptaki enkoder-2'nin çalışacakları eksenler arası mesafe 45 mm olduğundan yanyana monte edilmeleri mümkün olmamıştır. Bu sebeple enkoder-2, tasarlanan sistemde mekanizma blok kapağından dışarı ötelenmiştir.

Bağlantı için öncelikle enkoder-2 bağlantı flanşı tasarlanmıştır. Parça, 100 mm çapında ve 4 mm kalınlığında bir disk şeklindedir. Merkezinde enkoder mili için 12 mm çapında bir delik ve enkoder bağlantısı için yarıçapı 21 mm olan bölüm dairesi üzerinde 120° aralıkla 3 adet 4 mm çapında havşalı vida deliği bulunmaktadır. Ayrıca yarıçapı 40 mm olan bölüm dairesi üzerinde, mekanizma blok kapağına cıvata ile bağlantı için 90° aralıkla 3 adet 10 mm çapında delik açılmıştır. Flanşın enkoder 1 tarafında kalan kısmı, enkoder 1 kablo bağlantısına engel olmaması için bir miktar boşaltılmıştır. Şekil 5.55'te, tasarlanan enkoder-2 bağlantı flanşı gösterilmiştir. Flanş hakkında detaylı bilgi Şekil A.19'da verilmiştir.



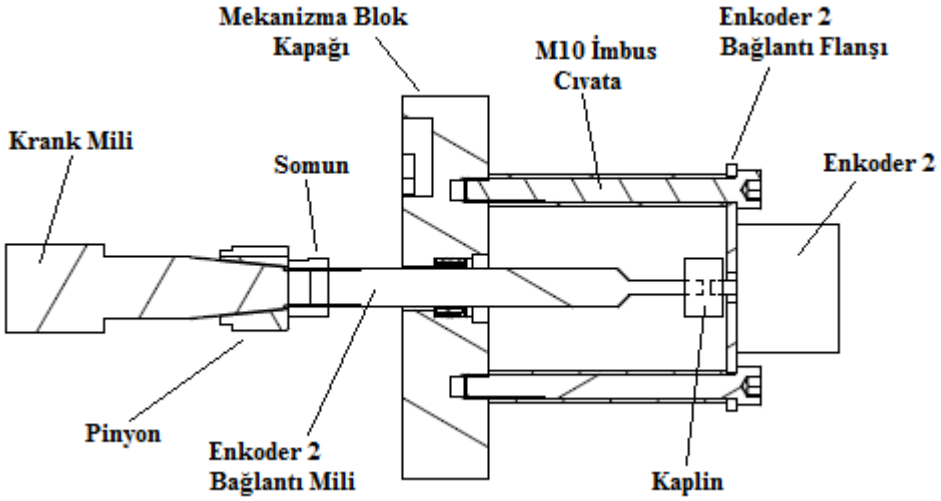
Şekil 5.55 : Enkoder-2 bağlantı flanşı.

Flanşın mekanizma blok kapağına bağlantısı için 110 mm boyunda 3 adet M10 imbus cıvata kullanılmaktadır. Civatalar, flanş ile mekanizma blok kapağı arasına yerleştirilen 97 mm boyundaki 3 adet borunun içinden geçerek sıkılmakta, böylece flanşın kapak düzlemine göre paralelliği sağlanmış olmaktadır. Şekil 5.56'da, enkoder-2 bağlantı flanşının bağlanma şekli gösterilmiştir.



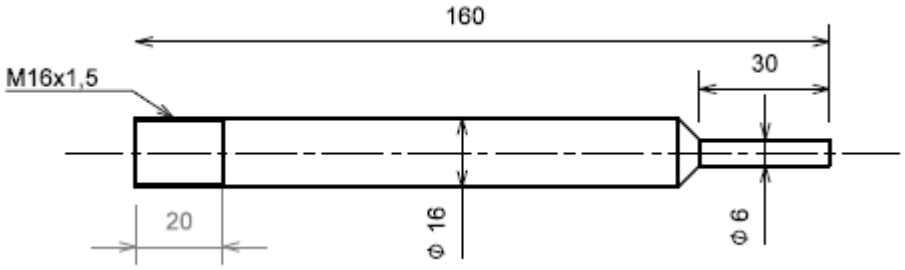
Şekil 5.56 : Enkoder-2 bağlantı flanşı bağlanma şekli.

Enkoder mili ile krank mili bağlantısının sağlanması için, krank milinin ucuna eklenen bir mil tasarlanmıştır. 'Enkoder-2 bağlantı mili' adı verilen mil, yardımcı mil tahrik pinyonunu krank milinin üzerine sabitleyen somun ile krank miline bağlanmakta, mekanizma blok kapağının içinden geçerek enkoder milinin ucuna kadar uzanmaktadır. Milin krank miline bağlanan tarafı 16 mm çaptadır ve üzerine M16x1.5 diş açılmıştır. Mekanizma blok kapağının dışında çap 6 mm'ye düşerek enkoder miline uyum sağlamaktadır. Enkoder-2 bağlantı milinin boyutlandırılabilmesi için mekanizmanın ilgili diğer elemanları Şekil 5.57'deki gibi bir araya getirilmiştir.



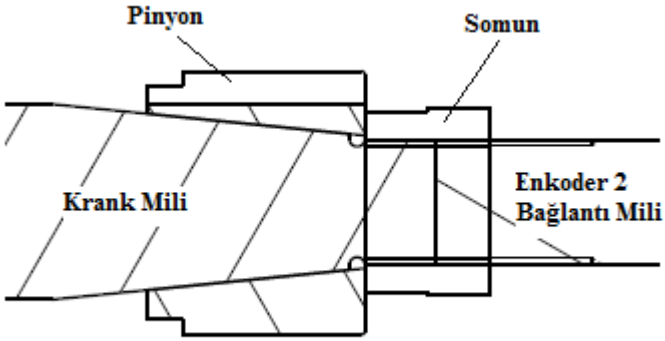
Şekil 5.57 : Enkoder-2 bağlantı sistemi.

Krank mili ve enkoderin birbirine göre konumları ve kaplin uzunluğu göz önünde bulundurularak enkoder-2 bağlantı mili Şekil 5.58'deki gibi boyutlandırılmıştır. Enkoder-2 bağlantı sistemi hakkında detaylı bilgi Şekil A.20'de verilmiştir.



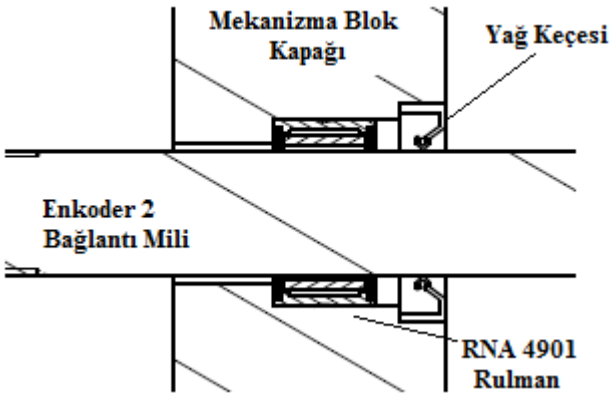
Şekil 5.58 : Enkoder-2 bağlantı mili.

Enkoder-2 bağlantı mili ile krank milini birbirine bağlamak için 18,5 mm uzunluğunda, M16x1,5 somun kullanılmıştır. Somunun bir tarafı faturalı hale getirilerek yardımcı mil dişlisine çarpması engellenmiştir (Şekil 5.59).



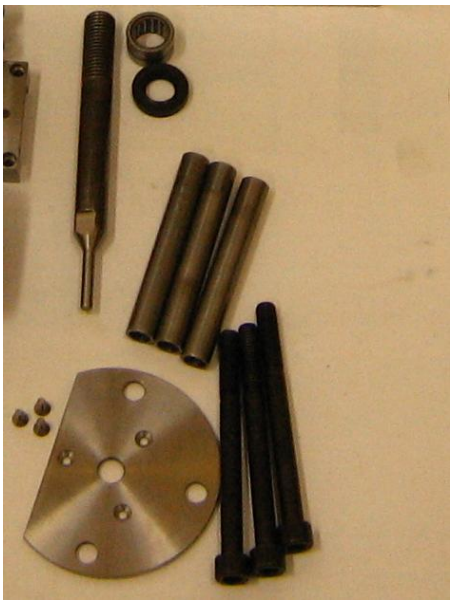
Şekil 5.59 : Krank mili ile enkoder-2 bağlantı milinin somun ile bağlanması.

Enkoder-2 bağlantı mili, mekanizma blok kapağının içinden geçtiği kısımda RNA 4901 kodlu iğneli rulmanla yataklanmıştır. Ayrıca, rulman kanalının girişine yerleştirilen bir yağ keçesi ile blok içinde bulunan yağın dışarı sızması engellenmiştir (Şekil 5.60).



Şekil 5.60 : Enkoder-2 bağlantı milinin mekanizma blok kapağı içinde yataklanması.

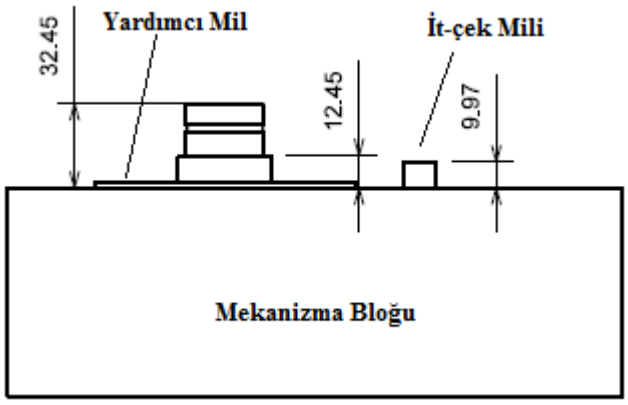
Enkoder-2 bağlantı sistemi için tasarlanan enkoder-2 bağlantı flanşı imalat çeliğinden, enkoder-2 bağlantı mili ise 115CrV3 civa çeliğinden tasarıma uygun şekilde imal edilmiştir. Şekil 5.61'de, bu parçalar ve sistemde kullanılan diğer elemanlar gösterilmiştir.



Şekil 5.61 : Enkoder-2 bağlantı sistemi elemanları.

5.8 Mekanizma Blok Kapağı

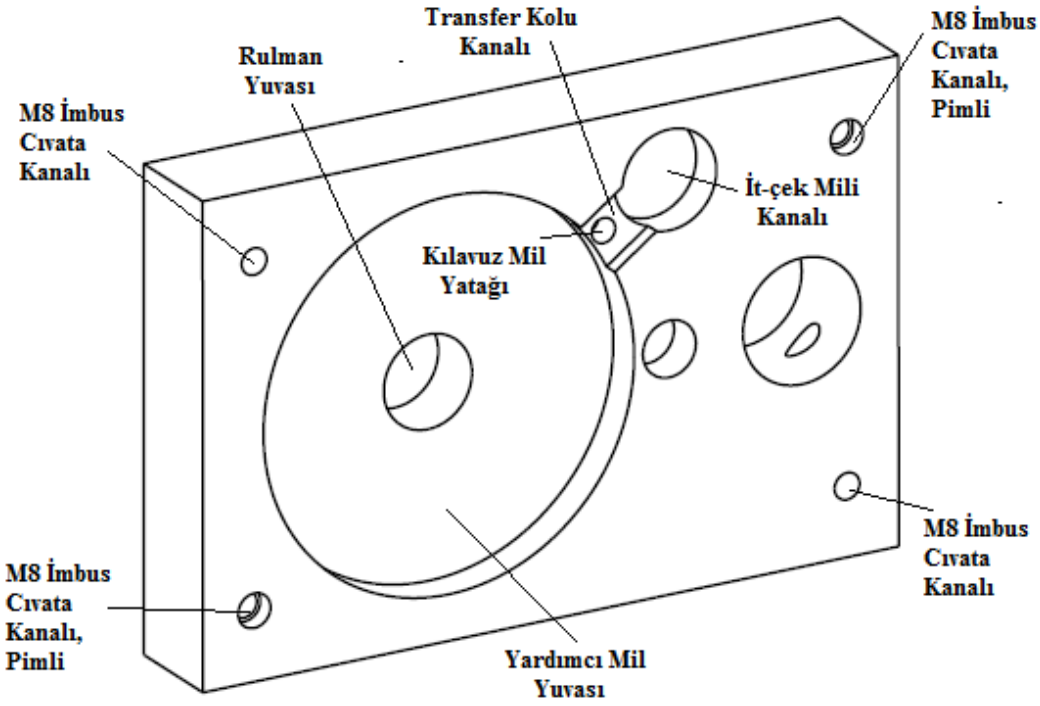
Mekanizma bloğu içinde ve üzerinde çalışacak tüm sistemler tasarlandıktan sonra mekanizma blok kapağının tasarımına geçilmiştir. Tasarım için öncelikle yardımcı milin mekanizma bloğundan taşma yüksekliğine bakılmıştır. Bu amaçla oluşturulan teknik resimde, yardımcı mil ucunun mekanizma bloğu ön yüzeyinden 32,45 mm dışarı taştığı belirlenmiş ve kapak kalınlığı 35 mm seçilmiştir (Şekil 5.62). Kapağın diğer iki boyutu mekanizma bloğuyla tam örtüşecek şekilde 156 mm ve 236 mm seçilmiştir.



Şekil 5.62 : Yardımcı milin mekanizma bloğundan taşma miktarının belirlenmesi.

Mekanizma blok kapağının iç yüzeyi şu şekilde tasarlanmıştır:

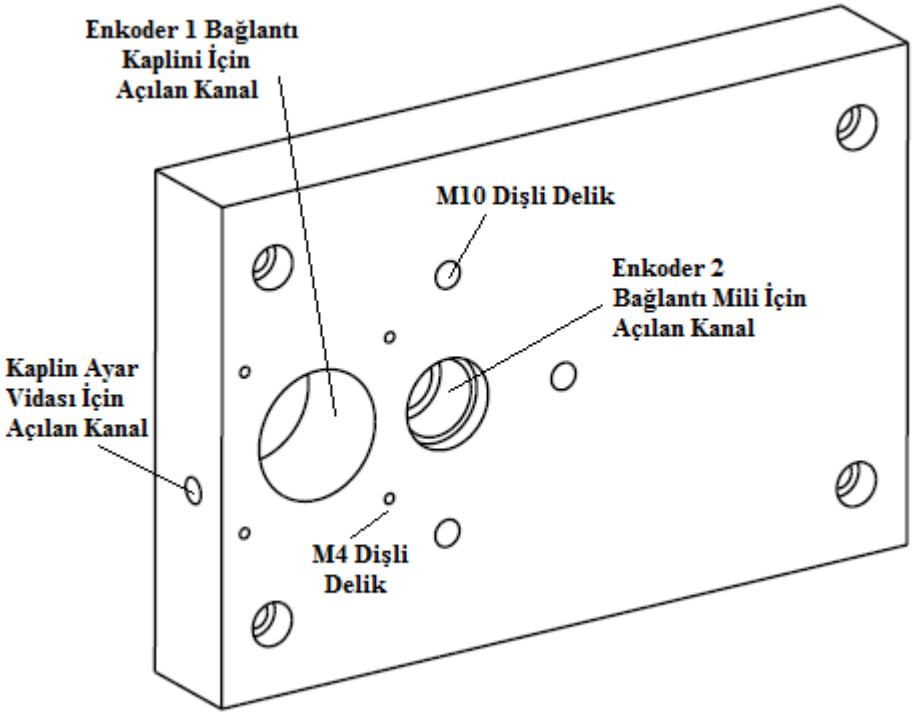
- Mekanizma blok kapağının iç yüzeyine öncelikle yardımcı mil yuvası açılmıştır. Yardımcı mili yataklayacak olan rulmanın oturma yüzeyi, mekanizma bloğunun ön yüzeyinden 12,45 mm taştığından, yuvanın derinliği bu ölçüde yapılmıştır.
- Yardımcı mil yuvasının merkezine 30 mm çapta ve 20 mm derinlikte rulman yuvası açılmıştır.
- Hareketi esnasında mekanizma bloğundan maksimum 9,97 mm dışarı çıkan it-çek mili için, kapağa 12 mm derinliğinde it-çek mili kanalı açılmıştır.
- Transfer kolu tamamen mekanizma bloğu içinde çalıştığı halde transfer kolu kanalı kapağa 5 mm derinliğinde açılmış ve içine kılavuz milin yataklanması için 8 mm çapında bir delik delinmiştir.
- Mekanizma blok kapağının köşelerine, mekanizma bloğuna bağlantı için M8 imbus cıvataya uygun 4 adet delik açılmış, bunlardan çapraz iki tanesine merkezleme pimi kullanılması için kapak iç yüzeyinden fatura yapılmıştır. Şekil 5.63'te tasarlanan mekanizma blok kapağının iç yüzeyi gösterilmiştir.



Şekil 5.63 : Tasarlanan mekanizma blok kapağının iç yüzeyi.

Mekanizma blok kapağının dış yüzeyi şu şekilde tasarlanmıştır:

- Enkoder 1 bağlantı sisteminde kullanılan kaplin için kapağa faturalı mil ekseninde, 40 mm çapında delik açılmıştır. Kaplinin bu delik içinde kalan ayar vidasının sıkılabilmesi için ayrıca mekanizma bloğunun yanından bu delikle birleşen 8 mm çapında bir başka delik açılmıştır.
- 40 mm çapındaki deliğin çevresine enkoder 1 bağlantı parçasının takılabilmesi için 4 adet M4 delik delinmiştir.
- Enkoder 2 bağlantı mili için kapağa krank mili ekseninde rulman ve yağ keçesinin takılabileceği faturalı bir delik açılmıştır.
- Enkoder 2 bağlantı flaşını kapağın dış yüzeyine bağlayan cıvatalar için krank mili ekseninden 40 mm yarıçaplı bölüm dairesi üzerine 90° aralıklı 3 adet M10 delik delinmiştir. Şekil 5.64'te tasarlanan mekanizma blok kapağının dış yüzeyi gösterilmiştir. Mekanizma blok kapağı hakkında detaylı bilgi Şekil A.21 ve Şekil A.22'de verilmiştir.

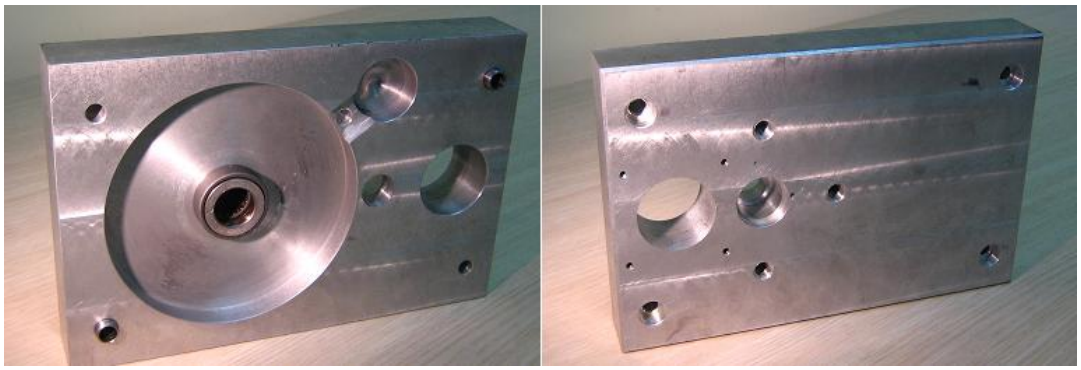


Şekil 5.64 : Tasarlanan mekanizma blok kapağının dış yüzeyi.

Mekanizma blok kapağı, motor bloğunda da kullanılan alüminyum malzemeden dökülen bir kütüğün 156 x 236 x 35 mm ebatlarında işlenmesiyle ana hatlarına ulaşmıştır. Kapak üzerine delikler ve kanallar açılmadan önce DEA Global ölçüm cihazında mekanizma bloğunun boyut analizi yapılarak tüm kanal koordinatları dökümante edilmiştir (Şekil 5.65). Elde edilen koordinatlara göre mekanizma blok kapağı işlenmiş ve son halini almıştır (Şekil 5.66)



Şekil 5.65 : DEA Global ölçüm cihazı ile mekanizma bloğunun boyut analizi.



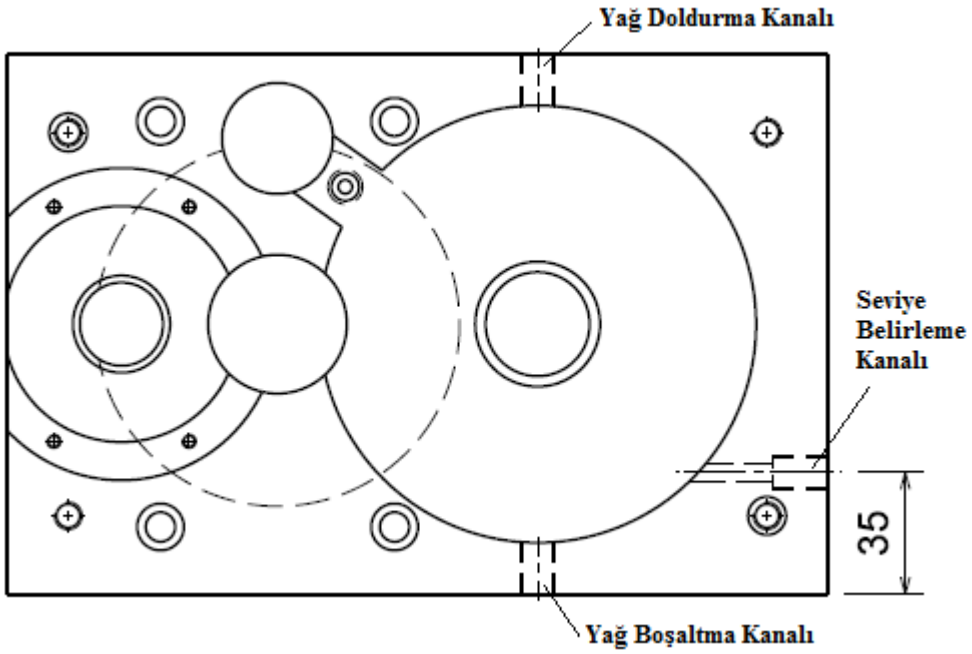
Şekil 5.66 : Mekanizma blok kapağı.

5.9 Yağlama Sistemi

Mekanizma bloğu içinde çalışan parçaların sürtünme sonucu ısınmasının ve aşınmasının engellenmesi için sürekli olarak yağlanması gerekmektedir. Blok, motorun dışına monte edildiğinden, sistemin yağlanma işleminin motor yağlama sistemine dahil edilmesi mümkün olmamıştır. Bu nedenle, mekanizma bloğunun yağ sızdırmaz hale getirilip yağlama işlemini kendi içinde halletmesi tasarlanmıştır.

Tasarıma göre, montajı tamamlanmış olan bloğa belirli bir miktarda doldurulan motor yağı, bloğun en alt noktası olan yardımcı mil yuvası tabanına birikecektir. Burada yardımcı mil dişlisiyle ve kam profil kanalı açılan silindirik yüzeyle temas halinde olan yağ, çalışan dişliler vasıtasıyla bloğun diğer kanallarına kadar iletilecek ve tüm hareketli aksam yağlanmış olacaktır. Tasarlanan bu yağlama işlemi için mekanizma bloğunda birtakım işlemler yapmak gerekmiştir.

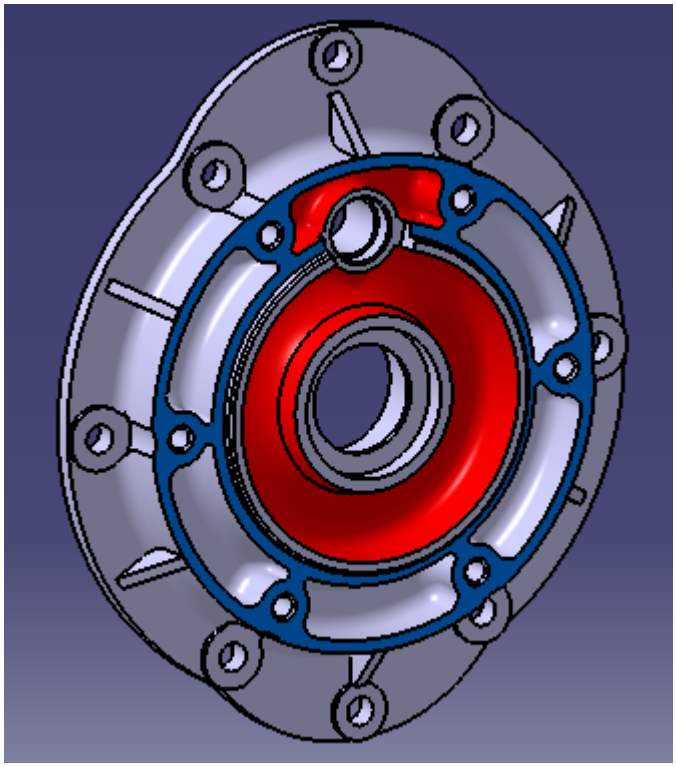
Blokta yağı muhafaza edecek olan yardımcı mil yuvasının tepe noktasına ve taban noktasına yağ doldurma ve boşaltma işlemleri için birer adet delik açılmıştır. Ayrıca, yardımcı mil yuvasının taban noktasından yaklaşık 20 mm yükseklikte blok yan yüzeyine açılan bir seviye deliği ile, yağ seviyesinin kam profil kanalı içinde kalması sağlanmıştır. Yapılan hesaplarda yardımcı mil yuvası tabanına, seviye kanalına kadar doldurulan yağın yaklaşık 72 cm^3 hacme sahip olacağı belirlenmiştir. Açılan deliklere tapa ve nipel takılabilmesi için Whitworth 28 boru dişi çekilmiştir (Şekil 5.67).



Şekil 5.67 : Mekanizma bloğuna yağlama işlemi için açılan kanallar.

Mekanizma bloğu, Şekil 5.68'de motor kapağının mavi renkle gösterilen yüzeyine sızdırmaz bir conta ile bağlanacağından, motor kapağının şekilde kırmızı renkle gösterilen hacmi de mekanizma bloğunun iç hacmine dahil olmaktadır. Mekanizmanın çalışması sırasında bu hacme maksimum 26 cm^3 yağ kaçabileceği

hesaplanmıştır. Ancak kaçan yağın yardımcı mil yuvasındaki yağ seviyesini fazla düşürmesi beklenmediğinden herhangi bir önlem almaya gerek duyulmamıştır [35].



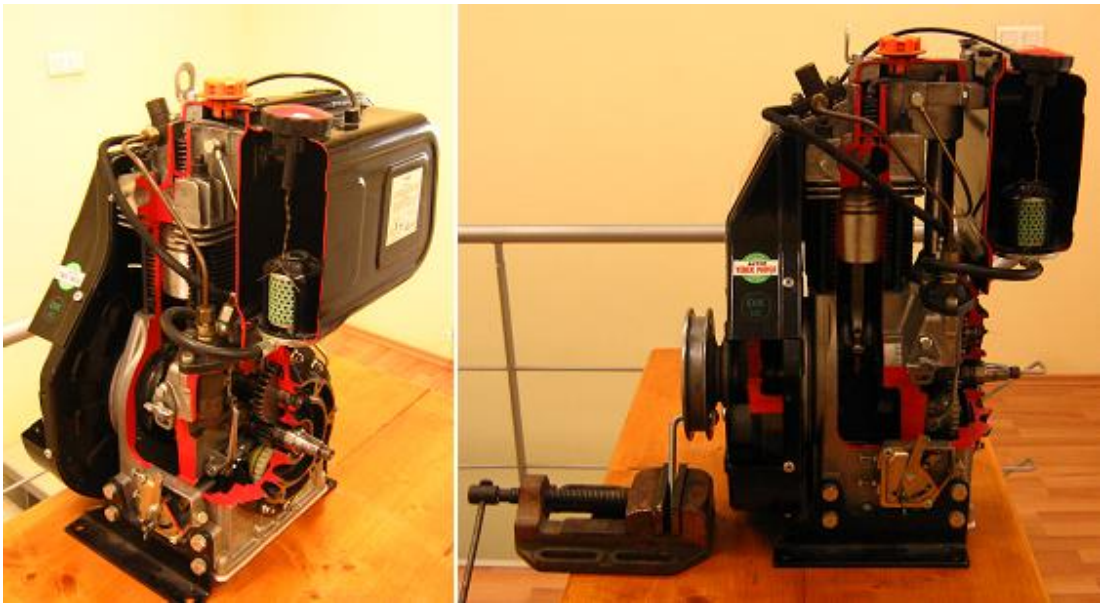
Şekil 5.68 : Motor kapağının mekanizma bloğuna katılan hacmi.

6. İMAL EDİLEN İKİNCİ NESİL PROFİL KONTROLLÜ KAM MİLİ VE SUPAP TAHRİK MEKANİZMASININ MOTORA ADAPTE EDİLMESİ

İmalatı tamamlanan supap tahrik mekanizması deney motoruna monte edilmeden önce, mekanizmaya ait parçaların uyum içinde çalışıp çalışmadığının anlaşılması ve sente ayarının denenmesi için eğitim amaçlı bir kesit motora monte edilmiştir. Söz konusu kesit motor, motor hacmi dışında diğer tüm geometrik özellikleri 3LD450 model motor ile aynı olan ve Anadolu Motor A.Ş. tarafından üretilen 3LD510 model motordur (Şekil 6.1). Bu bölümde mekanizmanın montaj aşamalarından ve montaj sırasında karşılaşılan problemlerin çözümünden bahsedilmiştir.

6.1 Motorun Montaja Hazır Hale Getirilmesi

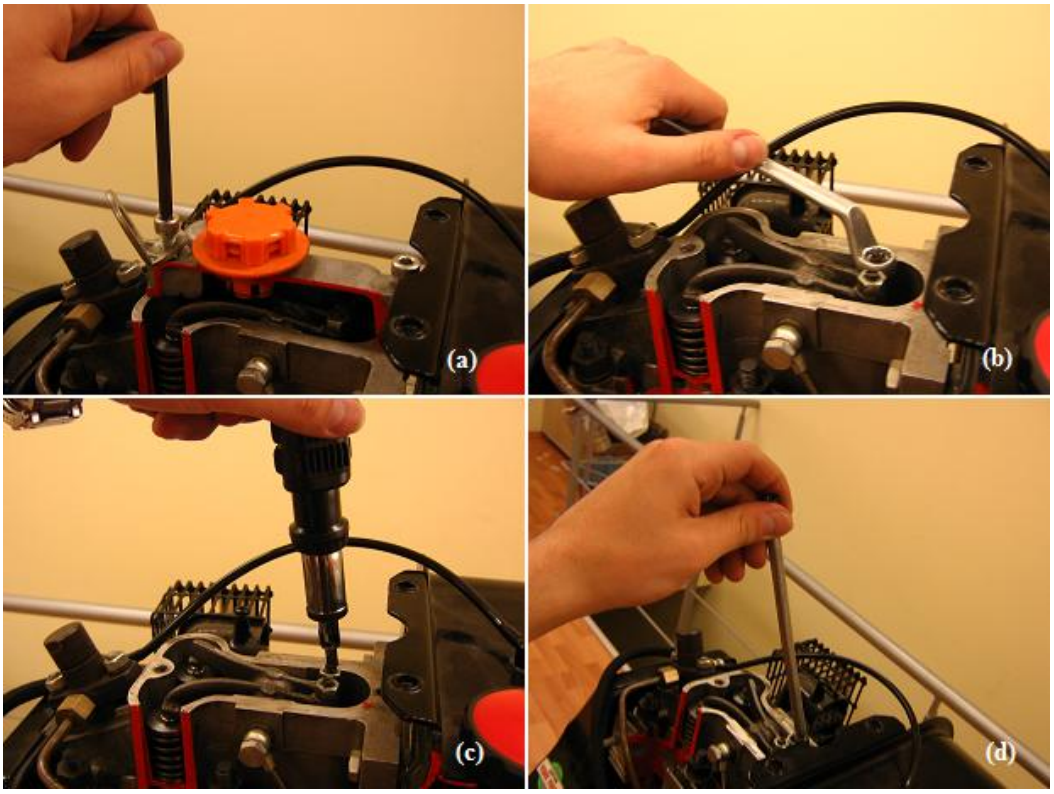
Mekanizmanın montajına başlanmadan önce bazı parçaların motordan sökülmesi gerekmektedir. Sökme öncesinde piston sıkıştırma başlangıcındaki ÜÖN konumuna getirilmiş ve krank mili bu pozisyonda sabitlenmiştir (Şekil 6.1) [36].



Şekil 6.1 : 3LD510 model kesit motorun krank milinin sabitlenmesi.

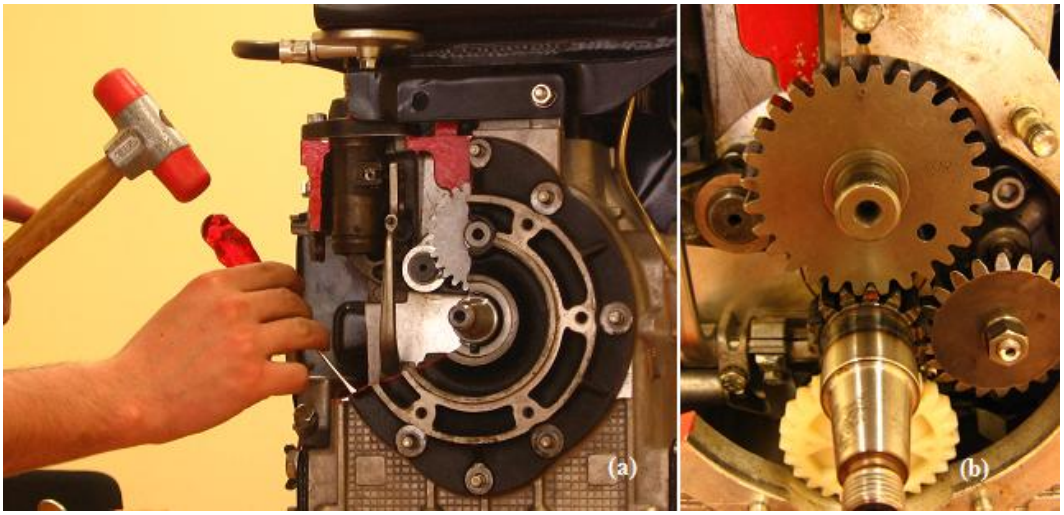
Silindir kafası üzerinde külbütörleri muhafaza eden kapak açılarak külbütör uçlarına küresel mafsalla bağlanmış olan itici çubukların ayar somunları gevşetilmiş ve

çubuklar yuvalarından alınmıştır. Emme ve egzoz külbütörlerini tahrik eden itici çubuklar farklı uzunlukta olduğundan, çubukların her biri işaretlenmiştir (Şekil 6.2).



Şekil 6.2 : İtici çubukların çıkarılması.

Kam milinin yataklandığı motor kapağı yerinden sökülmüştür. Bu sırada kam mili tahrik çarkı üzerinde bulunan nokta şeklindeki işaretin 'saat 12' pozisyonunda durduğuna dikkat edilmiştir (Şekil 6.3).



Şekil 6.3 : Motor kapağının sökülmesi.

Motorun orijinal kam mili ve itici kadehleri yerlerinden alınarak motor mekanizmanın montajına hazır hale getirilmiştir (Şekil 6.4).

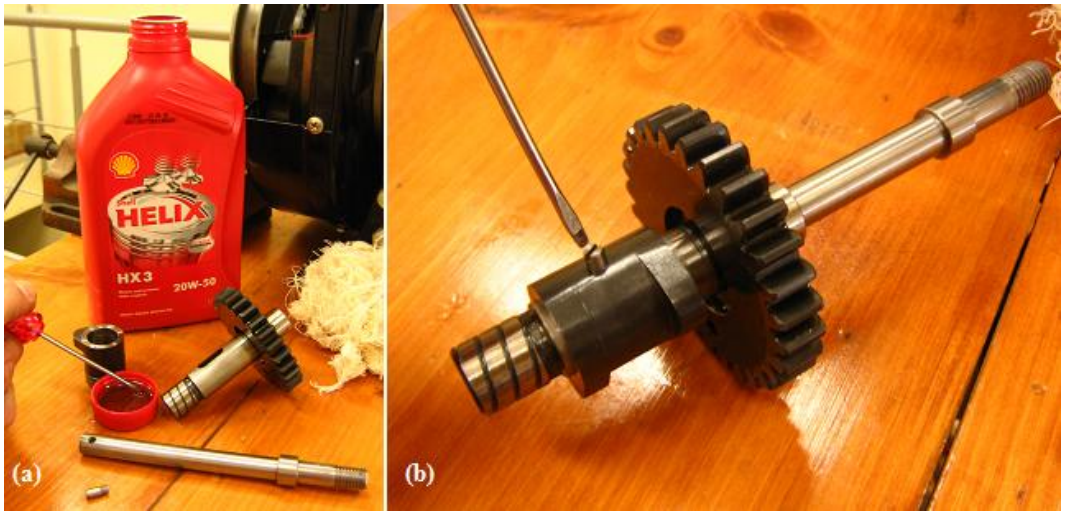


Şekil 6.4 : Orijinal kam mili ve itici kadehlerin yerinden çıkarılması.

6.2 Kam Mili Grubunun Toplanması

Kam mili grubunun parçaları bir araya getirilmeden önce her bir parça motorda kullanılan 20W-50 madeni yağ ile yağlanmıştır. (Karşılaşılan bazı problemlerden dolayı 20W-50 yerine 10W-40 madeni yağ kullanılmasına karar verilmiştir. Ayrıntılı bilgi Bölüm 6.7.2'de verilmiştir).

Kam mili tabanının dış yüzeyine geçirilen B tipi kam profil yüzüğü ile iç kanalına geçirilen it-çek mili özel imal edilmiş setskur ile birleştirilmiştir (Şekil 6.5). (Karşılaşılan bazı problemlerden dolayı özel imal edilmiş setskur yerine standart setskur kullanılmasına karar verilmiştir. Ayrıntılı bilgi Bölüm 6.7.2'de verilmiştir).

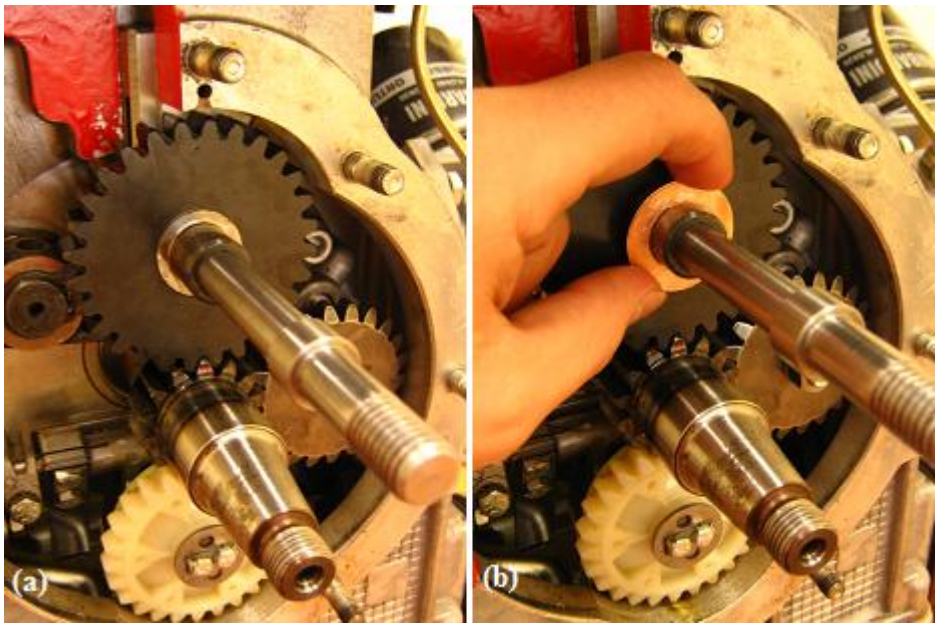


Şekil 6.5 : Kam mili grubunun toplanması.

6.3 Motor İçinde Çalışan Parçaların Montajı

B tipi itici kadehler yataklarına yerleştirildikten sonra, toplanan kam mili grubu, orijinal kam milinde olduğu gibi nokta şeklindeki işaret ‘saat 12’ konumunda olacak şekilde yerine takılmıştır (Şekil 6.6).

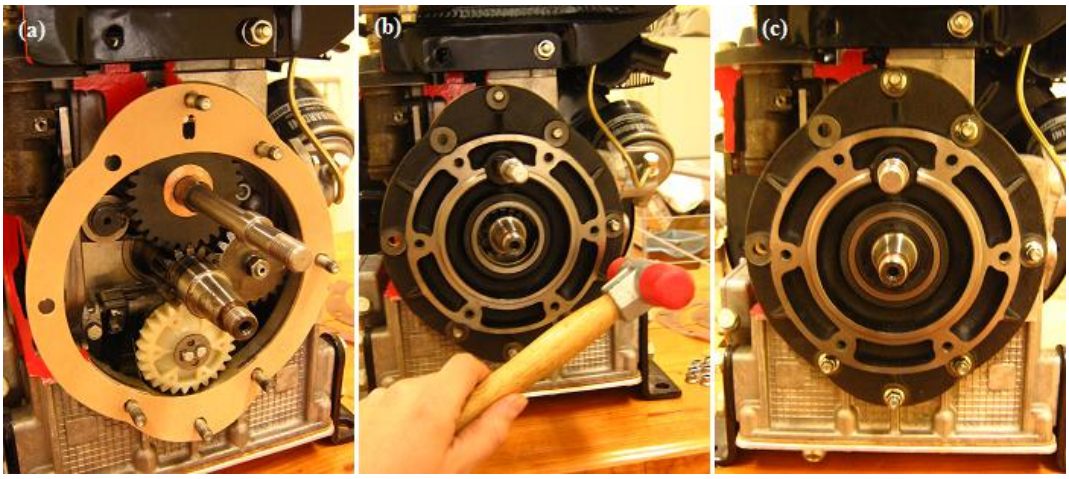
Orijinal kam mili motor bloğu içinde çalışırken eksenel yönde boşluk bulunduğundan, Bölüm 4.3.1.1’de bahsedilen çalışma pozisyonlarının bu boşluktan etkilenmemesi için kam mili tabanının motor kapağında yataklanan ucuna 0,3 mm kalınlığında bakır rondela yerleştirilmiştir (Şekil 6.6).



Şekil 6.6 : Kam mili grubunun motora monte edilmesi.

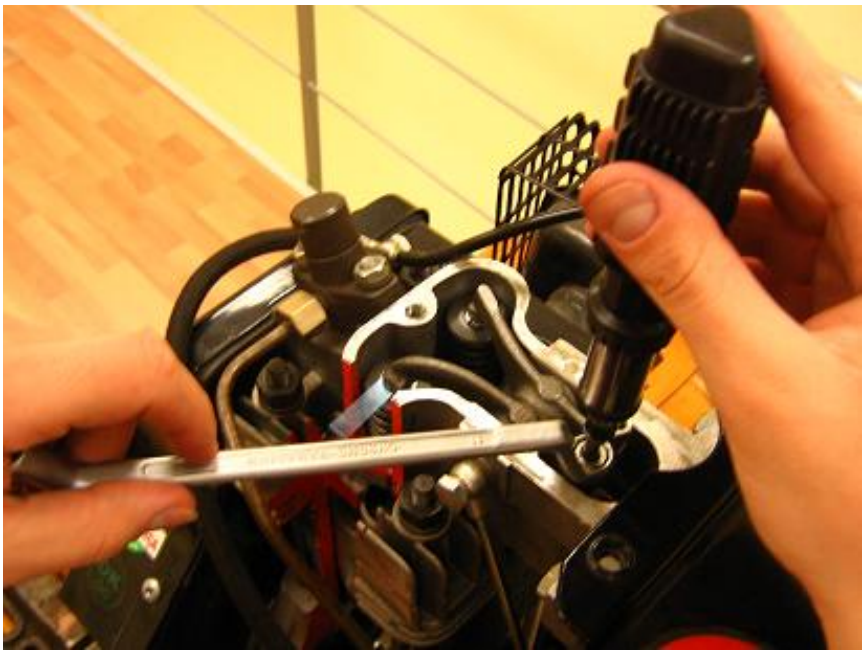
Motor kapağı üzerindeki kam mili yatağının dış tarafında takılı olan tapa yerinden sökülmüştür.

Motor kapağı ile motor bloğu arasına orijinal montajda olduğu gibi bir çift kağıt conta yerleştirilerek kapak kapatılmıştır. Kapağın montajının plastik çekiç kullanılarak ve mekanizma bloğunun oturacağı yüzey zedelenmeden yapılmasına dikkat edilmiştir. Kapak montajı için kullanılan M8 somunlar eşit torkla ve simetrik şekilde sıkılmıştır. Kapak üzerine yağ keçesi yerleştirilmiştir (Şekil 6.7).



Şekil 6.7 : Motor kapağının monte edilmesi.

İtici çubuklar yuvalarına yerleştirildikten sonra supap ayar boşluğu, külbütör ile supap arasına yerleştirilen bir mastar ile 0,2 mm'ye ayarlanmış ve somunlar 20 Nm tork ile sıkılmıştır (Şekil 6.8) [36]. Daha sonra külbütörleri muhafaza eden kapak kapatılmıştır.

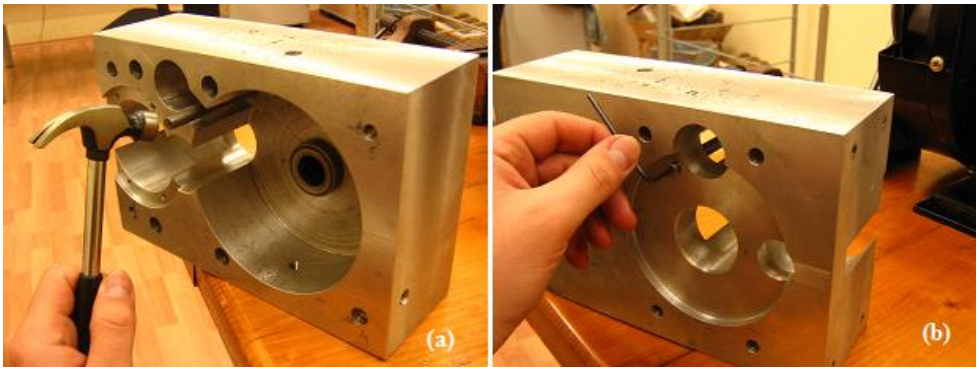


Şekil 6.8 : Supap boşluk ayarının yapılması.

6.4 Mekanizma Bloğuna Ön Montaj İşlemi

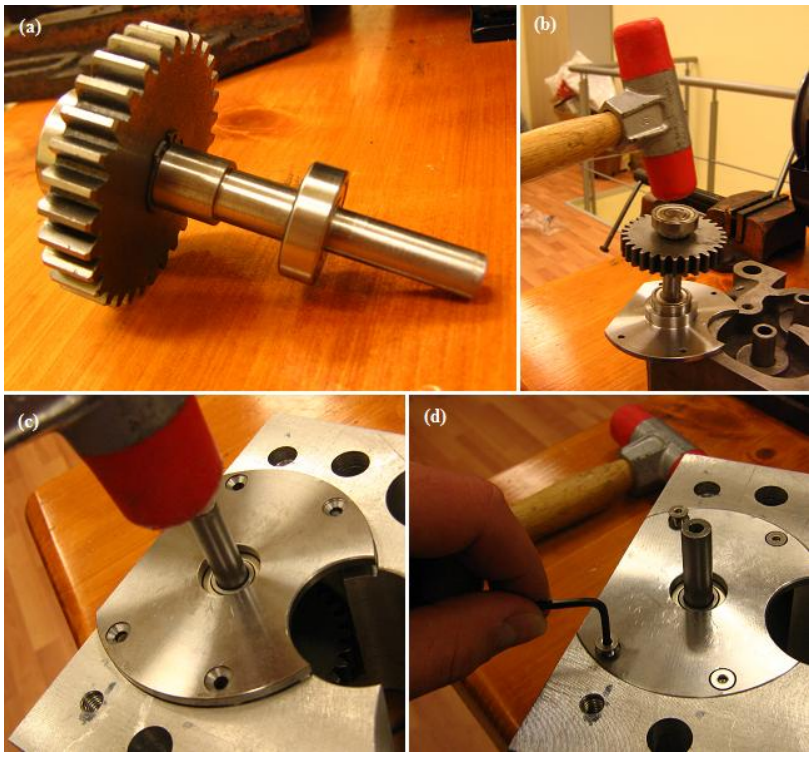
Mekanizma bloğuna ön montaj işlemi, mekanizma bloğu motora takılmadan önce blok üzerine çakılarak monte edilebilen parçaların montajını ifade etmektedir. Bu parçalardan biri transfer kolu kılavuz milidir. Kılavuz mil, M4 dişli delik açılmış olan ucu içerde kalacak şekilde mekanizma bloğundaki yatağına çakılmış ve bloğun

arka tarafındaki vida deliğine sıkılan 16 mm boyundaki havşabaşlı M4 vida ile sabitlenmiştir (Şekil 6.9).



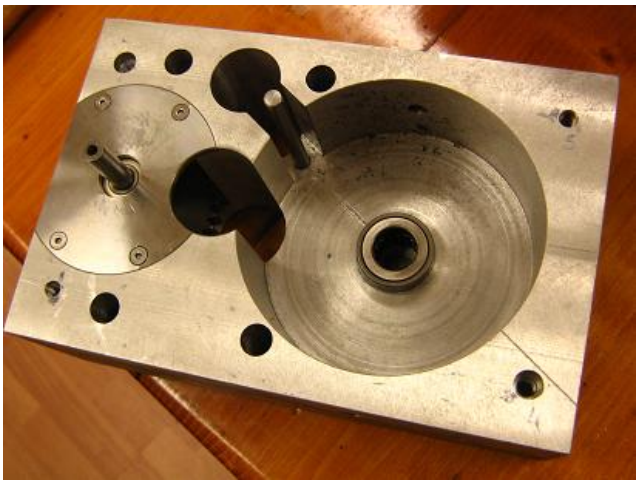
Şekil 6.9 : Kılavuz milin mekanizma bloğuna monte edilmesi.

Mekanizma bloğuna çakılarak monte edilebilen bir diğer parça da enkoder-1 bağlantı sistemi için kullanılan faturalı mildir. Ancak faturalı mil mekanizma bloğuna çakılmadan önce üzerinde bulunan elemanların montajının yapılması gereklidir. Bu yüzden öncelikle faturalı mil üzerinde bulunan kama yuvasına bir kama çakılmış ve tahrik çarkı mil üzerine yerleştirilmiştir. Tahrik çarkını mil üzerine eksenel yönde sabitleyen 15 mm'lik dış çap segmanın takılmasının ardından milin ucuna 6001 2Z, orta kısmına ise 6000 2Z kodlu sabit bilyalı rulmanlar takılmıştır. Orta kısıma takılan rulmanın dış yüzüğü rulman tutucu kapağa tutuk geçirilerek faturalı mil mekanizma bloğuna çakılmak için hazır hale getirilmiştir. Son olarak faturalı mil, ucuna takılan rulmanın dış yüzüğü mekanizma bloğundaki yuvaya, rulman tutucu kapak kendisi için açılan faturaya oturuncaya kadar çakılmış ve rulman tutucu kapak 10 mm boyunda havşabaşlı M4 vidalarla bloğa vidalanarak bağlantı gerçekleştirilmiştir (Şekil 6.10).



Şekil 6.10 : Faturalı milin mekanizma bloğuna monte edilmesi.

Yardımcı milin yataklanması için kullanılan NKX20-Z kodlu rulman, yardımcı mil yuvasının tabanına açılmış olan rulman yuvasına kaygın geçerek yerleştirilmiştir (Şekil 6.11). Kaygın geçmenin sebebi, 2007 yılında mekanizma bloğu imal edilirken rulman yuvası çapının doğru hassasiyette işlenmemiş olmasıdır.

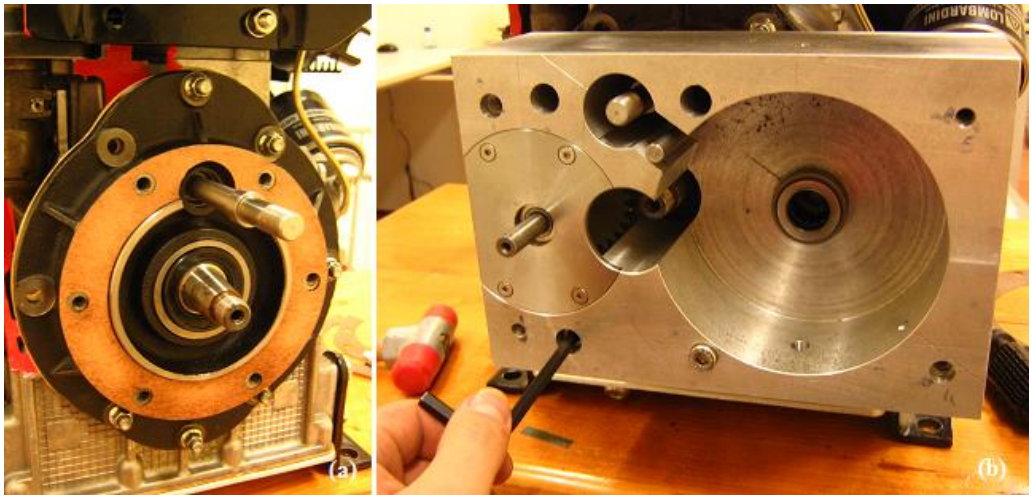


Şekil 6.11 : NKX20-Z kodlu rulmanın mekanizma bloğunda yerleşimi.

6.5 Mekanizma Bloğunun Motora Montajı

Mekanizma bloğu motora monte edilmeden önce, bloktan dışarı yağ sızmaması için bloğun motor kapağında oturduğu yüzeye uyacak şekilde 0,3 mm kalınlığında kağıt conta hazırlanmış ve yüzeye yerleştirilmiştir (Şekil 6.12).

Mekanizma bloğu 35 mm boyundaki M8 imbus civatalarla motor kapağına monte edilmiştir. Montaj sırasında civataların eşit torkla ve simetrik olarak sıkılmasına dikkat edilmiştir (Şekil 6.12).



Şekil 6.12 : Mekanizma bloğunun motora monte edilmesi.

6.6 Transfer Kolunun Hazır Hale Getirilmesi

Transfer kolu mekanizmaya takılmadan önce üzerinde bulunan elemanların montajının yapılması gereklidir. Bunun için transfer kolunun silindir şeklindeki ucunda bulunan kanala önce 6901 2Z kodlu sabit bilyalı rulman, ardından NA 4901 kodlu iğneli rulman tutuk geçirilerek yerleştirilmiş, rulmanlar kanal içindeki faturaya dayandıktan sonra kanalın diğer ucunda bulunan segman kanalına 24 mm'lik iç çap segmanı takılmıştır.

Bölüm 5.3.1.3'te bahsedilen nedenden dolayı dış çapı 10 mm'den 9,95 mm'ye düşürülen HK 0609 kodlu iğneli rulman transfer kolunun mil şeklindeki ucuna takıldıktan sonra dış çapı 9,4 mm, kalınlığı 0,8 mm olan rondela 6 mm boyundaki M3 vida ile mil ucuna takılmıştır. (HK 0609 kodlu iğneli rulman karşılaşılan bazı problemlerden dolayı benzer ölçülerde bir burç ile değiştirilmiştir. Bu konuda ayrıntılı bilgi Bölüm 6.7.3'de verilmiştir).



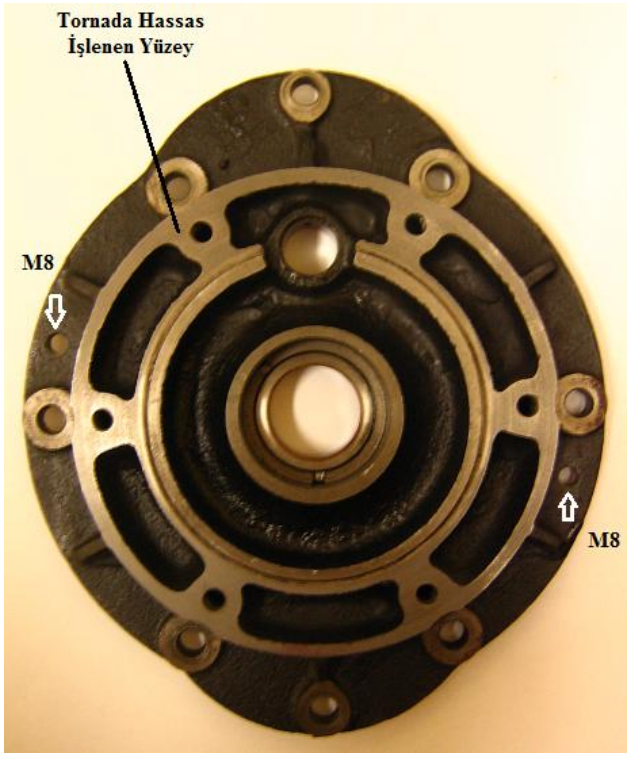
Şekil 6.13 : Transfer kolunun hazır hale getirilmesi.

6.7 Sistem Uyumunun Kontrolü

Mekanizmanın hareketli parçalarının montaj sırasında birbirlerine uyum sağlayıp sağlamadığının kontrol edilmesi gerekmiştir. Bu nedenle parçalar aşama aşama monte edilmiş ve karşılaşılan bazı problemler giderilmiştir.

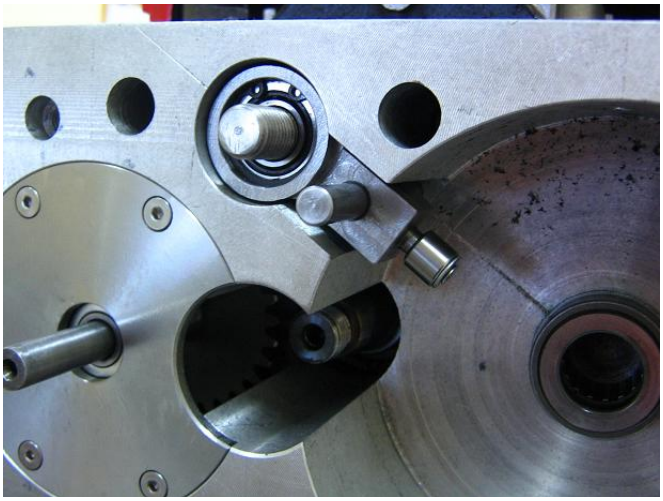
6.7.1 Kılavuz mil ile it-çek mili paralelliğinin kontrolü

Kılavuz mil ekseni ile it-çek mili ekseninin aynı düzlemde ve birbirine paralel olup olmadığının kontrol edilebilmesi için transfer kolu it-çek mili üzerine ve kılavuz mil üzerine aynı anda takılmaya çalışılmış ancak ilk deneme başarısız olmuştur. Mekanizma bloğunu motor kapağına bağlayan civatalar sıkılıp gevşetildiğinde paralelliğin sağlanabildiğinin anlaşılması üzerine sorunun motor kapağında olduğu düşünülmüştür. Konuyla ilgili Anadolu Motor A.Ş. yetkilileri ile yapılan görüşmede, kapağın motor bloğuna oturan yüzeyi ile mekanizma bloğunun kapak üzerinde oturduğu yüzey arasındaki paralellik toleransının 0,05 mm olmasının buna sebep olabileceği kanısına varılmış ve kapağın değiştirilmesine karar verilmiştir. Kullanılacak yeni kapaktaki mekanizma bloğu oturma yüzeyi tornada hassas işlenerek paralellik toleransı 0.01 mm'ye kadar düşürülmüştür. Ayrıca yeni kapağa, motordan çektirme yöntemiyle kolayca sökülebilmesi için iki adet M8 dişli delik açılmıştır (Şekil 6.14).



Şekil 6.14 : Hazırlanan yeni motor kapağı.

Yeni kapak motora takıldığında it-çek mili ekseni ile kılavuz mil ekseninin aynı düzlemde ve birbirine paralel olması sağlanmış ve böylece transfer kolu bu iki mile rahatça takılabilir hale gelmiştir (Şekil 6.15).



Şekil 6.15 : Paralel eksenler üzerinde hareket edebilen transfer kolu.

6.7.2 Kam profil yüzüğü hareketinin kontrolü

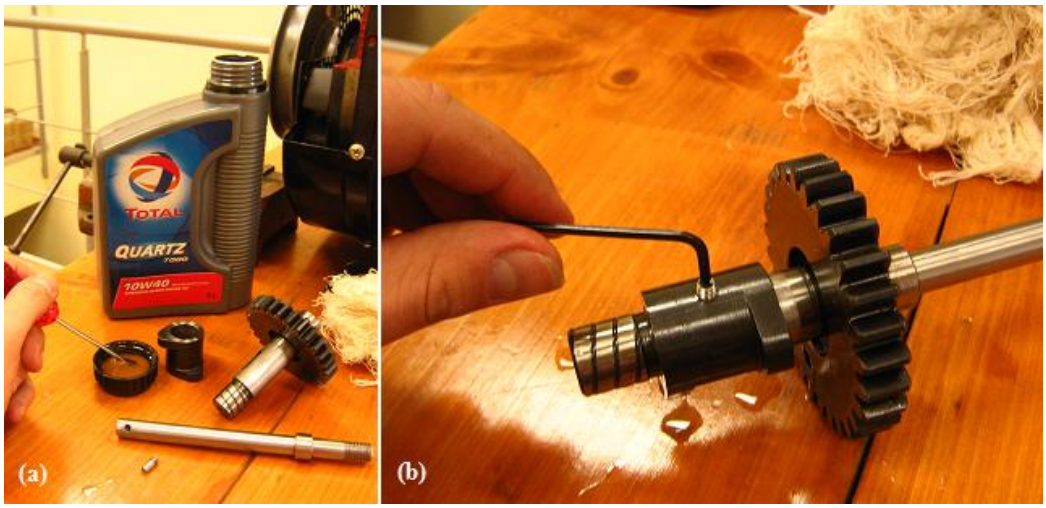
Kam profil yüzüğünün yardımcı milden aldığı tahrikle kam mili tabanı üzerindeki hareketinin kontrol edilebilmesi için transfer kolu ve yardımcı mil aynı anda, transfer kolunun mil ucu kam profil kanalı içinde kalacak şekilde yerlerine takılmış ve it-çek

milinin ucuna M12 somun sıkılarak transfer kolu it-çek mili üzerine sabitlenmiştir (Şekil 6.16).



Şekil 6.16 : Transfer kolu ve yardımcı milin deneme amaçlı monte edilmesi.

Bu durumda yardımcı mil gerçek çalışma şartında olduğu gibi saat yönünde döndürüldüğünde, it-çek milinin ileri-geri hareketini çok zorlanarak yaptığı ve zaman zaman sıkışarak hareket etmediği farkedilmiştir. Yapılan detaylı incelemede bunun iki farklı nedenden kaynaklandığı anlaşılmıştır. Birinci neden olarak, kam mili grubunu yağlamada kullanılan 20W-50 madeni yağın yüksek viskositesiyle kam profil yüzüğü ile kam mili tabanı arasında hesaba katılmamış bir direnç kuvveti yarattığı ve kam profil yüzüğünün rahat hareket etmesini engellediği düşünülmüştür. Bunun için motorda ve mekanizma bloğu içinde yağlama yağı olarak viskositesi çok daha düşük olan 10W-40 madeni yağın kullanılmasına karar verilmiştir. Öte yandan sıkışmaların, kam mili grubu bağlantısında kullanılan özel imal edilmiş setskurdan kaynaklanmış olabileceği düşünülerek bu setskurun kullanılmasından vazgeçilmiş ve standart 12 mm boyunda M5 setskur kullanılmıştır (Şekil 6.17). Bahsedilen değişiklikler yapıldıktan sonra tekrarlanan kontrollerde it-çek milinin hareket zorluğu ve sıkışmaları ortadan kalkmıştır.



Şekil 6.17 : Kam mili grubunun farklı yağ ve setskur kullanılarak toplanması.

6.7.3 Takip edici rulman kontrolü

Denemeler sırasında it-çek milinin sıkışması, transfer kolunun mil ucuna takılan ve kam profil kanalını takip eden iğneli rulmanın ezilmesine neden olmuştur. Bunda, rulman çapını kam profil kanalına uydurmak için rulman çapından tornada paso alınmasının da payı olduğu düşünülebilir. Ancak yine de kam takipçisi olarak rulman kullanmanın sağlıklı bir yol olmadığı anlaşıldığından takipçi olarak rulman yerine rulmanla aynı ölçülere sahip (iç çap: 6 mm, dış çap: 10 mm, uzunluk: 10 mm) bir burç kullanılmasına karar verilmiştir. Burç, dış çapı 9,95 mm'ye düşürülerek Bölüm 6.6'da anlatıldığı gibi transfer kolunun mil ucuna takılmıştır (Şekil 6.18).



Şekil 6.18 : Transfer kolu ucuna takılan takip edici rulmanın burç ile değiştirilmesi.

6.7.4 Yardımcı mil hareket kontrolü

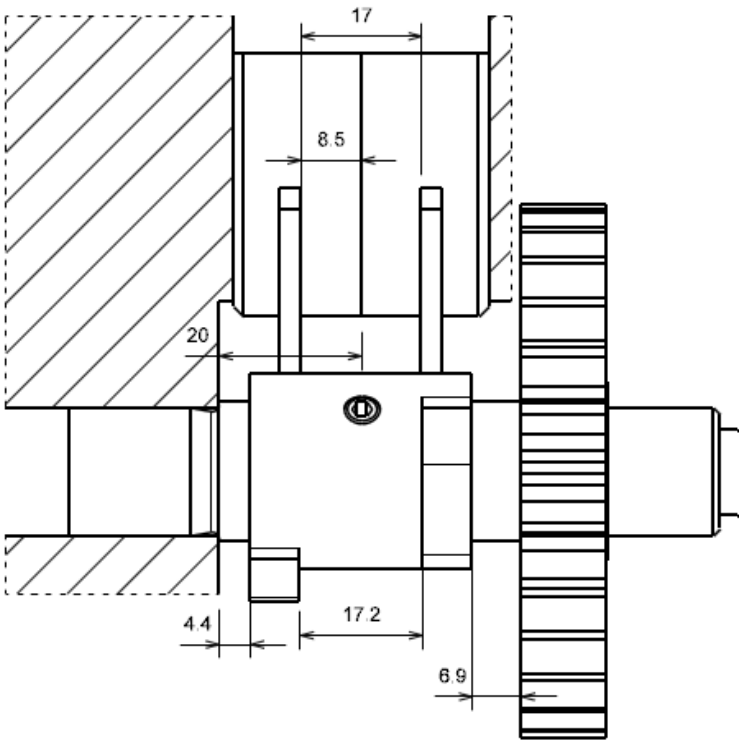
Yardımcı milin el ile çevrilerek denenmesi sırasında mili mekanizma bloğu içinde yataklayan rulmanın yuvasına sıkı geçmediğinden dolayı yuva içinde döndüğü ve yuvayı aşındırdığı farkedilmiştir. Rulmanı yuva içine sabitlemek için rulman

yuvasının iç cidarı nokta vurularak şişirilmiş ve rulman dış yüzeyine yapıştırıcı sürülerek yerine takılmıştır.

6.8 Mekanizma Bloğuna Ana Montaj İşlemi

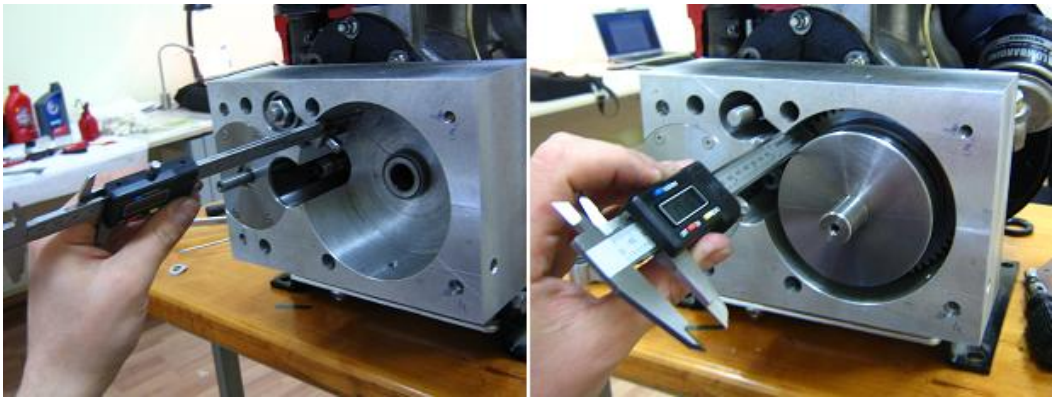
Mekanizma bloğuna ana montaj işlemi, mekanizma bloğu motor kapağına takıldıktan sonra gerçekleştirilen montaj işlemlerini ifade etmektedir. Montaj işlemine öncelikle transfer kolu ve yardımcı mil ile başlamak gerekmektedir. Ancak gerçekleştirilen bu ilk montajda transfer kolunun it-çek mili üzerinde tam olarak hangi noktada sabitlenmesi gerektiğinin hesaplanabilmesi için bir defaya mahsus ayrıntılı hesap yapmak gerekmiştir.

Montaja ilişkin hatırlanması gereken en önemli nokta, parçaların -X pozisyonunda monte edilmesi gerektiğidir. Çünkü ancak bu şekilde emme başlangıcındaki piston S (atlatılan) çevrimine başlayabilmekte ve elektronik kontrol sistemine uyum sağlayabilmektedir. Kam profil yüzüğünün -X pozisyonunda motor bloğu içindeki konumu ve motor blok duvarına olan mesafesi Şekil 6.19'dan yararlanılarak hesaplanmıştır. Hesaplama sırasında kolaylık olması açısından piston sıkıştırma başlangıcındaki ÜÖN konumunda tutulmuştur.



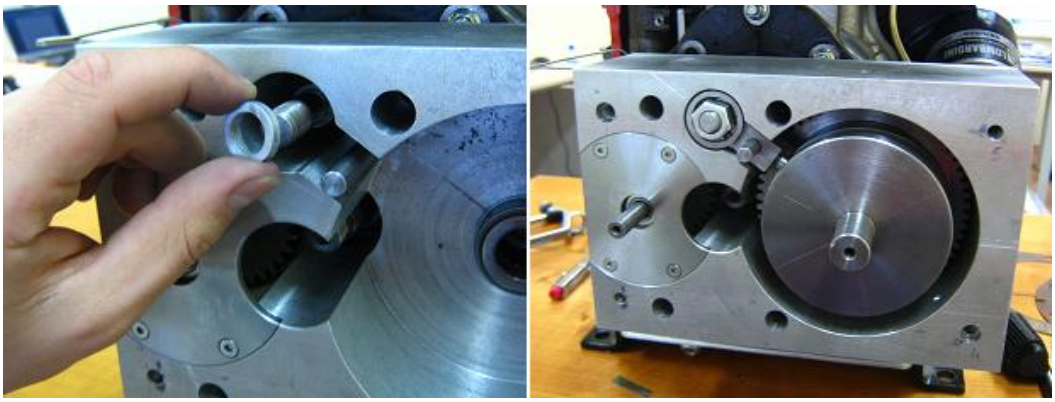
Şekil 6.19 : B tipi kam profil yüzüğünün 0 pozisyonundaki durumu.

Şekilden de görüldüğü gibi kam profil yüzüğünün motor blok duvarına olan mesafesi 0 pozisyonunda 4,4 mm, dolayısıyla –X pozisyonunda 0,4 mm olarak hesaplanmıştır. Kam profil yüzüğü -X pozisyonda dururken transfer kolu ucundaki takip edici burcun kam profil kanalının -X düzlüğü içinde kalması için transfer kolu ile it-çek mili üzerindeki fatura arasına kaç mm kalınlığında rondela konulması gerektiği hesaplanmalıdır. Bu yüzden motorun kesit kısmından faydalanarak kam profil yüzüğü ile motor blok duvarı arasına 0,4 mm kalınlığında bir mastar yerleştirilmiştir. Transfer kolu it-çek mili üzerine segmanlı tarafı önde olacak şekilde hiç bir rondela kullanılmadan yerleştirilmiş ve transfer kolu mil ucu ekseninin yardımcı mil yuvası tabanına olan mesafesi 28,7 mm olarak ölçülmüştür. Öte yandan yardımcı mil yatağına yerleştirildikten sonra -X düzlüğünün merkez ekseninin yardımcı mil yuvası tabanına olan mesafesi de 32,7 mm olarak ölçülmüştür (Şekil 6.20). Bu iki değer arasındaki fark, transfer kolu it-çek mili üzerine takılmadan önce kullanılması gereken toplam rondela kalınlığını vermektedir. Buraya kadar anlatılan montaj işlemlerinde kullanılan conta kalınlıklarının değişmesi durumunda hesaplanan bu değerin de değişeceği unutulmamalıdır.



Şekil 6.20 : Transfer kolunun konumunu belirlemek için yapılan ölçümler.

Blok içine yerleştirilen mastar alındıktan sonra, toplam kalınlıkları 4 mm olacak şekilde iç çapı 12 mm, dış çapı 16 mm olan alüminyum rondelalar it-çek mili üzerine yerleştirilmiştir. Ardından, transfer kolu ve yardımcı mil, transfer kolunun segmanlı tarafı önde olacak şekilde ve ucundaki takip edici burç kam profil kanalının -X düzlüğü içinde kalacak şekilde tutularak yerlerine takılmıştır. İt-çek milinin ucuna tekrar bir rondela takılıp M12 somun sıkıldıktan sonra transfer kolu it-çek mili üzerinde sabitlenmiştir (Şekil 6.21).



Şekil 6.21 : Transfer kolu ve yardımcı milin mekanizma bloğuna monte edilmesi.

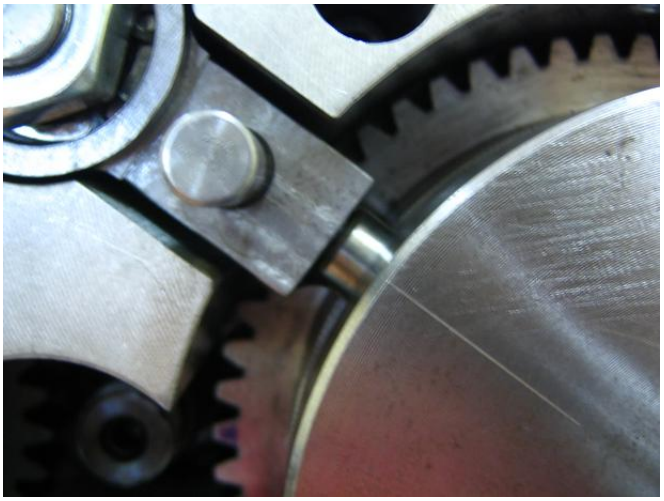
Sistem bu şekilde iken yardımcı mil tahrik pinyonu henüz yerine takılmamış olduğundan yardımcı mil el ile çevrilebilmektedir. Daha önce Bölüm 6.7'de bahsedilen problemler çözüldükten sonra el ile çevirme denemelerinde bir sorun çıkmamıştır. Ancak motorun çevrim atlayacağı en yüksek hız olan 2000-2400 dev/dk mertebelerinde sistemin nasıl davrandığının görülebilmesi için yardımcı milin bir de dışarıdan tahrikle çevrilmesine karar verilmiştir. Bunun için devri ayarlanabilen bir matkap motoruna silikon bir uç takılmış ve bu uç yardımcı milin ucundaki torna puntasına bastırılarak matkap motoru 500-600 dev/dk aralığında çalıştırılmıştır. Yardımcı mil, motorun 2000-2400 dev/dk hızına karşılık gelen bu devir aralığında it-çek milini sorunsuz bir şekilde tahrik etmiş ve kam profil yüzüğüne istenen eksenel hareket iletilmiştir (Şekil 6.22).



Şekil 6.22 : Mekanizmanın matkap motoru ile denenmesi.

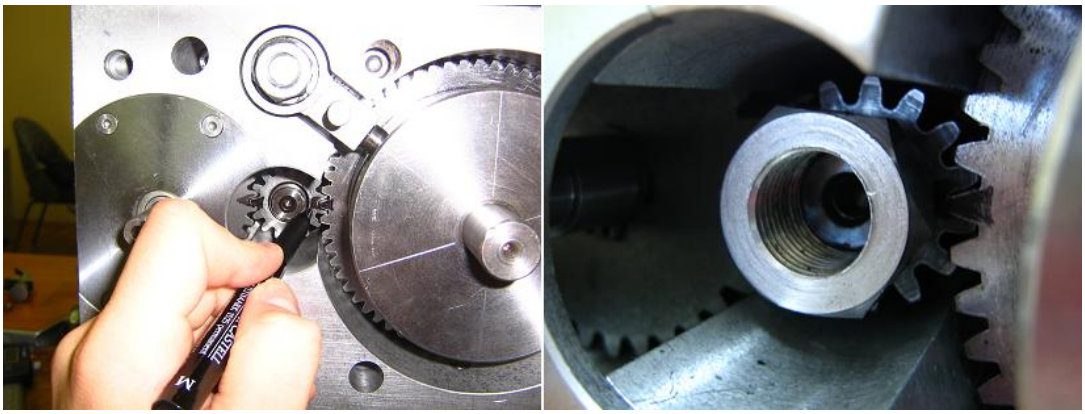
Motorun NS çalışma stratejisine doğru şekilde başlayabilmesi için yardımcı milin uygun pozisyonda sabitlenmesi gerekmektedir. Bu yüzden, daha önce sıkıştırma başlangıcındaki ÜÖN'da sabitlenen piston emme başlangıcındaki ÜÖN'ya getirilip

tekrar sabitlenmiştir. Böylece motor, atlatılacak olan çevrimin (S) başından başlayacaktır. Şekil 4.18 incelendiğinde, başlangıç noktasının -X pozisyonunun içinde yer aldığı ve -X pozisyonundan +X pozisyonuna geçişin bu noktadan 220° KMA sonra başlayacağı görülmektedir. Bu açı yardımcı milin 55°'lik açısına tekabül ettiğinden, transfer kolunun yardımcı mil üzerindeki kam profil kanalını 110°'lik -X düzlüğünün tam orta noktasından takip etmeye başlaması gerekmektedir. Bu ayarın hassas olarak sağlanabilmesi için daha önce yardımcı mil üzerine işaretlenen -X düzlüğü orta noktası çizgisi ile transfer kolu üzerine işaretlenen merkez eksen çizgisi Şekil 6.23'teki gibi çakışık hale getirilmiştir.



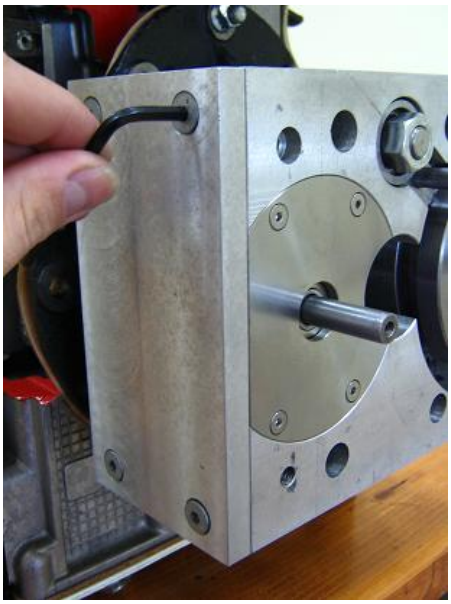
Şekil 6.23 : Yardımcı mil başlangıç noktası ayarı.

Yardımcı mil bu pozisyonda tutulurken yardımcı mil tahrik pinyonu krank mili üzerine yerleştirilmiş ve yardımcı mil dişlisinin bir dişi ile bu dişe karşılık gelen tahrik pinyonunun diş boşluğu Şekil 6.24'teki gibi işaretlenmiştir. Ayrıca, yardımcı mil tahrik pinyonunun bir dişi ile enkoder 1 bağlantı sistemini tahrik eden dişlinin bu dişe karşılık gelen diş boşluğu da işaretlenerek mekanizma bloğu içinde çalışan üç dişli birbiriyle ilişkilendirilmiştir. Bölüm 5.7'de bahsedilen bağlantı somunu, fatura açılmış kısmı motora dönük olacak şekilde krank miline sıkılarak sistem senkronizasyonu sağlanmıştır (Şekil 6.24).



Şekil 6.24 : Yardımcı mil tahrik pinyonunun monte edilmesi

Faturalı mil yuvasının patladığı yan yüzey, araya kağıt conta konularak, alüminyumdan yapılan kapak ile kapatılmıştır (Şekil 6.25).



Şekil 6.25 : Mekanizma bloğu yan yüzeyinin kapak ile kapatılması.

6.9 Mekanizma Blok Kapağının Hazır Hale Getirilmesi

Mekanizma blok kapağının mekanizma bloğu üzerine tam örtüşecek şekilde takılabilmesi için kullanılan merkezleme pimleri, mekanizma blok kapağı civata kanalları üzerindeki faturalara sıkı geçirilerek takılmıştır.

Mekanizma bloğu ile mekanizma blok kapağı arasına 1,5 mm kalınlığında silikon conta yerleştirileceğinden, yardımcı mili mekanizma blok kapağında yataklayacak olan rulman, yuvasına takılmadan önce yüzey ile rulman arasına 1,5 mm kalınlığında rondela yerleştirilmiştir. Böylece silikon contanın yardımcı milde yarattığı eksenel boşluk telafi edilmiştir.

Enkoder 2 bağlantı milini mekanizma blok kapağı içinde yataklayacak olan RNA 4901 kodlu rulman, milin geçeceği kanala tutuk geçirilerek takılmış ve kanalın dışındaki faturaya yağ keçesi yerleştirilmiştir (Şekil 6.26).

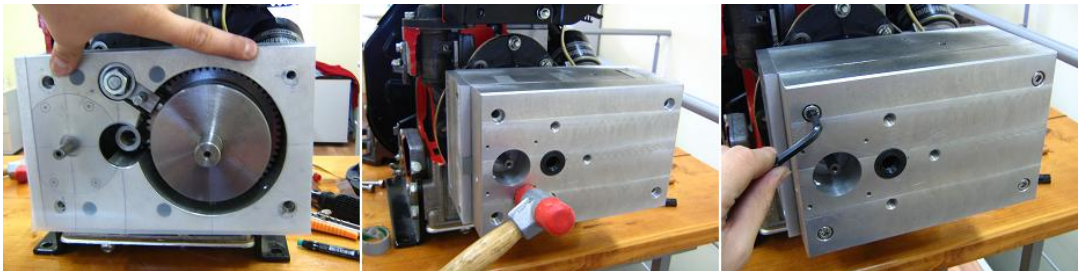


Şekil 6.26 : Mekanizma blok kapağının hazır hale getirilmesi.

6.10 Mekanizma Blok Kapağının Mekanizma Bloğuna Montajı

Mekanizma blok kapağı mekanizma bloğuna monte edilmeden önce, blok içinden yağ sızmaması için conta kullanılması gerekmektedir. Bu amaçla, yaprak halde alınan 1,5 mm kalınlığındaki silikon contadan mekanizma bloğu ön yüzeyine uygun ölçüde bir parça kesilmiş ve blok içindeki kanal ve yuvaların karşılıkları contaya oyulmuştur. Hazırlanan conta blok ön yüzeyine yerleştirilmiştir.

Mekanizma blok kapağı plastik çekiç yardımıyla hassas bir şekilde mekanizma bloğuna takılmış ve 4 adet M8 imbus civata kullanılarak bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Civataların eşit torkla ve simetrik bir biçimde sıkılmasına dikkat edilmiştir (Şekil 6.27).



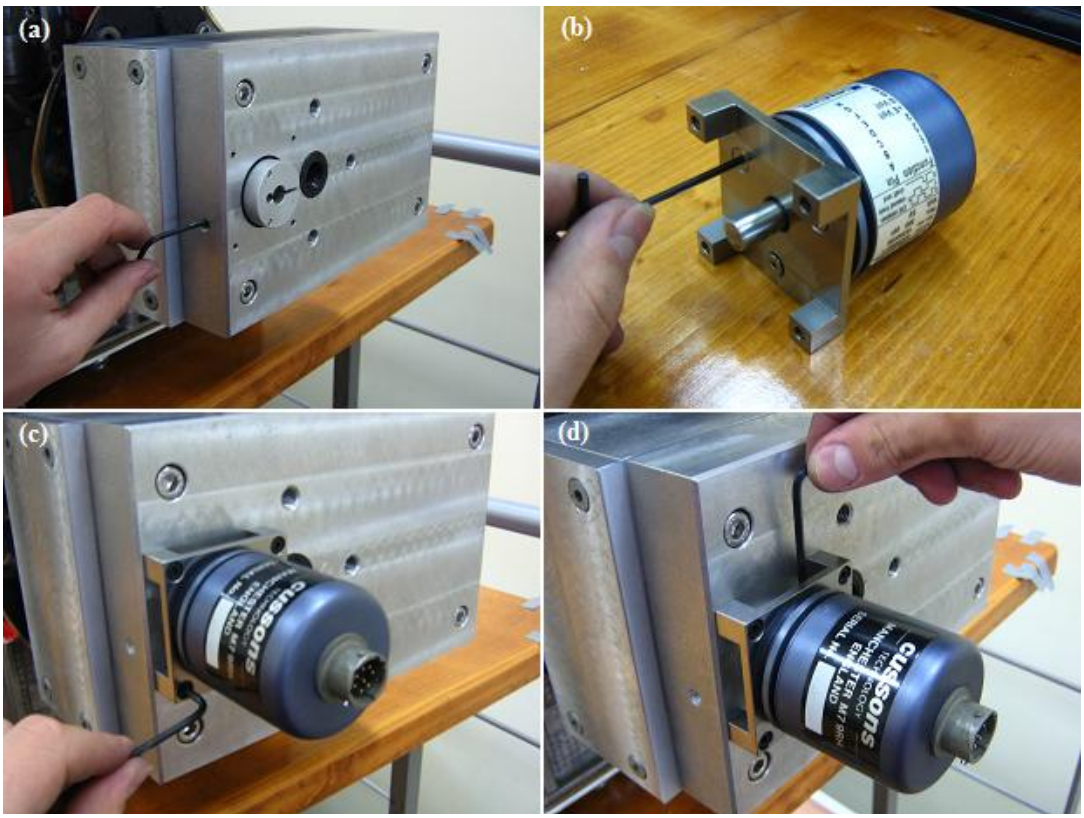
Şekil 6.27 : Mekanizma blok kapağının mekanizma bloğuna montajı.

6.11 Enkoder-1 Bağlantısının Gerçekleştirilmesi

Enkoder-1 bağlantısı için kullanılan kaplin, 10 mm'lik kısmı mekanizma blok kapağının dışında kalacak şekilde faturalı mil üzerine yerleştirilmiş ve kapak içinde kalan ayar vidası mekanizma bloğunun yanına açılan delik yardımıyla sıkılmıştır.

Sistemde enkoder-1 olarak adlandırılan açısal konum tespit edici enkoder, enkoder-1 bağlantı parçasına Şekil 6.28'de gösterildiği gibi 3 adet havşabaşlı M4 vida ile bağlanmıştır.

Enkoder-1 bağlantı parçası, enkoder mili kaplin içinde kalacak şekilde mekanizma blok kapağı üzerinde kendisi için açılmış olan deliklere M4 imbus civatalarla sıkılmıştır. Kaplinin dışarıda kalan kısmındaki ayar vidası, bağlantı parçasının altındaki boşluk yardımıyla sıkılarak bağlantı gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.28 : Enkoder-1 bağlantısının gerçekleştirilmesi.

6.12 Enkoder-2 Bağlantısının Gerçekleştirilmesi

Enkoder-2 bağlantı mili mekanizma blok kapağı üzerindeki kanal içinden geçirilerek yardımcı mil tahrik pinyonunu krank mili üzerine bağlayan somuna sıkılmış ve milin diğer ucuna bağlantı için kullanılan kaplin geçirilmiştir.

Enkoder-2 bağlantı flanşı, 97 mm boyundaki boruların içinden geçirilen 110 mm boyundaki 3 adet M10 imbus civata ile Şekil 6.29'daki gibi mekanizma blok kapağına monte edilmiştir.

Bu şekilde, COMBI cihazı için veri toplayan enkoder, 10 mm boyundaki 3 adet M4 vida ile enkoder-2 bağlantı flanşına bağlanabilmektedir. Bağlantının tamamlanması için kaplin ayar vidalarının sıkılması gereklidir.



Şekil 6.29 : Enkoder-2 bağlantısının gerçekleştirilmesi.

7. SİSTEMLER

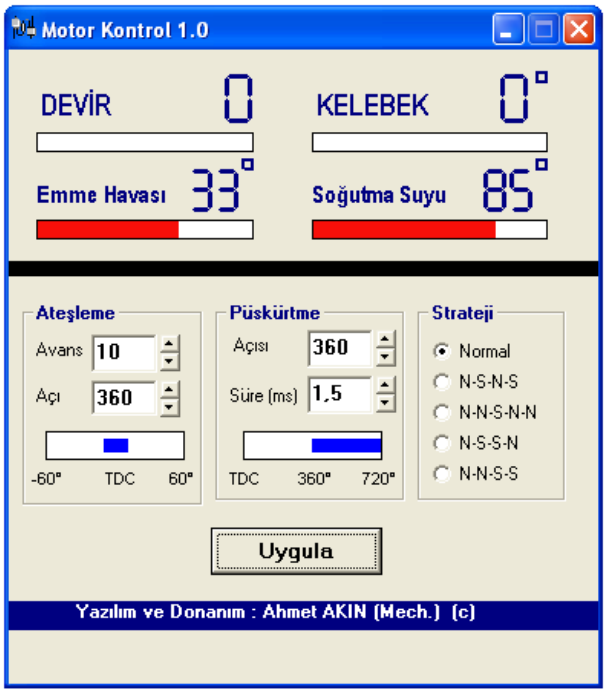
Bu bölümde deney düzeneğinde kullanılan ve deney motorunun istenen çalışma koşullarında çalışmasını sağlayan bazı sistemler hakkında bilgi verilmektedir.

7.1 Elektronik Kontrol Sistemi

Deney motorunun ateşleme ve püskürtme sistemleri, bir kontrol programı ve bu programın yürütüldüğü bir donanım üzerinden kontrol edilmektedir. Dolayısıyla kontrol sistemi yazılım ve donanım olmak üzere iki ana grupta incelenmelidir.

7.1.1 Kontrol yazılımı

Kontrol yazılımı C programlama dilinde yazılarak kontrol kartları üzerinde bulunan mikrodenetleyicinin programlanabilir hafızasına yüklenmektedir. Mikrodenetleyici kontrol yazılımı ile donanımı oluşturan diğer elektronik devrelerle irtibat kurmakta, algılayıcılarından veri toplamakta, topladığı verileri işlemekte ve istenen fonksiyonların gerçekleştirilmesini sağlamaktadır. Bilgisayar ekranındaki kontrol paneli yardımıyla çalışma sırasında mikrodenetleyiciye müdahale ederek bazı parametreleri değiştirmek mümkündür. Şekil 7.1'de, Visual Basic programı ile hazırlanmış olan kontrol paneli gösterilmiştir.



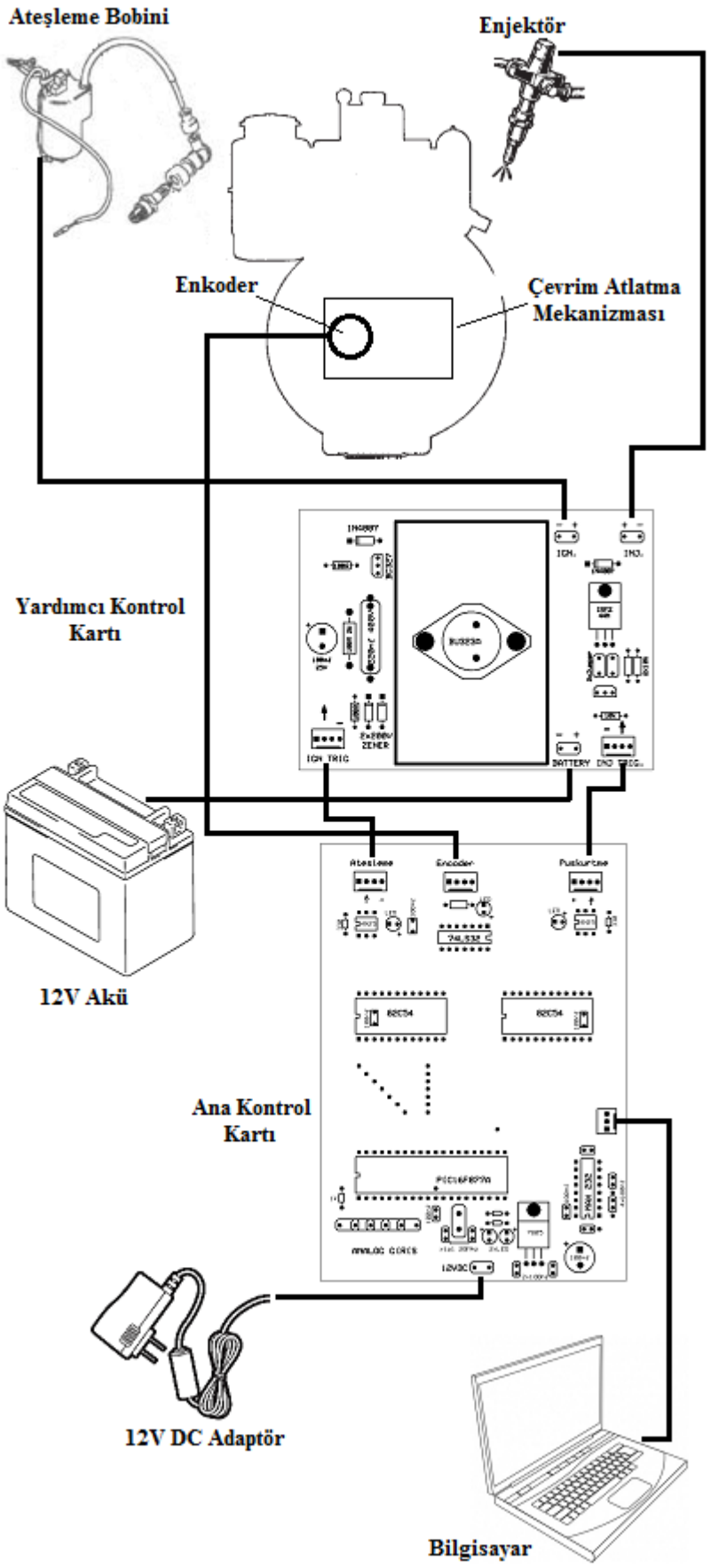
Şekil 7.1 : Kontrol paneli

7.1.2 Kontrol donanımı

Deney motorunda kontrol işlemi ana kontrol kartı ve yardımcı kontrol kartı olarak adlandırılan birbirine bağlı iki ayrı kontrol kartı ile sağlanmaktadır. Çalışma sırasında, ana kontrol kartında bulunan mikrodenetleyiciye yüklenmiş olan yazılım, motordan alınan verilere göre püskürtme ve ateşlemenin uygun zamanda ve sürede gerçekleşmesini sağlamaktadır. Ateşleme ve püskürtmenin gerçekleştirilmesi için motordan alınması gereken veriler şunlardır:

- Motor krank milinin konumu
- Sıkıştırma sonu ÜÖN bilgisi

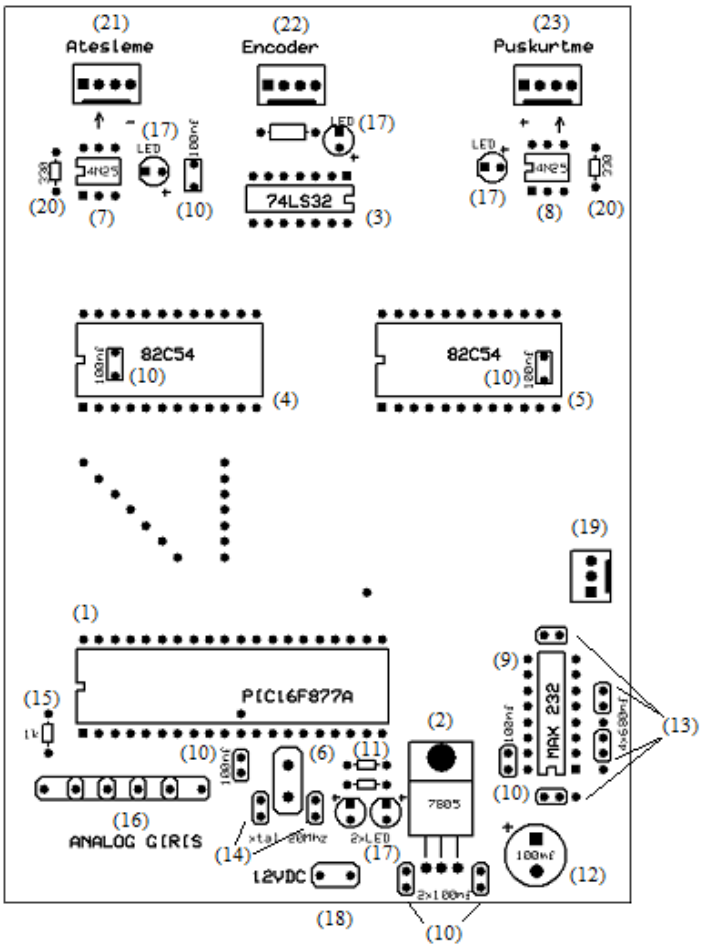
Motor krank milinin konumu, bir turda 1440 adet sinyal üreten (1440 çözünürlüklü) bir inkremental enkoder ile belirlenmektedir. Söz konusu enkoder krank milinin yarı hızında dönen bir mile bağlanmış olduğundan motorun bir çevriminde (krank milinin 2 devrinde) enkoder mili bir tur dönmektedir. Bu şekilde krank milinin konumu 0,5 ° KMA hassasiyetle ölçülebilmektedir. Öte yandan sıkıştırma sonu ÜÖN bilgisi de enkoder tarafından her turda bir kez üretilen bir sinyal ile kontrol kartına iletilmektedir. Enkoder bu sinyali çevrim başına bir kez ilettiği için sıkıştırma sonu ÜÖN'sının emme başlangıcı ÜÖN'sından ayırt edilmesine gerek kalmamaktadır. Şekil 7.2'de kontrol kartlarının bağlantı şeması gösterilmiştir.



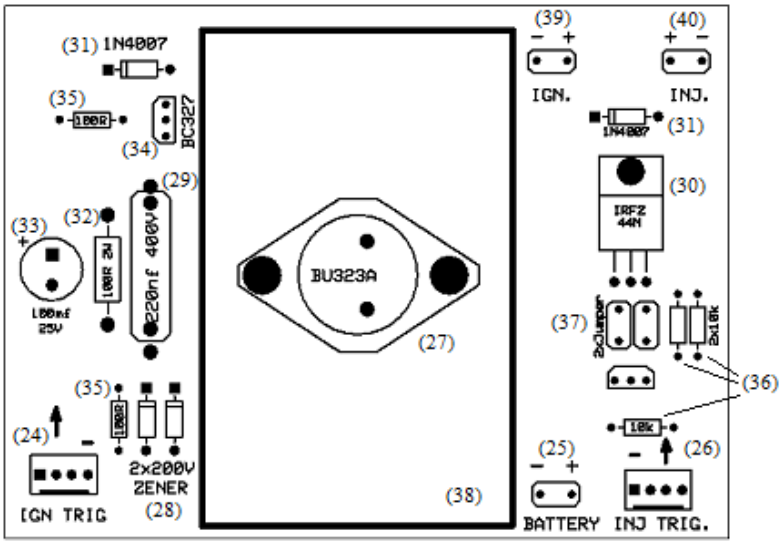
Şekil 7.2 : Kontrol kartları bağlantı şeması.

7.1.2.1 Kontrol kartı üzerindeki elemanlar

Şekil 7.3 ve Şekil 7.4'te detaylı olarak gösterilen kontrol kartlarının üzerinde bulunan elemanlar şu şekildedir:



Şekil 7.3 : Ana kontrol kartı üzerinde bulunan elemanlar.



Şekil 7.4 : Yardımcı kontrol kartı üzerinde bulunan elemanlar.

1. PIC16F877A Mikrodenetleyici
2. 7805 Pozitif lineer voltaj regülatörü
3. 74LS32 Veya kapısı
4. 82C54 Programlanabilir zamanlama entegresi (ateşleme)
5. 82C54 Programlanabilir zamanlama entegresi (püskürtme)
6. 20 MHz kristal osilatör
7. 4N25 Optik izolatör (ateşleme)
8. 4N25 Optik izolatör (püskürtme)
9. MAX 232 Sürücü/alıcı entegresi
10. 100 nF Kondensatör
11. Kondensatör
12. 100 mF Kondensatör
13. 680 nF Kondensatör
14. 18 pF Kondensatör
15. 1k Rezistör
16. Analog giriş
17. Led
18. 12V DC girişi
19. Seri port çıkışı
20. 330 nF Kondensatör
21. Ana kart ateşleme triger çıkışı
22. Enkoder sinyal girişi
23. Ana kart püskürtme triger çıkışı
24. Yardımcı kart ateşleme triger girişi
25. 12V Akü girişi
26. Yardımcı kart püskürtme triger girişi
27. BU323A Transistör (ateşleme)
28. 200V Zener
29. 220 nF 400V Kondensatör
30. IRFZ44N Mosfet
31. 1N4007 Diyot
32. 100R 2W Rezistans
33. 100mF 25V Kondensatör
34. BC327 Transistör

35. 100R Rezistans
36. 10k Rezistör
37. Jumper
38. Soğutucu
39. Yardımcı kart ateşleme çıkışı
40. Yardımcı kart püskürtme çıkışı

PIC16F877A mikrodenetleyici

PIC16F877A entegresi, devre üzerinde bulunan küçük bir bilgisayar gibi düşünülebilecek bir mikrodenetleyicidir. Bir mikrodenetleyici, bir mikroişlemcinin merkezi işlem birimi, RAM ve giriş – çıkışlar, kristal osilatör, zamanlayıcılar, seri ve analog giriş – çıkışlar, programlanabilir hafıza gibi bileşenlerle tek bir tümleşik devre üzerinde üretilmiş halidir. Mikrodenetleyici, programlanabilir hafızasına yüklenen kontrol yazılımı ile donanımı oluşturan diğer elektronik devrelerle irtibat kurmakta, algılayıcılarından veri toplamakta, topladığı verileri işlemekte ve istenen fonksiyonların gerçekleştirilmesini sağlamaktadır. Bilgisayar ekranındaki kontrol paneli yardımıyla çalışma sırasında mikrodenetleyiciye müdahale ederek bazı parametreleri değiştirmek mümkündür.

7805 pozitif lineer voltaj regülatörü

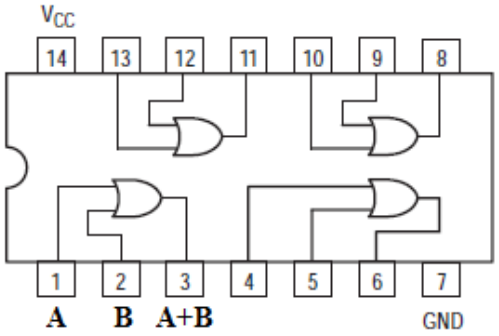
Hemen hemen bütün dijital ölçme sistemlerinde olduğu gibi kontrol kartlarında da sinyal bilgisini iletmek ve göstermek için ikili sayı sistemlerinin bir türü kullanılmıştır. İkili sistem 2 rakamını taban olarak kullanan bir sayı sistemidir. İkili sistemlerde dijit veya bit en küçük bilgi birimidir. Bir bit sadece bir dijitten oluşur, 1 ya da 0. Bitlerin kombinasyonlarıyla 1 ve 0'dan daha büyük tamsayılar temsil edilebilir. Sayısal bilgileri temsil edebilen bitlerden oluşmuş böyle kombinasyonlara 'kelime' denir. Kelime uzunluğu 4 bit'ten başlayıp 32 bit ve daha ilerisine kadar olabilir. İkili kodlar farklı gerilim seviyeleri kullanılarak gösterilirler. Bir bit 1 ya da 0 değerlerinden yalnızca bir tanesine sahip olabileceğinden, belli bir gerilim (yüksek) 1 ile temsil edilirken daha farklı bir gerilim (alçak) 0 ile temsil edilir [37].

Kontrol kartları TTL devresine sahip olduğundan +5V (±0,25V) güç ile çalışırlar. Teorik olarak 1 biti +5V ile 0 biti ise 0V ile temsil edilir. Ancak gerilim dalgalanmaları sonucu oluşabilecek karışıklıkları önlemek ve yüksek güvenilirlik sağlamak için yüksek sinyal veya düşük sinyal seviyeleri kesin iki gerilim değeri ile

değil, belirli gerilim aralıkları ile temsil edilmektedir. TTL'de +2,2V ile +5V arasındaki gerilim seviyesi "yüksek" dolayısıyla "1" bitine karşılık gelirken; 0V ile +0,8V arasındaki gerilim seviyesi "alçak" dolayısıyla "0" bitine karşılık gelir. 7805 pozitif lineer voltaj regülatörü, karta giren 12V gerilimi +5V'a regüle ederek entegrelerin düzgün çalışmasını sağlar.

74LS32 veya kapısı

74LS32, içinde 4 adet 2 girişli veya kapısı olan bir mantık kapısıdır. Mantık kapısı, bir ya da daha fazla mantık girişini mantıksal işlem ile tek bir mantık çıkışına dönüştürür. Veya kapısında girişlerden en az biri 1 ise çıkış 1 olmaktadır. Girişlerden hiçbiri 1 deilse çıkış 0'dır. Şekil 7.5'te 74LS32 veya kapısının şematik şekli gösterilmiştir.

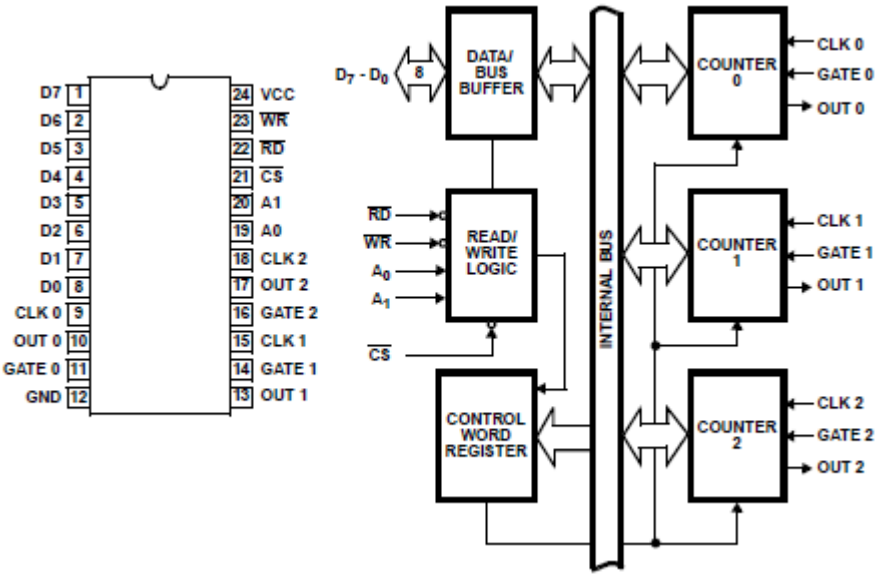


Giriş		Çıkış
A	B	A + B
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

Şekil 7.5 : 74LS32 veya kapısı.

82C54 programlanabilir zamanlama entegresi

82C54 programlanabilir zamanlama entegresi, yazılım kontrolü ile hassas zaman gecikmeleri yaratabilmektedir. Entegre maksimum 8MHz saat frekansında çalışmaktadır. 82C54 entegresi birbirinin tamamen aynısı olan 3 adet 16-bitlik sayıcı (counter) içermekte ve bu sayıcılar birbirinden tamamen bağımsız olarak 6 değişik çalışma modunun herhangi birinde çalıştırılabilmektedir. Entegre, sistemin gerektirdiği şekilde düzenlenebilmekte ve her bir sayıcı istenen zaman gecikmesi için programlanabilmektedir. Şekil 7.6'da 82C54 entegresinin bacak bağlantıları ve fonksiyonel diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 7.6 : 82C54 entegresi bacak bağlantıları ve fonksiyonel diyagramı.

82C54 entegresinin çalışma prensibi

82C54 programlanabilir zamanlama entegresi, gerçek zaman saati, sayıcı, kare dalga üretici ve karışık dalga üretici şeklinde kullanılabilmektedir. Deney motorunun kontrol ve veri toplama işlemlerinde ise;

- Zaman saati özelliği püskürtme süresini ayarlamak için,
- Sayıcı özelliği püskürtme ve ateşleme avansını ayarlamak için kullanılır.

Entegre, Vcc bacağından +5V gerilim ile beslenmektedir. İlk elektrik beslemesi yapıldığında entegrenin durumu belirsizdir. Çalışma modu, gecikme değeri, ve tüm Counterların çıkışları tanımsızdır. Her sayıcının nasıl çalışacağı programlama ile belirlenir. Sayıcılar kullanılmadan önce mutlaka programlanmalıdır. Kullanılmayan sayıcıların programlanmasına gerek yoktur.

82C54 entegresinin programlanması

Sayıcılar bir kontrol kelimesi (control word) ve ardından bir gecikme değeri (initial count) yazılmasıyla programlanırlar. Tüm kontrol kelimeleri A1, A0 = 11 iken seçili olan Control Word Register birimine yazılır. Kontrol kelimesi hangi sayıcının programlandığını kendi içindeki SC bitleri ile belirtmekte ve ilgili sayıcıya M bitlerinde belirtilen çalışma modunu bildirmektedir. Tam tersine, gecikme değerleri ise Cotrol Word Register birimine değil, direkt sayıcıya yazılmaktadır. A1 ve A0 girişleri yazımın yapılacağı sayıcıyı belirlemede kullanılırlar. Gecikme değeri

formatı, kullanılan kontrol kelimesinin RW bitleri ile belirlenir. Şekil 7.7'de kontrol kelimesi formatı gösterilmiştir.

A1, A0 = 11; $\overline{CS}$ = 0; $\overline{RD}$ = 1; $\overline{WR}$ = 0

D7	D6	D5	D4	D3	D2	D1	D0
SC1	SC0	RW1	RW0	M2	M1	M0	BCD

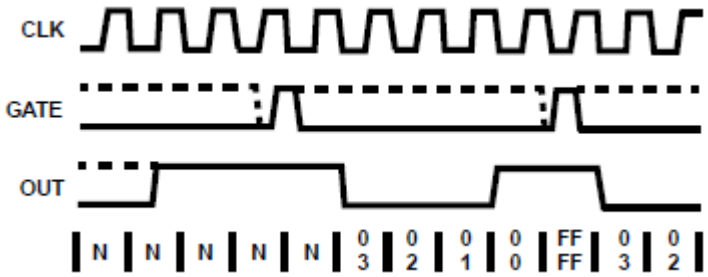
Şekil 7.7 : Kontrol kelimesi formatı.

82C54 entegresi sayıcılarının çalışma modları

82C54 entegresinde sayıcıların çalışabileceği 6 farklı çalışma modu (Mod 0, Mod 1, Mod 2, Mod 3, Mod 4, Mod 5) mevcuttur. Püskürtme ve ateşleme işlemleri için yalnızca Mod 1 ve Mod 5 kullanılmıştır.

Mod 1

Mod 1'de başlangıçta çıkış (OUT) yüksek, yani 1'dir. GATE girişinden tek vuruşluk bir tetikleme uyarısı geldiğinde, uyarıyı takip eden ilk CLK sinyali ile birlikte çıkış alçak, yani 0 olur ve aynı anda, önceden yüklenmiş olan gecikme değeri kadar CLK sinyali geri sayılmaya başlanır. Sayma işlemi boyunca çıkış alçak (0) olarak kalır. Sayıcı sayma işlemini tamamladığında çıkış tekrar yüksek olur ve bir sonraki tetikleme uyarısına kadar bu şekilde kalır. Şekil 7.8'de bu durum şematik olarak gösterilmiştir.

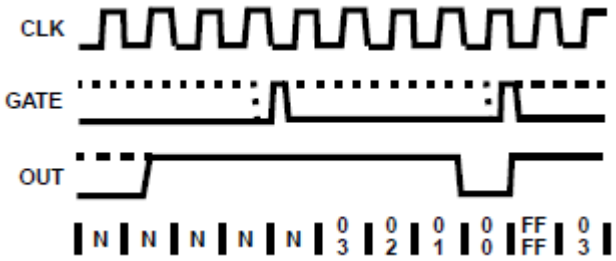


Şekil 7.8 : Mod 1 sinyal haritası.

Mod 5

Mod 5'te başlangıçta çıkış (OUT) yüksek, yani 1'dir. GATE girişinden tek vuruşluk bir tetikleme uyarısı geldiğinde, uyarıyı takip eden ilk CLK sinyali ile birlikte önceden yüklenmiş olan gecikme değeri kadar CLK sinyali geri sayılmaya başlanır. Sayma işlemi boyunca çıkış hala yüksek (1) olarak kalır. Sayıcı sayma işlemini

tamamladığı anda çıkış bir CLK sinyali kadar sürede alçak (0) olur ve tekrar yükselir. Şekil 7.9'da bu durum şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 7.9 : Mod 5 sinyal haritası.

20 MHz kristal osilatör

Kristal osilatör çok hassas frekanslı elektrik sinyalleri üretmek için piezoelektrik malzemelerdeki kristal titreşimlerinin mekanik rezonansını kullanan elektronik bir elemandır. Bu frekans genellikle zamanı izlemek, dijital devrelerde sabit saat sinyali sağlamak ve radyo verici ve alıcılarının frekanslarını stabil hale getirmek için kullanılır. En çok kullanılan piezoelektrik rezonans üretici, kuvars kristalidir. Bu yüzden kristal çevresinde tasarlanan osilatör devreleri kristal osilatörü olarak adlandırılır.

Sistem frekansının seçimi motorun çalışma şartları göz önüne alınarak yapılmıştır. Deney motorunun maksimum 3000 dev/dk hızda çalışacağı kabulüyle yapılan hesaplamada;

Hızın °KMA olarak ifadesi,

$$3000 \cdot 360 = 1080000 \ ^\circ KMA/dk$$

Hızın frekans karşılığı,

$$1080000 \div 60 = 18 \ KHz$$

Maksimum dönme sayısında 1° KMA'nın taranması için geçen zaman,

$$1/\left(18 \cdot 10^3\right) = 5{,}4 \cdot 10^{-5} \ s$$

Bu hesaplamanın yardımıyla motorun ateşleme ve püskürtme kontrollerinin yapılabileceği bir çalışma frekansı seçilmelidir. Ateşleme ve püskürtme zamanlarının 1º KMA hassasiyetinde değiştirildiği düşünülürse sistemin en azından 18 KHz işletme frekanslarında çalışabilmesi gerekir. Bu verilere göre sistem

frekansı 500 KHz olarak seçilmiştir. Ancak bu frekanslarda bir kristal bulmak zor olduğundan kolayca bulunabilen 20 MHz' lik bir kristal kullanılmış ve bu frekans mikrodenetleyiciye yüklenen yazılımla 500 KHz'e dönüştürülmüştür.

Sistemin saat sayma frekansı,

$$f = 500\ KHz$$

Sistemin saat sayma periyodu,

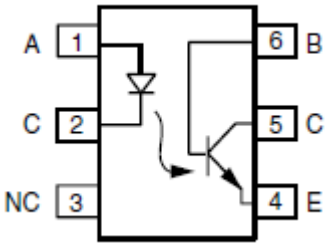
$$T = 1/f = 1/\left(500 \cdot 10^{3}\right) = 2 \cdot 10^{-6}\ s \qquad \textbf{(7.1)}$$

Bu şekilde entegre initial count (gecikme) değerini 2µs hassasiyetle ayarlayabilmektedir. t = 2ms' lik bir initial count (gecikme) yaratmak istendiğinde sayıcıya yüklenmesi gereken gecikme değeri K şöyle hesaplanabilir :

$$K = t/T = \left(2 \cdot 10^{-3}\right)/\left(2 \cdot 10^{-6}\right) = 1000 \qquad \textbf{(7.2)}$$

4N25 optik izolatör

Optik izolatörler elektronik devrelerde devre elemanları arasında elektronik sinyallerin transfer edildiği optik aktarma bölgeleridir. Optik izolatörlerin yapısında bulunan led ve fotodedektör yardımıyla elektronik sinyaller ışık hüzmesine çevrilir, aktarılır ve tekrar elektronik sinyale çevrilirler. İki taraf arasında elektriksel bir bağlantı olmaması sayesinde sistem yüksek gerilim şoklarına karşı korunmuş olur. Şekil 7.10'da 4N25 optik izolatörün şematik şekli gösterilmiştir.



Şekil 7.10 : 4N25 optik izolatör.

MAX 232 sürücü/alıcı entegresi

MAX 232, RS-232 seri port sinyallerini TTL devrelerine uyumlu hale dönüştüren bir sürücü/alıcı entegresidir. Sürücü, mikrodenetleyicinin ±5V olan seri port çıkışını RS-

232 voltaj seviyesi olan ±12V' a çıkarırken alıcı RS-232'den gelen sinyalleri standart 5V TTL seviyesine düşürmektedir.

100 nF kondensatör

Her entegrenin ± beslemesine en yakın mesafeye konularak parazitleri önlemektedir.

BU323A transistör

BU323A, otomotiv uygulamalarında ateşleme için yaygın olarak kullanılan NPN tipi transistördür. NPN tipi transistörler uyarı akımı yüksek (1) olduğu durumda akım geçişine izin vermektedir.

200 V zener

Ateşleme bobini primer sargısında manyetik alanın çökmesiyle 300-400V arasında bir gerilim indüklenir. 2x200V zener 400V'un üzerindeki tepe gerilimlerini kendi üzerinden geçirerek ısıya çevirir ve transistörü korur.

220 nF 400 V kondensatör

220 nF 400 V kondensatör, transistör akımı kesildiğinde sistemin rezonansa girmesi için kullanılır.

IRFZ44N mosfet

Püskürtme için kullanılan bu transistörün kapı akımı çok düşük olduğundan verilen akımın tamamı enjektöre gider.

IN4007

Ters tepe gerilimlerini kırpar.

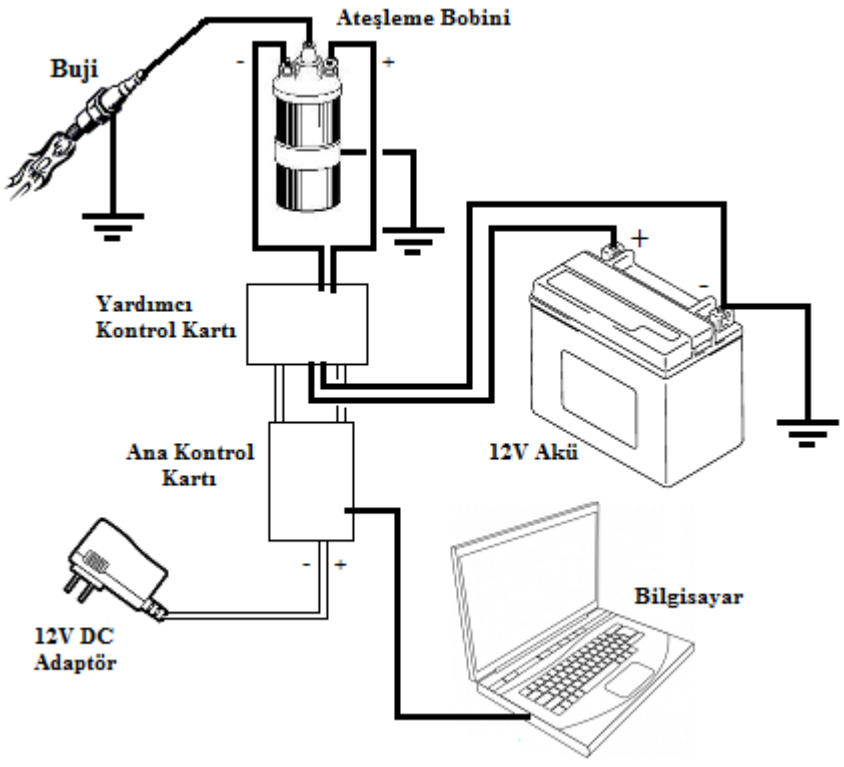
7.1.2.2 Kontrol kartları ile ateşleme ve püskürtmenin gerçekleştirilmesi

Ateşleme ve püskürtme zamanlaması asıl olarak ana kart üzerinde, mikrodenetleyicinin kontrolü altındaki iki ayrı 82C54 zamanlama entegresi tarafından yönetilmektedir. Enkoderden her çevrimde bir kez gönderilen sıkıştırma sonu ÜÖN sinyali, 82C54 entegresinin bir sonraki sinyale kadar geçen süreç içinde mikrodenetleyicinin karar verdiği şekilde işlemini gerçekleştirmesi için bir uyarı niteliğindedir. Dolayısıyla bir çevrimde tek bir ÜÖN sinyali gönderilmesi için inkremental enkoder motor krank milinin yarı hızında dönen bir mile bağlanmıştır. Mikrodenetleyiciye yüklenen yazılımda motorun normal çalışma modu (n) ve çevrim

atlatma stratejileri (ns ve nss) için karar verme mekanizmaları belirtilmiştir. İstenen çalışma stratejisi bilgisayar ekranındaki kontrol panelinden seçilerek mikrodenetleyicinin karar verme mekanizması belirlenmektedir. İmal edilen çevrim atlatma mekanizması ns stratejisine uygun olduğundan programda 'ns' seçeneği kullanılmaktadır.

7.2 Elektronik Ateşleme Sistemi

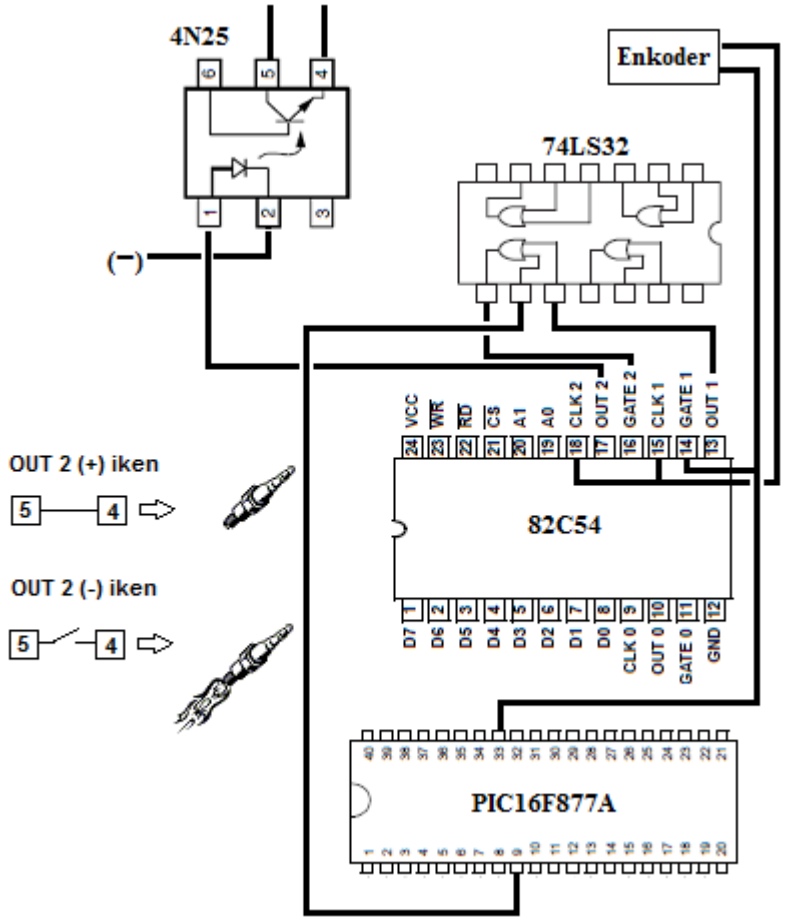
Kullanılan ateşleme sisteminin klasik ateşleme sistemlerinden farkı, primer devre akımının kesilmesi için mekanik kesicili sistem yerine yazılım kontrollü elektronik kesicili sistem kullanılmasıdır. Elektronik kesicili sistemde kesme zamanlaması ana kontrol kartı üzerindeki mikrodenetleyici ve ateşleme için kullanılan 82C54 entegresi ile ayarlanmaktadır. Elektronik ateşleme sisteminin şeması Şekil 7.11'de verilmiştir.



Şekil 7.11 : Elektronik ateşleme sistemi şeması.

Elektronik ateşleme sisteminde ateşleme avansı taşıt motorlarında olduğu gibi sıkıştırma sonu ÜÖN'sı referans alınarak belirlenmektedir. Kullanılan yazılımın bilgisayar ekranındaki kontrol panelinde ateşleme avansını 0 – 60 °KMA arasında değiştirmek mümkündür. Öte yandan kontrol programında çevrim atlatma stratejilerinden biri seçildiğinde ateşleme avansı değişmemekle birlikte, atlatılan

çevrimlerde ateşleme gerçekleşmemektedir. Kontrol kartları üzerinde ateşlemeyi kontrol eden mekanizma Şekil 7.12'de gösterilmiştir.



Şekil 7.12 : Kontrol kartı üzerinde ateşlemeyi kontrol eden mekanizma.

Ateşleme için kullanılan 82C54 entegresinin Sayıcı 1 birimi mod 5'te çalışmaktadır, dolayısıyla OUT 1 çıkışı başlangıçta (1) yüksektir. GATE 1 girişi enkoder tarafından her çevrimde bir kez gönderilen sıkıştırma sonu ÜÖN sinyalini, CLK 1 girişi ise çevrimin her 1° KMA'sı için enkoder tarafından gönderilen saat sinyallerini algılar. Enkoderden sıkıştırma sonu ÜÖN'sında gelen tetik sinyali aynı zamanda mikrodenetleyiciye de gönderilir. Sayıcı 1'e GATE 1'den tetik sinyali geldiği anda, daha önce yüklenen gecikme değeri kadar CKL 1 sinyali geri sayılmaya başlanır. Geri sayım bittiğinde 1 CLK sinyali kadar süre için OUT 1 alçak (0) olur ve sonra tekrar yükselir. Sayıcı 1'e yüklenen gecikme değeri sıkıştırma sonu ÜÖN'sından ateşleme başlangıç anına kadar °KMA olarak geçen süredir.

Sayıcı 1'in OUT 1 çıkışı 74LS32 içindeki veya kapılarından birine girmektedir. Aynı kapının diğer girişi ise mikrodenetleyiciye bağlıdır. Mikrodenetleyici, algıladığı

sıkıştırma sonu ÜÖN sinyaline göre, eğer sinyalden sonra başlayacak çevrim gerçekleşecek çevrim ise bu girişi alçak (0), atlatılacak çevrim ise yüksek (1) tutmaktadır. Gerçekleşecek çevrimde mikrodenetleyiciye bağlı giriş 0 iken OUT 1 normalde yüksek (1) olduğundan Sayıcı 2'nin GATE 2 girişine bağlı olan veya kapısı çıkışı normalde yüksektir ($0 \vee 1 = 1$). Ancak OUT 1 anlık olarak 0 olduğunda veya kapısının çıkışı da 0 olur ($0 \vee 0 = 0$) ve Sayıcı 2 tetiklenir.

Sayıcı 2 mod 1'de çalışmaktadır, dolayısıyla OUT 2 çıkışı başlangıçta (1) yüksektir. GATE 2 girişi veya kapısının çıkışından gelen sinyali, CLK 2 girişi ise çevrimin her 1° KMA'sı için enkoder tarafından gönderilen saat sinyallerini algılar. Sayıcı 2'ye GATE 2'den tetik sinyali geldiği anda OUT 2 çıkışı alçak olur ve aynı anda geri sayılmaya başlayan gecikme değeri kadar alçak kalır. Geri sayım bittiğinde OUT 2 çıkışı tekrar yüksek olur. Sayıcı 2'ye yüklenen gecikme değeri °KMA olarak ateşleme süresidir.

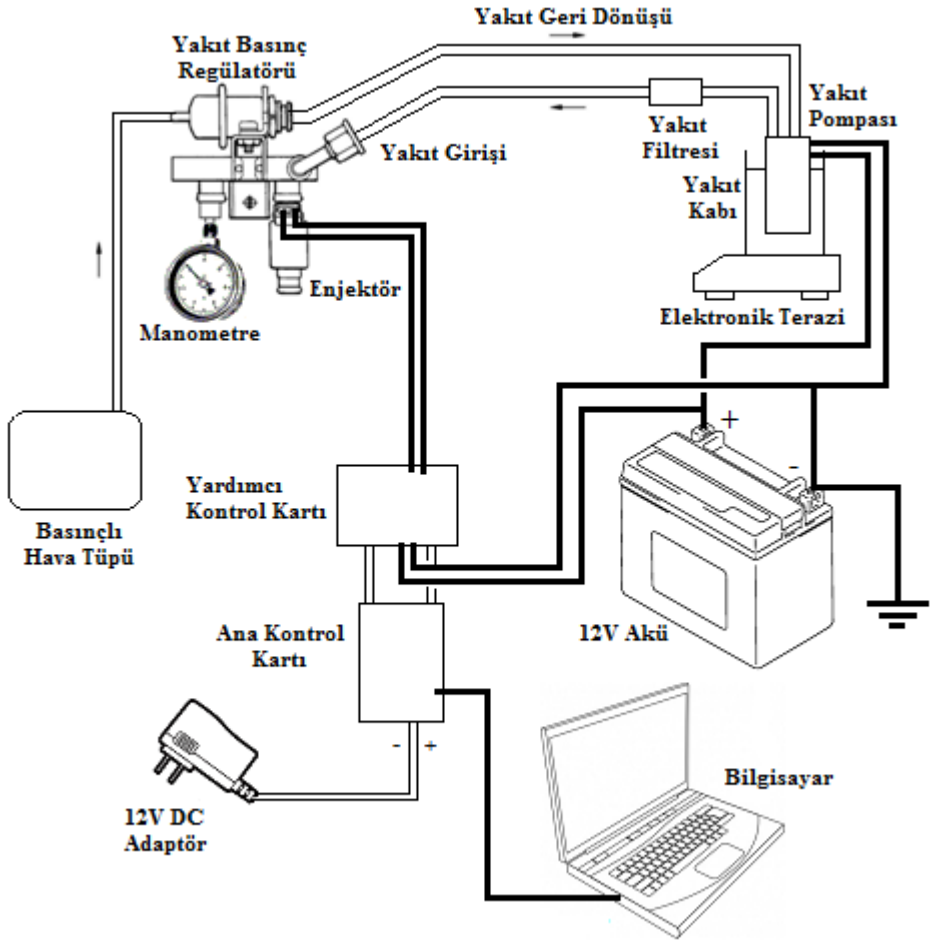
Ateşleme için kullanılan 4N25 entegresinin girişlerinden biri (-) negatife, diğeri ise Sayıcı 2'nin OUT 2 çıkışına bağlıdır. Normalde OUT 2 yüksek (+) olduğundan 4N25 entegresinin giriş bacakları arasındaki akım tıpkı bir anahtar gibi çıkış bacaklarının bağlı olduğu devreyi tamamlamakta ve böylece transistörden primer devre akımının geçmesi sağlanmaktadır. OUT 2'nin alçak olduğu durumda ise 4N25 entegresinin çıkış bacakları devreyi tamamlayamadığından transistörden geçen primer devre akımı kesilmekte ve sekonder devrede meydana gelen yüksek gerilim bujide kıvılcım oluşmasına neden olmaktadır.

Algılanan sıkıştırma sonu ÜÖN'sından sonra başlayacak çevrim gerçekleşmeyecek ise veya kapısının mikrodenetleyici girişi yüksek (1) olur. Bu durumda OUT 1'den gelen sinyal ne olursa olsun veya kapısından GATE 2 girişine gönderilen sinyal sürekli yüksek (1) olacağından Sayıcı 2 tetiklenmeyecek ve OUT 2 sürekli yüksek (+) kalacaktır. Sonuçta primer devre akımı kesilmediğinden ateşleme gerçekleşmeyecektir. Şekil A.23'te ve Şekil A.24'te ns ve nss stratejileri için ateşleme mekanizmasının çalışma haritası gösterilmiştir.

7.3 Yakıt Püskürtme Sistemi

Deney motorunda kullanılan yakıt püskürtme sistemi, Tofaş Tempra 1.6 L ve 2.0 L motorlarında kullanılan püskürtme sistemi elemanlarından oluşmaktadır. Yakıt

püskürtme sistemi ateşleme sistemine benzer şekilde elektronik kontrol sistemi tarafından kontrol edilir. Sistemde enjektör, enkoderden alınan veriler kullanılarak kontrol kartları üzerinden tetiklendiğinden, enjektörün püskürtmeye başlama zamanı (püskürtme avansı) ve açık kalma süresi (püskürtme süresi) hassas olarak ayarlanabilmekte, atlatılan çevrimlerde ise püskürtme gerçekleştirilmemektedir. Yakıt püskürtme sisteminin şeması Şekil 7.13'te verilmiştir.



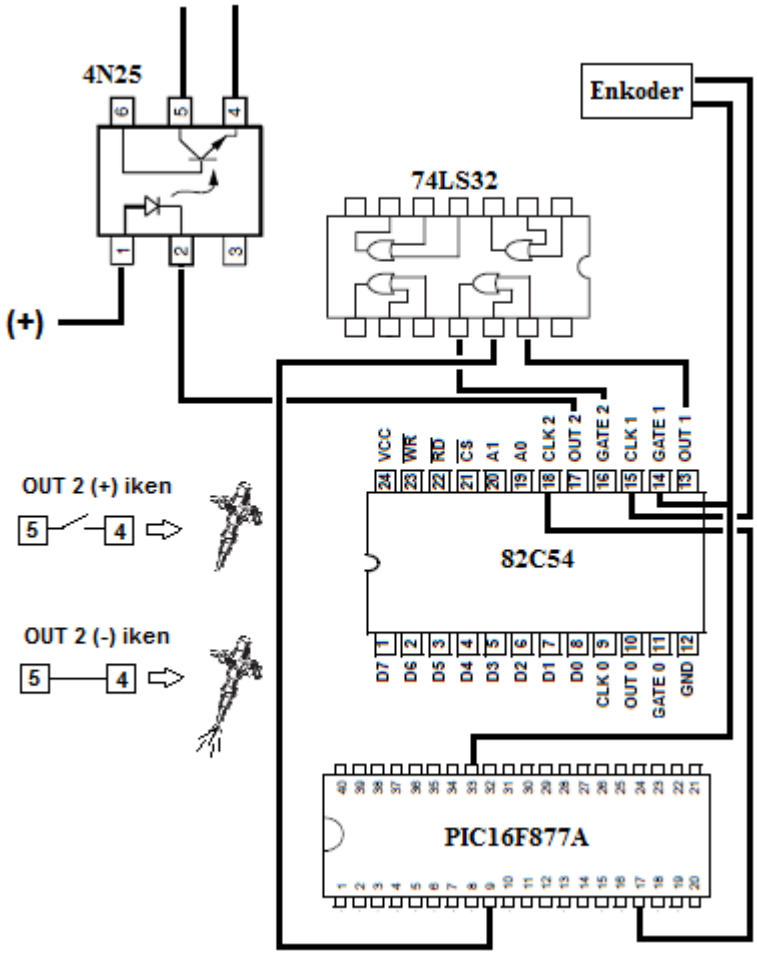
Şekil 7.13 : Yakıt püskürtme sistemi şeması.

Deney motorunun çalışması sırasında püskürtme avansı ve püskürtme süresi bilgisayar ekranındaki kontrol paneli üzerinden kontrol edilebilmektedir. Püskürtme avansı, emme başlangıcındaki ÜÖN'yı referans almakta ve ° KMA cinsinden değiştirilebilmektedir. Püskürtme süresini ise motor hızından bağımsız olarak 0 – 30 ms zaman aralığında değiştirmek mümkündür.

Püskürtme sisteminin orijinal halinde yakıt pompası yakıtı basınç regülatörüne 4,5 - 6.5 bar basınç aralığında gönderir. Basınç regülatörü, enjektörün bağlı olduğu yakıt manifoldu ile emme manifoldu arasındaki basınç farkı 3 bar olacak şekilde,

püskürtme basıncını sabit tutar ve fazla yakıtı depoya gönderir. Böylece püskürtülen yakıt miktarı sadece püskürtme süresi (enjektörün açık kalma süresi) değiştirilerek ayarlanabilir. Sistem deney motoruna adapte edilirken basınç regülatörünün emme manifolduna bağlanan ucuna basınçlı hava verilerek sistemin orijinal püskürtme basıncı 3 bar'dan 4 bar'a çıkarılmıştır. Böylece basınç farkı arttığı için aynı enjektör açık kalma sürelerinde, daha fazla yakıt püskürtülmesi mümkün olmuştur.

Yakıt püskürtme sisteminde püskürtme zamanlaması ve püskürtme süresi ana kontrol kartı üzerindeki mikrodenetleyici ve püskürtme için kullanılan 82C54 entegresi tarafından ayarlanmaktadır. Kontrol kartları üzerinde püskürtmeyi kontrol eden mekanizma Şekil 7.14'te gösterilmiştir.



Şekil 7.14 : Kontrol kartı üzerinde püskürtmeyi kontrol eden mekanizma.

Püskürtme için kullanılan 82C54 entegresinin Sayıcı 1 birimi mod 5'te çalışmaktadır, dolayısıyla OUT 1 çıkışı başlangıçta (1) yüksektir. GATE 1 girişi enkoder tarafından her çevrimde bir kez gönderilen ÜÖN sinyalini, CLK 1 girişi ise çevrimin her 1° KMA'sı için enkoder tarafından gönderilen saat sinyallerini algılar. Enkoderden

sıkıştırma sonu ÜÖN'sında gelen tetik sinyali aynı zamanda mikrodenetleyiciye de gönderilir. Sayıcı 1'e GATE 1'den tetik sinyali geldiği anda, daha önce yüklenen gecikme değeri kadar CKL 1 sinyali geri sayılmaya başlanır. Geri sayım bittiğinde 1 CLK sinyali kadar süre için OUT 1 alçak (0) olur ve sonra tekrar yükselir. Sayıcı 1'e yüklenen gecikme değeri sıkıştırma sonu ÜÖN'sından püskürtme başlangıç anına kadar °KMA olarak geçen süredir.

Sayıcı 1'in OUT 1 çıkışı 74LS32 içindeki veya kapılarından birine girmektedir. Aynı kapının diğer girişi ise mikrodenetleyiciye bağlıdır. Mikrodenetleyici, algıladığı sıkıştırma sonu ÜÖN sinyaline göre, eğer sinyalden sonra başlayacak çevrim gerçekleşecek çevrim ise bu girişi alçak (0), atlatılacak çevrim ise yüksek (1) tutmaktadır. Gerçekleşecek çevrimde mikrodenetleyiciye bağlı giriş 0 iken OUT 1 normalde yüksek (1) olduğundan Sayıcı 2'nin GATE 2 girişine bağlı olan veya kapısı çıkışı normalde yüksektir ($0 \vee 1 = 1$). Ancak OUT 1 anlık olarak 0 olduğunda veya kapısının çıkışı da 0 olur ($0 \vee 0 = 0$) ve Sayıcı 2 tetiklenir.

Sayıcı 2 mod 1'de çalışmaktadır, dolayısıyla OUT 2 çıkışı başlangıçta (1) yüksektir. GATE 2 girişi veya kapısının çıkışından gelen sinyali, CLK 2 girişi ise mikrodenetleyici tarafından gönderilen gerçek zamanı algılar. Bu şekilde enjektörün püskürtme süresinin milisaniye olarak ayarlanmasına olanak sağlanır. Sayıcı 2'ye GATE 2'den tetik sinyali geldiği anda OUT 2 çıkışı alçak olur ve aynı anda geri sayılmaya başlayan gecikme değeri kadar alçak kalır. Geri sayım bittiğinde OUT 2 çıkışı tekrar yüksek olur. Sayıcı 2'ye yüklenen gecikme değeri ms olarak püskürtme süresidir.

Püskürtme için kullanılan 4N25 entegresinin girişlerinden biri (+) pozitife, diğeri ise Sayıcı 2'nin OUT 2 çıkışına bağlıdır. Normalde OUT 2 yüksek (+) olduğundan 4N25 entegresinin giriş bacakları arasında akım oluşmaz. Bu durumda, bir anahtar gibi çalışan çıkış bacaklarının bağlı olduğu devre tamamlanamadığından enjektörden akım geçmez. OUT 2'nin alçak olduğu durumda ise 4N25 entegresinin çıkış bacakları devreyi tamamladığından enjektörden akım geçer ve bu süre içinde püskürtme gerçekleşir.

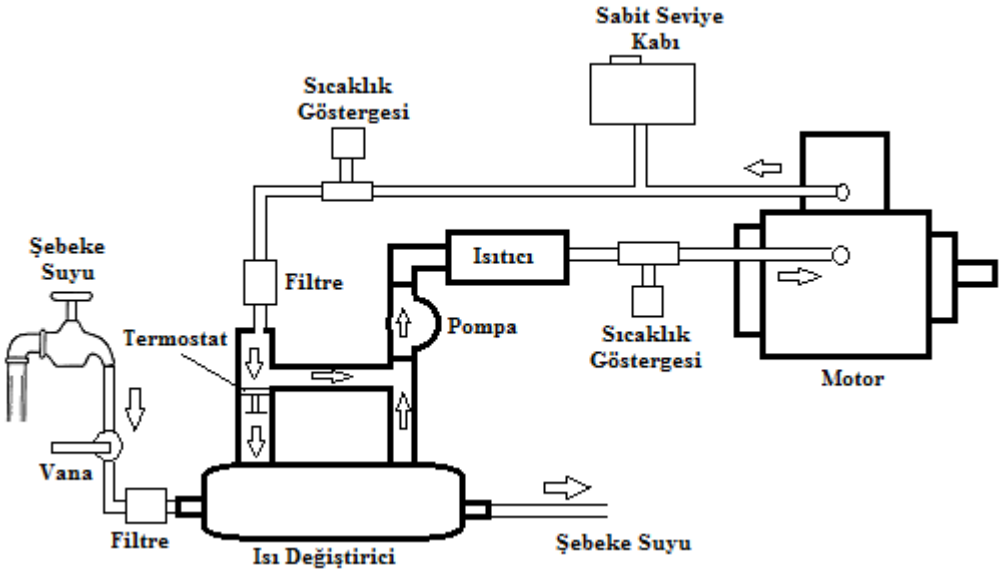
Algılanan sıkıştırma sonu ÜÖN'sından sonra başlayacak çevrim gerçekleşmeyecek ise veya kapısının mikrodenetleyici girişi yüksek (1) olur. Bu durumda OUT 1'den gelen sinyal ne olursa olsun veya kapısından GATE 2 girişine gönderilen sinyal

sürekli yüksek (1) olacağından Sayıcı 2 tetiklenmeyecek ve OUT 2 sürekli yüksek (+) kalacaktır. Sonuçta enjektörden akım geçmediğinden püskürtme gerçekleşmeyecektir. Şekil A.25'te ve Şekil A.26'da ns ve nss stratejisi için püskürtme mekanizmasının çalışma haritası gösterilmiştir.

7.4 Motor Soğutma Sistemi

Motorun soğutması su ile yapılmaktadır. Bunun için plakalı ısı değiştirici ile ısı iletimini sağlayan bir soğutma sistemi kullanılmaktadır. Sistem temelde iki ayrı su devresinden oluşur. Birinci devre motor soğutma suyunun sirküle edildiği kapalı devredir. Motorun soğutma suyu motor içinde ısındıktan sonra ısı değiştiriciye giderek ısı verir. İkinci devre ise motor soğutma suyunun verdiği ısıyı alan şebeke suyunun devresidir ve açık sistemdir. Şebekeden alınan su ısı değiştiricide soğutma işlevini gerçekleştirdikten sonra dışarı atılır.

Birinci devrede, ısı değiştirici girişinde termostat bulunmaktadır. Motordan gelen su yeterince sıcak ise termostat açılır ve su ısı değiştiriciden geçtikten sonra elektrikli ve 3 kademeli bir sirkülasyon pompası ile sirküle edilir, ancak yeterince ısınmamış ise ısı değiştiriciye uğramadan direkt motora gönderilir. Sirkülasyon pompası çıkışında bulunan rezistanslı ısıtıcı soğuk çalışma şartında motoru ısıtmak için kullanılmaktadır. İkinci devredeki şebeke suyu şebeke basıncından yararlanılarak ısı değiştiriciden geçirilir. Sistemde sıcaklık ayarının kontrolü ikinci devre üzerine konulmuş iki adet kısıcı vana ile şebeke suyunun debisi değiştirilerek yapılır. Isı değiştiricinin giriş ve çıkışına konulan sıcaklık ölçerlerle motor suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları gözlenir. Şekil 7.15'te soğutma sisteminin genel şeması gösterilmiştir.



Şekil 7.15 : Motor soğutma sistemi.

7.5 Emme Havası Debi Ölçüm Sistemi

Deney motorunda emme havası debisini ölçmek için kullanılan sistem iki parçadan oluşmaktadır. Bunlardan biri hava deposu, diğeri ise debi ölçüm cihazıdır.

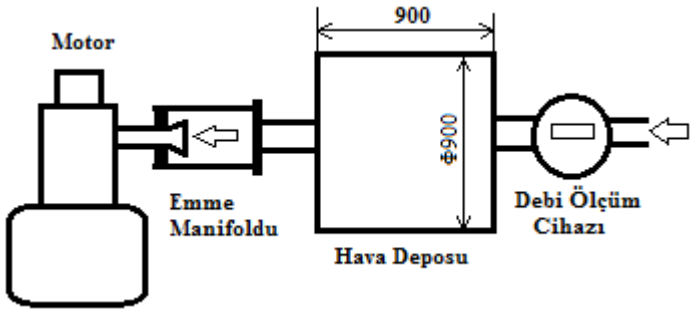
Hava deposu, motorun çalışması sırasında emme kanalındaki basınç titreşimlerini ve akımın süreksizliğini sönümleyerek ölçülebilir sürekli bir hava akışı sağlamak amacıyla kullanılır. Deponun bir ucu motorun emme manifolduna, diğer ucu ise debi ölçüm cihazına sızdırmaz bir şekilde bağlanmaktadır.

Debi ölçümü için 'Gas Meter' olarak adlandırılan ve gaz debisi ölçmede kullanılan Dresser firmasına ait G65 tipi döner pistonlu debi ölçüm cihazı kullanılmaktadır. Cihaz, bir gövde içinde yataklanan iki adet root tipi döner pistonun her birinin bir tam devirde belirli hacimde havanın yerini değiştirmesi prensibiyle çalışmaktadır. Hacimsel akış hızı pistonların dönme sayısıyla orantılı olduğundan piston milinin tahrik ettiği bir sayıcı ile cihazdan geçen hacim m^3 veya ft^3 olarak okunmaktadır. Debi ölçüm cihazı ile işletme sıcaklığı ve basıncında ölçülen hacim bazı yöntemlerle standart sıcaklık ve basınçtaki hacim değerine dönüştürülebilmektedir.

Debi ölçüm cihazının maksimum hata yüzdesi minimum ve maksimum debi aralığında düşük debilerde ±%2 iken yüksek debilerde ±%1 olarak belirlenmiştir. Düşük ve yüksek debi ayrımı model numarasına göre değişmektedir. G65 modelinin minimum debisi 0,6 m^3/h, maksimum debisi ise m^3/h'dir. 0,075 m^3/h akış hızında ölçüme başlayan G65 modelinin hata yüzdesi 0,6 m^3/h akış hızından sonra ±%2, 0,77

m^3/h akış hızından sonra ise ±%1 sınırları içinde kalmaktadır. Cihazın hassasiyeti ise pistonların dönmeye başladığı hız olarak tanımlanmaktadır. Minimum akış hızından küçük olan bu hızda hata yüzdesi ±%2 sınırının dışına çıkabilmektedir.

Deney motorunun 500 – 3000 dev/dk aralığında çalışacağı düşünüldüğünde emme havası debisinin gaz kelebeği ve volümetrik verim ihmal edilerek kabaca 6,8 – 40,8 m^3/h olacağı, kayıplar da hesaba katıldığında ±%1 hata ile ölçüm yapmanın mümkün olduğu hesaplanmıştır.



Şekil 7.16 : Emme havası debi ölçüm sistemi.

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, çevrim atlatmalı motor uygulamasında, atlatılan çevrimlerde silindire hava girişini engellemek üzere emme ve egzos supaplarının kapalı tutulması için daha önce önerilmiş ve kısmen tasarlanmış bir mekanizmanın tasarımı tamamlanmış, parçaları imal edilmiş ve mekanizma motora adapte edilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalarda, dört zamanlı benzinli motorların kısmi yük koşulundaki efektif verimini artırmaya yönelik olarak geliştirilen çevrim atlatma metodunda, atlatılan çevrimlerde silindire hava girişinin engellenememesinin bir sonucu olarak beklenen verim artışının sağlanamadığı gözlemlenmiştir.

İ.T.Ü. bünyesinde, 2004 yılından günümüze kadar hazırlanan birçok bitirme tasarım projesinde ve yüksek lisans tezinde önerilen, çevrim atlatma sırasında supaplara müdahale edebilmeyi mümkün kılan yöntemler ve tasarımlar arasından, 'profil kontrollü kam mili ve supap tahrik mekanizması' uygulanabilirlik açısından daha elverişli bulunmuş ve imalatına karar verilmiştir.

Ele alınan mekanizma, kam mili üzerinde bulunan kam profillerine eksenel yönde hareket kazandırarak profilleri takip eden tekerleklerin gerektiğinde profilleri pas geçmesini ve böylece supapların açılmamasını sağlamayı amaçlamaktadır. NS ve NSS çevrim atlatma stratejileri için farklı şekillerde tasarlanan mekanizmanın birçok parçasının mukavemet ve boyutlandırma hesabı ile malzeme seçimi geçmiş proje grupları tarafından yapılmış ve kimi parçalar Anadolu Motor A.Ş. tarafından imal edilmiştir. İmal edilen parçaların NS stratejisine uygun olması nedeniyle öncelikle NS stratejisine uygun olan mekanizmanın tamamlanmasına karar verilmiştir.

Mekanizmanın önceden imal edilmiş olan parçaları tasarım halleriyle karşılaştırılarak farklılıklar tespit edilmiş ve alternatif çözüm yolları bulunmuştur. Doğru ancak eksik imal edilen parçaların ise tasarım esaslarına bağlı kalınarak imalatı tamamlanmıştır.

Mekanizmanın en temel sistemi olan hareket transfer sistemi için kritik parçalar yeniden tasarlanmış, mukavemet ve boyutlandırma hesapları ile malzeme seçimi yapılmış ve imal edilmiştir.

Mekanizmanın kullanılacağı deney motorunun elektronik olarak kontrol edilebilmesi için veri toplayan enkoderin uygun devir sayısıyla tahrikini sağlamak üzere mekanizma içine bağlantı sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bunun yanında, motorun indikatör diyagramını çıkarmak üzere kullanılacak olan COMBI cihazı enkoderi için de bir başka bağlantı sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir.

Mekanizmanın eski parçalarının modifikasyonu ve yeni parçalarının imalatı tamamlandıktan sonra tüm parçalar eğitim amaçlı bir kesit motora tek tek monte edilmiş ve her bir aşamada karşılaşılan problemlere bağlı olarak geriye dönüşler yapılarak optimum çalışma koşulları sağlanmıştır.

Motorun dörtte bir hızıyla dönen ve üzerinde kam profillerine eksenel hareket sağlayan kanal bulunan yardımcı mil, krank miline bağlantısı yapılmadan önce bir matkap motoru ile 500-600 d/d aralığıda hızla dışarıdan tahrik edilmiş ve motorun 2000-2400 d/d hızına karşılık gelen çalışma koşulunda kam profillerinin eksenel hareketinin sorunsuz bir şekilde sağlandığı anlaşılmıştır.

Denemeler sırasında orijinal motorda kullanılan yağlama yağının viskositesi mekanizmanın çalışmasını zorlaştıracak kadar yüksek bulunduğundan, motorda ve mekanizmanın içinde viskositesi daha düşük bir yağ kullanılmasına karar verilmiştir.

Montaj sırasında mekanizmaya da uyacak şekilde doğru sente ayarının sağlanması açısından motorun orijinal montaj kataloğunda bahsedilen montaj aşamaları bir miktar değiştirilmiştir.

Deneyler sırasında ateşleme ve yakıt püskürtme işlemlerinin uygulanan çevrim atlatma stratejisine uygun şekilde gerçekleştirilebilmesi için motora bilgisayar üzerinden kumanda etmeye olanak sağlayan bir elektronik kontrol sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Sisteme yüklenen yazılım ile daha sonraki çalışmalarda denenmesi söz konusu olan diğer çevrim atlatma stratejileri de tanımlanarak gelecek projelere zemin hazırlanmıştır.

KAYNAKLAR

[1] **Url-1** <*http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/icten_yanmali_motorlar/icten_ yan mali_motor_tarihi.htm* >, 23.09.2009

[2] **Heywood, J. B.,** 1988. *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill Book Company, Newyork.

[3] **Sass, F.,** 1962. *Geschichte des Deutschen verbrennungsmotorenbaues von 1860-1918*, Springer Verlag, Berlin.

[4] **Url-2** <*http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/wankel/Wankel%20Motor.htm*>, 04.10.2009

[5] **Url-3** < *http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/liquid_fuels.html*>, 07.10.2009

[6] **BP,** 2009. Statistical review of world energy.

[7] **Url-4** <*http://www.cevreonline.com/*>, 07.10.2009

[8] **Url-5** <*http://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_engine*>, 11.10.2009

[9] **Kutlar, O. A.,** 1999. Dört zamanlı otto (rochas) çevrimli motorlarda kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmak için yeni bir yöntem (periyot atlatmalı motor), *Doktora Tezi*, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.

[10] **Potur, R. A., Konuk, F. A.,** 2007. Dört zamanlı bir benzin motorunda çevrim atlatma mekanizması, *Bitirme Tasarım Projesi*, İTÜ, Makine Fakültesi, İstanbul, Türkiye.

[11] **Url-6** <*http://www.obitet.gazi.edu.tr/makale/Makaleler/T7_Supap.htm*>, 19.10.2009

[12] **Url-7** <*http://en.wikipedia.org/wiki/VTEC*>, 19.10.2009

[13] **Göbel, T., Esch, T,** 1993. Gemischbildung bei drosselfreier laststeuerung von Ottomotoren, *Motortechnische Zeitschrift*, MTZ 54 (1993) 12.

[14] **Url-8** <*http://www.fptmultiair.com/flash_multiair_eng/home.htm*>, 12.05.2010

[15] **Arslan, H., Arslan, E,** 2004. Otto motorunun kısmi yüklerinde teorik minimum yakıt tüketimi, *itü dergisi/d, mühendislik*, cilt: 3, sayı: 2-3-4-5, 69-76.

[16] **Yavaşlıol, İ.,** 1988. *İçten yanmalı motorlar*, YTÜ Yayını, İstanbul.

[17] **Zhao, F., Harrington, D., Lai, M.,** 2002. *Automotive gasoline direct-injection engines*, R-315, Society of Automotive Engineers, USA.

[18] **Mehdiyev, R., Bayka, D., Arslan, H., Güdü, T.,** Düşük emisyonlu ve yüksek verimli yeni bir kademeli dolgulu benzin motoru, *Mühendis ve Makina*, cilt: 46, sayı: 549, sf: 42-50.

[19] **Mehdiyev, R.,** 2010. Kişisel görüşme.

[20] **Arslan, H., Kutlar, O. A., Mehdiyev, R.,** 2005. Kıvılcım ateşlemeli içten yanmalı motorun kısmi yük rejimlerinde termodinamik incelenmesi, *15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'05)*, Trabzon, Türkiye, 7-9 Eylül.

[21] **Sekmen, Y., Erduranlı, P., Gölcü, M., Salman, M.,** 2005. Buji ile ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranı değişiminin performans parametrelerine etkisi, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, cilt: 11, sayı: 1, sf: 23-30.

[22] **Basshuysen, R. V.,** 1983. Cylinder deactivation and fading out of individiual cycles to the fuel economy and exhaust emissions, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 54, 5.

[23] **Kutlar, O. A., Arslan, H., Çalık, A., Ergeneman, M., Mehdiyev, R.,** 2005. Dört zamanlı kıvılcım ateşlemeli motorlarda kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmak için yeni bir yöntem (çevrim atlatmalı motor), *15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'05)*, Trabzon, Türkiye, 7-9 Eylül.

[24] **Kutlar, O. A.,** 2000. Dört zamanlı motorlarda çevrim atlatma sistemi, *İncelemeli Patent*, No: TR 2000 03902 B.

[25] **Arslan, H.,** 2003. Otto motoru kısmi yüklerinde miminum yakıt tüketimi, *Doktora Tezi*, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.

[26] **Özgümüş, E.,** 2007. Benzin motorunda çevrim atlatma metodunun teorik incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.

[27] **Kutlar, O. A., Arslan, H.,** 2009. *Alternative ignition systems*, Verlag ProcessEng Engineering GmbH, ISBN 978-3-902655-05-9, chapter: 4, pp: 63-84.

[28] **Türem A.,** 2004. Dört zamanlı bir benzin motorunda çevrim atlatma mekanizması, *Bitirme Tasarım Projesi*, İTÜ, Makine Fakültesi, İstanbul, Türkiye.

[29] **Sıktaş, M., Demirbugan, O., Tavukçu, S.,** 2006. Dört zamanlı bir benzin motorunda çevrim atlatma mekanizması, *Bitirme Tasarım Projesi*, İTÜ, Makine Fakültesi, İstanbul, Türkiye.

[30] **Gerzeli, İ.,** 2009. İçten yanmalı dört zamanlı benzinli bir motor için çevrim atlatma mekanizmasının tasarlanması, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.

[31] **Rothbart, H. A.,** 1956. *Cams: design, dynamics, and accuracy*, Wiley, New York, pp. 28-53.

[32] **Url-9** <*http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec/1_R*0;bmkLFgPQ KpRd*>, 28.02.2010

[33] **Akkurt, M.,** 2000. *Makina Elemanları*, Cilt I-II, Birsen Yayınevi, İstanbul, 7.

[34] **Akbulut, F.,** 2010. Kişisel görüşme.

[35] **Baykara, C.,** 2010. Kişisel görüşme.

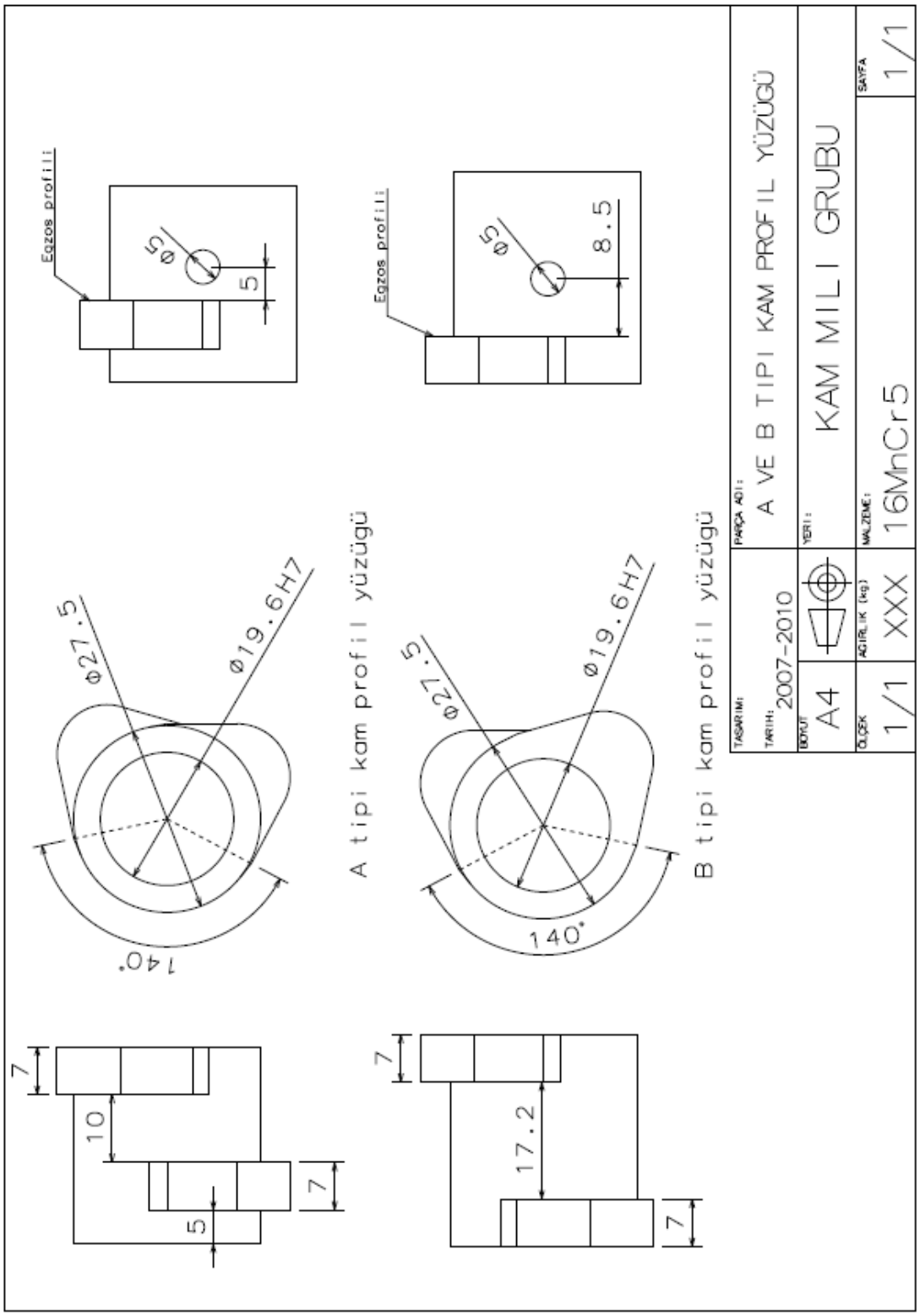
[36] **Lombardini Service Work Shop Manual GR3-4,** 2010. *http://service.lombardinigroup.it/documents/Manuali%20Officina/English/Work%20Shop%20Manual%20GR%203_4%20matr%201-5302-556.pdf,* 23.04.201

[37] **Çalık, A. T.,** 1999. Deney motoru veri toplama ve analiz sistemi tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.

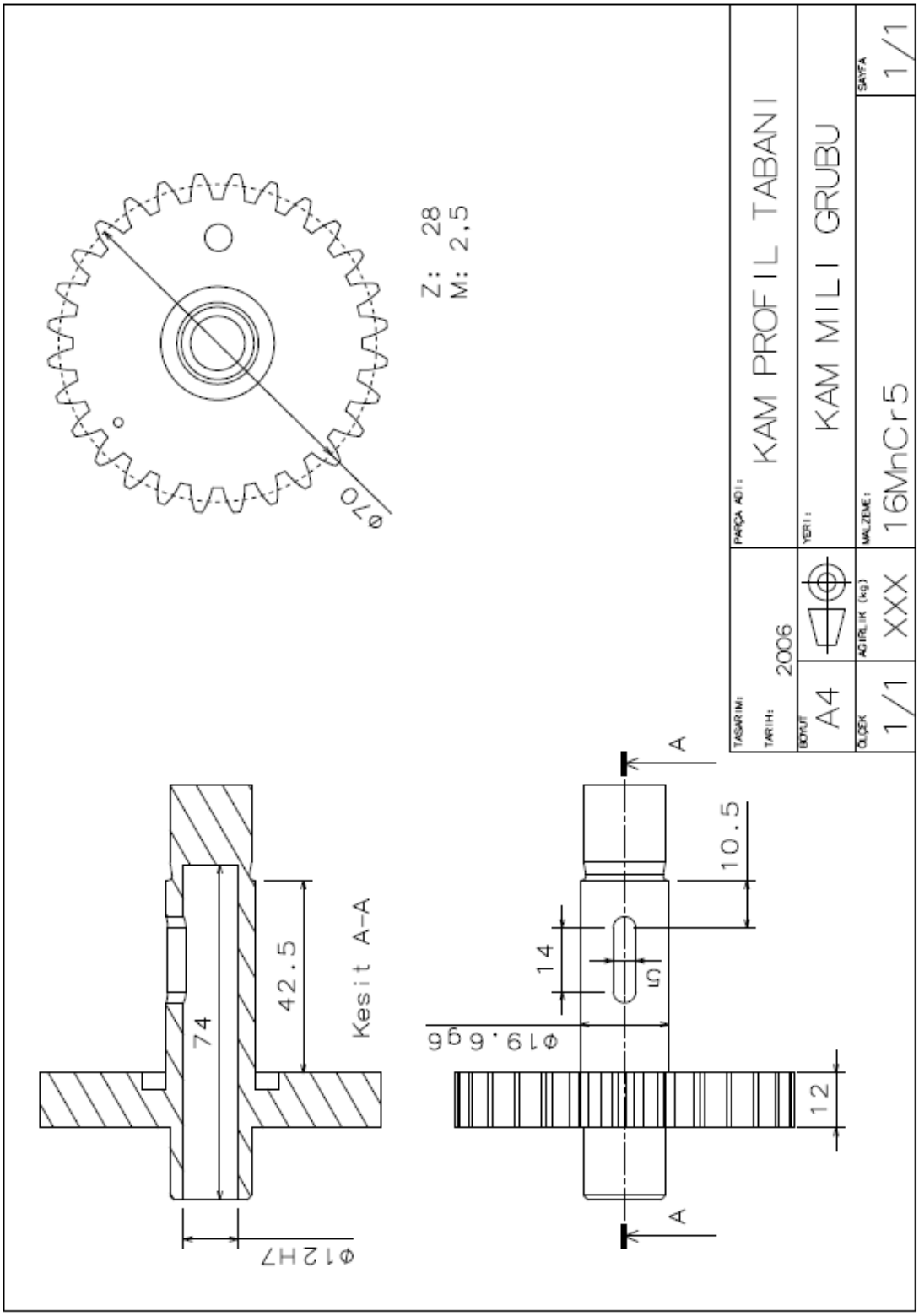
EKLER

EK A.1 : Teknik Resimler ve Haritalar

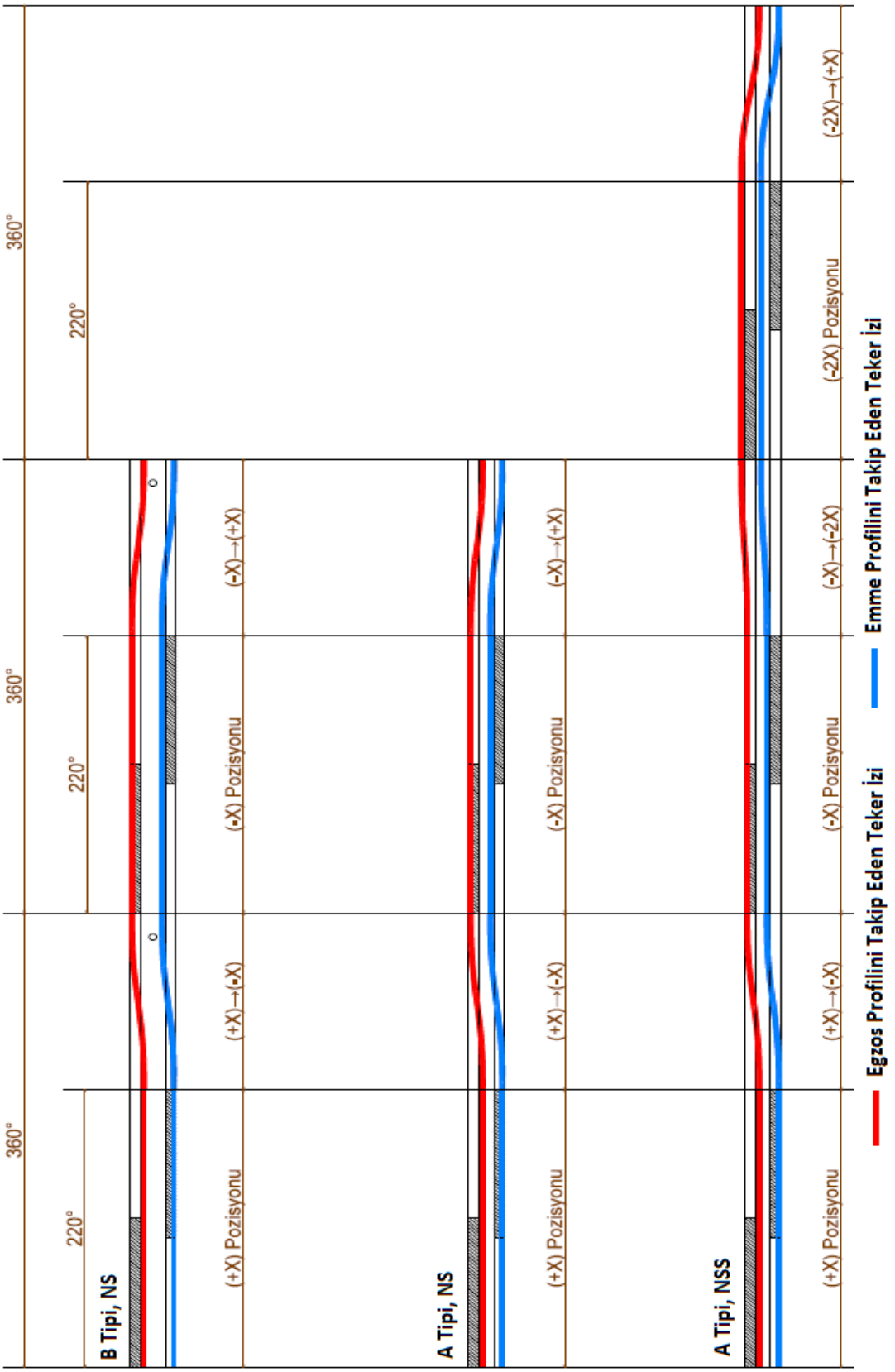
EK A.1



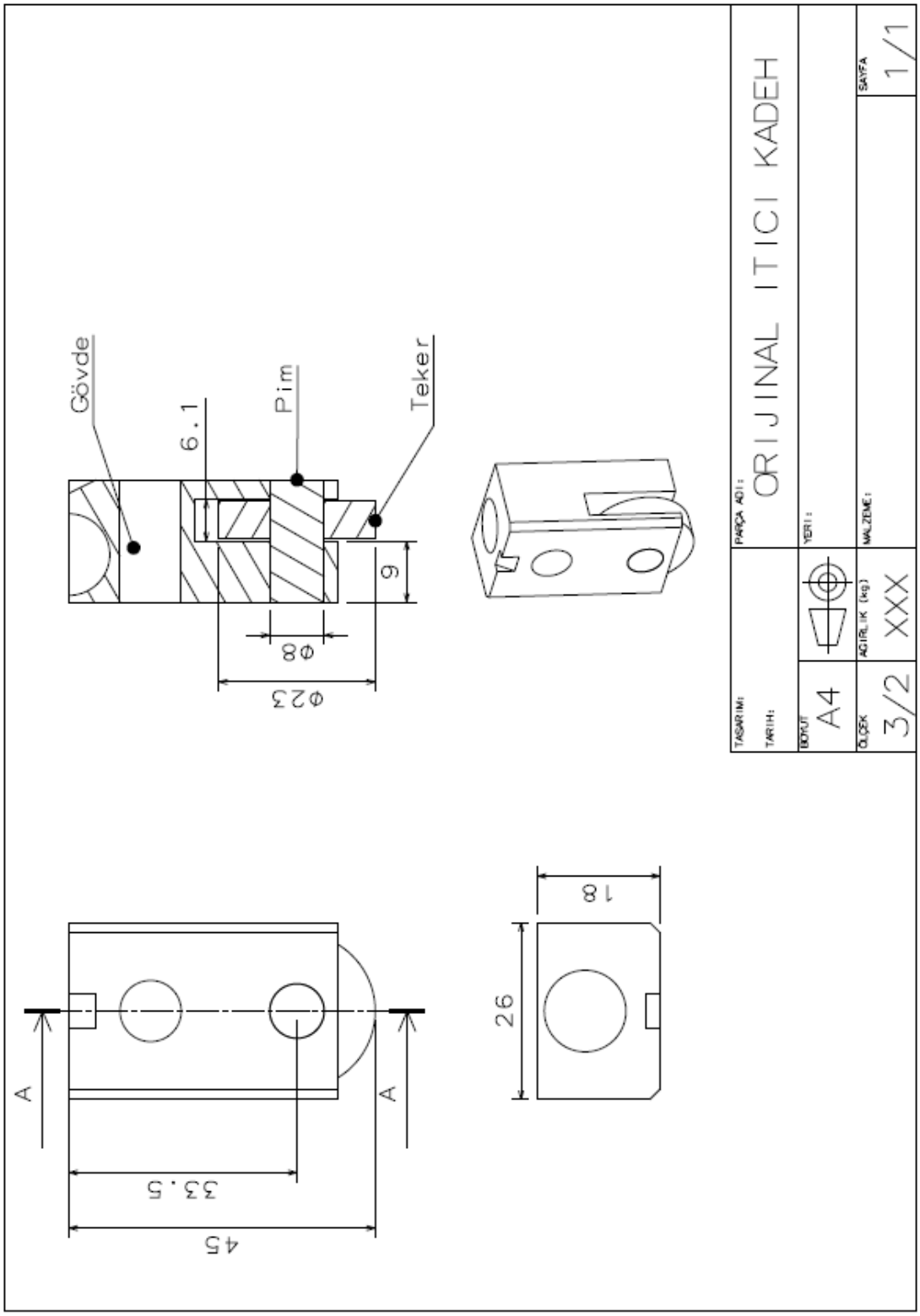
Şekil A.1 : A tipi ve B tipi kam profil yüzüklerine ait teknik resim.



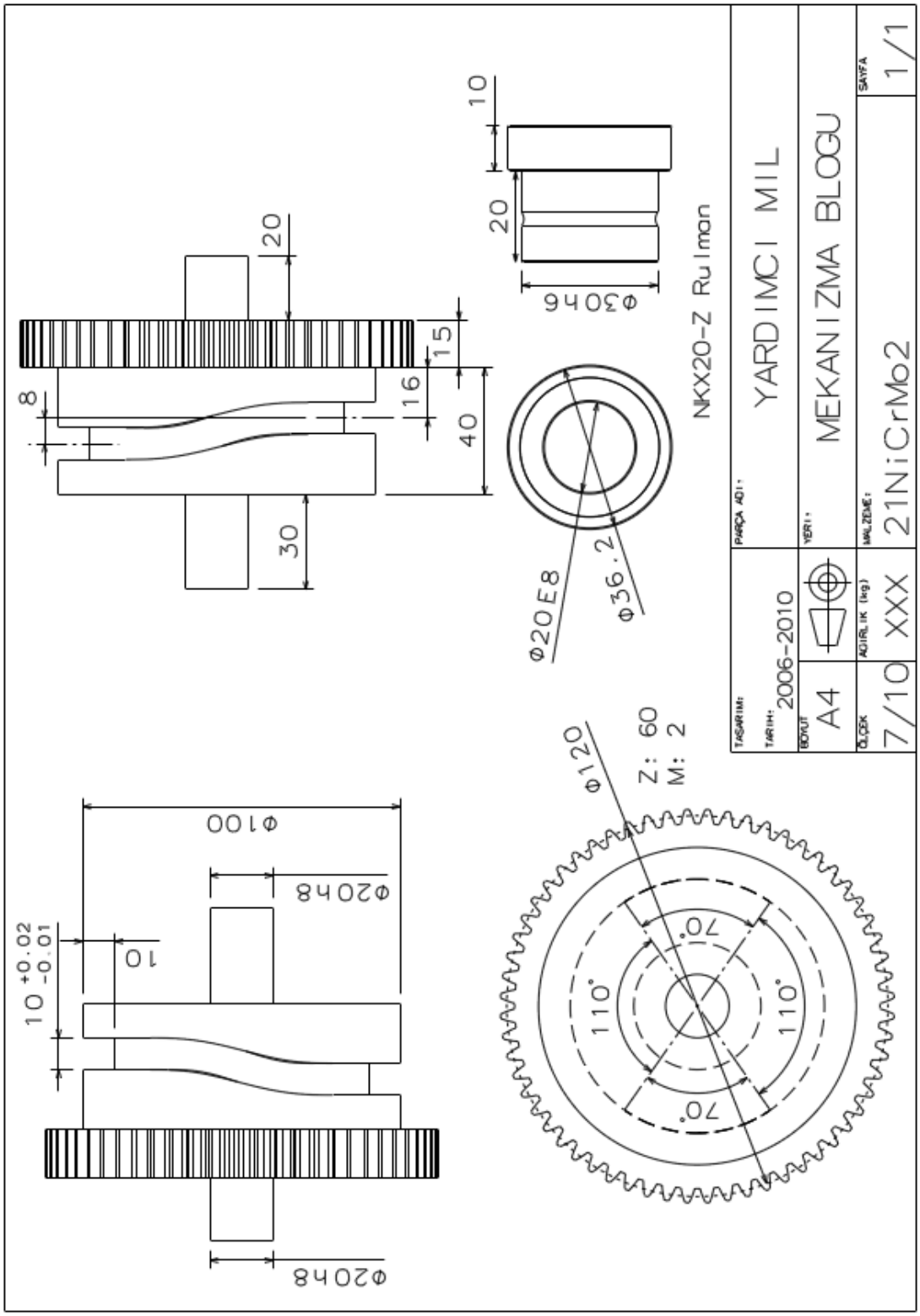
Şekil A.2 : Kam mili tabanına ait teknik resim.



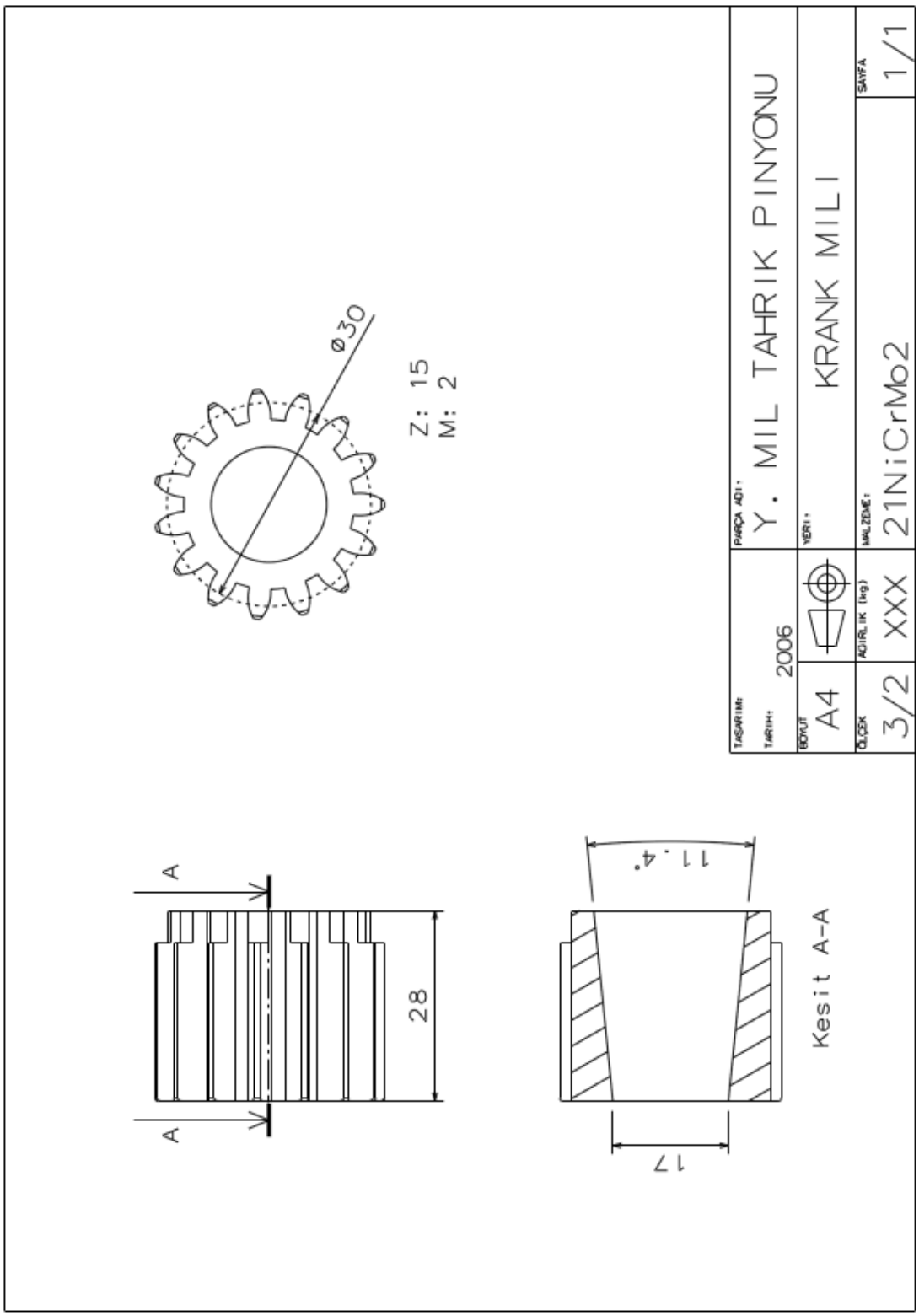
Şekil A.3 : İtici kadeh teker izi haritası.



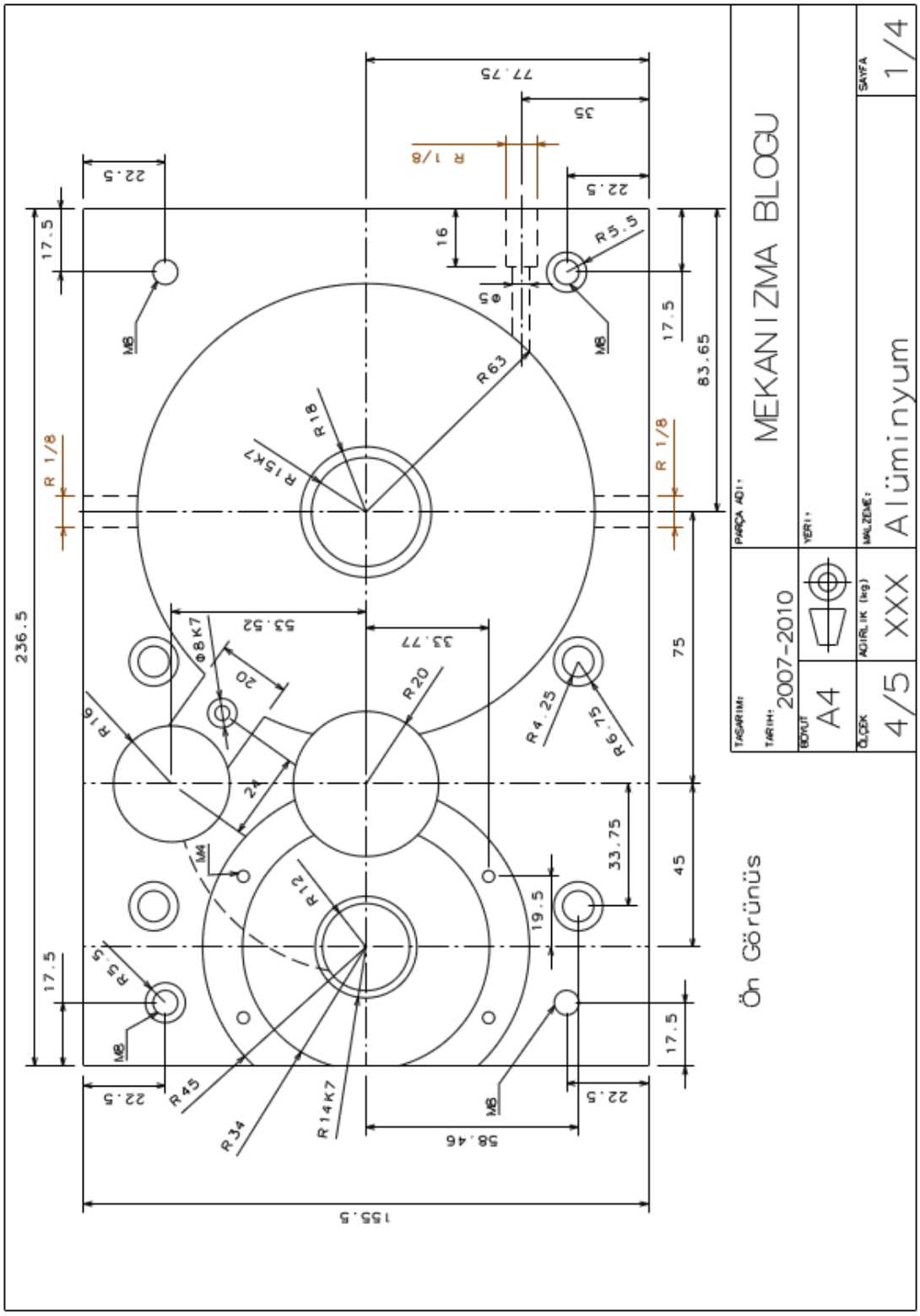
Şekil A.4 : Orijinal itici kadehe ait teknik resim.



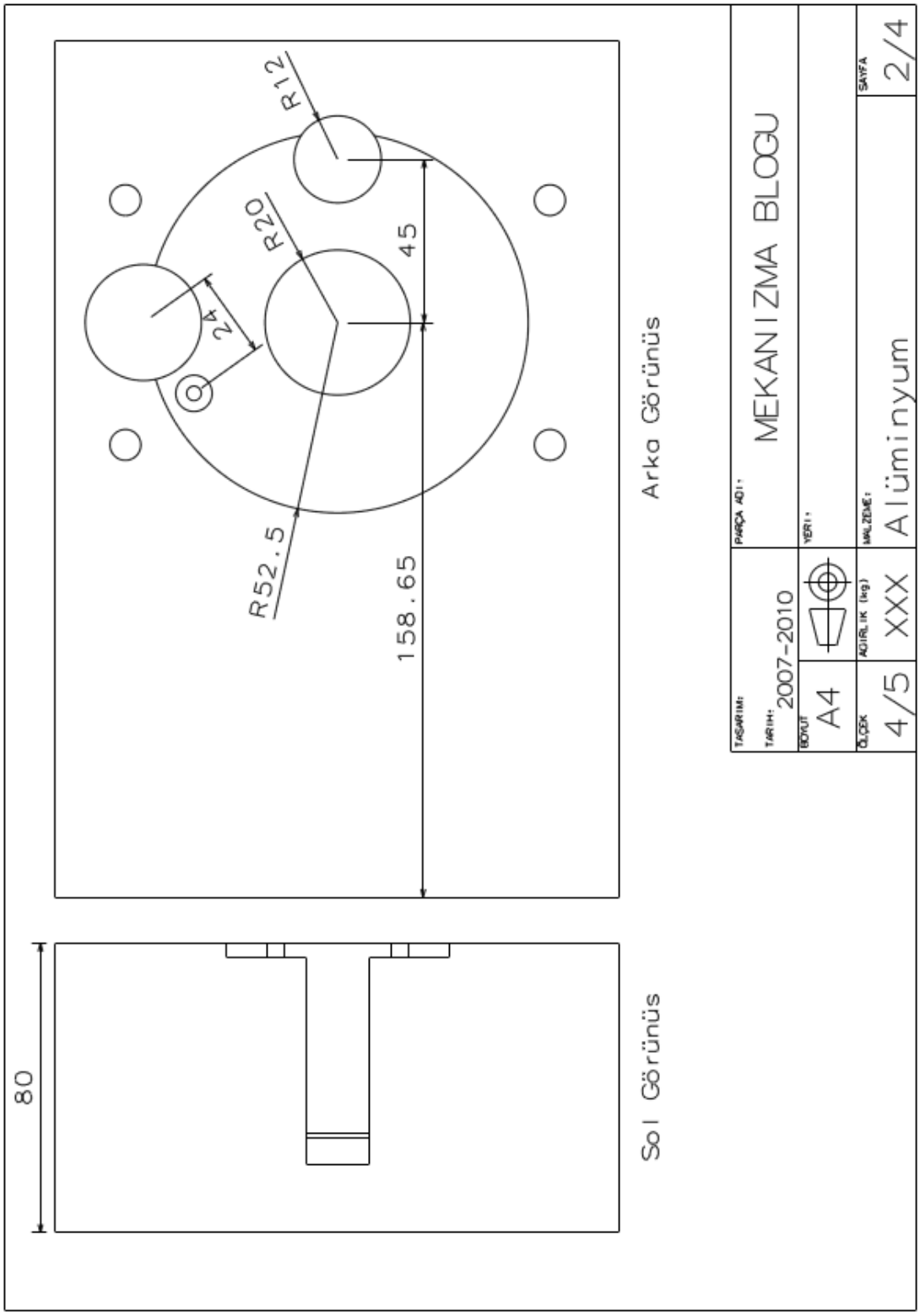
Şekil A.5 : Yardımcı mile ait teknik resim.



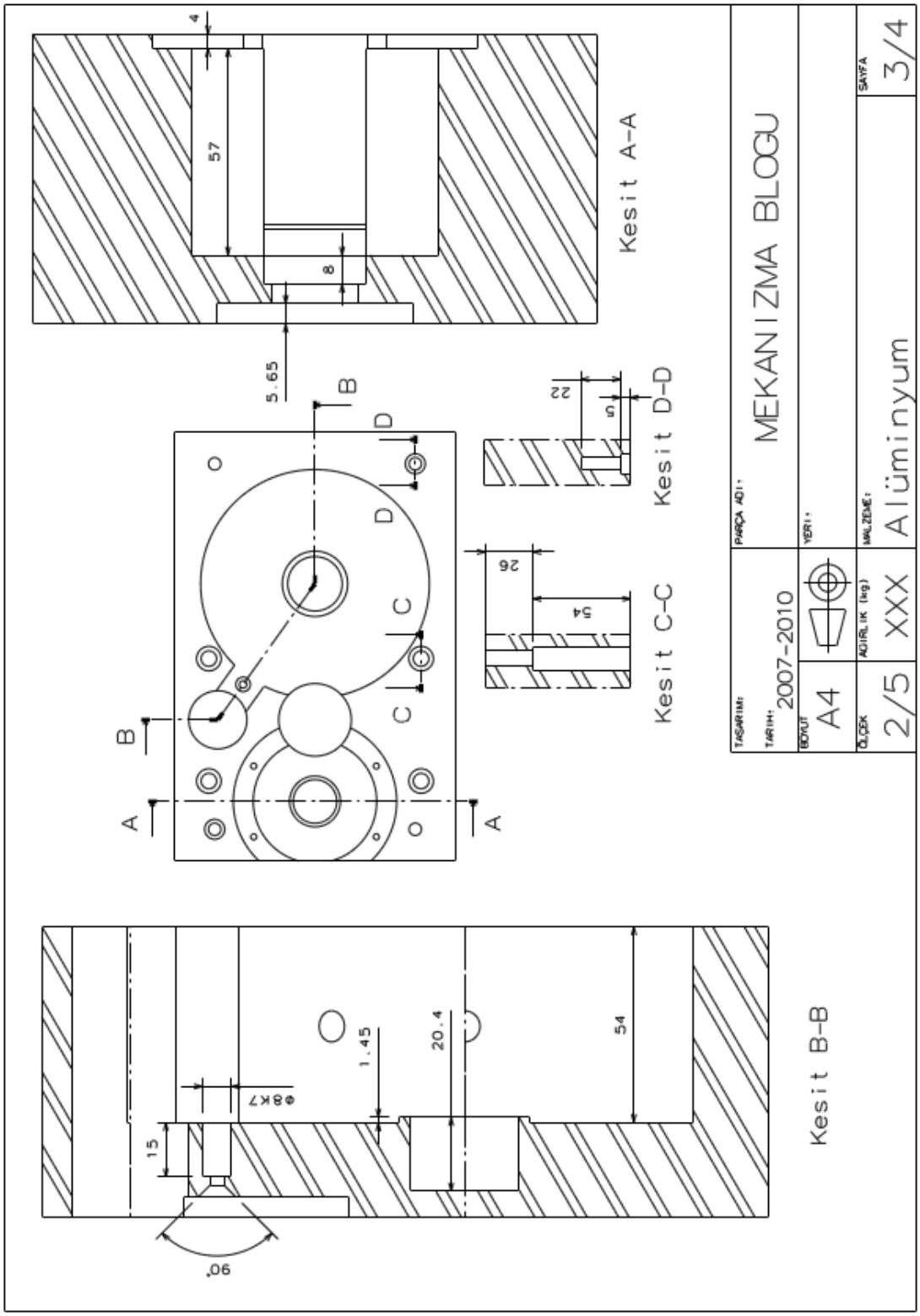
Şekil A.6 : Yardımcı mil tahrik pinyonuna ait teknik resim.



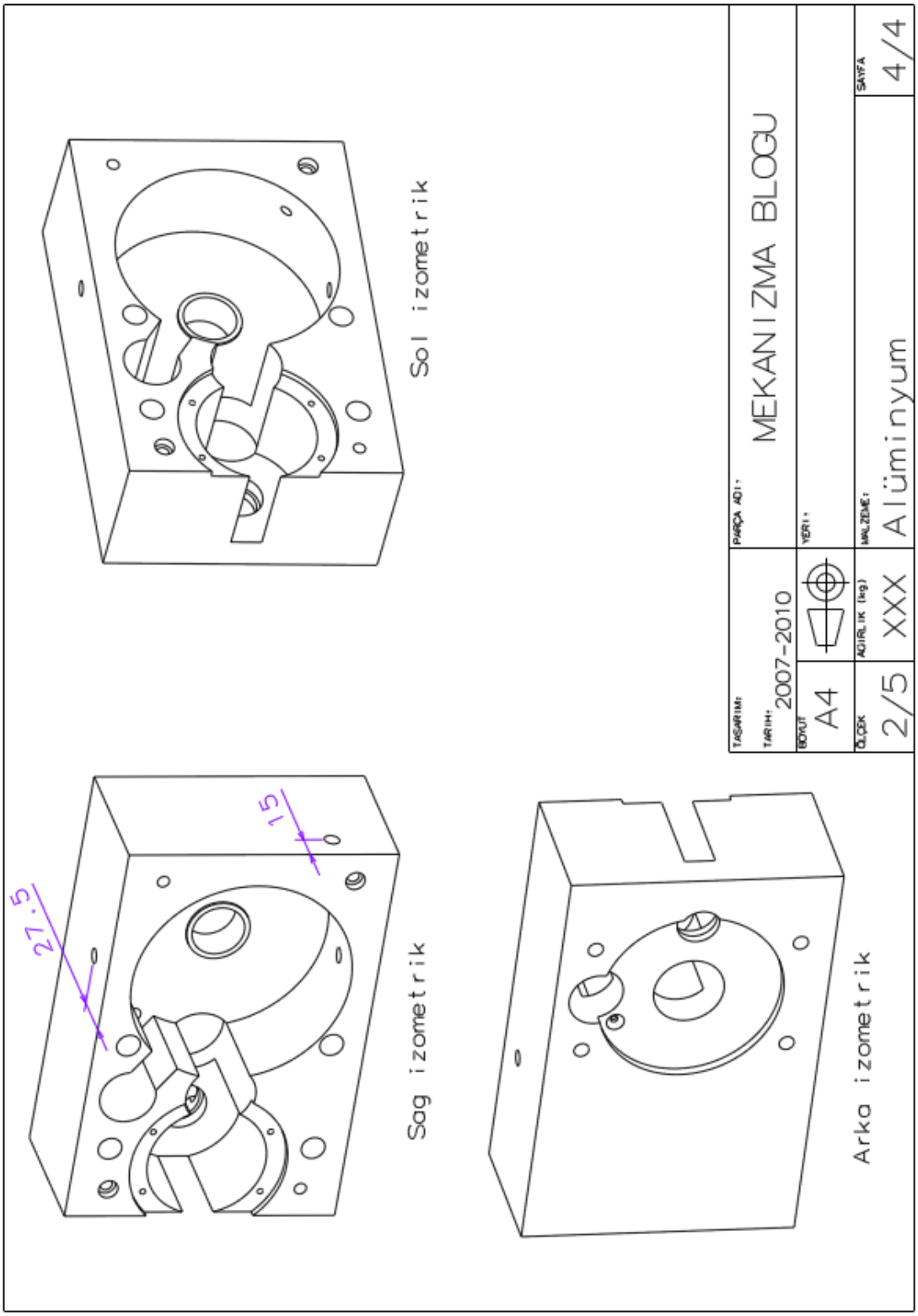
Şekil A.7 : Mekanizma bloğuna ait teknik resim (detay 1).



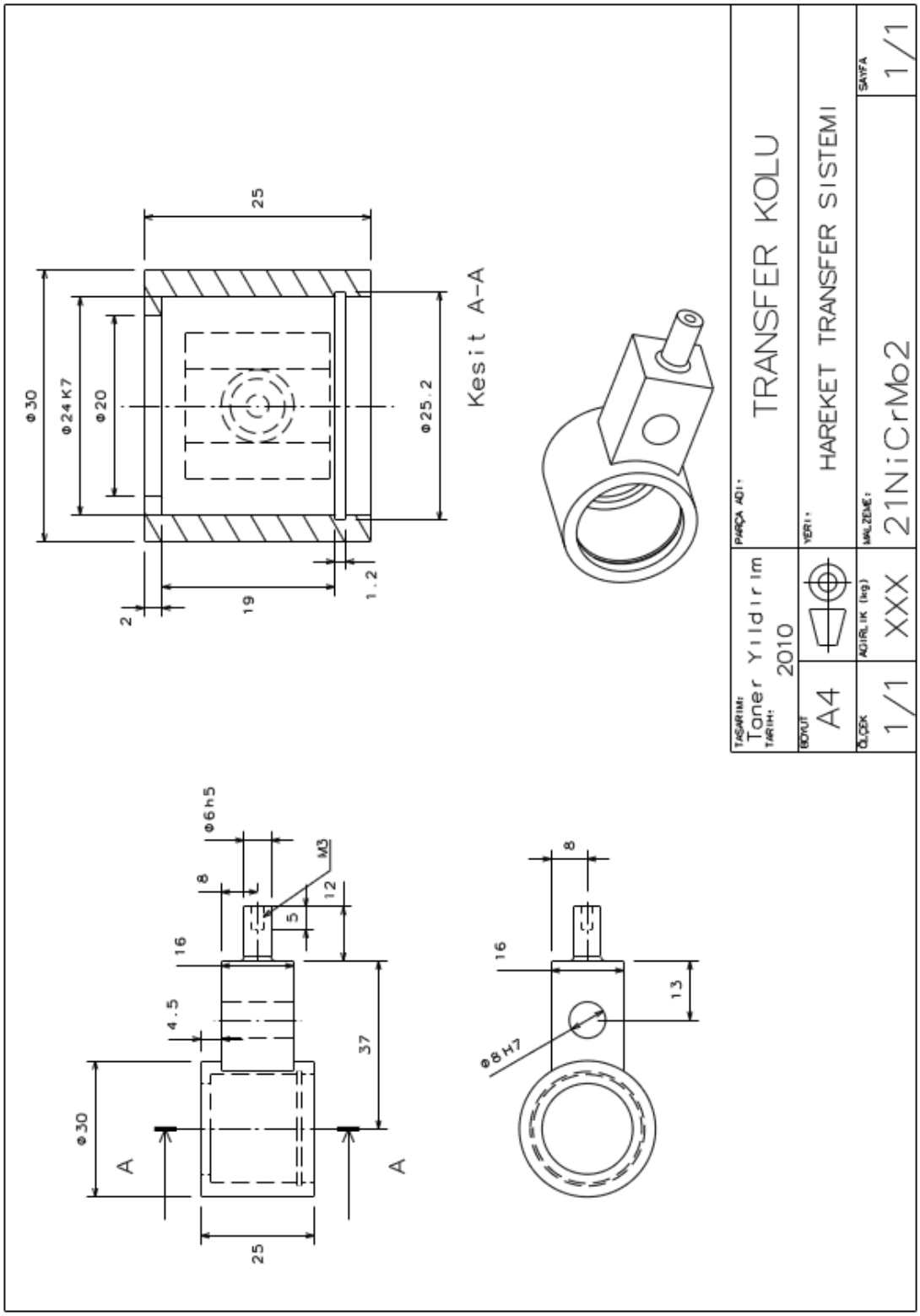
Şekil A.8 : Mekanizma bloğuna ait teknik resim (detay 2).



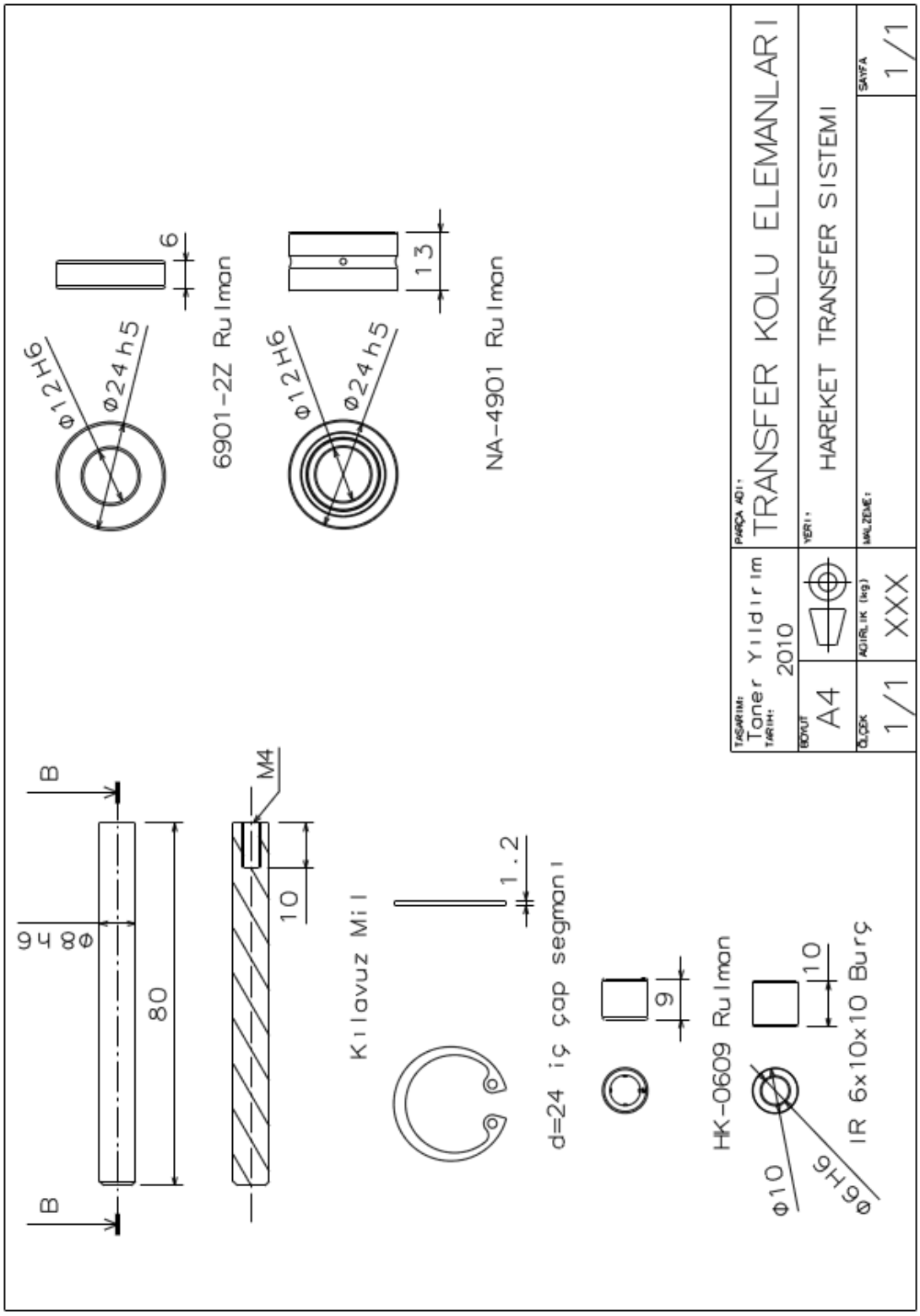
Şekil A.9 : Mekanizma bloğuna ait teknik resim (detay 3)



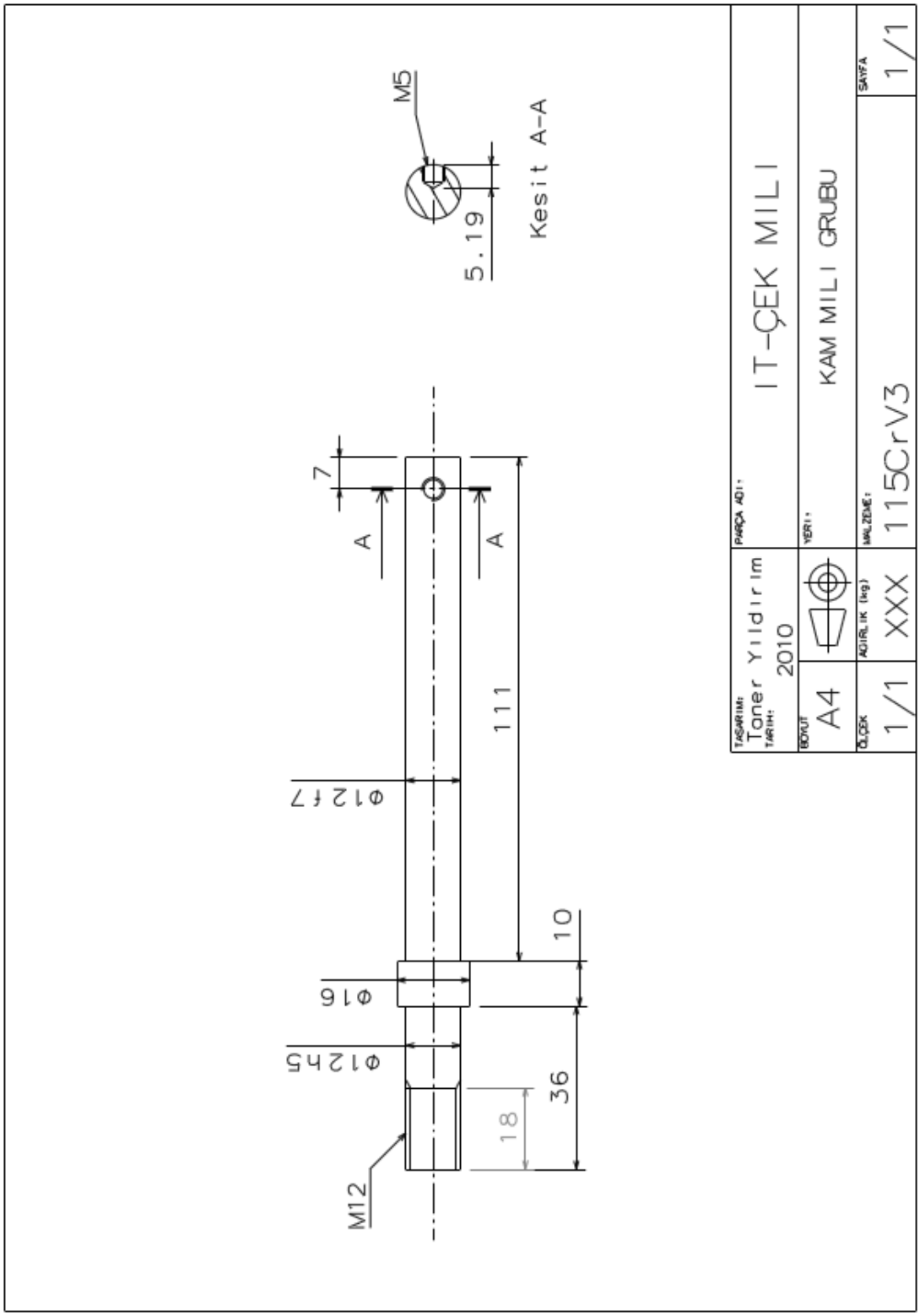
Şekil A.10 : Mekanizma bloğuna ait teknik resim (detay 4)



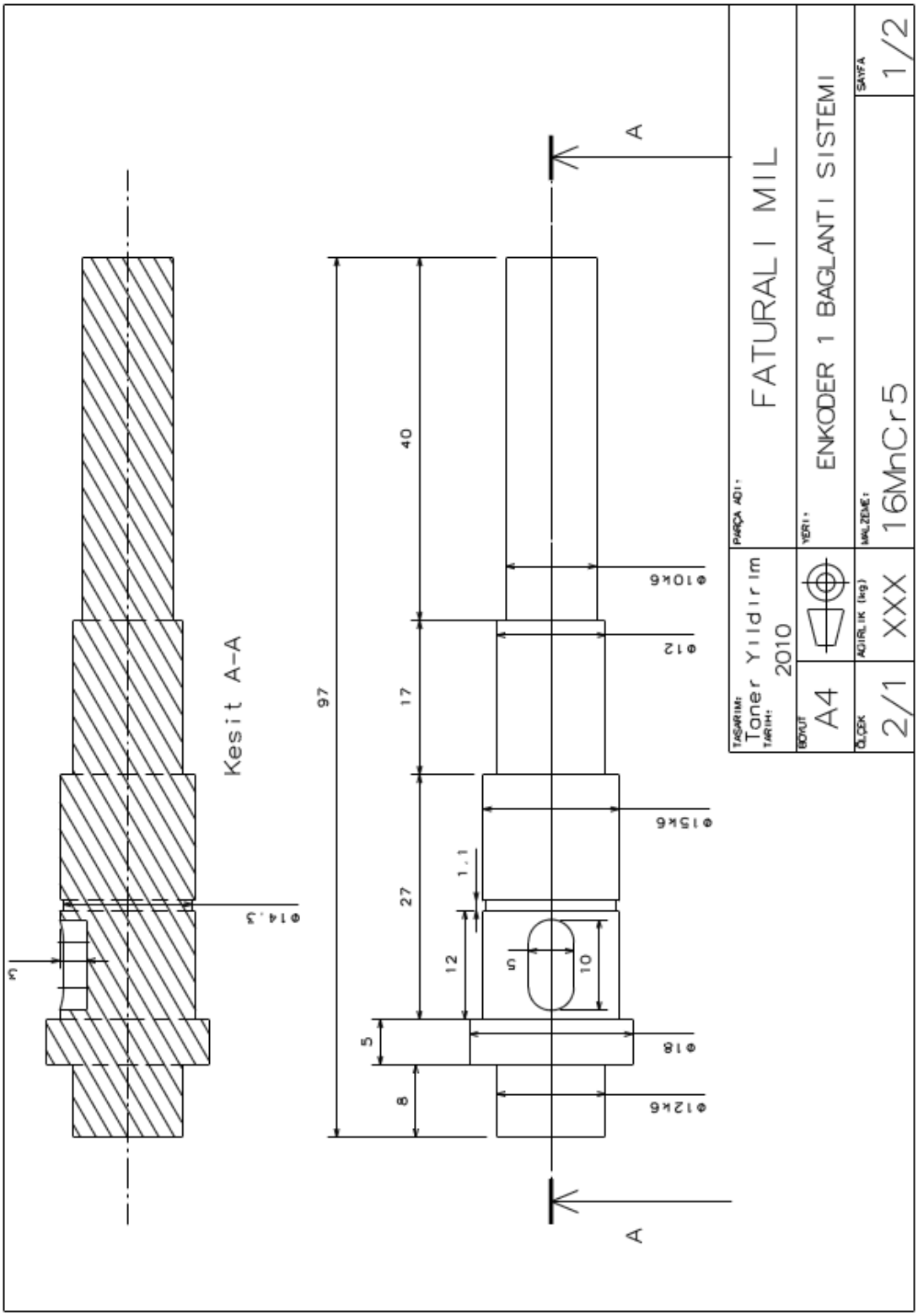
Şekil A.11 : Transfer koluna ait teknik resim.



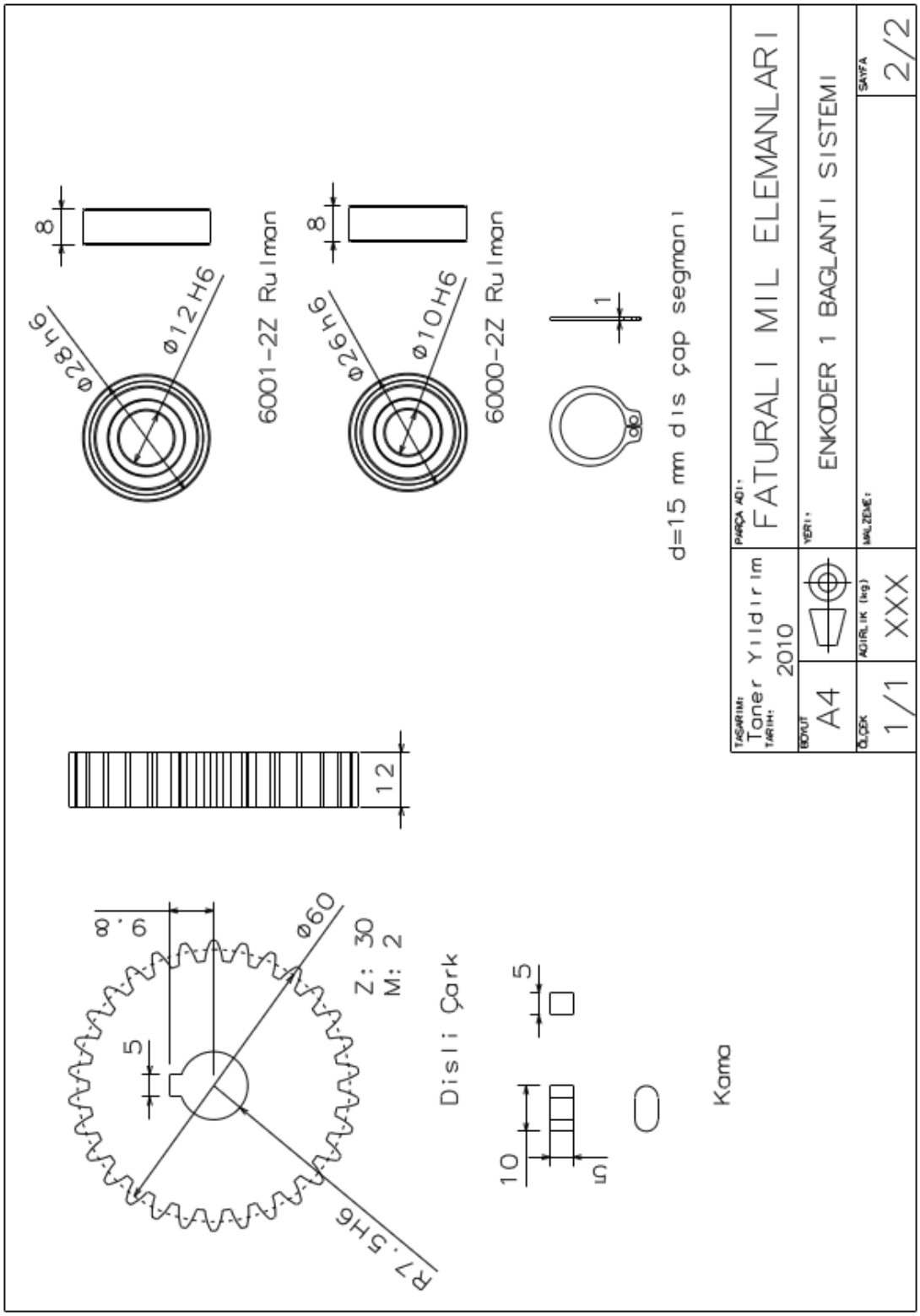
Şekil A.12 : Transfer kolu elemanlarına ait teknik detaylar.



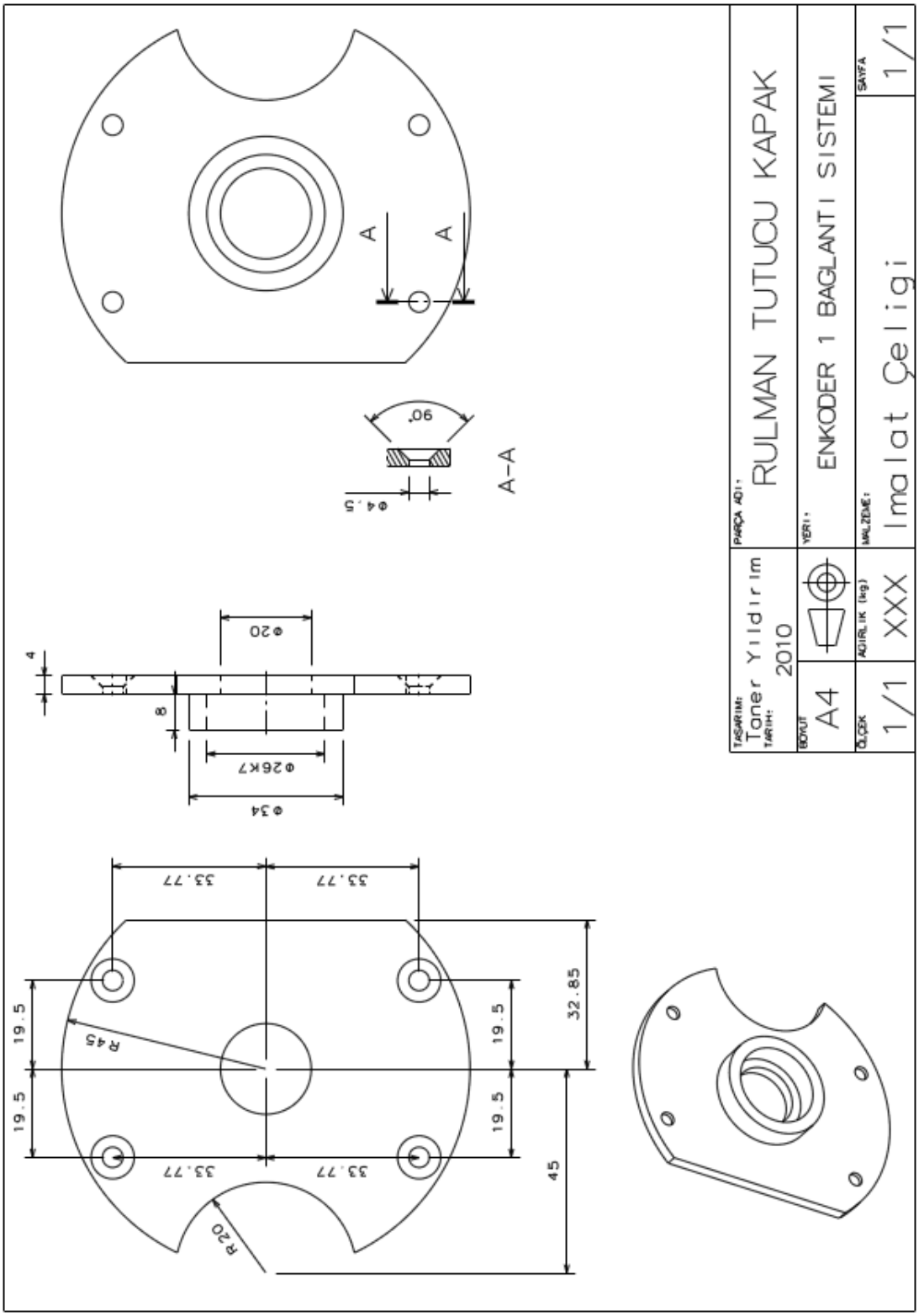
Şekil A.13 : İt-çek miline ait teknik resim.



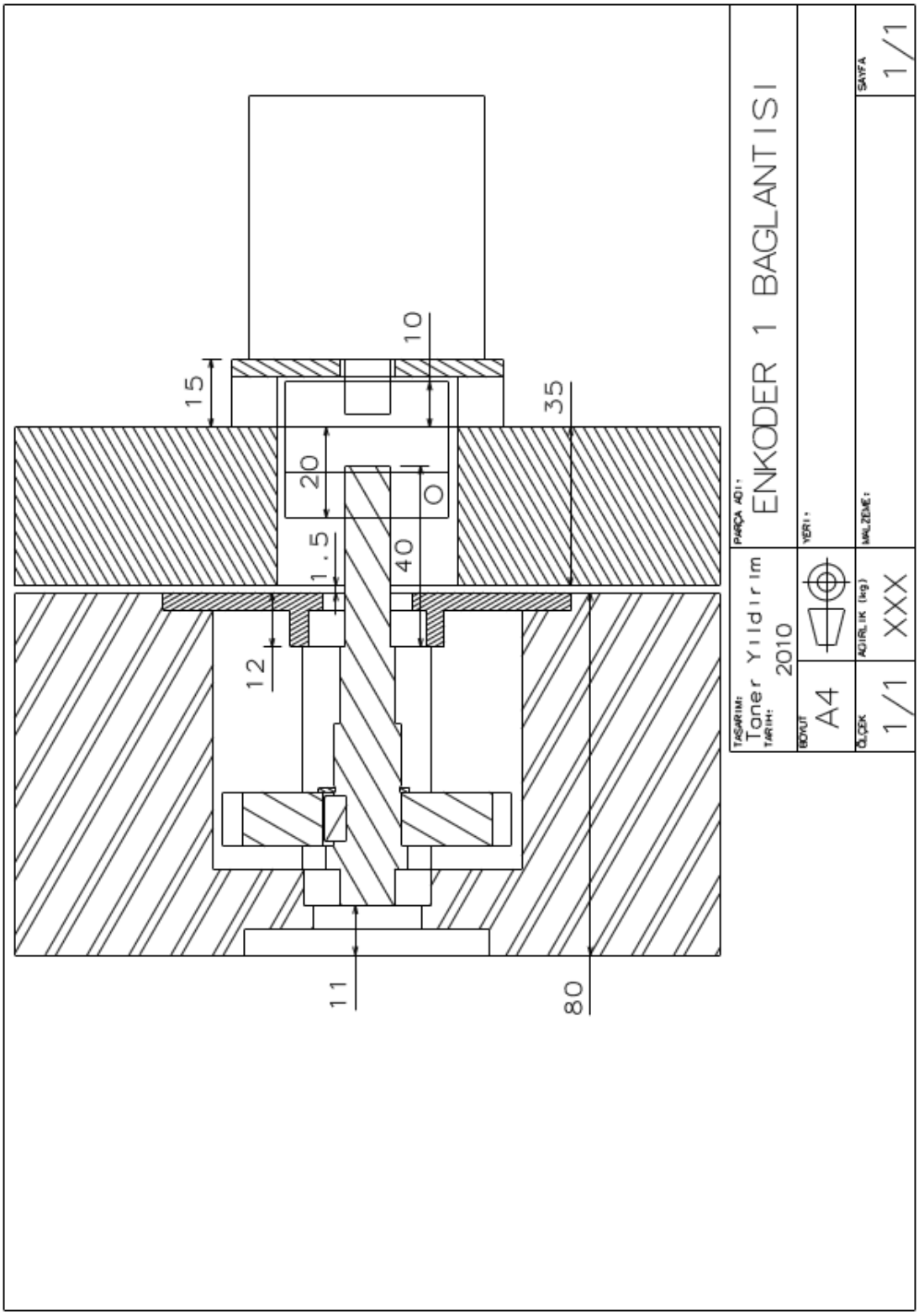
Şekil A.14 : Faturalı mile ait teknik resim.



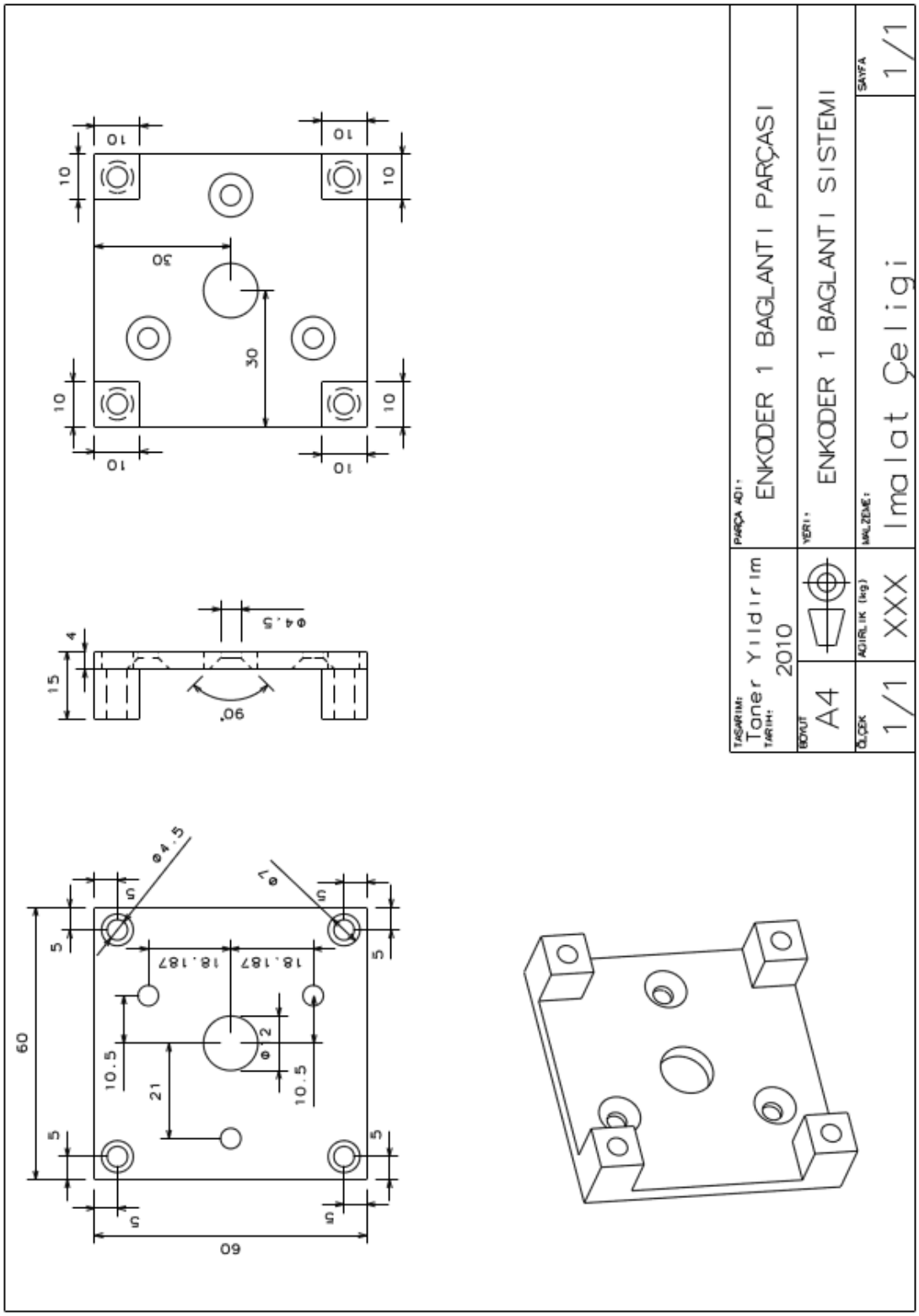
Şekil A.15 : Faturalı mil elemanlarına ait teknik detaylar.



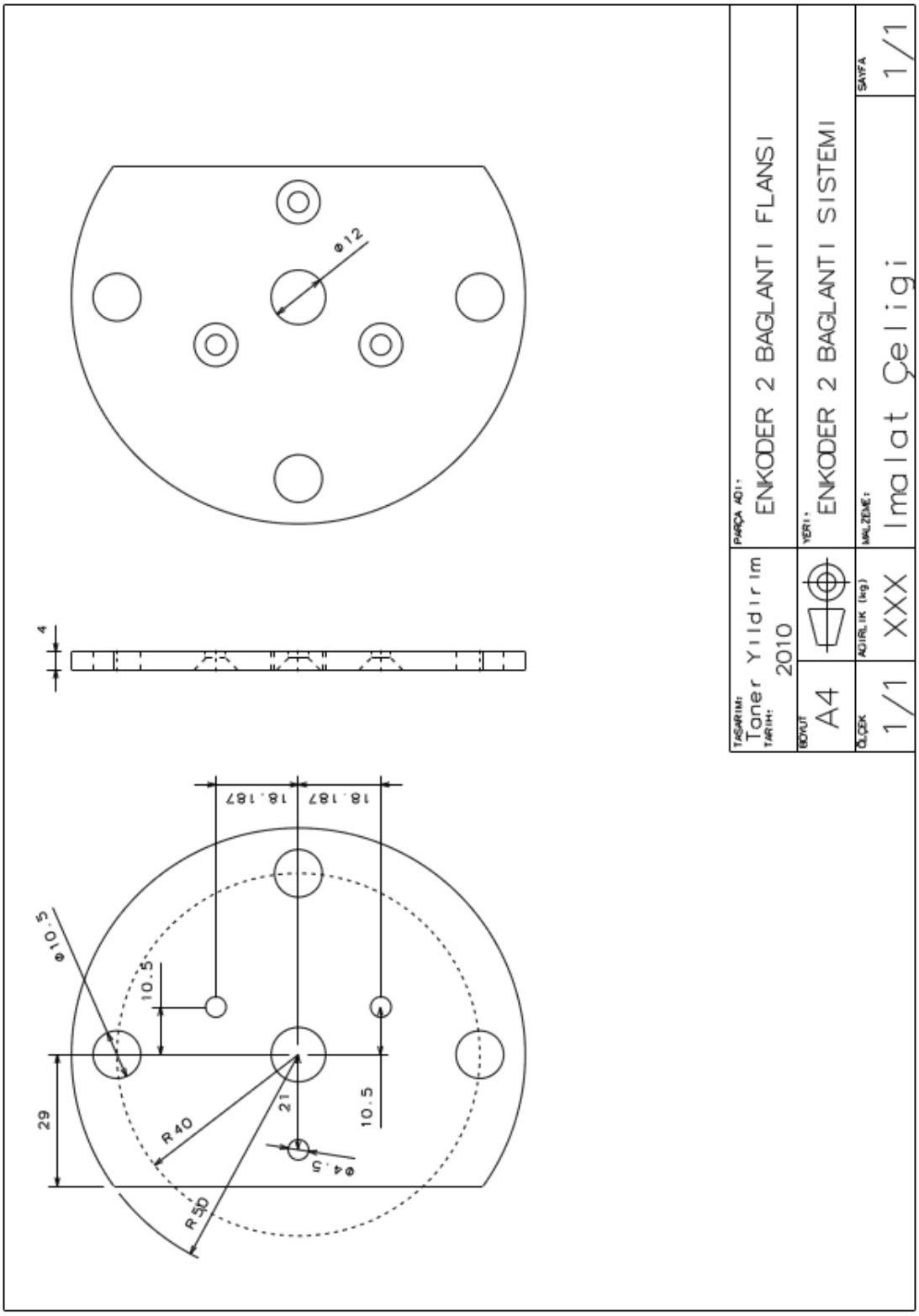
Şekil A.16 : Rulman tutucu kapağa ait teknik resim.



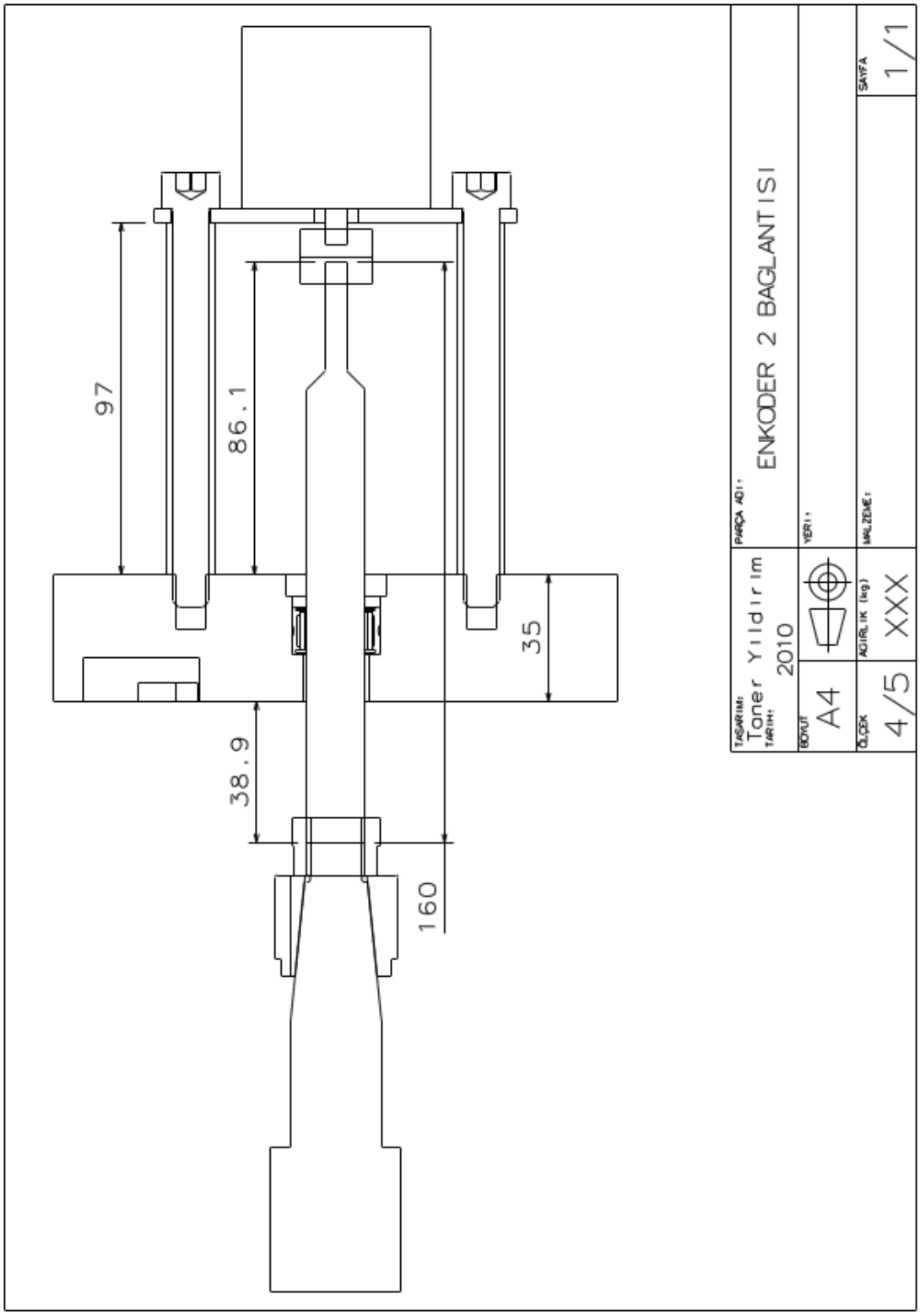
Şekil A.17 : Enkoder 1 bağlantısı.



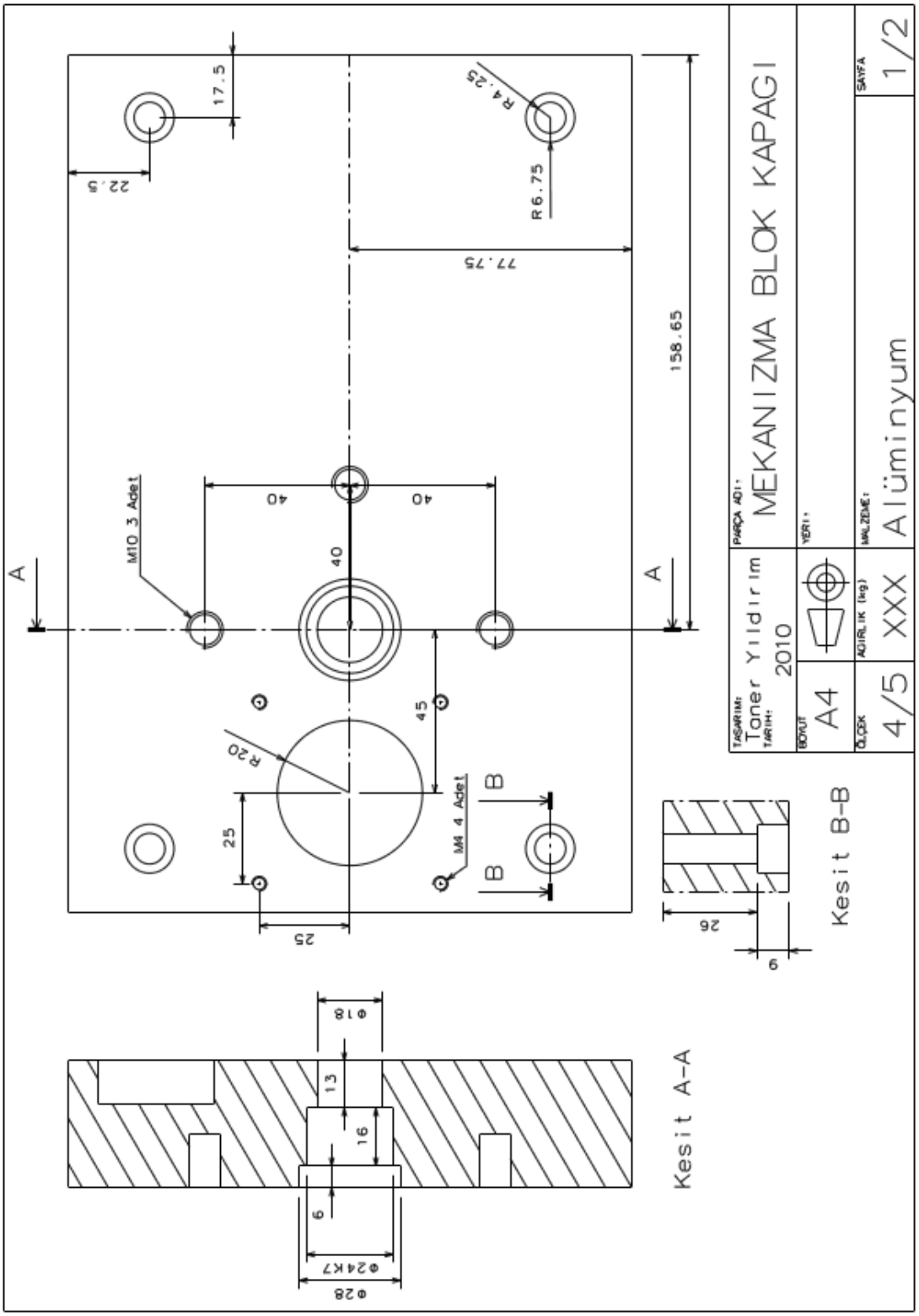
Şekil A.18 : Enkoder 1 bağlantı parçasına ait teknik resim.



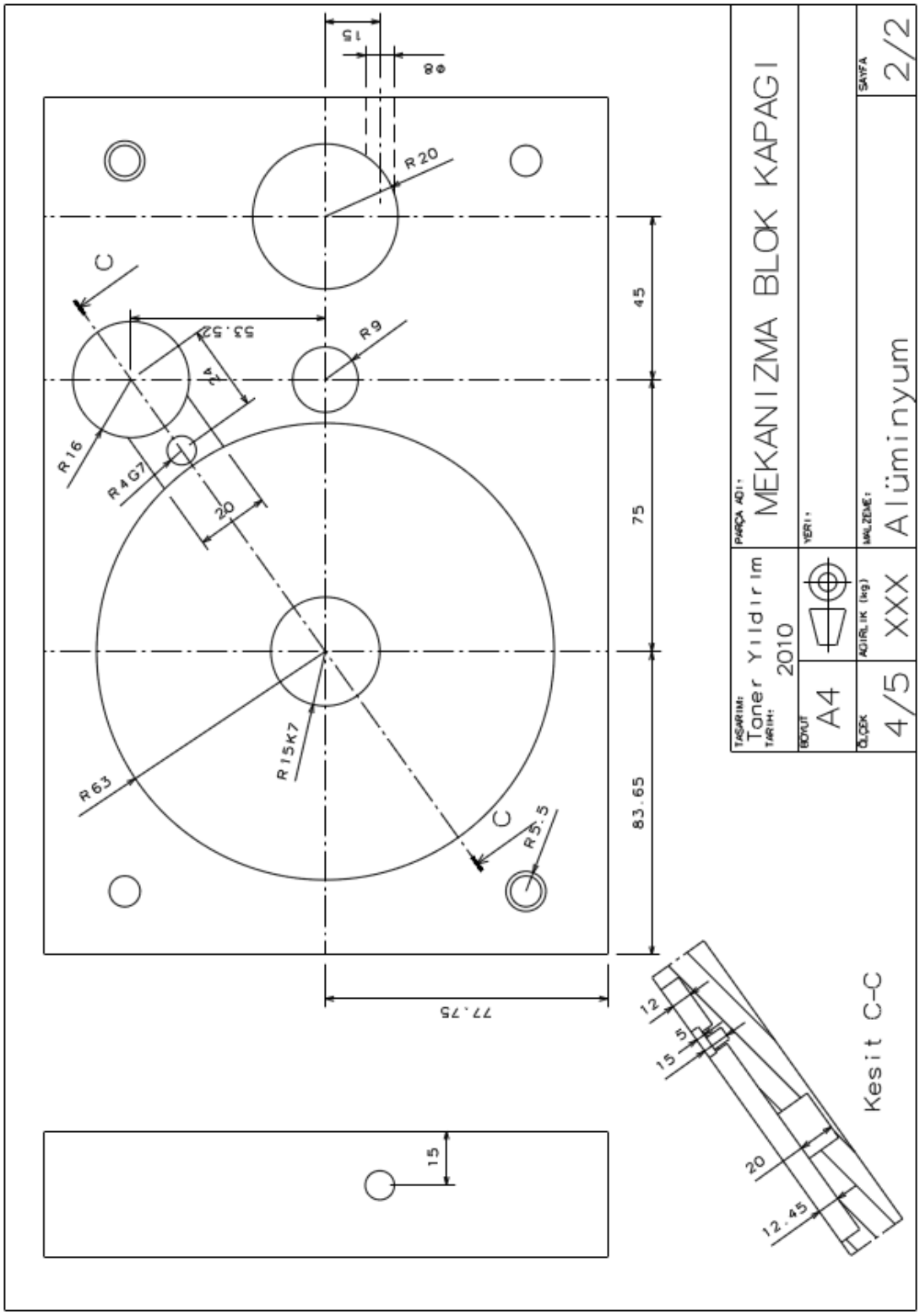
Şekil A.19 : Enkoder 2 bağlantı flanşına ait teknik resim.



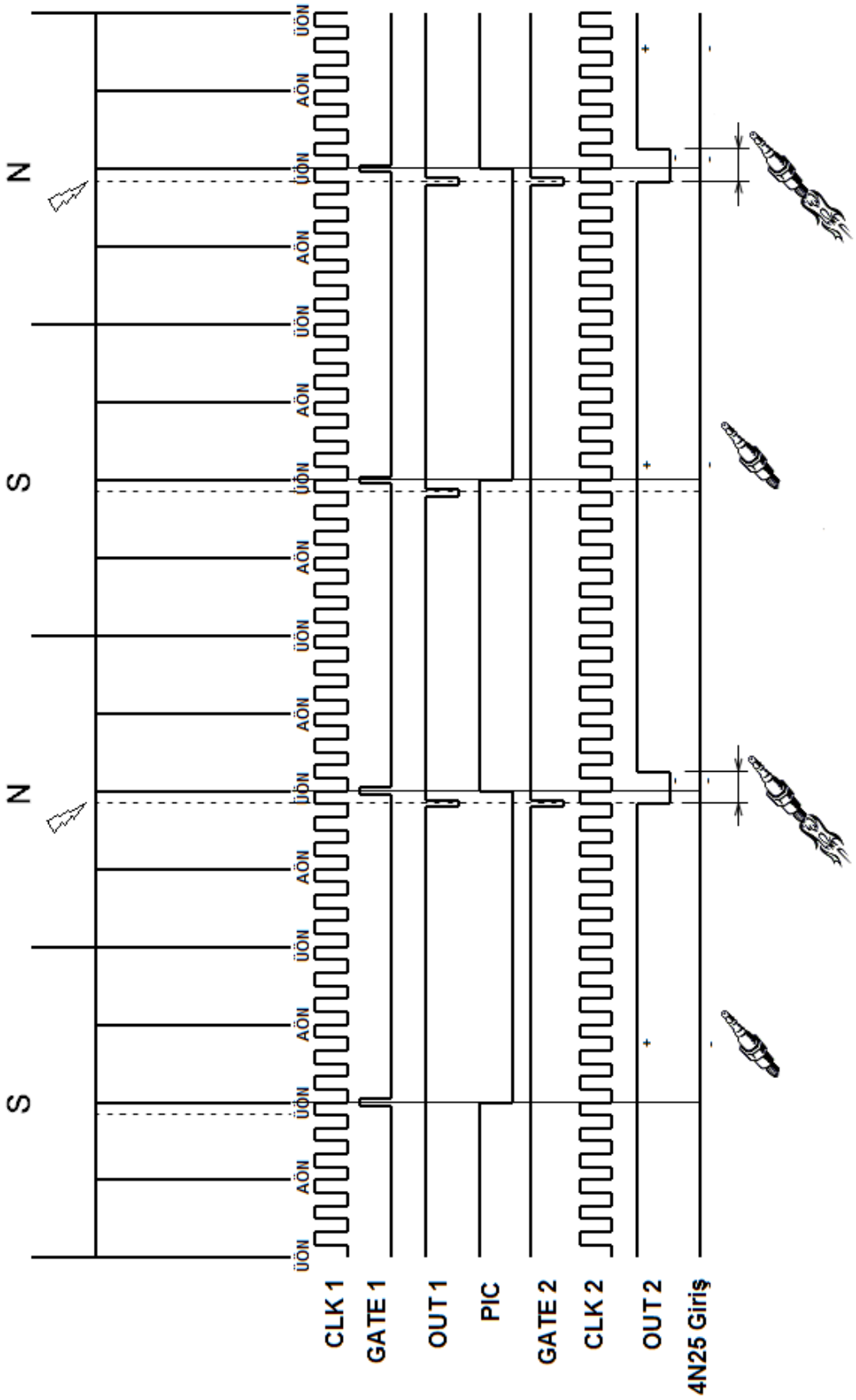
Şekil A.20 : Enkoder 2 bağlantısı



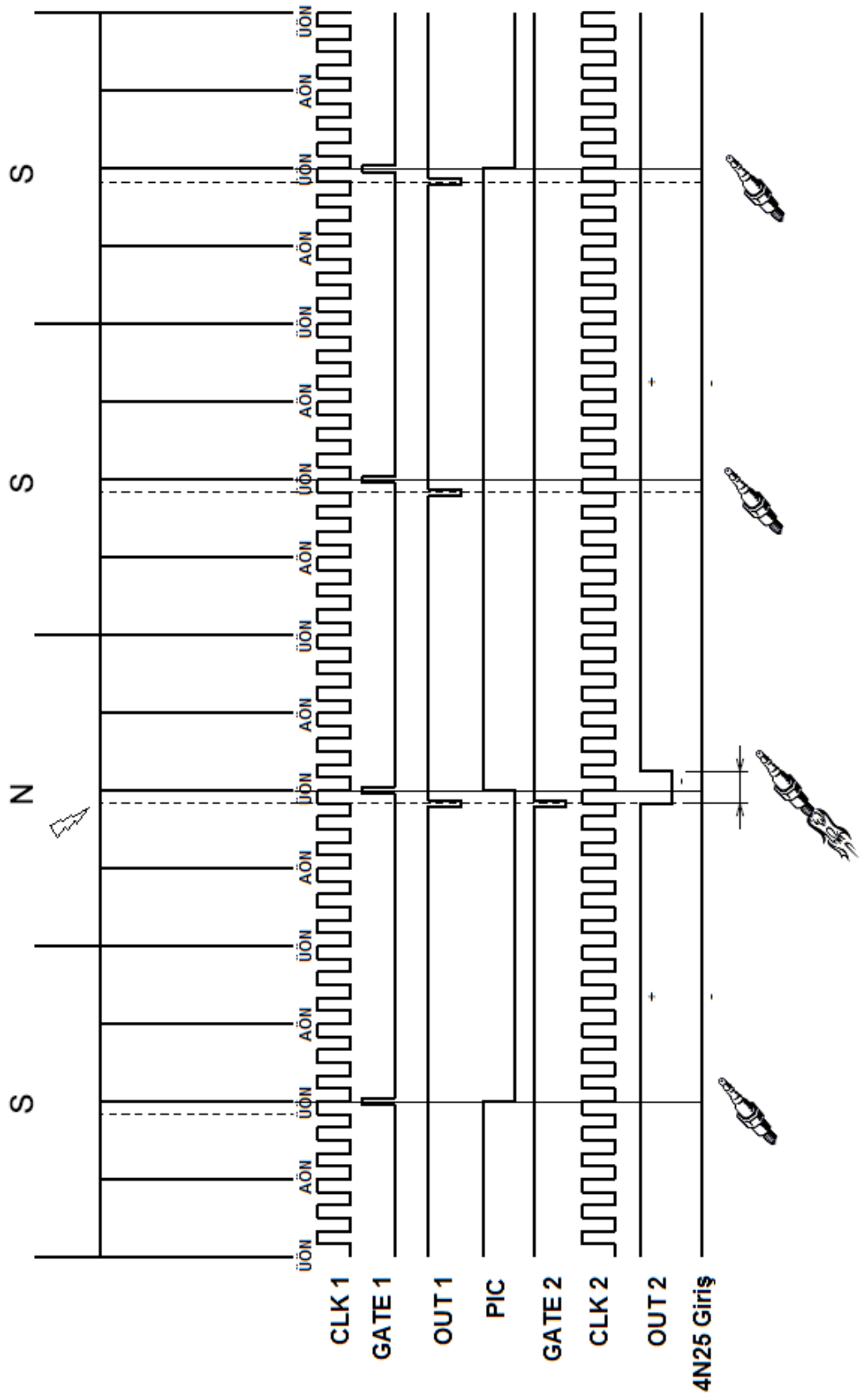
Şekil A.21 : Mekanizma blok kapağına ait teknik resim (detay 1)



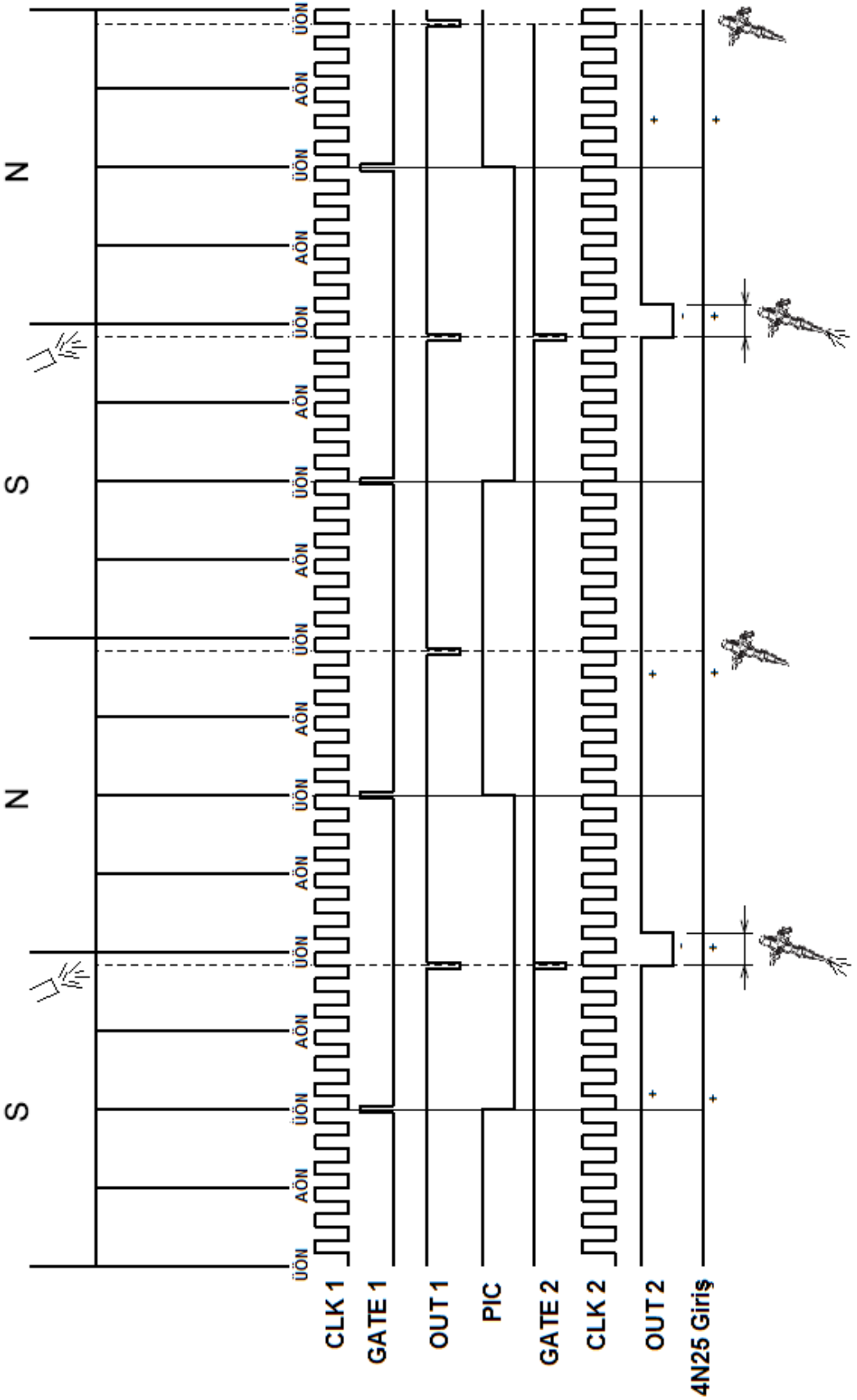
Şekil A.22 : Mekanizma blok kapağına ait teknik resim (detay 2)



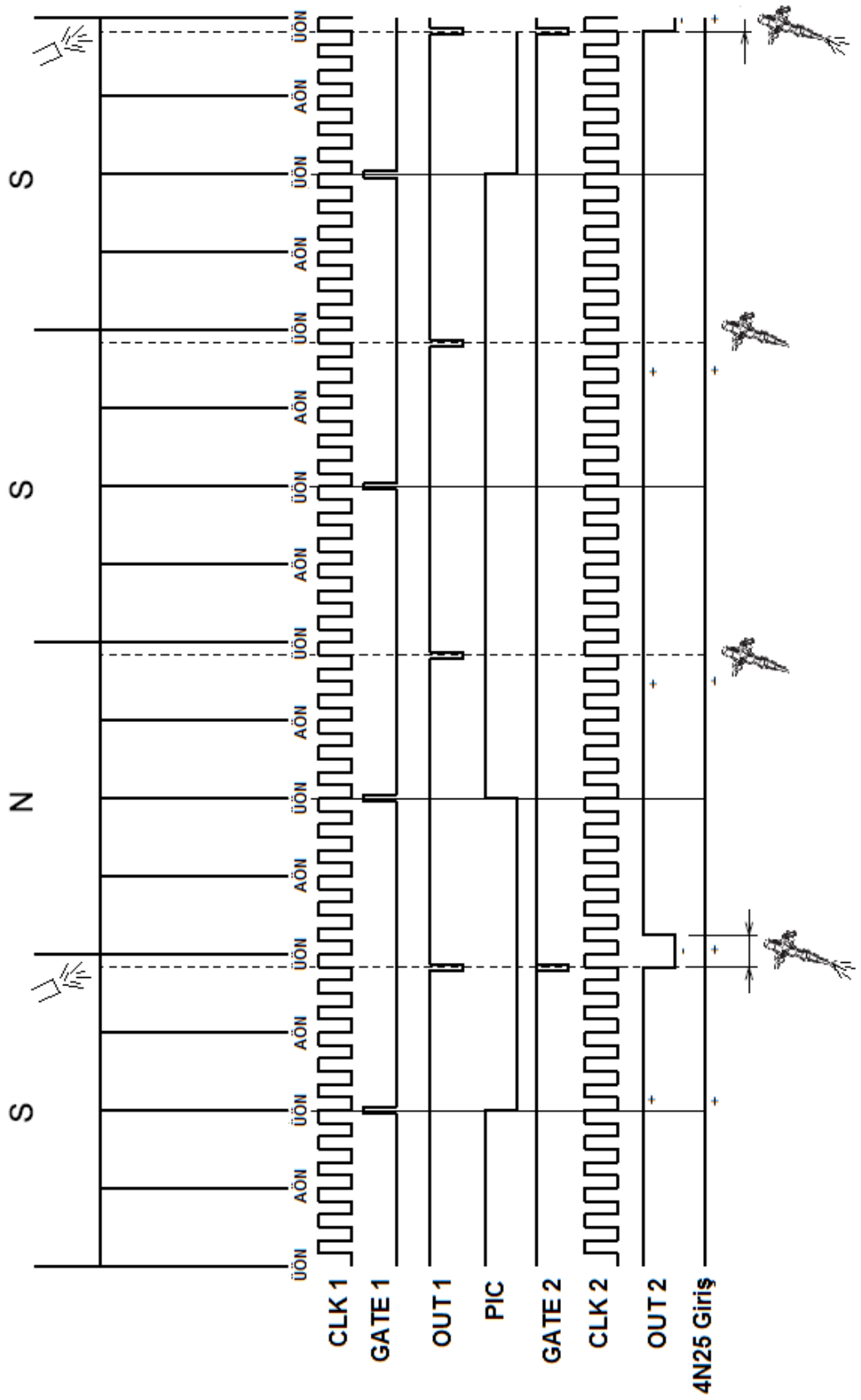
Şekil A.23 : NS stratejisi için ateşleme haritası



Şekil A.24 : NSS stratejisi için ateşleme haritası



Şekil A.25 : NS stratejisi için püskürtme haritası



Şekil A.26 : NSS stratejisi için püskürtme haritası

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad:	Taner YILDIRIM
Doğum Yeri ve Tarihi:	Bursa 09.04.1986
Lisans Üniversite:	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü