

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

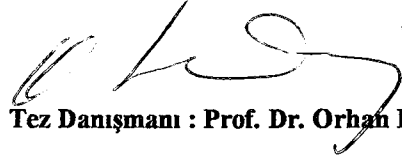
**DEĞİŞKEN SUPAP AÇILMA ve KAPANMA
AÇILARININ MOTOR ÇALIŞMA ŞARTLARI
ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

93737

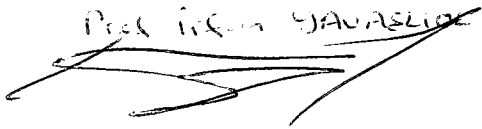
Mak. Müh. Şevki KAPANCI

**F.B.E. Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ



Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan DENİZ



Doç. Dr. Uğur KEŞEĞİN



İSTANBUL, 2000

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	i
KISALTMA LİSTESİ.....	ii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. DOLGU DEĞİŞİM PROSESLERİ.....	2
2.1. Dört Stroklı Çevrimde Emme ve Egzost Prosesleri.....	2
2.2. Volumetrik verim.....	5
2.2.1 Sabit basınçta durum değişimi.....	6
2.1.1.1. İdeal bir çevrimin volumetrik verimi.....	6
2.1.1.2. Yakıt kompozisyonunu etkisi, durumu ve yakıt/hava oranı.....	7
2.1.1.3. Yakıt buharının oranı, buharlaşma ısısı ve ısı transferi.....	8
2.1.1.4. Emme ve egzost basınç oranı ile sıkıştırma oranının etkisi.....	9
2.2.2. Sabit basınçta durum değişimi ve dinamik etkilerinin kombinasyonu.....	10
2.2.2.1. Sürtünme kayıpları.....	10
2.2.2.2. Ram etkileri.....	12
2.2.2.3. Emme sisteminde geri akış.....	13
2.2.3. Hız, supap bölgesi, hareketi ve zamanlamayla değişimi.....	13
1.2. Supaplara Doğru Akış.....	14
3. DEĞİŞKEN SUPAP ZAMANLAMA SİSTEMİNİN ORTAYA ÇIKIŞI ve BU SİSTEM ÜZERİNE YAPILAN İLK ÇALIŞMALAR.....	18
1.1. Sistemin geçmişi.....	18
1.2. Değişken Supap Zamanlama Sistemi.....	20
4. BMW ÇİFT VANOS (KAM FAZLAMA SİSTEMİ).....	36
1.1. Çift VANOS Sisteminin Çalışma Prensipleri.....	38
1.2. Teorik Supap Stroğu, M3.....	40
1.3. Çift VANOS Hidrolik Sisteminin Çalışma Prensipleri.....	40
1.4. Çift VANOS Elektrik Sisteminin Çalışma Prensipleri.....	42
1.5. Karter Havalandırma Sistemi.....	45
5. HONDA VTEC SİSTEMİ (KAM DEĞİŞİM SİSTEMİ).....	47
1.1. Honda VTEC Motoru Tipleri ve Özellikleri.....	48
1.1.1. DOHC VTEC motoru.....	48
1.1.2. SOHC VTEC motoru.....	53

1.1.3.	VTEC-E motoru.....	57
1.1.4.	Yeni VTEC motoru.....	62
6.	SONUÇLAR.....	67
	KAYNAKLAR.....	68
	ÖZGEÇMİŞ.....	69



SİMGE LİSTESİ

A_m	Supap bölgesi
A_j	Minimum akış bölgesi
A_p	Minimum piston bölgesi
$c_{p,a}$	Havanın özgül entalpisi
B	Silindir çapı
h_a	Hava entalpisi
$h_{f,L}$	Sıvı yakıt entalpisi
$h_{f,V}$	Yakıt buharı entalpisi
m	Kütle
m_a	Havanın kütle akış miktarı
m_f	Yakıtın kütle akış miktarı
m_w	Buharlaşmış yakıtın kütle akış miktarı
M	Moleküler ağırlık
M_a	Havanın moleküler ağırlığı
M_f	Yakıtın moleküler ağırlığı
M_w	Buharlaşmış yakıtın moleküler ağırlığı
N	Devir sayısı
$P_{a,i}$	Hava basıncı
$P_{a,0}$	Atmosfer şartlarında hava basıncı
P_c	Silindir basıncı
P_e	Egzost basıncı
$P_{f,i}$	Su buharı basıncı
P_i	Emme karışım basıncı
$P_{w,i}$	Buharlaşmış yakıt basıncı
r_c	Sıkıştırma oranı
\bar{R}	Ortalama gaz sabiti
S	Piston pimi
\bar{S}_p	Piston hızı
$T_{a,0}$	Atmosferik şartlarda hava sıcaklığı
T_i	Emme karışım sıcaklığı
x_e	Buharlaşmış kütle oranı
x_r	Yanmamış gaz oranı
v_j	Lokal hız
V	Silindir hacmi
V_d	Ölü silindir hacmi
η_v	Volümetrik verim
$\rho_{a,0}$	Hava özgül kütlesi
γ	Spesifik ısı oranı

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt ölü nokta
EgSA	Egzost supap açılması
EgSK	Egzost supap kapanması
EmSA	Emme supap açılması
EmSK	Emme supap kapanması
ÜÖN	Üst ölü nokta



ŞEKİL LİSTESİ

		Sayfa
Şekil 2.1	İçten yanmalı dört stroklu bir motorun emme ve egzost prosesleri...	4
Şekil 2.2	Turboşarjlı dört stroklu bir motorda emme ve egzost prosesleri.....	5
Şekil 2.3	Emme havası kısmi basıncında buharlaşmış yakıt etkisi.....	8
Şekil 2.4	İdeal çevrimde volumetrik verim üzerinde emme egzost basınç oranlarının etkisi.....	9
Şekil 2.5	Sabit akış şartlarında dört stroklu içten yanmalı bir motorun emme sistemindeki basınç kayıpları.....	11
Şekil 2.6	Emme manifold vakumunun fonksiyonu olarak egzost manifold basıncı.....	12
Şekil 2.7	Direkt enjeksiyonlu bir diesel motorun ve içten yanmalı altı silindirli bir motorun piston hızının volumetrik verime etkisi.....	13
Şekil 2.8	Emme supabının geometrik parametreleri.....	14
Şekil 2.9	Emme ve egzost supaplarının ve portlarının yapısı.....	15
Şekil 2.10	Egzost ve emme supapları için krank açısının fonksiyonu olarak pseudo akış hızı.....	17
Şekil 3.1	İçten yanmalı dört silindirli bir motorda motoring durumunda basınç hacim değişimi.....	23
Şekil 3.2	Motor frenlemesi oluşturmak için silindirlerin bir hava kompresörü gibi hareket ettiği durumdaki basınç-hacim değişimi.....	24
Şekil 3.3	Motor frenlemesi esnasında silindir basıncının emme ve egzost supaplarının açılmasına bağlı olarak değişimi.....	25
Şekil 3.4abc	Değişken supap zamanlama mekanizmasında emme ve egzost kamlarının kamlarının kam kesitleri.....	26
Şekil 3.5	Değişken supap zamanlama sistemindeki kamların kesit resmi.....	28
Şekil 3.6	Normal çalışma şartları altında oluşan frenleme kuvveti ve tork ile motor frenleme sisteminde oluşan negatif güç diyagramı.....	30
Şekil 3.7abcd	Motor frenleme sisteminde kullanılan alternatif elektrik kontrol devresi.....	31
Şekil 3.8 9 10	Normal ve fazla aralık vermesi durumlarında emme ve egzost supaplarının açılma süreleri ve bunların şematik diyagramı.....	33

Şekil 3.11	Normal ve aşırı emme supabı aralığı durumunda silindirdeki basınç karakteristikleri.....	34
Şekil 3.12	Normal şartlar altında emme supabı kapandığında pistonun, biyel kolunun ve silindirin pozisyonu.....	35
Şekil 4.1	Çift VANOS şematik diyagramı.....	37
Şekil 4.2	VANOS kontrol ünitesi.....	38
Şekil 4.3	Çift VANOS avans ve gecikme ayarları.....	39
Şekil 4.4	Teorik supap stroğu.....	40
Şekil 4.5	Çift VANOS için çevrim diyagramı.....	41
Şekil 4.6	Ayarlama açılarının ölçümü.....	43
Şekil 4.7	Çift VANOS'un hareket şekli.....	44
Şekil 4.8	Karter havalandırma sistemi.....	45
Şekil 5.1	DOHC VTEC supap mekanizmasının yapısı ve parçaları.....	49
Şekil 5.2	DOHC VTEC motoru ile standart bir motorun tork devir değişiminin karşılaştırılması.....	50
Şekil 5.3	Düşük devirde DOHC VTEC sisteminin çalışma şekli.....	51
Şekil 5.4	Yüksek devirde DOHC VTEC sisteminin çalışma şekli.....	51
Şekil 5.5	DOHC VTEC sisteminin kontrol sistemi.....	52
Şekil 5.6	DOHC VTEC sisteminde motorun devri ve yüküne göre geçiş noktası.....	52
Şekil 5.7	SOHC VTEC supap mekanizmasının yapısı ve parçaları.....	53
Şekil 5.8	SOHC VTEC sisteminde motorun devri stroğuna göre geçiş noktası	54
Şekil 5.9	Düşük devirde SOHC VTEC sisteminin çalışma şekli.....	55
Şekil 5.10	Yüksek devirde SOHC VTEC sisteminin çalışma şekli.....	55
Şekil 5.11	SOHC VTEC sisteminin kontrol sistemi.....	56
Şekil 5.12	VTEC-E sisteminin supap mekanizmasının yapısı ve parçaları.....	57
Şekil 5.13	Düşük devirde supap çalışma şekli.....	58
Şekil 5.14	Yanma odası.....	59
Şekil 5.15	VTEC-E sisteminde motorun devri ve torkuna göre geçiş noktası....	59
Şekil 5.16	Düşük devirde VTEC-E sisteminin çalışma şekli.....	60

Şekil 5.17	Yüksek devirde VTEC-E sisteminin çalışma şekli.....	60
Şekil 5.18	VTEC-E sisteminde zamanlama mekanizmasının işleyişi.....	61
Şekil 5.19	VTEC-E sisteminin kontrol sistemi.....	62
Şekil 5.20	Yeni VTEC sisteminin supap mekanizmasının yapısı ve parçaları....	63
Şekil 5.21	Yeni VTEC sisteminin külbütör kollarının şekli ve yapısı.....	64
Şekil 5.22	Düşük devirde yeni VTEC sisteminin çalışma şekli.....	64
Şekil 5.23	Yüksek devirde yeni VTEC sisteminin çalışma şekli.....	65
Şekil 5.24	Yeni VTEC sisteminin kontrol sistemi.....	66



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1	VANOS avans ve gecikme ayarları.....	38
Çizelge 5.1	Honda DOHC VTEC motoru ile yarış ve standart bir motorun karşılaştırılması.....	50
Çizelge 5.2	Honda SOHC VTEC motoru ile yarış ve standart bir motorun karşılaştırılması.....	54
Çizelge 6.1	Çeşitli motorlarda Değişken Supap Zamanlama Sisteminin güç kazanımına etkisi.....	67



ÖZET

Değişken Supap Zamanlama sistemi ilk olarak Winston J. Pellizzoni, Jack F. Greathouse, Frank J. Pekar, Jr. Richard B. Gibson, tarafından içten yanmalı motorlarda supap zamanlamasını değiştirmek için uygulanan bir sistemdir. Bu sistemle frenleme amacıyla motorun geciktirme etkisini arttırmak; çalışmayı iyileştirmek için düşük basınç oranlı motorun sıkıştırma oranını arttırmak; faydalı çalışma hızı aralığında motor performansını arttırmak için emme ve egzoz proseslerini optimize etmek istemektedir. Supap zamanlaması supap açılma ve kapanma işlemlerinin belirlendiği kam profili üzerindeki noktaların yerini değiştirmek için toplam supap mekanizması uzunluğunun değiştirilmesiyle çeşitlendirilir.

Bu sistemde kamın profili değiştirilerek ve sisteme bir takım mekanik ve hidrolik aksamlar ekleyerek supap mekanizması değiştirilmiştir. İçten yanmalı motorlardaki bu gelişme üreticilerin ilgisini çekmiş ve 1980'lerin sonlarından itibaren hem yüksek güç, hem de düşük devirlerde maksimum tork elde etmek amacıyla bu sistemi Honda öncülüğünde kullanmaya başlamışlardır. Bu tarihten sonra BMW, Nissan, Fiat, Ford gibi diğer üreticiler motor performansını arttırmanın yanı sıra kendi sistemleriyle motorlarında yakıt tüketimini ve egzoz emisyonlarını azaltmayı hedeflemişlerdir.

Günümüz Değişken Supap zamanlamasında üç temel sistem kullanılmaktadır. Bunlar Honda, Nissan ve Mitsubishi'nin kullandığı "Kam Değişim Sistemi", BMW, Fiat, Ford ve Toyota'nın kullandığı "Kam Fazlama Sistemi" ve sadece Rover kullandığı "Değişken Supap Kontrol Sistemi" dir.

Kam Değişim Sistemi temelde zamanlama özelliği bulunan 2 çeşit ayar sahip kamlardan oluşmaktadır. Sistem belirli bir devir ve hızın üzerinde devreye girerek supap zamanlama ve hareketi arttırmaktadır.

Kam Fazlama Sisteminde esas itibarıyla kam millerinin faz açıları değiştirilerek supap zamanlaması değiştirilir. Bu sistemde, motor çalışmaya başlar başlamaz, "Elektronik Kontrol Ünitesi" devreye girerek belirlenmiş maksimum sınırlar içerisinde emme ve egzoz kamlarının açılarını ayarlayabilir.

Üçüncü ve sadece Rover'in kullandığı "Değişken Supap Kontrol Sistemi" her iki sistemin özelliklerini taşımaktadır. Bu sistemde zamanlama değişimi sürekli ve geniş bir supap açılma süresi vardır. Konstrüksiyon olarak zor ve pahalı bir sistemdir bu nedenle yaygın olarak kullanılmamaktadır.

ABSTRACT

For the first time “Variable Valve Timing” system was developed by the inventors Winston J. Pellizzoni, Jack F. Greathouse, Frank J Pekar, and Jr. Richard B. Gibson. A system for varying the valve timing of an internal combustion engine to increase the retarding effect of the engine for braking purposes, to increase the compression ratio of a relatively low compression ratio engine to enhance starting and to optimize breathing to improve the engine performance over the useful operating speed range. The valve timing is varied by changing the total valve train length so as to shift the points on the cam profile at which the valve opening and closing events are determined. In this system The valve timing is varied by changing the cam profile and by adding mechanic and hydraulic parts into the system.

The development in the internal combustion engines attracted the producers attention and at the end of 1980’s the system was used by Honda for the first time to achieve excessive power and torque in low engine rpm rates. After this start the other producers such as BMW, Nissan, Fiat, Ford aimed to decrease the fuel consumption and exhaust emissions beside improving the engine performance .

Nowadays there are three main systems for “Variable Valve Timing”. These are “Cam Changing System” used by Honda, Nissan and Mitsubishi, “ Cam Phasing System” used by BMW, Fiat, Ford, Toyota and “Variable Valve Control System” which is only used by Rover.

Basically Cam Changing Systems consist of cams that enable two sets of different timing and lift over a certain rpm and velocity valve, the system is activated to increase the valve timing and lift.

In “Cam Phasing System”, the valve timing is varied by shifting the phase angles of camshafts. When the engine is started, the electronic control unit regulates the inlet and exhaust cam phase angles within the maximum limits that are determined by the electronic control unit.

The third system which is used only by Rover is “Variavle Valve Control system”. This system includes nearly the same characteristics that is explained in the systems above. This system provides continously variable timing and have a wider duration of valve opening. Because of the difficult and expensive construction of this system it is not used in a wide range.

Variable Valve Timing Systems developed in the period of time and now it becomes standart in use in most of the engines. Although the development period continues to achieve better systems.

1. GİRİŞ

Günümüzde motor dizaynında multi supaplı teknoloji standart hale geldikten sonra; değişken supap zamanlaması sistemi, yüksek motor hızı, sorunsuz güç yada tork elde etmek için bir sonraki adım haline gelmiştir.

Bilindiği gibi; supaplar motor silindirlerinin dolup boşalmasını sağlayan yani bir nevi motorun hava almasını sağlayan hareketi gerçekleştirirler. Bu işlem yani emme ve egzost işleminin zamanlaması kamların şekli ve açılarıyla kontrol edilir. En elverişli sistemi elde etmek için farklı hızlarda motor farklı supap zamanlaması gerektirir. Örneğin motor hızı yükseldiğinde emme ve egzost stroklarının süresi azalır; bu nedenle taze dolgunun yanma odasına girişi yeterli hızda olmaz. Bunu engellemek için en iyi çözüm emme supaplarının erken açılması ve egzost supaplarının da geç kapanmasıdır. Diğer bir deyişle; motor hızı arttığında, emme ve egzost periyodu arasındaki supap bindirmesinin arttırılması gerekmektedir.

Değişken supap zamanlama teknolojisinden önce motorlarda en uygun zamanlamaya göre kamşaftlar dizayn edilirdi. Düşük hızda çalışılan motorlar için supap bindirme bölgesi küçük tutulur. Normal bir motorda supap zamanlaması orta seviye motor hızına göre yapılır; bu sayede hem düşük hızlarda hem de yüksek hızlarda çıkışta önemli bir kayıp olması engellenir. Yüksek hız ve güç gerektiren motorunda ise supap bindirmesi önemli derecede arttırılır. Sonuçta bunların hepsi için belirli bir hızda optimizasyon yapılmıştır.

2. DOLGU DEĞİŞİM PROSESLERİ

Bu bölümde dört silindirli motorların dolgu değişim proseslerinin esaslarından ve supap zamanlamasının ne şekilde gerçekleştiğinden bahsedilecektir. Egzost ve emme proseslerinin amacı yanmış gazların silindir içinden uzaklaştırılması ve gelecek çevrim için taze dolgunun silindire alınmasıdır. Belirli bir hızda içten yanmalı motorlardan elde edilen güç silindire alınan taze dolgunun kütle akış oranıyla orantılıdır. Böylece gaz kelebeğinin fazlaca açık olduğu durumlarda yada tam yüklemde maksimum hava kütesinin içeri alınması ve silindir içersindeki bu kütlelerin içerde tutulması dolgu değişim prosesinin temel amacıdır. Motor dolgu değişim prosesleri, volümetrik verim gibi kapsamlı parametreler tarafından karakterize edilir. Bu kapsamlı parametreler manifoldlar, portlar, supaplar gibi motor alt sistemlerinin dizaynına ve motor çalışma şartlarına bağlıdır. Böylece motorun emme ve egzost sistemindeki bütün elemanlardaki akış incelenmiştir. Süpersarj ve turboşarj, motor içine doğru olan hava akışını ve elde edilen gücü arttırmak için kullanılır. Açıkçası, motor ister normal doldurmalı ister süpersarjlı (yada turboşarjlı) olsun dolgu değişim prosesine önemli şekilde etkisi vardır.

İçten yanmalı motorlar için taze dolgu yakıt, hava ve eğer emisyon kontrolü kullanılıyorsa yeniden sirküle edilen egzost gazlarından oluşur, böylece karışımın hazırlanması emme prosesinin en önemli kısımlarından biridir. Karışım hazırlama hem karışımın düzgün yanmasına hem de hava, yakıt ve yeniden kullanılan egzost gazlarının silindirlere eşit olarak dağılmasını içerir. Bu prosesin diğer bir amacı silindirdeki akış sahasını düzenleyerek tatmin edici motor çalışması için yanma prosesinin yeterli hızda olmasını sağlar.

2.1 Dört Stroklı Çevrimde Emme Ve Egzost Prosesleri

İçten yanmalı motorlarda, emme sistemi genellikle hava filtresi, karbüratör ve gaz kelebeği yada yakıt enjektörü veya her emme portun da ve emme manifoldun da tek yakıt enjektörlü gaz kelebeğinden oluşur. Emme prosesi süresince karışım bu elemanlardan geçerken basınç kayıpları meydana gelir. Ayrıca emme portunda ve supabında ek bir basınçla karşılaşılır. Egzost sistemi genel olarak egzost manifoldu, egzost borusu, emisyon kontrolü için bir katalitik konvektör ve susturucudan oluşur. Şekil 2.1'de konvansiyonel bir motorda emme ve egzost sisteminde gaz akış prosesleri gösterilmiştir. Bu akışlar dalgalıdır. Bununla birlikte, bu akışlarla ilgili bir çok analiz sabit basınçta durum değişimine göre yapılır. Şekil 2.1a'da çok silindirli motorlar için emme sistemindeki basınçlar gösterilmiştir.

Emme sistemi boyunca olan basınç düşüşü, motor hızına, taze dolgunun hareketlendiği ve yük yoğunluğunun fazla olduğu enine kesit bölgesinde sistemdeki elemanların akışa karşı olan direncine bağlıdır.

Şekil 2.1d krank açısı olarak emme ve egzost supap kalkış eğrisini göstermektedir. Emme ve egzost sistemindeki gazların ataletlerini iyileştirmek ve silindirlerin doldurulmasını ve boşaltılmasını geliştirmek için yapılan en doğal uygulama emme ve egzost stroklarında supap açılma zamanını genişletmektir. Egzost prosesi genellikle AÖN' dan 40 ile 60° öncesinden başlar. Yaklaşık AÖN civarında silindir ve egzost sistemindeki basınç farklılığı nedeniyle yanmış gazlar silindirden atılır. AÖN' dan sonra yanmış gazlar ÜÖN' ya doğru piston tarafından süpürülür. Genellikle, egzost supabı ÜÖN 'yı geçtikten 15 ile 30° sonra kapanır ve emme supabı da ÜÖN' dan 10 ile 20° önce açılır. Supap bindirmesi periyodu boyunca her iki supap da açık kalır ve $p_i / p_e < 1$ olduğu durumda egzost gazlarının silindir içersine ve silindir içersindeki gazların da emme sistemine ters akışı gerçekleşir. Supap bindirmesinin avantajı yüksek motor hızlarında uzun supap açılma periyotlarıyla volümetrik verimin iyileştirilmesidir. Piston ÜÖN'yı geçtiğinde ve silindir basıncı emme basıncının altına düştüğünde silindir içersine doğru emme sisteminden gaz akışı gerçekleşir. AÖN' dan sonra da taze dolgunun silindir içersine doğru akışının sağlanması için emme supabı AÖÜ' dan sonra 50 ile 70° ye kadar açık tutulur.

Hava özgül kütlesi $\rho_{a,0}$ atmosferik şartlarda değerlendirilebilir; η_v volümetrik verimdir ve emme manifoldu şartlarında değerlendirilir.

Volümetrik verim aşağıda bulunan yakıt, motor dizaynı ve motor çalışma çeşitliliğinden etkilenir:

- Yakıt cinsi, yakıt/hava oranı, emme sisteminde yakıt buharlaşma oranı ve yakıt buharlaşma ısısı.
- Isı transferinin karışım sıcaklığına etkisi
- Egzost ve emme manifold basınçlarının oranı
- Sıkıştırma oranı
- Motor hızı
- Emme ve egzost manifoldu ile port dizaynı
- Emme ve egzost supap geometrisi, boyutu, kaldırması ve zamanlaması

2.2.1 Sabit basınçta durum değişimi

2.2.1.1 İdeal bir çevrimin volümetrik verimi

İdeal çevrim için volümetrik verim aşağıdaki değişkenlerin fonksiyonu olarak ele alınabilir: emme karışım basıncı p_i ; sıcaklığı T_i ; yakıt/hava oranı (F/A) ; sıkıştırma oranı r_c ; egzost basıncı p_e ve moleküller ağırlık M . Kapsamlı volümetrik verim ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,0} V_d} = \frac{m(1-x_r)}{\rho_{a,0} [1+(F/A)] (r_c-1) V_1} r_c \quad (2.2)$$

m çevrimde 1 noktasında silindirdeki kütledir.

$$p_i V_1 = m \frac{\tilde{R}}{M} T_i \quad \text{ve} \quad p_{a,0} = \rho_{a,0} \frac{\tilde{R}}{M_a} T_{a,0} \quad (2.3)$$

Buradan yukarıdaki η_v aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_v = \left(\frac{M}{M_a} \right) \left(\frac{p_i}{p_{a,0}} \right) \left(\frac{T_{a,0}}{T_i} \right) \frac{1}{[1 + (F/A)]} \left\{ \frac{r_c}{r_c - 1} - \frac{1}{\gamma(r_c - 1)} \left[\left(\frac{p_e}{p_i} \right) + (\gamma - 1) \right] \right\} \quad (2.4)$$

$(p_e / p_i) = 1$ ise $\{ \}$ içindeki ifade ihmal edilebilir.

2.2.1.2 Yakıt kompozisyonunun etkisi, durumu ve yakıt/hava oranı

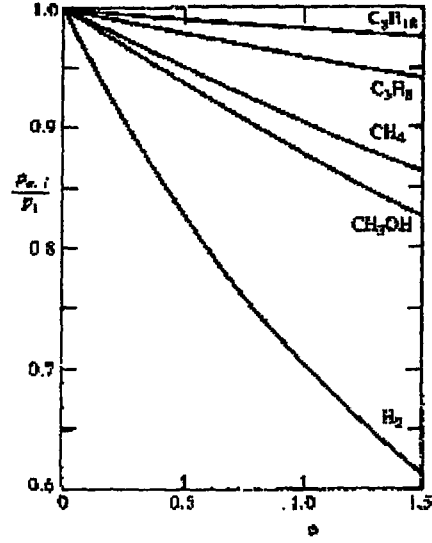
İçten yanmalı motorlarda, emme sistemindeki gaz halindeki yakıtın karşısında kirli hava basıncı karışım basıncının altına indirilir. Hava, su buharı ve gaz haline gelmiş yada buharlaşmış yakıt karışımı için aşağıdaki her parçanın kısmi basıncının toplamı olan emme manifoldu basıncı yazılabilir:

$$p_i = p_{a,i} + p_{f,i} + p_{w,i} \quad (2.5)$$

İdeal gaz denklemleri de aşağıdaki gibidir:

$$\frac{p_{a,i}}{p_i} = \left[1 + \left(\frac{m_f}{m_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_f} \right) + \left(\frac{m_w}{m_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_w} \right) \right]^{-1} \quad (2.6)$$

Şekil 2.3'de $p_{a,i} / p_i$ oranını çeşitli yakıtlar için, (m_f / m_a) 'nin fonksiyonu olarak gösterilmektedir. (m_f / m_a) yalnızca yakıt tamamen buharlaşmış ise motor çalışmasında yakıt/hava oranına eşittir.



Şekil 2.3 Emme havası kısmi basıncında buharlaşmış yakıt etkisi.

Klasik likit yakıtlar için örneğin benzin gibi yakıt buharının etkisi ve dolayısıyla yakıt/hava oranı azdır. Gaz halindeki yakıtlar ve metanol buharı için volumetrik verim emme karışımındaki yakıt buharı tarafından önemli ölçüde azaltılır.

2.2.1.3 Yakıt buharının oranı, buharlaşma ısı ve ısı transferi

Yakıt buharının sabit basınçta akabilmesi ve ısı transferi için, sabit akış enerji denklemi aşağıdaki gibidir:

$$\left[\dot{m}_a h_a + (1 - x_e) \dot{m}_f h_{f,L} + x_e \dot{m}_f h_{f,V} \right]_A = \dot{Q} + \left(\dot{m}_a h_a + \dot{m}_f h_{f,L} \right)_B \quad (2.7)$$

x_e buharlaşmış kütle oranıdır. a hava özellikleri; f yakıt özellikleri; L likit; V buhar; B buharlaşmadan önce; A buharlaşmadan sonra. Yaklaşık olarak karışımda $c_p \Delta T$ tarafından her parçanın birim kütesinin entalpi değıştirilebilir ($h_{f,V} - h_{f,L} = h_{f,LV}$ kullanılmasıyla). Bu durumda yukarıda ki denklem aşağıdaki gibi olur:

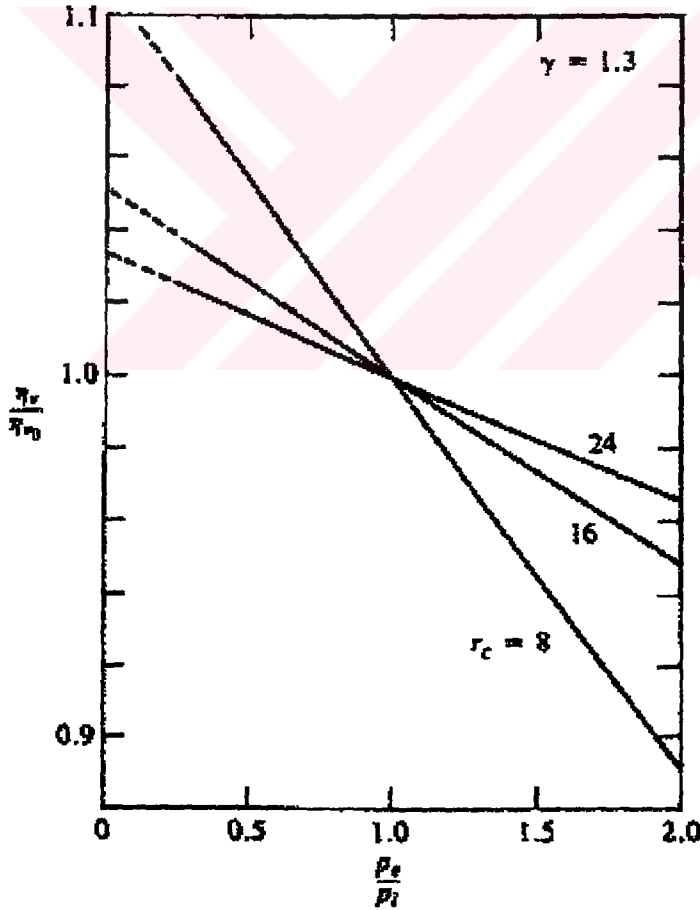
$$T_A - T_B = \frac{\left(\dot{Q} / \dot{m}_a \right) - x_e (F / A) h_{f,LV}}{c_{p,a} + (F / A) c_{f,L}} \quad (2.8)$$

$c_{f,L} \approx 2c_{p,a}$ olduğundan son ifade de payda ihmal edilebilir.

Volümetrik verimin ideal çevrim denkleminde anlaşılacağı üzere; silindire girişte ölçülen gaz sıcaklık değişimlerinin etkisi ($T_{a,0} / T_i$) altındadır.

2.2.1.4 Emme ve egzost basınç oranı ile sıkıştırma oranının etkisi

Basınç oranı (p_e / p_i) ve sıkıştırma oranı değişken olduğu için, silindir hacminin oranı emme basıncındaki artık gazlar tarafından belirlenir. Bu hacim artığında volümetrik verim azalır. İdeal çevrimdeki volümetrik verim üzerindeki bu etkiler (2.4)'eşitliğinde $\{ \}$ içindeki ifade de verilmektedir. $\gamma = 1.3$ için bu etkiler Şekil 2.4'de gösterilmiştir.



Şekil 2.4 İdeal çevrimde volümetrik verim üzerinde emme egzost basınç oranlarının etkisi

2.2.2 Sabit basınçta durum değişimi ve dinamik etkilerin kombinasyonu

Gazlar sistemdeki borulardan, odalardan, portlardan ve supaplardan değişken geçtiğinden her iki oran, basınç ve atalet kuvvetleri mevcuttur. Bu kuvvetlerin nispi önemi gaz hızına ve bu bölümlerin ve birleşim yerlerinin şekline ve boyutlarına bağlıdır. Hem sabit basınç hem de dinamik etkiler çok önemlidir. Motor hızında, emme ve egzost manifoldunda, portunda ve supap dizaynındaki değişikliklerin etkisi birbiriyle ilişkiliyken, volumetrik verimi etkileyen çeşitli ayrı olaylar tanımlanabilir.

2.2.2.1 Sürtünme kayıplar

Emme stroku boyunca, emme sisteminin her parçasındaki sürtünmelerden dolayı silindirdeki p_c basıncı hızın karesi ile orantılı olarak atmosfer basıncı p_{atm} 'den daha düşüktür. Bu toplam basınç düşüşü; hava filtresi, karbüratör, gaz kelebeği, manifold, emme portu ve emme supabından oluşan emme sisteminin her parçasında meydana gelen basınç kayıplarının toplamıdır. Sonuç olarak emme prosesi esnasında silindir boyunca basınç piston maksimum hıza ulaştığında atmosferik basınçtan %10-20 arasında daha düşüktür. Emme ve egzost sistemindeki her parça için Bernoulli denkleminde aşağıdaki ifade yazılabilir:

$$\Delta p_j = \xi_j \rho v_j^2 \quad (2.9)$$

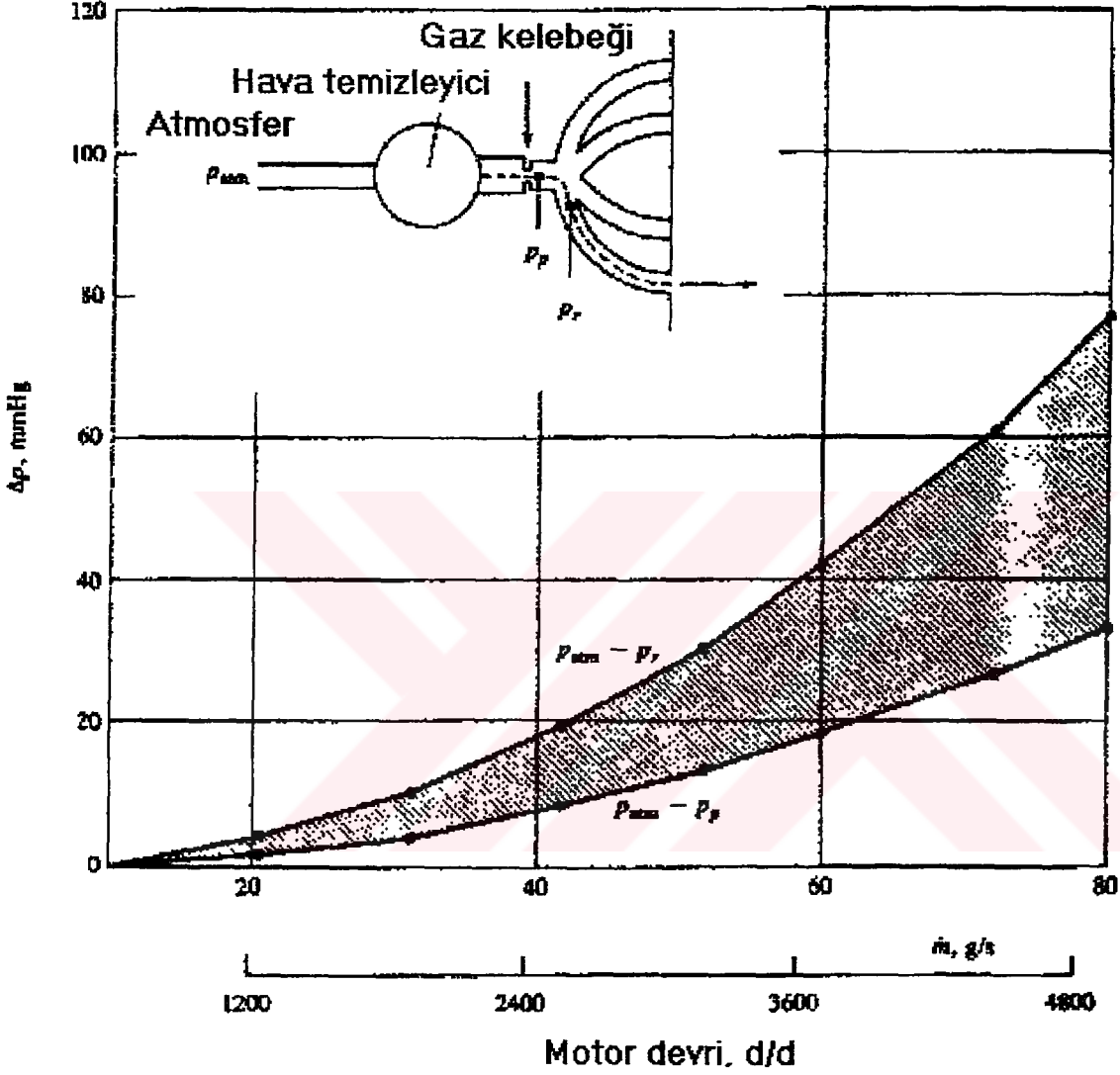
Burada ξ_j geometrik şekline bağlı olarak parçanın direnç katsayısıdır ve v_j lokal hızdır. Akışı yarı sabit farz edersek; v_j hızı, piston hızı \bar{S}_p ile ilişkili olur.

$$v_j A_j = \bar{S}_p A_p \quad (2.10)$$

Burada A_j ve A_p sırasıyla minimum akış bölgesi ve piston bölgesidir. Bu nedenle, sürtünmeden dolayı toplam sabit basınç kaybı aşağıdaki gibidir:

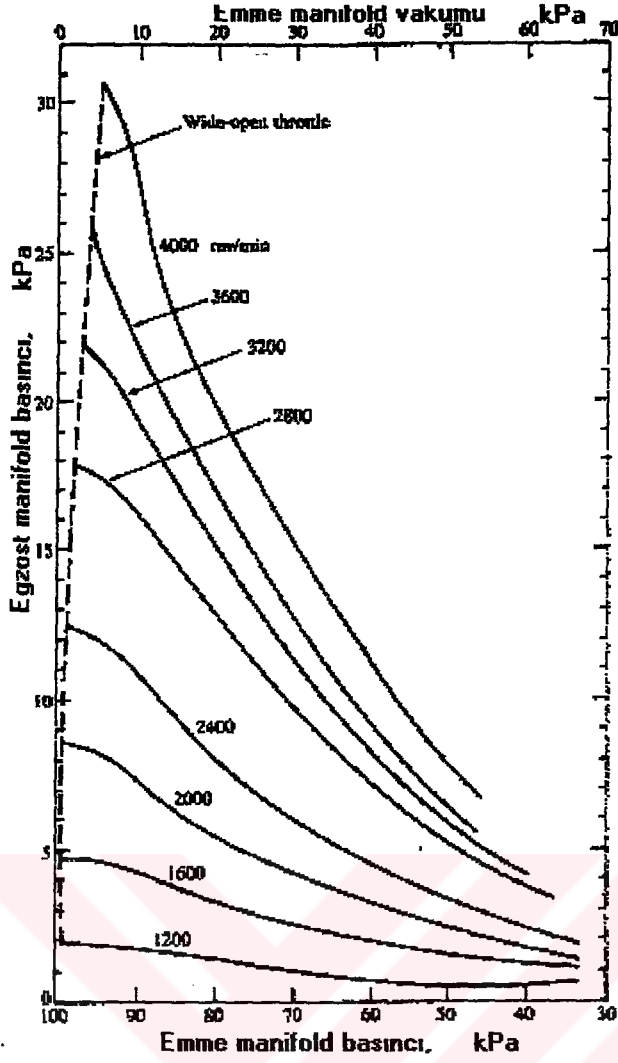
$$p_{atm} - p_c = \sum \xi_j \rho v_j^2 = \rho \bar{S}_p^2 \sum \xi_j \left(\frac{A_p}{A_j} \right)^2 \quad (2.11)$$

Denklem (2.11)'den anlaşılacağı gibi sürtünme kayıplarını azaltmak için büyük parçaların akış alanı önemlidir ve bu kayıplar motor hızına bağlıdır. Şekil 2.5 dört silindirli bir motorda hava filtresi, karbüratör, gaz kelebeği ve manifolda karşılık gelen sürtünme nedeniyle oluşan basınç kayıplarını göstermektedir.



Şekil 2.5 Sabit akış şartlarında dört stroklu içten yanmalı bir motorun emme sistemindeki basınç kayıpları

Egzost sistemindeki akış basınç kayıpları, atmosferik basınçtan daha yüksek ortalama basınç seviyesine sahip olan egzost portu ve manifoldu sebebiyle gerçekleşir. Şekil 6 içten yanmalı dört silindirli bir motor için ortalama egzost manifold basıncını, emme manifold vakumunun ve hızın fonksiyonu olarak göstermektedir. Yüksek hızda ve yükte egzost manifoldu, esas itibarıyla atmosferik basınçın üstünde bir basınçta çalışır.



Şekil 2.6 Emme manifold vakumunun fonksiyonu olarak egzost manifold basıncı

2.2.2.2 Ram etkileri

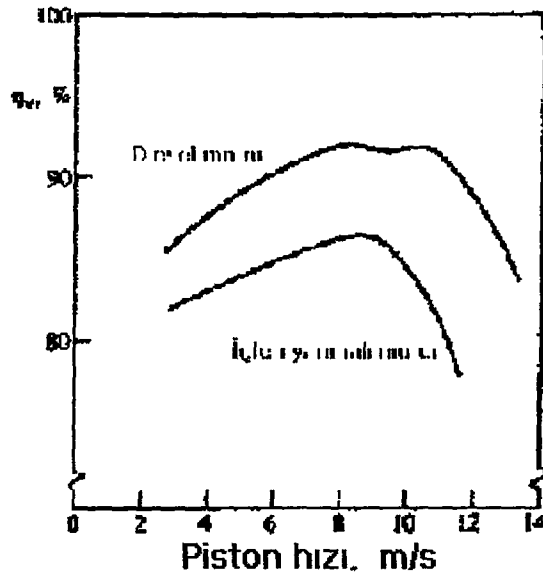
Emme manifoldunda ki basınç, geometrik farklılıklar nedeniyle düzgün olmayan gaz akışı, piston hızının farklılığı ve supap açılma bölgesinin çeşitliliği nedeniyle her silindirin emme prosesi esnasında farklılıklar gösterir. Silindire alınan hava kütlesi ve böylelikle volümetrik verim büyük çoğunlukla emme supabının kapanmasından önceki kısa periyot ta emme portundaki basınç seviyesi tarafından belirlenir. Yüksek motor hızlarında, emme sistemindeki gazların ataleti, emme supabı kapanırken porttaki basıncı arttırır ve piston AÖN civarında yavaşlar ve sıkıştırma stroku başlar. Bu etki motor hızı yükseldiği için derece derece daha etkili olur. Bu ram etkisinden yararlanmak için emme supabı yaklaşık AÖN 'dan sonra 40-60° de kapanır.

2.2.2.3 Emme sisteminde geri akış

Sıkıştırma stroku başladıktan sonra emme supabı kapandığı için emme sistemine doğru silindir içinden taze dolgu geri akar, bu nedenle pistonun ÜÖN 'ya doğru hareketi neticesinde silindir basıncı yükselir. Düşük motor hızlarında bu geri akış hızlanır. Yüksek hızda ram etkisinden yararlanmak supap kapanma zamanının kaçınılmaz sonucudur.

2.2.3 Hız, supap bölgesi, hareketi ve zamanlamayla değişim

Volümetrik verim üzerindeki akış etkileri emme manifoldu, portu ve supabındaki taze karışımın hızına bağlıdır. Yarı kararlı akış için lokal hızlar, lokal emme kesit bölgesiyle bölünmüş olan hacim akış oranına eşittir. Emme sistemi ve supap boyutları yaklaşık silindir deliği kadar ölçeklendirildiği için, emme supabındaki karışım hızları piston hızıyla birlikte hesaplanır. Böylece farklı motorlarda hızın bir fonksiyonu olarak volümetrik verimler aynı ortalama piston hızıyla karşılaştırılmalıdır. Şekil 2.7 dört silindirli indirekt enjeksiyonlu diesel otomobil motoru ve bir 6 silindirli kıvılcım ateşlemeli motor için ortalama piston hızına karşılık tipik volümetrik verim eğrilerini göstermektedir. Kıvılcım ateşlemeli motorların volümetrik verimleri genellikle karbüratör ve gaz keleşindeki akış kayıpları, emme manifoldunun ısınması, yakıt buharının oluşumu ve yüksek atık gaz oranı yüzünden dizel değerlerine göre çok daha düşüktür. İki pikiyle dizel eğrisi emme sistemi ayarlanmasının etkisini göstermektedir.

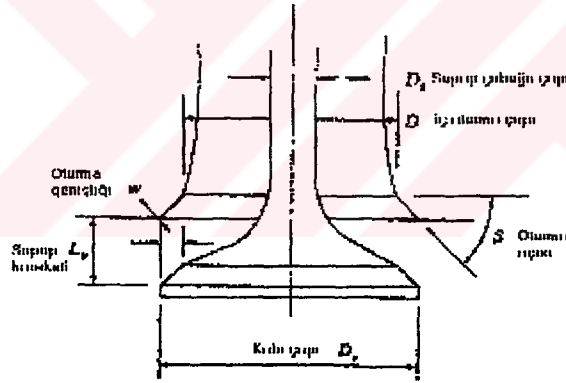


Şekil 2.7 Direkt enjeksiyonlu bir diesel motorun ve içten yanmalı altı silindirli bir motorun piston hızının volümetrik verime etkisi

2.3 Supaplara Doğru Akış

Yalnızca supap yada supap ve port birlikte dört stroklu motorların emme ve egzost sistemlerinde önemli bir akış kısıtlamasına neden olmaktadır. Emme supabına doğru gerçekleşen akış karakteristikleri incelenmiştir.

Şekil 2.8 bir emme supabının kafasının ve oturmasının ana geometrik parametrelerini göstermektedir. Şekil 2.9 supap iç alt çapına bağlı olarak tipik emme ve egzost supapları ve portlarının oranlarını göstermektedir. Emme portu genellikle dairesel yada yakındır ve emme kesit bölgesi istenen güç çıkışını elde etmek için gerekenden daha geniştir. Egzost portu için, iyi bir supap oturmasının ve yönlendirilmiş soğutmanın önemi nedeniyle farklı bir tasarıma sahiptir. Dairesel kesit bölgesi hala kullanılsa da dikdörtgen yada oval biçim çoğunlukla çalışma bölgesi etrafında daha gereklidir. Tüm bu odaların biçimleri supap boyutunda farklı sınırlandırmalar meydana getirir. Daha geniş supap boyutları bulunan bir silindir deplasmanı için maksimum hava akışlarına olanak sağlar.

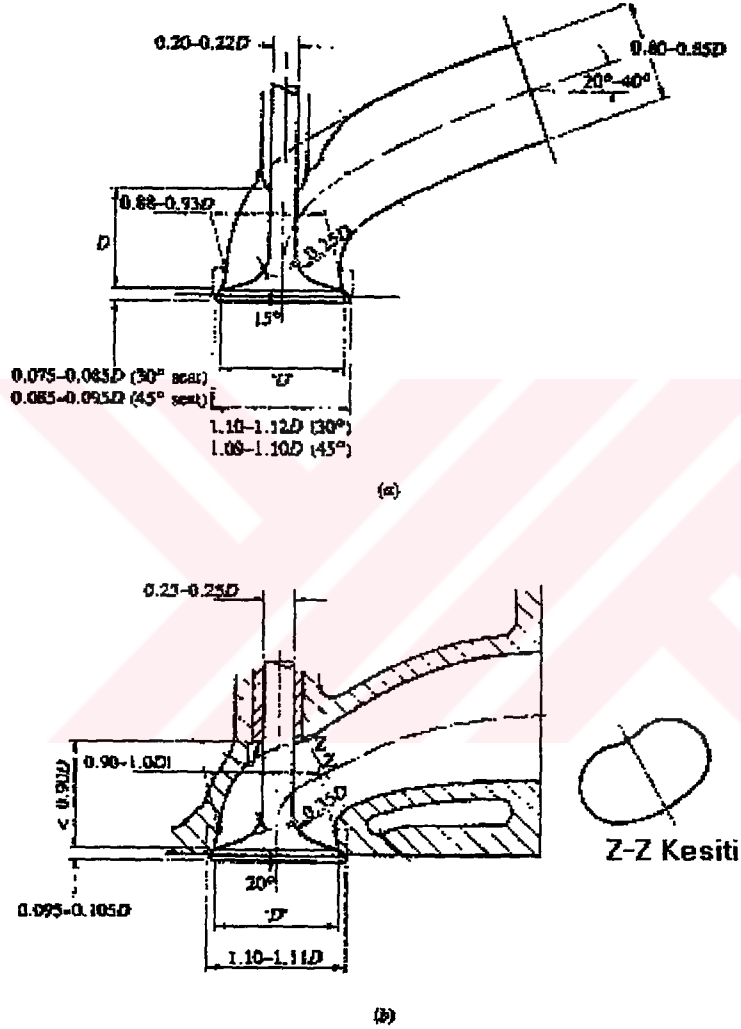


Şekil 2.8 Emme supabının geometrik parametreleri

Dört stroklu bir kıvılcım ateşlemeli motor için tipik supap zamanı, supap kaldırması profilleri ve supap açık alanları Şekil 2.9'de gösterilmiştir. Supap zamanlama noktalarını tanımlamak için belirli kriterler söz konusu değildir. Bazıları spesifik kaldırma kriterleri üzerine temellendirilmiştir. Örneğin SAE referansları supap kaldırma noktaları üzerine temellendirilmiş supap zamanlama olaylarını tanımlamaktadırlar.

- 1) Hidrolojik kaldırıcılar. Açma ve kapama pozisyonları 0,15mm (0,006 in) supap kaldırma noktalarıdır.
- 2) Mekanik kaldırıcılar. Supap açma ve kapama pozisyonları 0,15mm (0,006 in) kaldırma + tanımlanmış kilitleme noktalarıdır.

Supap olayları kaldırma eğrisi boyunca açısal kriterden hareketle de tanımlanabilir. Önemli olan, supap açık alanına önemli gaz akışının ne zaman başladığı yada sona erdiği.



Şekil 2.9 Emme ve egzost supaplarının ve portlarının yapısı

Ani supap akış alanı supap kaldırmasına ve supap kafasına, alt kısmına ve supap kolunun geometrik ayrıntılarına bağlıdır. Şekil 2.9b de gösterildiği gibi supap kaldırma artışları olarak akış alanı büyümesinin üç ayrı aşaması vardır. Düşük supap kaldırmaları için minimum akış alanı, supap ve oturduğu yüzey arasındaki koniksel yüz (yuvaya dik olan) akış alanını tanımladığı yerde sağ dairesel koniğin kesitine uygundur.

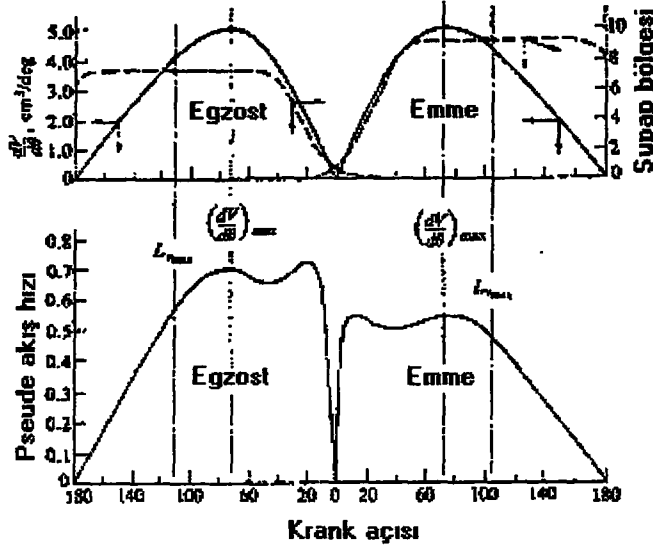
Emme supap açılması (EmSA) genellikle ÜÖN dan 10° ile 25° önce meydana gelir. Motor performansı nispeten bu noktada duyarsızdır. Emme strokunda silindir basıncı çabuk inmemesi için bu olay ÜÖN'dan önce gerçekleşmelidir. Emme supap kapaması (EmSK) genellikle AÖN'dan 40° ile 60° önce gerçekleşir, bunun nedeni AÖN da silindir basıncı emme manifold basıncının altında olduğu için bu şartlarda silindiri doldurmak için daha çok zaman sağlanır. EmSK yüksek hızlarda volumetrik veriminin belirlenmesinde temel prensiplerden biridir, aynı zamanda emme sisteminde geri akış nedeniyle düşük hızlarda volumetrik verimini de etkilemektedir. Egzost supap açılması (EgSA) AÖN'dan önce 50° ile 60° arasında , yani genişleme strokunun sonundan önce gerçekleşir. Bu sayede geriye akış çıkarılan egzost gazlarına yardımcı olur. Bunun amacı yüksek motor hızında silindir basıncının AÖN den sonra mümkün olduğunca egzost manifold basıncına yakın olmasıdır. EgSA zamanlaması ,etkili bir genişleme oranı sağlanabilmesi için çevrim verimin üzerinde etkilidir. Egzost supap kapanması (EgSK) egzost prosesini ve supap bindirme periyodunun süresini sonlandırır. EgSK genellikle ÜÖN sonra 8° ile 20° sonra gerçekleşir.

EgSK zamanlaması, egzost strokunun sonlarına doğru silindir basıncı yükselmemesi için ÜÖN den çok sonra gerçekleşir. EgSK düşük hız strokunun ve rölanti yanma kalitesinin bozulmasına rağmen yüksek güçte tercih edilir.

Hava akışı üzerinde supap geometrisinin ve zamanlamasının etkisi her supap için pseudo akış hızı olarak aşağıdaki denklemde verilmiştir:

$$v_{ps} = \frac{1}{A_m} \frac{dV}{dQ} = \frac{\pi B^2}{4 A_m} \frac{ds}{dQ} \quad (2.11)$$

burada V silindir hacmi, B silindir çapı, S piston pimi ve krank ekseni arasındaki mesafede, A_m supap bölgesidir. Şekil 2.10'da dört stroklu dört silindirli bir motorun egzost ve emme strokları için ani pseudo akış hızı profilleri gösterilmiştir. Şekilde hem egzost hemde emme strokları için pseudo akış hızının iki piki görülmektedir. Geniş pikler maksimum piston hızında gerçekleşmektedir, bunun nedeni bu noktada supap akış bölgesi sabittir. Egzost supap kapanması ve emme supabı açılması nedeniyle pikler ÜÖN da kapalıdır. Egzost strokunun sonundaki pik önemlidir, çünkü bu noktada supaba yüksek bir basınç denk gelmektedir, bunun



Şekil 2.10 Egzost ve emme supapları için krank açısının fonksiyonu olarak pseudo akış hızı

sonucunda da yüksek miktarda hap solmuş artık gaz kütlesi oluşacaktır. Bu egzost stroku pseude hız pikinin büyüklüğü egzost supap kapanmasının zamanına bağlıdır. Emme strokunun başlangıcındaki pseude hız piki daha az önemlidir (Egzost strokundaki erken ve emme strokundaki geç gerçekleşen). Bu pseude hız pikleri akış oranının belirlenmesinde sabit basınçtaki akışa göre daha az belirleyicidir.

3. DEĞİŞKEN SUPAP ZAMANLAMA SİSTEMİNİN ORTAYA ÇIKIŞI ve BU SİSTEM ÜZERİNE YAPILAN İLK ÇALIŞMALAR

3.1 Sistemin Geçmişi

Bu buluş, değişken supap zamanlama sistemine ve ötesinde içten yanmalı motora sahip araçların supap zamanlamalarını değiştirmeyi amaçlayan bir sisteme yöneliktir. Hareket halinde frenleme etkisini arttırmak için motoru bir hava kompresörüne çevirmek, başlangıçta göreceli olarak düşük sıkıştırma oranına sahip motorun efektif sıkıştırma oranını arttırmak veya yüksek hıza sahip bir motorun çalışma hızı içerisinde performansını arttırmaya yönelik olarak supap zamanlamasını ayarlamak, bu sistemin amaçları arasında sayılabilir.

Yukarıdakilerden bazılarını ve diğer amaçları gözetken farklı “değişik supap zamanlama” sistemleri öne sürülmüştür. Buna göre Lewis yaptığı düzenekte külbütör üzerine takılan bir parça ile egzost kamını uyararak egzost supabını sıkıştırma stroğunun bir bölümünde açık bırakarak frenleme verimini artırır.

Bu türe örnek olan bir diğer sistem Jacson tarafından ortaya konmuştur. Burada, egzost stroğunda egzost supabını açan ana loba monte edilmiş olan yardımcı lob ile egzost kamı tahrik olunur. Normal çalışma altında egzost supabı yardımcı lob tarafından kaldırılmaz. Fakat start durumunda egzost supap dişli takımı genişleyerek yardımcı lobun sıkıştırma stroğunun bir kısmında egzost supabını kaldırmasını sağlar.

Sarer bir motor fren sistemini anlatır. Genişleme stroğunda normal pozisyonundan açık pozisyona geçirilen egzost kamı, (ateşleme yokken) hava sıkıştırma ve egzost stroklarında sıkışır emme stroğunun başında ve genişleme stroklarında önemli ölçüde atılır. Böylece sıkışan havanın enerjisi genişleme stroğu boyunca hareket aksamına dönmez.

Kirchtensteinor motor fren sistemi ise şöyledir. Bu sistemde emme supabının kapalı kalması için kam mili doğrusal konum değiştirir böylece frenleme sağlanır. Ayrıca kam milinin bu hareketiyle uyarılan çift lob kamının biri emme stroğunda egzost supabını açarken diğer lob kamı sıkıştırma stroğunun sonuna doğru sıkışmış havayı dışarı atar. Kirchensteinor'un frenleme sisteminde önceki sistemlerde yer alan külbütör kolu yerine kamalar kullanılarak karşılıklı silindirlerin frenleme kuvvetleri önlenmiştir.

Ucko motor fren sistemi kam milini aksenal hareket ettirmeyerek Loeffler fren sisteminin ulaştığı sonuçları yakalamıştır. Bunun yerine külbütör kolu eksantrik hareketi sonucu külbütör çubuğu etkisiz kalır. Çift lob kamı tarafından tahrik edilen yardımcı çift egzost lob kamı egzost supabına hidrolik aksamlı ana piston ile ayrıca diğer bir yardımcı piston da emme ve genişleme stroklarında egzost supabını açmak üzere egzost supabı külbütör miline monte edilmiştir. Daha etkin frenleme etkisi silindirlerin hava kompresörü şeklindeki çalışma düzenine art arda geçmesiyle sağlanır.

Cummins'in sistemi de hidrolik aksamlı bir motor fren sistemidir. Bu sistemde yardımcı piston egzost supabı külbütör milini ve ana pistonda yardımcı egzost kamıyla yada başka bir silindirin emme ve egzost külbütör milleriyle hareket ederek karşı silindirin enjektör klbtrn (sıkışmış havayı sıkıştırma stroğunun sonunda yada sonuna doğru dışarı atmak üzere) tahrik eder.

Ucko dan farklı olarak Cummins mekanizması egzost supabının N da veya civarında açılmasını normal supap hareketlerinde olduğu gibi sağlar. Franlemede egzost supabı hareketi için gerekli olan bu bağımsız mekanizma ek bir yapıya sahip olduğundan karmaşıklığı ve motor freni maliyetini arttırır. Bunun tesinde V-8 motorlarda bir silindirin egzost külbütör mili ile ona uygun diğer silindirin emme ve egzost külbütör mili arasındaki hidrolik bağlantının sağlanmasını zorlaştırabilir.

Jones motor frenine göre art arda ana pistonları tahrik eder. Ana pistonlarda sırasıyla yardımcı pistonları harekete geçirerek sıkıştırma stroğunun sonunda egzost supaplarını açmalarını sağlar. Mekanizma egzost supaplarının açılma zamanını motor hızına bağlı olarak değiştirir. Bu da artan motor hızına bağlı olarak frenleme etkisini arttırır.

Havailand motor frenlemede egzost supabı sıkıştırma stroğu sonunda farklı bir motor frenleme kamı tarafından açılır. Külbütör miline monte edilmiş bir plancer bir solenoid valf komutuyla frenleme kamını hidrolik tahrik ile devreye sokar. Sistemin yanıt verme süresini muhafaza etmek için ayrı bir düşük basınç yağ besleme nitesi kullanılarak tüm hatlar yağ ile dolu tutulur.

Mair motor fren sistemi çok yönlü bir siviç vasıtasıyla gaz pedalının boşta çalışma koşulu dışında üstün bir frenleme etkisi sağlar. İlk durumda motor sürtünmesini yaratmak için yakıt kesilir, ikinci durumda egzost supapları kısmi olarak açık bırakılır, üçüncü durumda ise egzost manifoldunda yer alan bir kelebek supaba arka basınç sağlamak amacıyla kumanda edilir.

Yukarıda bahsedilen konvansiyonel değişken supap zamanlama sistemlerinin karmaşık konstrüksiyonları, montaj ve üretim maliyetlerinin fazlalığı ve sık servis gereksinimleri vardır. Eskiden kullanılan hidrolik motor fren sistemlerinde kontrol valfi pistonlardan uzakta yer aldığından yanıt verme süresini yavaşlatmaktaydı. Bu da motor freni koşulunda ateşleme yapılması halinde silindir basıncının supap aksamına zarar vermesine neden olmaktaydı. Bu arada motor freni iptal süresi de çok önemlidir. Konvansiyonel fren sistemlerindeki diğer bir zorluk frenleme öncesinde yakıt durumunun algılanmamasıydı.

3.2 Değişken Supap Zamanlama Sistemi

Değişken supap zamanlama sistemi ilk olarak yukarıda bahsettiğimiz çalışmaların dışında 1971 yılında ortaya konmuş ve Wiston J. Pelizzoni, Jack F. Pekar, Jr. Richard B. Ginson'nun yaptığı çalışmalar sonucunda patenti alınmıştır. İçten yanmalı motorun supap zamanlamasını değiştirmek için uygulanan bir sistemdir. Bu sistemle frenleme amacıyla motorun geciktirme etkisini arttırmak; çalışmayı iyileştirmek için düşük basınç oranlı motorun sıkıştırma oranını arttırmak; faydalı çalışma hızı aralığında motor performansını arttırmak için emme ve egzost proseslerini optimize etmek istenmektedir. Supap zamanlaması supap açılma ve kapanma işlemlerinin belirlendiği kam profili üzerindeki noktaların yerini değiştirmek için toplam supap mekanizması uzunluğunun değiştirilmesiyle çeşitlendirilir.

Bu sistemin uygulanmasında çok çeşitli amaçlar vardır; bunlara kısaca değinebiliriz.:

- Bu sistem içten yanmalı bir motorun bir yada daha fazla supabının zamanlamasını kontrol edebilmek için yeni metotlar sunmaktadır.
- Frenleme amacıyla motor geciktirmesini arttırmak için içten yanmalı bir motoru bir hava kompresörüne dönüştürecek göreceli olarak basit fakat güvenilir bir sistem elde etmek
- Çabuk tepki veren ve minimum değişiklikle içten yanmalı herhangi bir motorda bulunabilen bir motor frenleme sistemini elde etmek.

- Yakıt motora dağıtılırken motor freninin devreden çıkmasını sağlayan motor frenleme kontrol sistemini elde etmek
- Çalışma hızı aralığı boyunca performansı arttırmak için daha yüksek motor hızlarında ek dolguyu sağlamak için değişken supap zamanlama mekanizmasını elde etmek
- Gerçek sıkıştırma oranını arttırarak düşük sıkıştırma oranlı içten yanmalı motorun çalışmasını arttıran değişken supap zamanlama sistemini elde etmektir.

Bu amaçlara supap açılma ve kapanma işlemlerinin belirlendiği kam profili üzerindeki noktaları değiştirerek toplam supap mekanizma uzunluğu değiştirilir. Toplam supap mekanizma uzunluğundaki değişim supap mekanizmasının bir bölümüne şekil veren yeni bir hidrolik aralık ayarlayıcısı tarafından etkilenmektedir. Hidrolik aralık ayarlayıcısı komutlara göre hidrolik olarak kilitlenmek ve genişletmek için yapılır. Böylelikle supap mekanizmasında aralık düzenlenmiş olur.

Motor frenlemesi için değişken supap zamanlama sistemi kullanıldığında hidrolik aralık ayarlayıcıları egzost supapları için külbütöre monte edilir. ve her egzost kamının normal taban çevrimi, ikincil bir kam taban çevriminin sağlanmasına yardımcı olur ve böylelikle normal ve ikincil taban çevrimleri arasında açma ve kapanma profillerinin oluşturulması sağlanır. Hidrolik aralık ayarlayıcı genişletildiğinde, ikinci açılma profili egzost supabı sıkıştırma strokunun sonlarına doğru açılacak şekilde yerleştirilir.

Yakıtın motora gönderilmesi sırasında diesel motorda ateşleme meydana gelebileceği için motor frenlemesinin meydana gelmemesi kesinlikle gereklidir. Bu gereksinim; külbütör şaftının üzerindeki selenoid valfine enerji veren elektrikli kontrol devresinin içinde püskürtme pompası çalışmazken yada yakıtsızken kapanan bir siviç dahil edilerek sağlanır. Böylece, motor frenlemesi için düzenleyici, püskürtme pompası çubuğu çalışmaz duruma getirilmesi durumunda; araç, belirli bir gaz kelebeği ayarını aştığında enerji verilebilir. Motor rölanti pozisyonuna geldiğinde; düzenleyici, dişli çubuğu yakıtı yakma durumuna getirir, fakat yakıt yakılmadan önce dişli çubuğu motor frenlemesini durdurmak için siviçi açar. Bundan dolayı motor hiçbir zaman durmaz; çünkü motor frenlemesi rölanti hızının altında çalışmayacaktır.

Değişken supap zamanlama sistemi, emme supap mekanizmasının toplam uzunluğunu isteğe bağlı olarak uzatmak yada kısaltmak için emme supaplarına hareket veren külbütöre monteli hidrolik aralık ayarlayıcıları tarafından göreceli olarak düşük sıkıştırma oranlı motorun

çalıştırılmasının iyileştirmek için kullanılır. Bu, uygun emme supabının açılma ve kapanma işlemlerini gerçekleştirdiği her emme kamının profillerinin yerlerinin değiştirilmesiyle sağlanır. Son ayarlayıcılarla toplam emme supap mekanizmasının uzunluğunu genişletecek şekilde kullanılır; emme supapları sıkıştırmanın başlangıcında yani AÖN'dan sonra normal bir şekilde kapanır. Bu yüzden gerçek sıkıştırma oranı emme supabı AÖN'da kapandığında teorik sıkıştırma oranından biraz düşüktür. Göreceli olarak düşük sıkıştırma oranlı motorun çalışmasını arttırmak için, her hidrolik aralık ayarlayıcısı emme supabının AÖN'daki kapanma noktasını değiştirerek fazla emme supap açıklığı sağlar; böylelikle başlangıç koşullarındaki gerçek sıkıştırma oranı teorik sıkıştırma oranına eşit olur.

Motor aşırı bir emme supabı açıklığında çalıştığında emme supabı dişli parçalarında mümkün olabilecek bir hasarı önlemek için; hidrolik aralık ayarlayıcıları devre dışı kaldığında bir gaz kelebeği limit elemanı otomatik olarak maksimum motor hızındaki limit değerine ulaşır. Motor çalışmaya başladıktan ve ısındıktan sonra, hidrolik aralık ayarlayıcıları normal bir emme supabı açıklığı sağlamak için genişletilir ve aynı zamanda gaz kelebeği sınırlandırıcısı (limit elemanı) normal tam gaz çalışmaya sağlamak için geri çekilir.

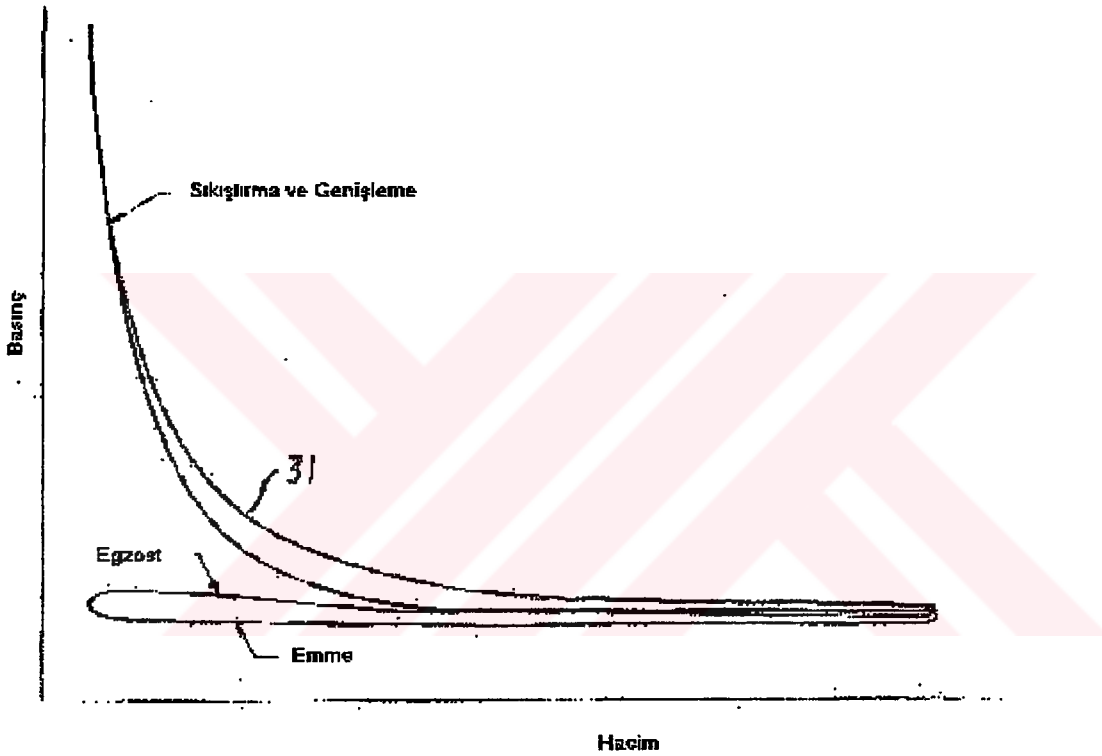
Değişken supap zamanlama sistemi normal hız aralığında emme veya egzost supaplarının kalkmasını yükselterek motor performansını artırır ve ayrıca yüksek motor hızlarında da ek bir dolgu giriş çıkışı sağlar. Bu uygulamada, düşük motor hızlarında supapların açılma ve kapanma kesitlerine ek bir açılma kapanma sağlanmış olur. Böylece, hidrolik aralık ayarlayıcısı, yüksek motor hızlarında genişlediğinde supapların açılma ve kapanmaları ek (yardımcı) açılma ve kapanma profilleriyle belirlenir, böylelikle bu supaplar açıkken supap kaldırması ve zaman aralığı artışı da belirlenir.

Araçların kaba ağırlıkları ve hızları arttığında, frenleme sistemlerinde büyük gereksinimler olmaktadır. Özellikle yokuş aşağı ve eğimli şartlarda; fren parçalarının ömrünü uzatmak ve güvenilirliğini arttırmak ve klasik servis frenine bağımlılığı düşürmek için motor ve sürüş mekanizmasının sürtünme kuvvetinden yararlanmak avantajlıdır.

Ateşlemeyi engelleyerek yada kıvılcım ateşlemeli motorlarda ateşleme çevrimini önleyerek, diesel motorlarda yakıt enjeksiyonunu durdurarak, içten yanmalı motorlarda hafif bir frenleme etkisi yaratılır. Motoring durumunda yani aracın motora tahrik verdiği periyotta;

hareketli parçaların sürtünmesinden ve silindirde hareket eden her pistonu gelen pnömatik kuvvetlerden dolayı gecikmeler meydana gelir.

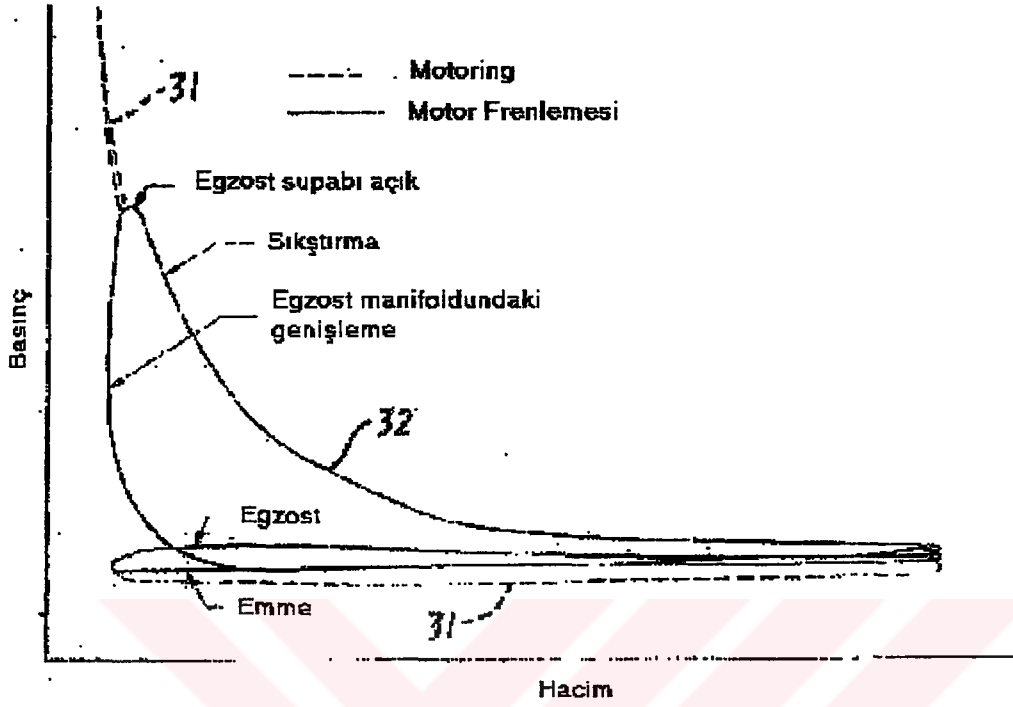
Şekil 3.1'de Eğri 31 motoring süresince basınç ve hacim ilişkisini göstermektedir ve ayrıca şekilde de görüldüğü gibi sıkıştırma ve genişleme bölümlerinin de eğrilerinin birbirine çok benzer oldukları görülmektedir. Sıkıştırma süresince negatif iş ve gazlar tarafından absorbe edilen güç sadece genişleme süresince piston üzerindeki gazlar tarafından kullanılan pozitif işi az miktarda aşar. Böylece negatif işin büyük kısmı emme ve egzost stroğunda, havanın içeriye veya dışarıya zorlanmasıyla, emme ve egzost supaplarındaki tazyikle oluşur.



Şekil 3.1 İçten yanmalı dört silindirli bir motorda motrin durumunda basınç-hacim değişimi

Sıkıştırma stroğunun tamamlanması veya tamamlanmasına yakın bir anda egzost supabının açılmasıyla sıkışmış olan havanın enerjisi dışarıya kaçacaktır, buda motorun bir hava kompresörü gibi davranmasına neden olacaktır, bunun sonucunda da genişleme stroğunda artan pozitif işi minimize olabilir. Yukarıdaki gibi sıkıştırma tahliyesi tipinde motor frenlemesi Şekil 3.2'deki eğri 32'de gösterildiği gibi basınç hacim karaktristliğini sağlamaktadır. Burada sıkıştırma stroku süresince negatif işin hala meydana geldiği görülebilir. (gazların egzost manifoldunda genişlemesi nedeniyle egzost supabı hala açık olabilir.) Sonra genişleme stroku süresince gazların pozitif işi azaldığı için; basınç hızlı bir şekilde düşer. Eğer turbo şarjlı bir

motorsa, artık gazlar turbo şarjı çalıştırır ve böylece dolgu değişim basıncı yükselir; bunun sonucunda da motor frenlemesi esnasında olan basınçtan çok az daha yüksek olan emme strokundaki basınç motoring durumundakinden de yüksektir.

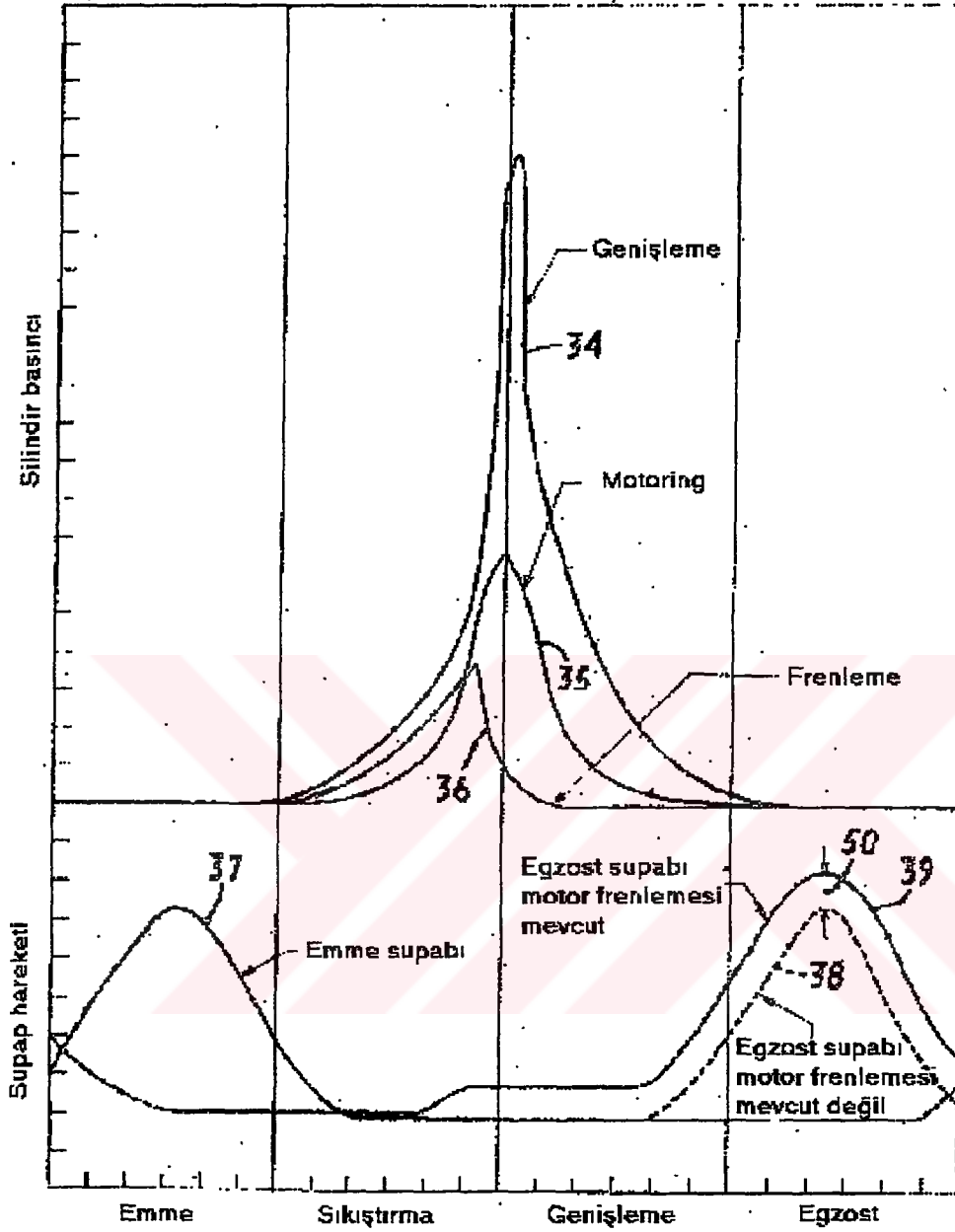


Şekil 3.2 Motor frenlemesi oluşturmak için silindirlerin bir hava kompresörü gibi hareket ettiği durumdaki basınç-hacim değişimi

Şekil 3.3'de şeklin üst kısmında görülen bölüm krank şaft pozisyonunun bir fonksiyonu olarak silindir basıncı karakteristiklerini göstermektedir. Eğri 34 ateşleme esnasındaki basınç karakteristikliği, eğri 35 ateşlemenin olmadığı esnada motoring durumundaki basınç karakteristikliği ve eğri 36 egzost supabının motor frenlemesini etkilemek ve sıkışmış havayı dışarı atmak için sıkıştırma strokunun sonlarına yakın durumdaki basınç karakteristikliğini göstermektedir.

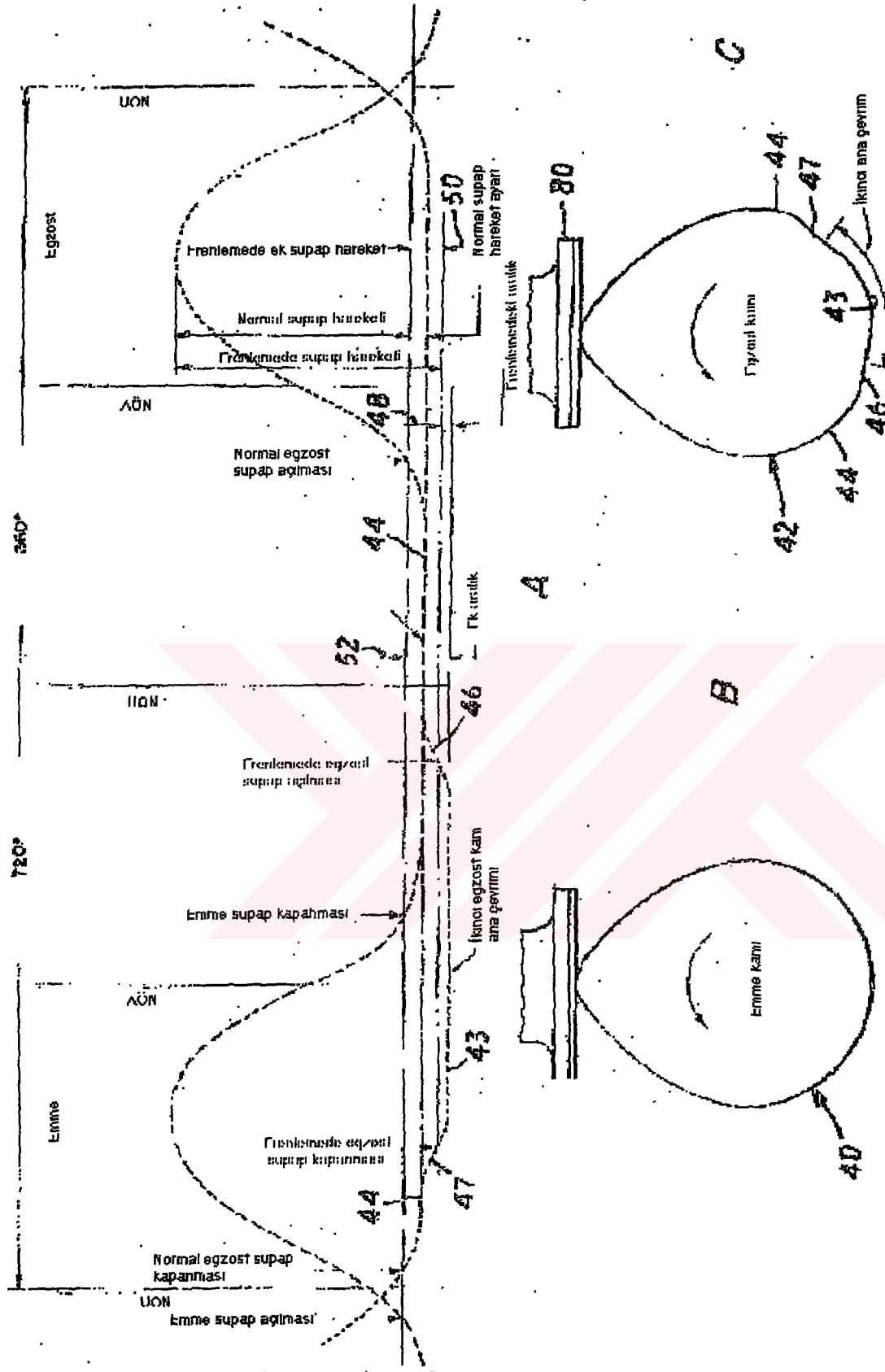
Şekil 3.3'de şeklin alt kısmında görülen bölümde içten yanmalı bir motorda, motor frenlemesini etkilemek için sıkıştırma strokunun sonlarına doğru egzost supabının açılmasına neden olan değişken supap zamanlama sisteminin sağladığı içten yanmalı bir motorda emme ve egzost supaplarının supap kaldırmalarını göstermektedir. Eğri 37 dört stroklu bütün motorlarda emme supabı zamanlamasının bütün şartlarda aynı kaldığını göstermektedir. Burada egzost supapları için motor frenlemesinin olup olmamasına göre iki farklı zamanlama vardır. Eğri 38 motor frenlemesi yokken egzost supabı kaldırmasını göstermektedir. Eğri 39'da motor

frenlemesi mevcutken, ÜÖN'dan az önceki bir anda sıkıştırma strokunun sonlarına yakın egzost supabı açıklığını göstermektedir.



Şekil 3.3 Motor frenlemesi esnasında silindir basıncının emme ve egzost supaplarının açılmasına bağlı olarak değişimi

Şekil 3.4a, 4b ve 4c'de gösterilen kam profillerinden elde edilen supap kaldırmaları şekil 3.3'de gösterilmiştir. Konvansiyonel emme supap kaldırması 37, normal emme kamı 40 (Şekil 3.4b'de görülen) 'dan elde edilmektedir. Egzost kam profili 42 (Şekil 3.4c'de) ikinci bir çevrim sağlayan 43'den sağlanmıştır. Bu nedenle ikinci ana çevrim 43 ile normal ana çevrim 44 arasında yardımcı bir açılma profili 46 ile yardımcı bir kapanma profili 47 sağlanmaktadır.



Şekil 3.4a 4b 4c Değişken supap zamanlama mekanizmasında emme ve egzost kamlarının kam kesitleri

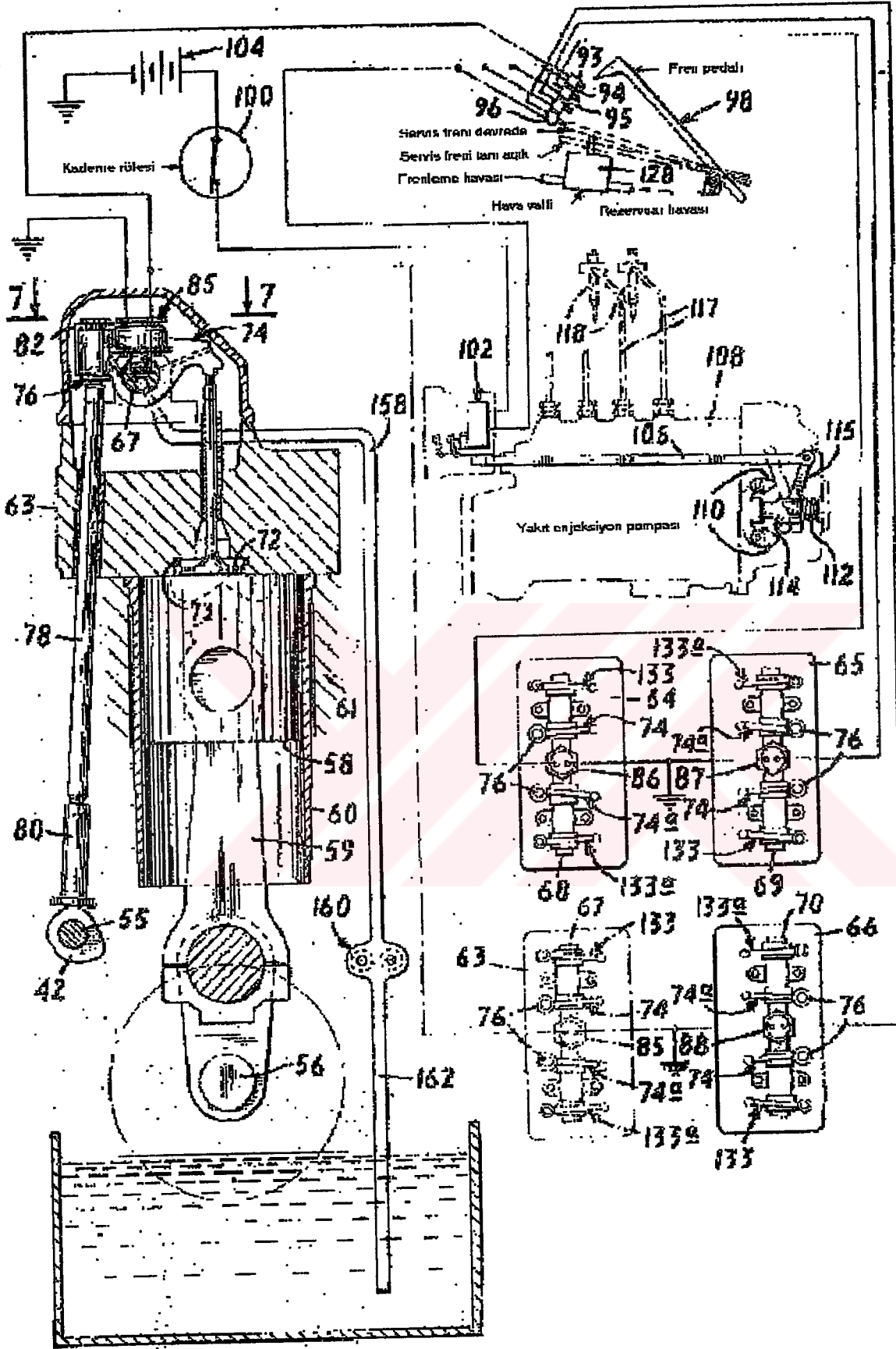
Egzost dişli aksamı, sıcaklık değişimlerinden dolayı supap mekanizma uzunluğundan aralık 48'i sağlayan uygun değişiklikleri yapmak için genişlediğinde, egzost supabı yardımcı açılma profili 46'nın gösterildiği ÜÖN' dan önce hafifçe açılır ve yardımcı kapanma profili 47'nin gösterildiği yerde kapanacaktır, bunun nedeni eğri 39'da gösterilen supap hareketini sağlamaktır. Ayrıca motor frenlemesi esnasında açık olan egzost supabının süresini uzatmak 50'de gösterildiği gibi egzost supap mekanizmasında ek bir supap kaldırması sağlayacaktır.

Egzost supabı dişli mekanizmasına ek bir supap kapanması konularak 52' de gösterilen toplam kapanma sağlanır. Sonuçta yardımcı açılma ve kapanma profilleri 46 ve 47 etkisiz kalır. Normal egzost supap zamanlaması şekil 3.3 eğri 38' de gösterilen supap açıklığı ile sağlanır.

Şekil 3.5'de motor frenlemesinde kullanılan egzost kamı 42, değişken supap zamanlama sistemini gerçekleştirir. Şekildeki motorda kam mili 55 üzerinde bulunan kam 42, krank mili 56 tarafından harekete geçirilir. 56 nolu krank mili de sırasıyla pistonlar 58 yoluyla karşılıklı biyel kolları 59 tarafından tahrik edilir. Şeklin karışmaması için yalnızca bir piston gösterilmiştir. Her piston 58 uygun bir gömlek 60 içinde 61 ile gösterilen motor bloğunda yer alır. Motor bloğunda dört ayrı silindir kafası 63, 64, 65 ve 66' nun bağlandığı; yine dört ayrı külbütör kolu milleri 67, 68, 69 ve 70 bulunmaktadır. Her külbütör kolu mili iki silindir için emme ve egzost külbütör millerini taşımaktadır. Külbütör mili 67, külbütör kolu 74' ü hareket ettirerek egzost supabı 72' ye kumanda eder. Supap oturma yüzeyi 73 sayesinde piston ile egzost supabının motor frenleme şartındaki ek egzost supap açıklığında birbirine temasını engeller. Bu ek egzost supap açıklığı şekil 3.3, eğri 39' da gösterilmiştir.

Külbütör kolu 74' ün karşı ucuna daha önce bahsettiğimiz hidrolik aralık ayarlayıcı 76 monte edilmiştir. Aralık ayarlayıcısı 76 külbütör çubuğu 78'e bağlıdır. Külbütör çubuğu 78' de hareketini egzost kamı 42' yi takip eden supap iteçeği makarası 80' den alır. Külbütör çubuğu külbütör milinden daha karmaşık bir konstrüksiyona sahiptir. Çünkü egzost supabı sıkıştırma stroğunun sonlarına doğru açıldığından egzost supap mekanizmasına çok fazla miktarda kuvvet gelmektedir.

Hidrolik aralık ayarlayıcı 76, külbütör kolu 74' e dişli bağlantı ile monte edilmiştir. Böylece egzost supap mekanizması soğuk olduğunda, supap dişli aksamının termal genişmesini sağlayabilir. Aralık ayarlayıcı istenen pozisyonda tespit somunu 82 ile sabitlenir.



Şekil 3.5 Değişken supap zamanlama sistemindeki kamların kesit resmi

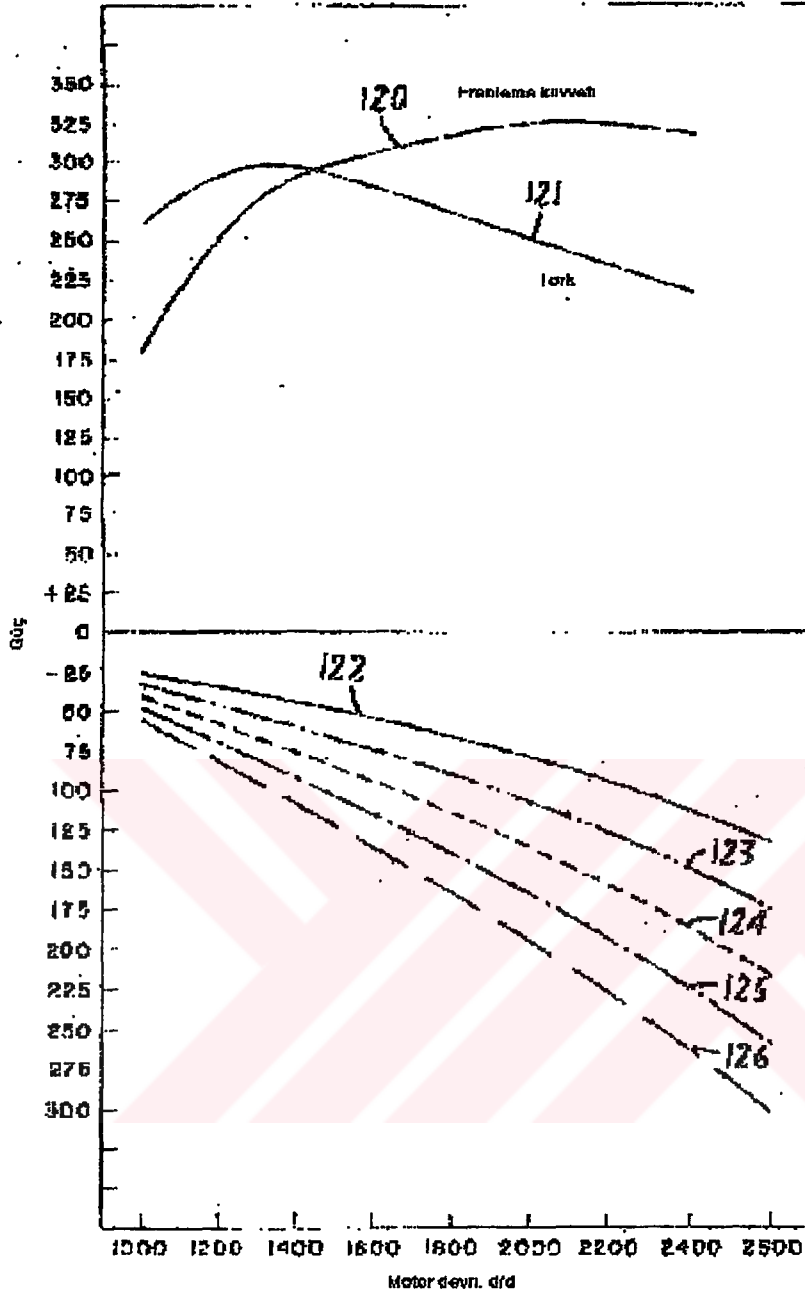
Külbütör kolu mili 67' ye bağlı selenoid 85 ile egzost külbütör çubukları 74 ve 74a' ya bağlı olan hidrolik aralık ayarlayıcı 76 kumanda edilir. Bu sayede silindir kafası 63' de yer alan egzost supapları 72, 42 nolu egzost kamlarının 46 nolu yardımcı kam profilleri sayesinde sıkıştırma stroğunun sonlarına doğru sıkışmış havayı dışarı atmaya üzere açılırlar. Genişleme stroğunun sonlarına doğru karşı egzost supapları açılır; bu arada hidrolik aralık ayarlayıcısı 76'ya bağlı selenoid 85 devre dışı kalır; böylece motor frenlemesi durur. Benzer şekilde külbütör mili şaftları 68, 69 ve 70' e bağlı selenoidler 86, 87 ve 88' de selenoid 85 ile aynı yapı ve çalışmaya sahiptir.

Selenoidler 85, 86, 87 ve 88 fren pedalı 98' e bağlı olarak çalışan siviçler 93, 94, 95 ve 96 tarafından kumanda edilirler. Bu durumda kademe rölesi 100 ve limit siviç 102 kapalıdır. Kademe rölesi 100, limit siviç 102 ile 93-96 siviçleri birbirlerine seri olarak bağlıdır ve gereken elektrik kaynağı 104 aracın aküsünden sağlanır. Kademe rölesi 100 kullanıcıya motor frenini otomatik olarak kullanma imkanı sağlar.

Limit siviç 102, yakıt enjeksiyon pompasına kumanda eden bir kumanda çubuğu 106' ya bağlıdır. Limit siviç 102 yalnızca kontrol çubuğu 106'nın ölü noktasında yani yakıt sevkinin hiç olmadığı anda kapalıdır. Buna bağlı olarak; motor frenleme kontrol sistemi yanma odasına olan yakıt sevkini ölçerek motor frenlemesini gerçekleştirir. Yakıt sevki yapılırken motor frenlemesi yapılamaz. Bu şekilde motor frenlemesi esnasında boşa yakıt harcanmasının önüne geçilmesinin yanı sıra daha önemli olan egzost supabı açıkken yanma meydana geldiğinde supap aksamının hasara uğramasını engeller.

Fren pedalı 98' e bağlı olarak çalışan 93-96 siviçleri servis fren sistemi devreye girmeden çalışmazlar. Şekil 3.6'da gösterilen diyagram şekil 3.5'de anlatılan motor frenleme etkisini göstermektedir. Eğriler 120 ve 121 bir motorun normal şartlar altında çalışması esnasında frenleme kuvvetini ve torkunu gösterir.

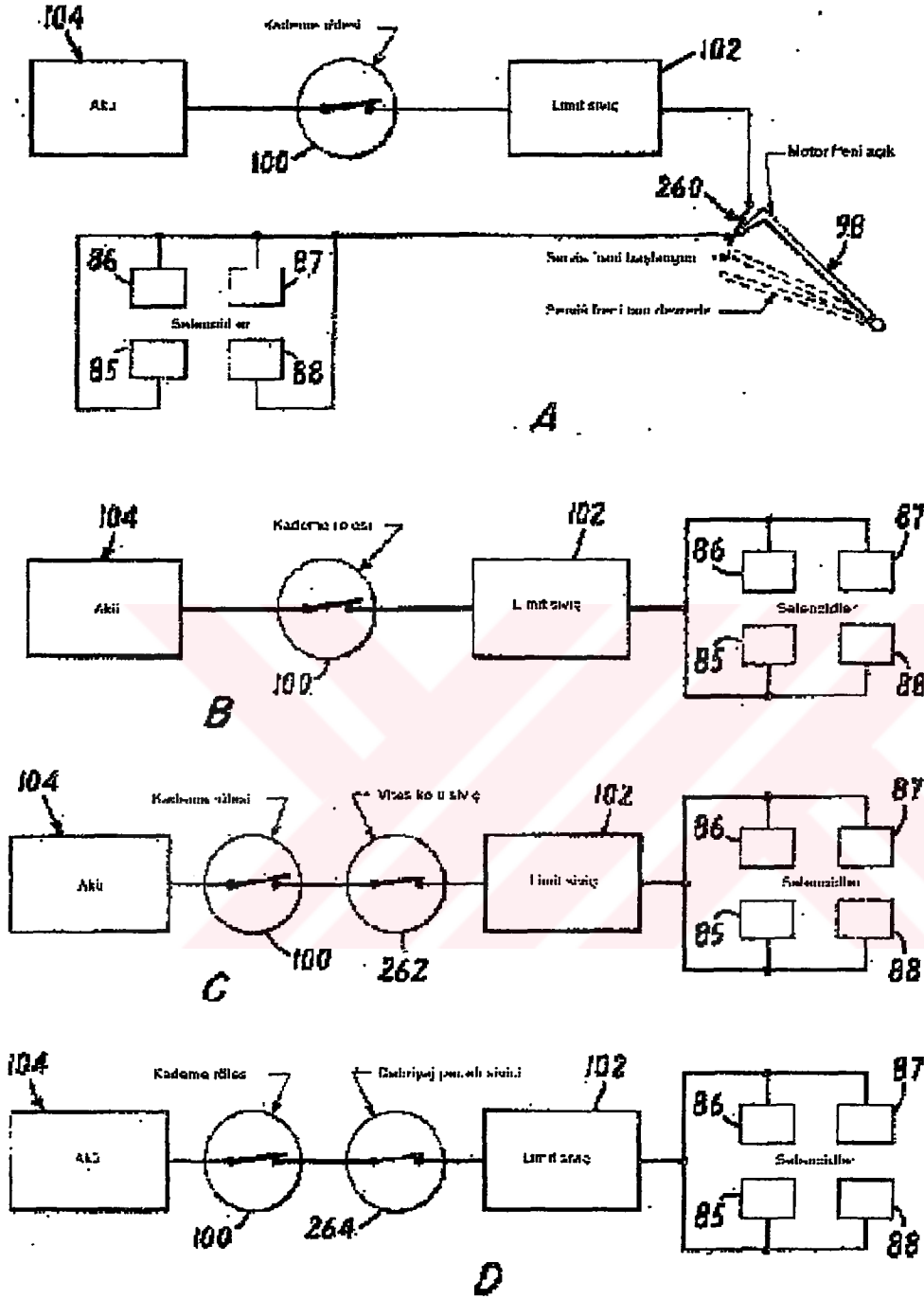
Kullanıcı aracı yavaşlatmak istediğinde ayağını gaz pedalından çeker ve düzenleyici kontrol çubuğu 106 ölü noktaya veya yakıt sevkıyatı olmayan pozisyona getirilir. Bu durum yanmayı durdurur ve devir sayısına bağlı olarak motor veya motoring sürtünmesine yol açar (devir sayısına bağlı olarak negatif veya absorbe güç eğri 122' de gösterilmiştir). Ayar çubuğu yakıt sevkıyatının hiç olmadığı konumda iken limit siviç 102 kapalıdır. Buda motor frenlemesine izin veren kademe rölesi 100' ün kapalı olmasını sağlar.



Şekil 3.6 Normal çalışma şartları altında oluşan frenleme kuvveti ve tork ile motor frenleme sisteminde oluşan negatif güç diyagramı

Kullanıcı buna ek olarak frenleme ihtiyacı duyduğunda fren pedalı 98' e basarak siviç 93' ü kapatır böylece silindir kafası 63' de bulunan iki silindir motor frenlemesi yapar. Frenleme etkisi eğri 123' de gösterilmiştir. Benzer şekilde fren pedalı 98' e basılmaya devam edildiğinde sırasıyla 94, 95 ve 96 nolu siviçler de kapanacaktır; kapanan bu siviçler yine sırasıyla 86, 87 ve 88 nolu selenoidleri uyaracak ve diğer silindir kafaları 64, 65 ve 66' da motor frenlemesi yapacaktır. Şekil 3.6'da her durum için sırasıyla eğriler 124, 125 ve 126 gösterilmiştir. Eğer aracın hala frenleme ihtiyacı varsa fren pedalı 98' e biraz daha basılır ve servis freni devreye

sokulur. Böylece mevcut motor frenleme sistemi kullanıcıya normal veya zor şartlarda istenilen esneklikte bir frenleme imkanı sağlar.



Şekil 3.7a 7b 7c 7d Motor frenleme sisteminde kullanılan alternatif elektrik kontrol devresi

Şekil 3.7a-d'de Şekil 3.4'de gösterilen motor frenleme sistemi için kullanılan alternatif elektrik kontrol devresi gösterilmiştir. Belirli durumlarda sağlanan motor frenlemesi yeterli olmayabilir; bu durumda Şekil 3.7a'da gösterilen elektrikselsel kontrol devresi kullanılabilir.

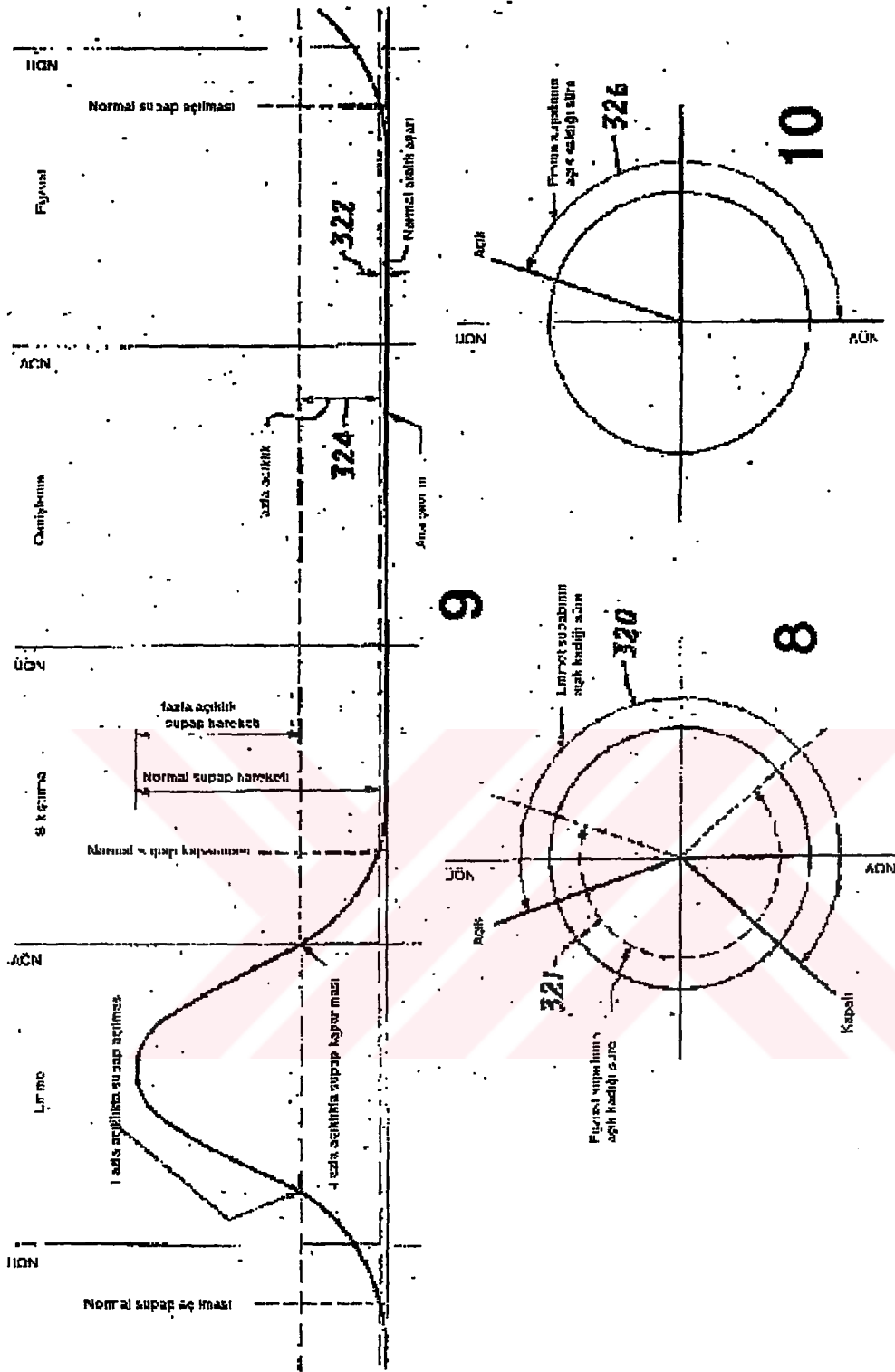
Burada bulunan siviç 260 fren pedalı 98' e bir miktar basıldığında servis freni devreye girmeden önce kapanacak şekilde devreye yerleştirilmiştir. Kademe rölesi 100 kapalıyken ve ayar çubuğu 106 yakıtın gönderilmediği pozisyondayken limit siviç 102 kapalı durumda olacaktır; bu durumda siviç 260'ın kapanması selenoidler 85-88' i eş zamanlı olarak devreye sokarlar; böylelikle motordaki bütün silindirlere hava kompresörüne dönüşerek istenen maksimum motor frenleme etkisi meydana gelmiş olur.

Şekil 3.7b'de gösterildiği gibi fren pedalının siviçlere vermiş olduğu hareket ihmal edilebilir. Burada aracı gaz kelebeğinin belirli ayarları dışında zorladığımızda selenoidler 85-88 eş zamanlı olarak devreye girerek maksimum motor frenleme etkisini meydana getirirler; bu durumda kademe rölesi 100 kapalı olmalıdır. Rölanti hızına ulaştığımızda ayarlayıcı motor frenlemesi devre dışı kaldığında otomatik olarak ayar çubuğunu rölanti yakıt pozisyonuna getirerek motora yakıt gönderir; böylelikle motorun durması engellenir.

Şekil 3.7c'deki kontrol devresi ; bir önceki kontrol devresinin vites küçültme esnasında yetersiz kalması yüzünden kullanılır. Bu devrede vites koluna monte edilmiş manuel siviç 262 bulunmaktadır. Böylelikle kullanıcıya gaz kelebeğine müdahale etmeksizin vites küçültme esnasında motor frenlemesini devre dışı bırakma olanağı sağlar. Vites arttırma esnasında siviç 262 normalde kapalı pozisyondayken; böylelikle motor frenlemesi otomatik olarak devreye girer. Vites küçültme esnasında kullanıcı siviç 262' yi açarak istenmeyen motor frenini engeller.

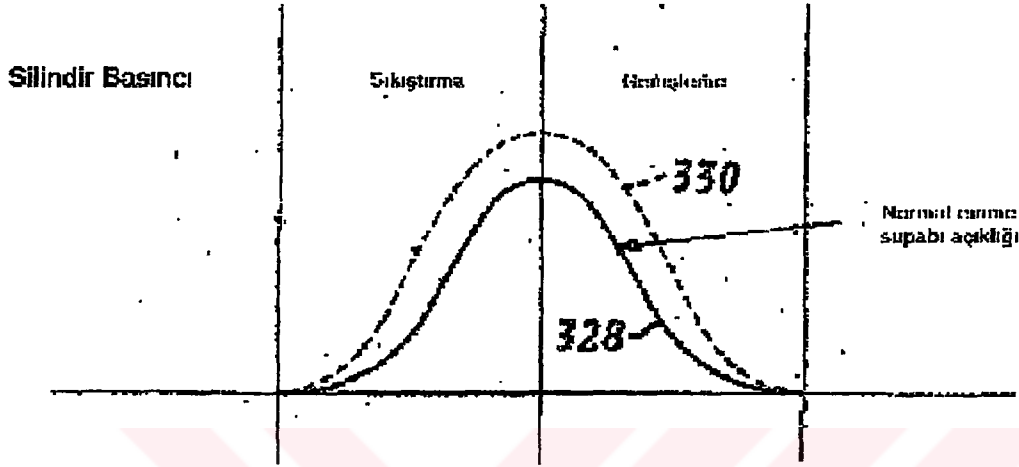
Şekil 3.7d'de gösterilen kontrol sistemi, normalde kapalı pozisyondayken pedal siviçi 264' e sahiptir; böylelikle vites küçültme esnasında motor frenlemesi engellenir. Debriyaj boştayken siviç 264 açılarak motor frenini devre dışı bırakır.

Şekil 3.8'de değişken supap zamanlama sistemiyle ilgili başka bir sistem gösterilmiştir. Burada nispeten düşük sıkıştırma oranlı içten yanmalı bir motorun ilk harekete geçirilmesinin gerçekte var olan sıkıştırma oranını arttırarak iyileştirilmesi gerçekleştirilmektedir. Şekil 3.8'de diesel bir motorda emme supabı açılma bölgesi 320 gösterilmiştir. Burada emme supabı yaklaşık olarak egzost strokunun sonlarına doğru egzost supabı kapanmadan önce ÜÖN' ya gelmeden 20° önce açılır. Emme supabı sıkıştırma stroğunun başlarında AÖN' dan 40°sonrada kapanır. Normal çalışmada sıkıştırma gerçekte emme supabı kapandığında başlar; gerçek sıkıştırma oranı da teorik sıkıştırma oranından düşüktür.



Şekil 3.8,9,10 Normal ve fazla aralık verilmesi durumlarda emme ve egzost supaplarının açılma süreleri ve bunların şematik diyagramı

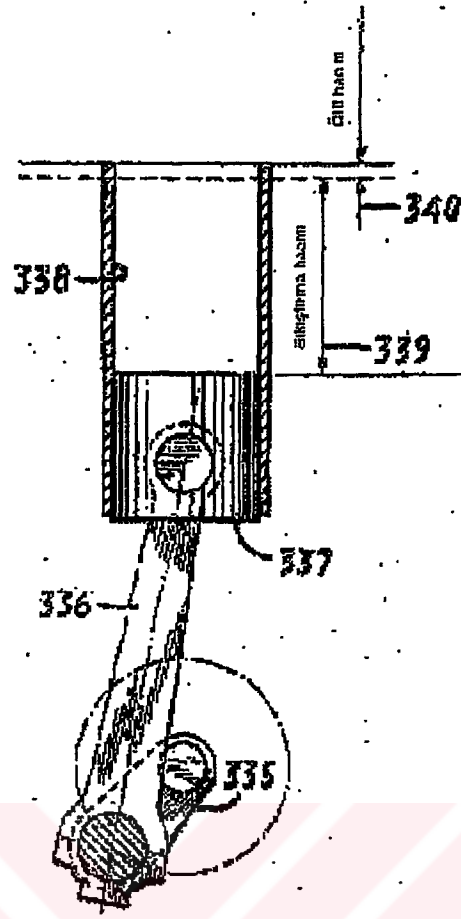
Şekil 3.10' de normal çalışma şartlarında standart aralıkla 322 birlikte emme supabı zamanlaması gösterilmiştir. Şekil 3.8'de emme supabının açık olduğu süreçte 320' de normal zamanlama gösterilmiştir. Eğer emme dişli mekanizmasında fazla aralık 324 sağlanırsa, emme supabının açılma işlemi gecikir. Açılma noktası ÜÖN' dan sonra ve kapanmada AÖN' da gerçekleşir; bu durumda emme supabının açılma bölgesi Şekil 3.10' da 326' da gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Normal ve aşırı emme supabı aralığı durumunda silindirdeki basınç karakteristikleri

Şekil 3.11'de emme supabının AÖN' dan sonra normal şekilde kapanması durumunda sıkıştırma ve genişleme stroklarındaki silindir basınç karakteristiklerini göstermektedir (eğri 328). Ayrıca bu şekilde, emme supabının AÖN'da kapanması durumunda elde edilen 330' da gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi emme supabının AÖN' da kapanmasıyla elde edilen pik sıkıştırma AÖN' dan sonra kapanmasıyla elde edilenden daha yüksektir.

Şekil 3.12'de sıkıştırma stroğunun başlarında emme supabının AÖN' dan sonra kapandığı andaki biyel kolu 336, piston 337 ve silindir 338'in pozisyonu gösterilmiştir. Normal çalışmada gerçek sıkıştırma oranı emme supabı kapandıktan sonra sıkıştırma stroğunda pistonun süpürdüğü hacme 339' a bağlıdır.



Şekil 3.12 Normal şartlar altında emme supabı kapandığında pistonun biyel kolunun ve silindirin pozisyonu

4. BMW ÇİFT VANOS (KAM FAZLAMA SİSTEMİ)

Başlangıçta VANOS yalnızca emme kam milinin ayarlanması için kullanılmıştır. Çift VANOS sisteminin kullanılmasıyla birlikte supap zamanlaması her iki kam milinde değiştirilmiştir. Bu sistemi diğer sistemlerden ayıran en önemli özellik budur.

Motor çıkışı, tork, rölanti hareketleri ve egzost emisyonları emme ve egzost kamlarının değişimiyle iyileştirilmiştir. M50TV1'in VANOS'una bakıldığında ayarlama basamaksızdır. S50B30 motoru ile karşılaştırıldığında farkı sadece emme kamı değil egzost kamı hareketleri de değişkendir.

Çift VANOS sisteminin amacı emme ve egzost kamlarındaki gezintinin geçikmeden avansa kadar ayarı ve değişken modda tam tersidir. Emme kamının gezinti açısı (ÜÖN dan sonraki maksimum supap açılma noktasında) 130 °KrMA (gecikme) ve 70 °KrMA (avans) arasındadır. Egzost kamının gezinti açısı 76°KrMA (gecikme) ve 114 °KrMA (avans) arasındadır. Supap stroğu olan 11.3 mm değişmez.

Bu sistemin geliştirilmesiyle aşağıdaki hedefler gerçekleştirilmiştir:

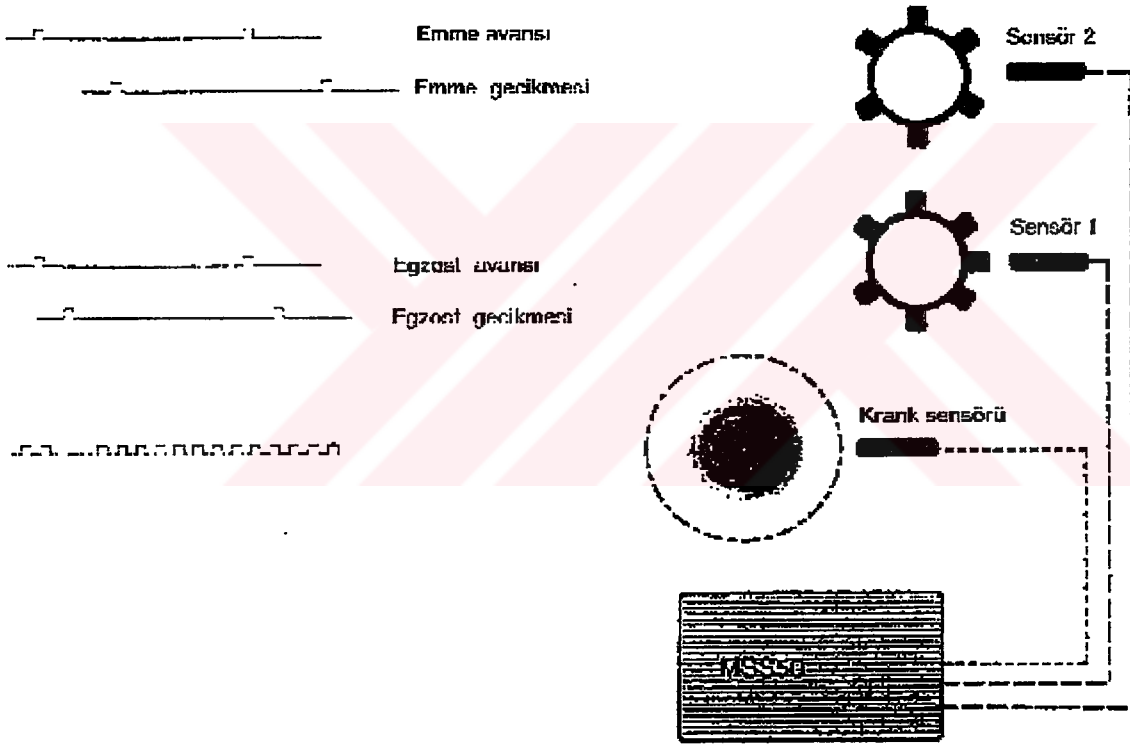
- Yüksek hız aralığında güç kaybı olmaksızın düşük ve orta hız aralığında torkda artış sağlanmıştır.
- Daha az supap bindirmesi neticesinde rölantide daha az yanmamış artık gazlar biriktiğinden, rölanti hız karakteristikleri iyileşmiştir.
- Nitrojen oksit miktarını ve egzostta ki yanma sonu artık gazlarını azaltmak amacıyla kısmi yükleme bölgesinde iç egzost gazlarının tekrar çevrimi
- Katalitik konvertörün daha çabuk ısınması ve soğuk çalıştırmadan sonra daha düşük ham emisyonlar
- Yakıt tüketiminin azalması.

Çift VANOS sistemi şu elemanlardan oluşur:

- Dişli emme kamı
- Dişli egzost kamı
- Emme ve egzost kamı için ayar dişlili zincir
- Emme ve egzost kamı için çift VANOS ayar ünitesi
 - İki yivli şaft (helisel ve düz kesimli)

- Çift VANOS yüksek basınç yağ pompası (egzost kam şaftından tahrikli)
- Emme ve egzost tarafları arasında değişken debili 2× 2 elektromanyetik değiştirme valfleri (hidrolik pistonun ayarlanması için)
- DME kontrol ünitesi
- 2 kam pozisyon sensörü
- 2 kam pozisyon belirleyici tekerleği
- 1 krank sensörü

Emme ve egzost belirleyici tekerler değişiktir. (Emme kamı 6 dişli, egzost kamı 7 dişlidir). Egzost kamı (7.diş) belirleyici tekerleği vasıtasıyla birinci silindir için ÜÖN ateşleme noktası belirlenir.



Şekil 4.1 Çift VANOS şematik diyagramı

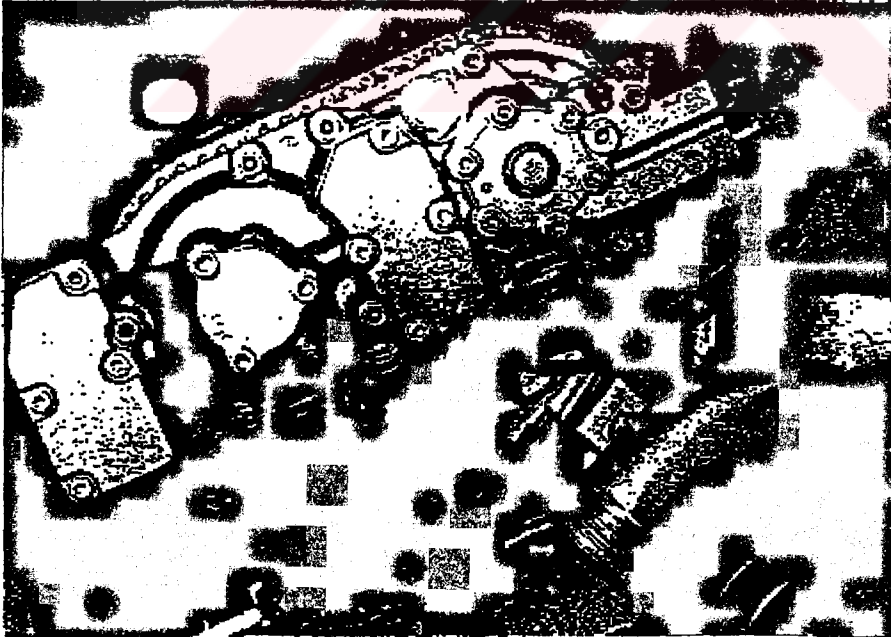
4.1 Çift VANOS Sisteminin Çalışma Prensibi

Emme ve egzost kamlarının optimum pozisyonu motor hızı ve gaz keleşinin pozisyonuna göre DME kontrol ünitesi tarafından belirlenir. Emme ve egzost kamlarının rölâtif açısı devamlı olarak belirleyici tekerlekler üzerindeki pozisyon sensörleri tarafından kontrol edilir. Hedeflenen değerlerle tutup tutmadığı karşılaştırılır ve eğer gerekli ise dört hidrolik kontrol valfiyle ayarlanır. Maksimum ayar açısı emme kamı için yaklaşık olarak 60°KrMA , egzost kamı için ise 40°KrMA 'dir.

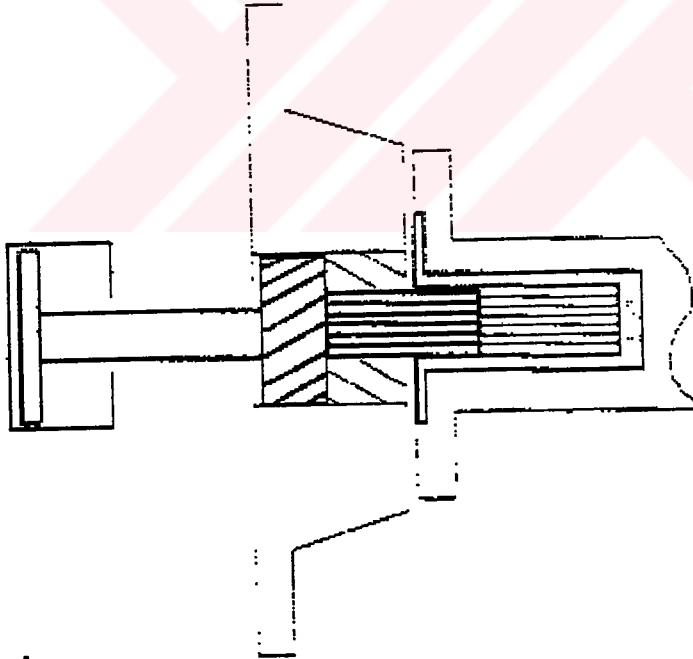
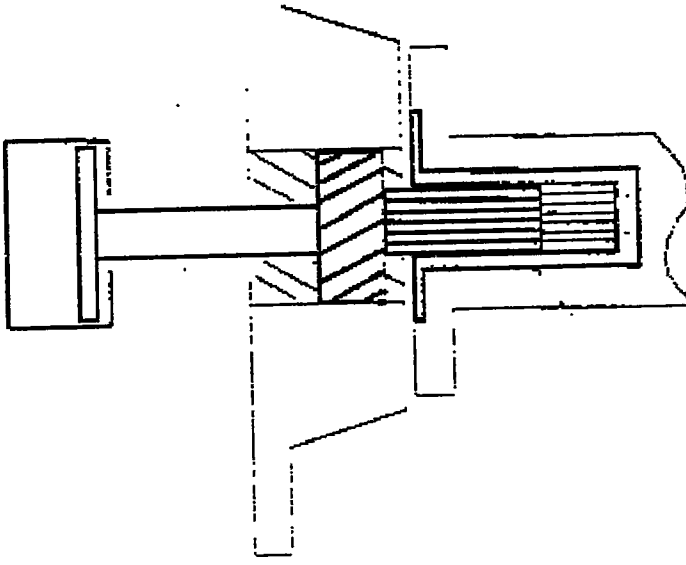
Ayarlama tevzi zinciri ile kamlar arasında gerçekleştirilir. Helisel kesimli ve düz kesimli kanallı kavrama ile temasta olan bir ayarlama pistonu ayarlama hareketlerini yerine getirir. Kamları ayarlamak için gerekli olan yağ basıncı, (yaklaşık 100 bar) egzost kamı kullanılarak bir yağ pompası tarafından sağlanır.

Çizelge 4.1: VANOS avans ve gecikme ayarları:

	Emme kamı	Egzost kamı
Maksimum avans	70°KrMA	114°KrMA
Maksimum gecikme	130°KrMA	76°KrMA



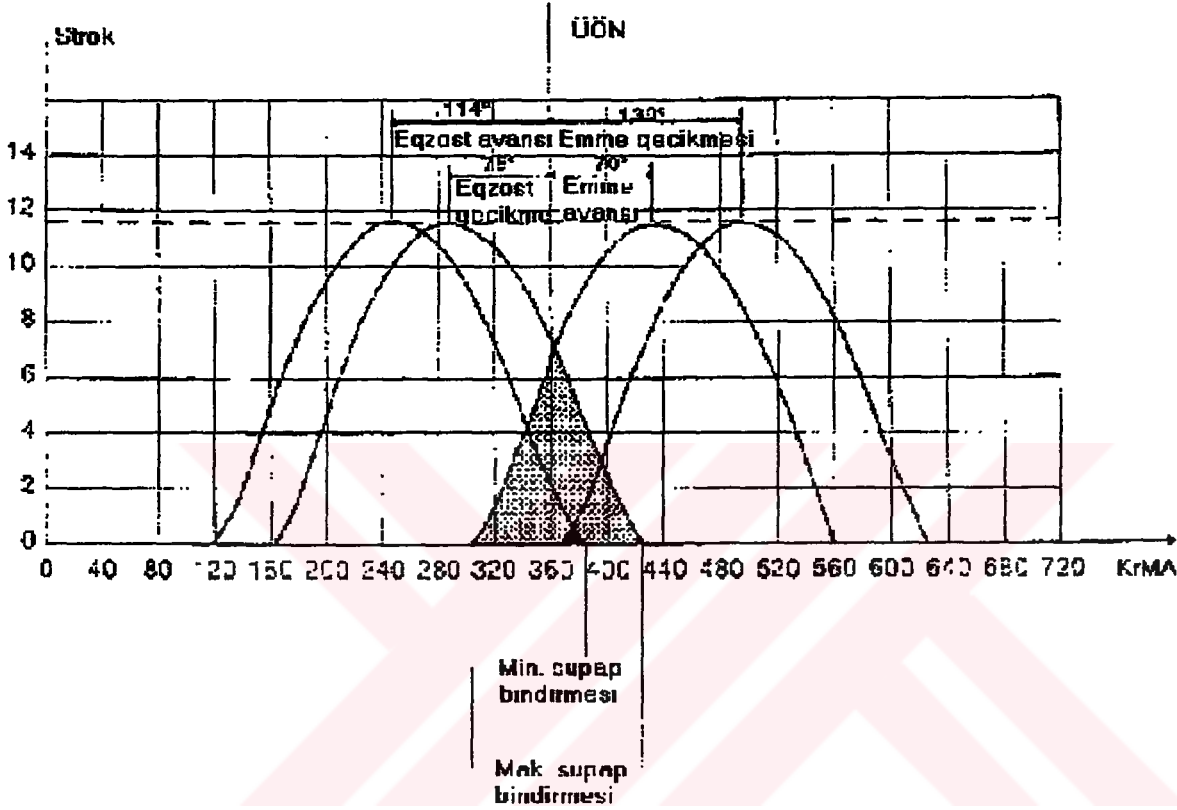
Şekil 4.2: VANOS kontrol ünitesi



Şekil 4.3: Çift VANOS avans ve gecikme ayarları

4.2 Teorik Supap Stroğu, M3

Optimum tork ile birlikte düşük motor hızlarında dahi yüksek güç elde edebilmek için emme ve egzost supaplarının açılması VANOS sistemi tarafından adım adım kontrol edilir. Değişken kontrol aynı zamanda motor emisyonları ve rölanti hareketleri üzerinde olumlu etkilerde de bulunur.



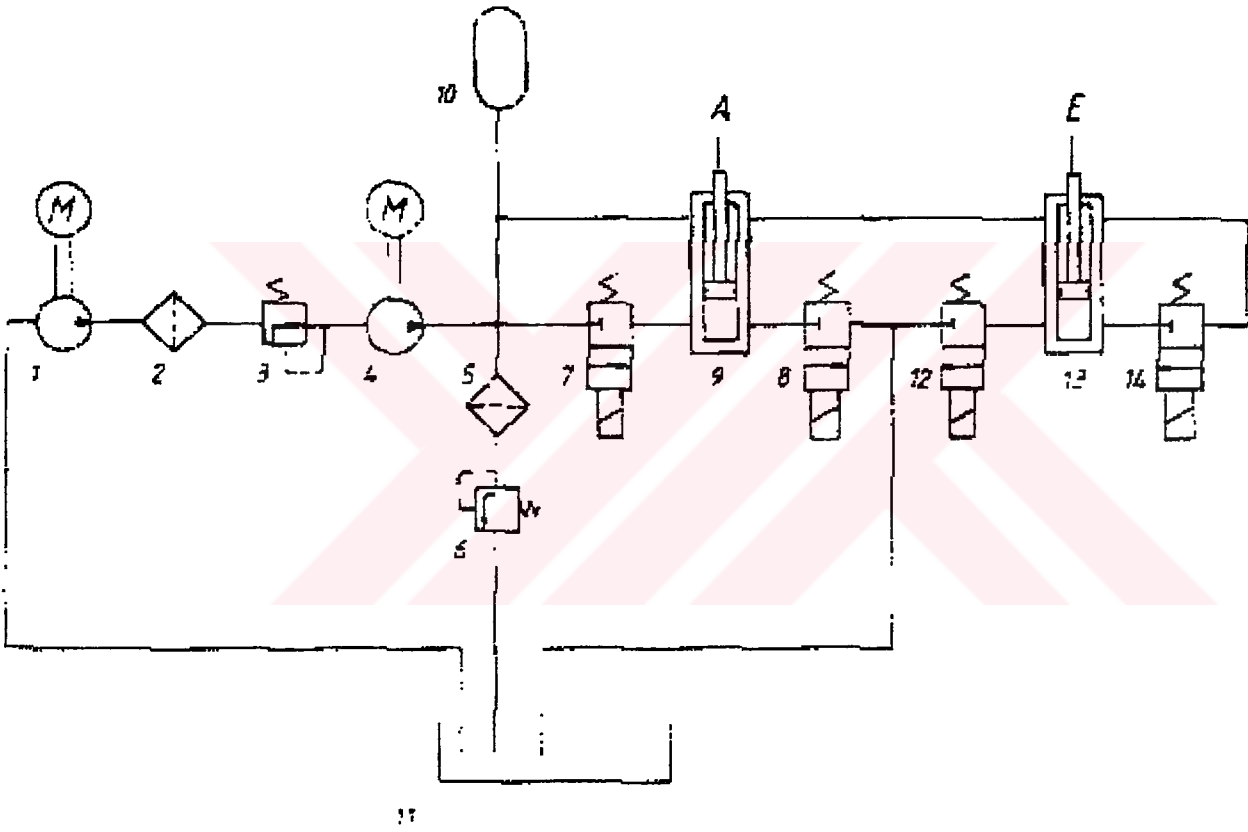
Şekil 4.4: Teorik supap stroğu

4.3 Çift VANOS Hidrolik Sisteminin Çalışma Prensibi

Motor yağ pompası (1), yağı motor yağ filtresi (2) içine ve pilot basınç ayar valfi (0.2-0.6 bar) (3) vasıtasıyla da çift VANOS yağ pompasına gönderir. Çift VANOS yağ pompası, egzost kamı ve yaklaşık 100 barlık bir devamlı basınç sağlanarak kullanılır. Yağ pompası (4) silindir kafasının ön yüzünde bulunan VANOS gövdesine yerleştirilmiştir. Bunun yanında da iki çift selenoid valf (7) ve (8) ile (12) ve (14) ile emme ve egzost kamlarının her biri için VANOS gövdesinde bir ayarlama silindiri (9)/(13) vardır.

VANOS yağ pompası, yağı solenoid valfler (7)ve (14) ile ayar silindirlerine (9)ve (13)'e gönderir. Eğer DME kontrol ünitesi tarafından kontrol edilen emme kamı geciktirilmesi gerekiyorsa, solenoid valf (14) kapalı, solenoid valf (12) açık kalacaktır. (Not: akım kesildiğinde iki valf de kapanacaktır.) Eğer egzost kamı geciktirilecekse, solenoid valf (7) kapalı kalacaktır ve solenoid valf (8) açılacaktır.

Emme ve egzost ayar silindirlerindeki basınç sonuç olarak kaybolmaktadır. Böylece ayar silindirlerindeki pistonlar gezinme yönünde hareket ederler ve kanallı kavramalar sayesinde kam milinde dönerler.



Şekil 4.5: Çift VANOS için çevrim diyagramı

Motor çalıştırıldığında emme kamı rölaneti pozisyonundadır, yani gecikme pozisyonundadır. Egzost kamı ise avans pozisyonunda hidrolik olarak tutulur. Motor çalışmaya başlar başlamaz DME kontrol ünitesi kam ayarının gerekli olup olmadığına karar verir. Egzost kamı, yalnızca yağ basıncı 100 bara ulaştığında bir kere ayarlanabilir.

Düşük motor hızlarında gaz kelebeği tam olarak açıldığında, optimum durumda emme kamı avansta egzost kamı gecikmede olacaktır. DME kontrol ünitesinin hesaplarının temeli, emme kamının solenoid valfi (14) açıkken solenoid valf (12) kapalı kalacaktır. (yani, ayar silindiriindeki pistonun her iki tarafında da yağ basıncı aynıdır.). Pistonun üst yüzündeki kontak yüzeyi alt yüzeydekenden daha geniş olduğu için, ayar silindiriindeki piston (emme) hareket yönüne ters yönde hareket edecektir. Pistonun alt yüzeyindeki kanallı kavrama avans yönündeki emme kamında yer değiştirecektir.

Egzost kamında, solenoid valf (7) kapalı kalırken solenoid valf (8) açıktır. Pistonun üst yüzeyindeki basınç alt yüzeyindeki basınçtan daha düşük olduğu için, ayar silindiriindeki piston hareket yönünde hareket eder. Kanallı kavrama gecikme yönündeki egzost kamında yer değiştirir.

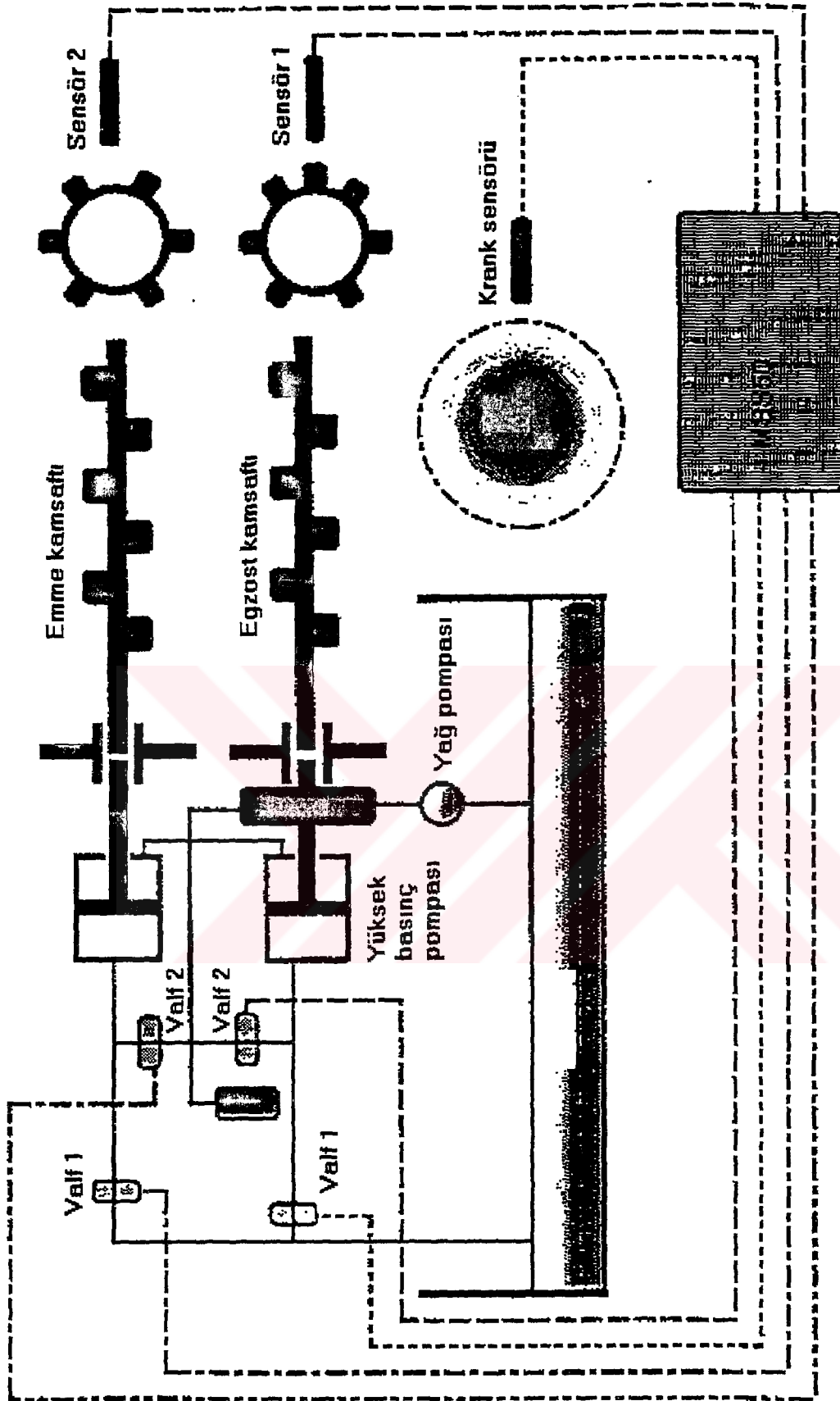
Emme ve egzost kamları, ayarlarının maksimum sınırları içersinde değişik şekilde ayarlanabilirler. Yani DME kontrol ünitesi tarafından uygun görülmüş sınırlar içersinde bütün durumlar için mümkündür. Optimum kam pozisyonu verilmiş bir konumu aldığıında, her iki solenoid valf kapanacak ve kamlar uygun pozisyonlarda kalacaktır. Hidrolik sistem basıncın ani yükselmesi ve solenoid valflerin hızla açılması için bir yağ basınç rezervuarına sahiptir.

4.4 Çift VANOS Elektrik Sisteminin Çalışma Prensibi

DME kontrol ünitesi pozisyon 1 sensöründen egzost kamının, pozisyon 2 sensöründen emme kamının ve krank sensöründen krankın geçici pozisyonlarını tespit etmektedir. Gerekli kam pozisyonu (hedef değer) motor hızı sinyalinden ve gaz kelebeği pozisyon sinyalinden yararlanılarak hesaplanır.

Bu pozisyon çeşitli bölmelerde saklanmaktadır. Eğer hedef ve gerçek değerler arasındaki fark 1° KrMA' dan fazla ise, uygun bir şekilde düzeltilir. Her kam zincir dişlisinin arkasında bir pozisyon sensör diski vardır. Emme kamının dişlisi 60° aralıklarla 6 dişe sahiptir ve buda krankın 120° sine eşdeğerdir. Egzost kamının dişlisi ise 6+1 dişe sahiptir.

Pozisyon sensörleri kam dişlilerinin arkasındaki dişli karterinin sol ve sağ taraflarına takılmıştır. Bu iki indüksiyon sensörünün yapısı motor hız sensörüne benzemektedir, fakat farklı direnç değerlerine sahiptir.

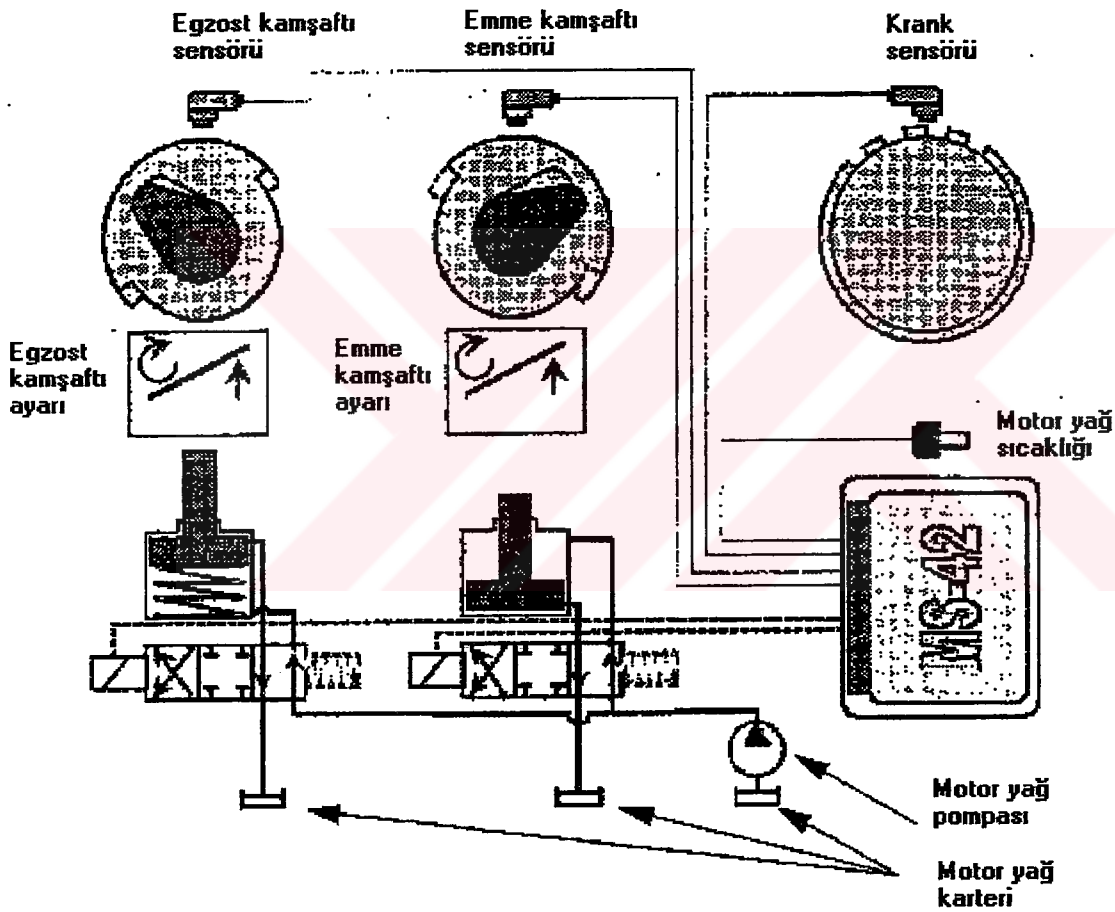


Şekil 4.6 Ayarlama açılarının ölçümü

Kam pozisyonlarının ölçülme ve hesaplanmasında CS sensör sinyali referans olarak yardımcı olmaktadır. Emme ve egzost kamları kranka göre kontrol edilir ve sonra doğru pozisyona getirilir (hedef ve gerçek değerlerin karşılaştırılması). Motor çalıştırıldığında gerçek pozisyon başlangıçlarının ölçülmesine başlanır.

Bu nedenle kontrol ünitesi tarafından aşağıdakilere dikkat edilir:

- Egzost kamı
- Emme kamı
- Krank sensörü sinyali



Şekil 4.7: Çift VANOS'un hareket şekli

Motor çalışmaya başladığında emme kamşaftı acil çalışma pozisyonundadır. İlk olarak gecikme pozisyonuna ayarlanır. Motor çalışmaya başladığında egzost kamı bir yay ile avans pozisyonunda tutulur.

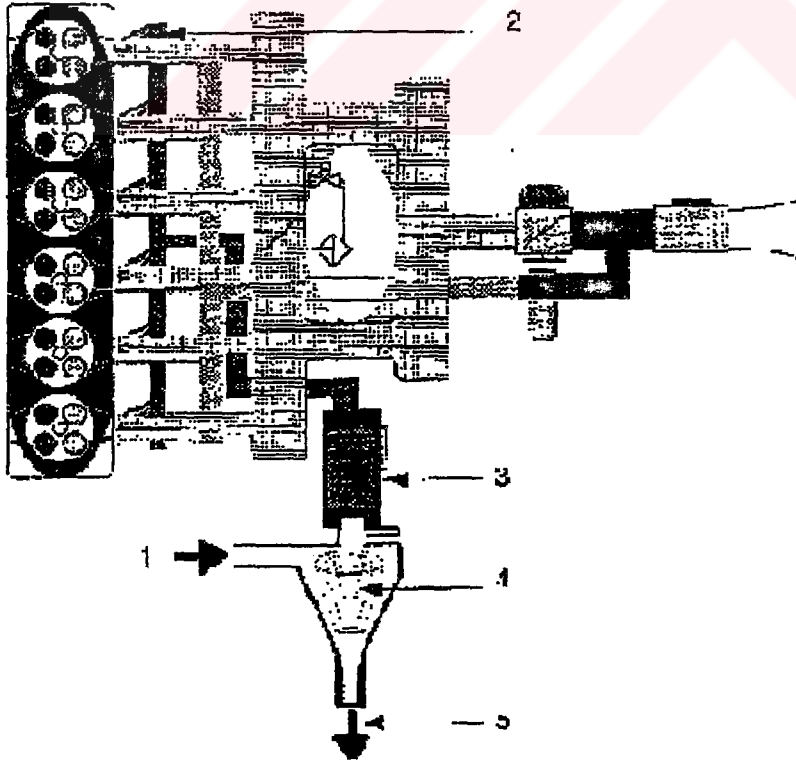
Güç gerektirmeyen pozisyon: yağ basıncı tarafından dengelenen son pozisyon. Yaklaşık 50 devir sonra yada motor çalıştıktan 2 ile 5 sonra motor kontrol ünitesi pozisyon sensörleri sayesinde kamşaftlarının gerçek pozisyonunu belirler. Emme ve egzost kamşaftlarının gerekli ayarlama noktası, motor hız sinyali ve gaz kelebeği sinyalinden (gerekli yük sinyaline eşittir) hesaplanır ve sonrasında emme havası ve motor soğutucu sıcaklıklarına uygun olarak ayarlanır.

Emme ve egzost kamşaftları, maksimum ayarlama aralıkları dahilinde kontrol edilebilirler. Bu, motor kontrol ünitesinde elde edilen verilere dayandırılmış her pozisyonun mümkün olabileceği anlamına gelmektedir. Kamşaftlar uygun pozisyonda kalabilsin diye optimum kamshaft pozisyonuna bir kez ulaşılır ve selenoid valfler yanma odasının her iki yüzünde ayarlama silindirlerinde yağ hacmini sabit tutarlar.

Acil çalışma selenoid valflerine uygulanan güç olmaksızın:

- Egzost kamshaftı avans pozisyonundadır (yağ basıncı tarafından yada ayarlama silindirindeki ön yüklemeli yay tarafından tutulur).
- Emme kamshaftı gecikme pozisyonundadır.

4.5 Karter Havalandırma Sistemi



Şekil 4.8: Karter havalandırma sistemi

- 1 : Karterde motor havalandırması
- 2 : Dağıtıcı hat
- 3 : Basınç valfi
- 4 : Siklon seperatörü
- 5 : Yağ karter yolu

Karter havalandırma sistemi basınç kontrollüdür. Motor çalışması sırasındaki dalgalanmalarda ortaya çıkan kaçak gazlar karterde toplanır. Sonrasında karter havalandırma gazları siklon yağ seperatörü ve basınç kontrol valfindeki yaratılan hortum sebebiyle yön kazanmadan önce bu kaçak gazlar silindir kafasının kamşaft odasına doğru yönelirler ve silindir kafası başlığında integre olmuş küçük bir labirent yağ seperatörü içerisinde ön temizlemeye maruz kalırlar.

Siklon seperatör tarafından atılan yağ, yağ karterine geri akar ve emme sistemi ve karter arasındaki basınç şartlarına bağlı olarak basınç kontrol valfi artık gazların emme sistemine akmasını sağlar (böylece gerçek bir sabiti ve karterde düşük vakum sağlanır).

Dağıtıcı bir hat, karter gazlarının tüm silindirler için düzenli olarak emme borusuna doğru yönelmelerini sağlar. Bu, hava kütlesi ölçme aleti, rölanti hız kontrol valfi ve gaz kelebeği gibi aksamaların kirlenmesini önler.

5. HONDA VTEC SİSTEMİ (KAM DEĞİŞİM SİSTEMİ)

Supapların açılma ve kapanma zamanlarının dolayısıyla da açılarının değiştirilmesini kısacası değişken supap zamanlama sisteminin taşıtlara uygulanmasına Honda öncülük etmiştir. 80'lerin sonunda ünlü VTEC (Supap Zamanlamasının Elektronik Kontrolü) sistemini uygulamaya koymuştur. İlk uygulamasını Civic, CRX ve NS-X modellerinde yapmıştır; daha sonra bu sistem birçok modelde standart haline getirilmiştir.

Bu motor dizaynında kullanılan teknoloji hem düşük devir hemde devir aralığında optimum bir performans sağlamak için emme supabının hareketinin ve süresinin değiştirildiği NS-X sisteminin geliştirilmesiyle elde edilmiştir. Çoğu motorda, motorun genelde çalıştığı düşük devir sayısı ve yüksek devirdeki pik performansı düşünülerek ideal bir supap hareketini ve zamanlamasını sağlayan bir kam mili profili kullanılmaktadır. Yüksek supap hareketi ve uzun zamanlamaya göre dizayn edilmiş kam profili düşük devir aralığında sıkıştırma kayıplarına neden olmaktadır. Bu yüzden yarış motorlarında düşük devirde düzensiz bir çalışmaya ve günlük kullanımda pratik olmayan bir uygulamaya neden olmaktadır. Diğer taraftan orta kam profili yani göreceli olarak düşük supap hareketi ve zamanlaması olan profil ise yüksek devirlerde silindirlerin yakıt ve hava ile doldurulması için yeterli süre vermemektedir; buda motorda doldu değişiminin düzensiz olmasına neden olmaktadır. Bu durumda da yüksek devir performansı yetersiz kalmaktadır.

Bu sistem temelde farklı zamanlama ve kaldırma özelliğine sahip iki çeşit ayara sahip kamlara sahiptir; kısacası bu sistemde düşük ve yüksek hız kamlarına sahip özel bir kam mekanizması bulunmaktadır. Özel kam mekanizması aracılığıyla araç motoru, düşük ve orta güç kademesinde geniş bir çalışma aralığı sağlarken hem düzenli kullanıma hem de çok farklı sürüş durumları gibi her türden kullanım için ideal bir motor olma özelliği göstermektedir. Bu sistemde daha önce bahsettiğimiz gibi özel kam mekanizması iki çeşit ayara sahiptir. Birinci ayarlama normal hız içindir; diğeri ise yüksek hızlar içindir. Bu sistemde belirli bir devir sayısının altında hızlarda (bu devir sayısı motor tipine göre değişmektedir) zamanlama ve supap kaldırması normal seviyededir. Fakat bu belirli devrin üzerine çıkıldığında supap zamanlaması ve kaldırması artmaktadır. Bu sistemi Honda'nın dışında Mitsubishi MIVEC ve Nissan Neo VVL'de kullanmaktadır.

VTEC sisteminin özellikleri:

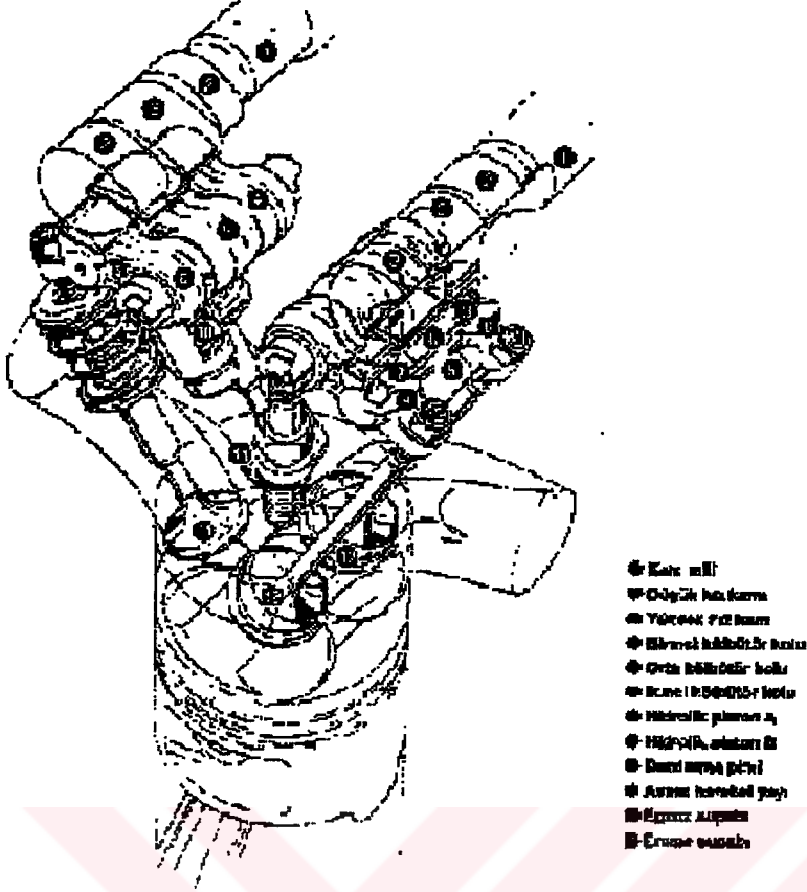
- Geleneksel motorların kullanımının kolaylığı ve motor veriminin yükseltme olanağının yaratılması.
- Düşük hızdan yüksek hıza daha kısa bir süre içinde geçebilme.
- Düşük hızlı kamlar sayesinde, şehir içi kullanımda rahatlık.
- Yüksek hızlarda daha az yakıt sarfıyatı ile performansın artırılması.
- Turbo sistem gecikmesi olmadan doğal hava alma donanımı ile ani tepki verebilme özelliği.

5.1 Honda VTEC Motoru Tipleri ve Özellikleri

Honda VTEC motorunun dört tipi bulunmaktadır. Bu motor tipleri temel olarak aynı yapıya sahip olmasına karşın farklı özelliklere sahiptir ve hepsi farklı devir sayılarında devreye girerler.

5.1.1 DOHC VTEC motoru

Honda Değişken Zamanlamalı ve Hareketli Supaplı Kontrol sisteminde, her bir silindir mekanizmasında bulunan dört supap için hem emme hem de egzost tarafında bir üçüncü külbütör kolu (orta külbütör kolu) ile bir üçüncü kam vardır. Buna ek olarak, bu orta külbütör kollarına, hidrolik pistonlar yerleştirilmiştir. Böylece birinci ve ikinci külbütör kolları orta külbütör koluyla birbirine bağlanır ve ayrılırlar. Her bir silindire düşen emme ve egzost kam milleri üzerinde üçer adet kam mevcuttur. Orta kam yüksek devirde devreye girerken birinci ve ikinci kam düşük hızlar içindir. Orta külbütör kolunda aynı zamanda düşük hız kademelerinde kolun gezinmesini azaltan ve yüksek hız kademelerinde supabın çalışmasının daha yumuşak olmasını sağlayan bir avara hareket yayı vardır.



Şekil 5.1 DOHC VTEC supap mekanizmasının yapısı ve parçaları

Genel olarak, burada bir yarış arabasının yüksek devir performanslı motoru ile normal bir binek aracının düşük devir performanslı motorunun bir araya getirilmesi ilkesi üzerinde durulacaktır. Bunun sonucunda, geniş bir motor gücü aralığında bir motordan elde edilebilecek en yüksek performansa ulaşılmış olacaktır. Bir yarış motoru ile normal bir motor arasındaki iki temel farklılıktan birincisi emme ve egzost supapları zamanlaması, diğeri bu supapların hareket (açılma) miktarıdır. Yarış araçlarının normal motorlara kıyasla daha uzun emme ve egzost zaman aralığı vardır ve supaplar daha çok açılırlar. Honda değişken supap zamanlama ve hareketi elektrik kontrol sistemi bu işlevi görmektedir. Bu sistem aynı zamanda normal bir motor supap zamanlaması ve hareketi işlevi de görür. Supap hareketi düşük devire göre zamanlama ve açmaya ayarlıyken, bir standart motordan düşük devir torku olması daha iyidir. Supap hareketi yüksek devirli motor zamanlaması ve açmasına uygun bir çalışma için ayarlanması durumunda, motor gücünde aynı yarış arabasında olduğu gibi artış gösterir. Normal değişken supap zamanlama sistemlerinde yalnızca her iki supabın açıldığı zaman değiştirilebilmektedir. Honda'nın sisteminde ise hem supap zamanlaması, hem de supapların

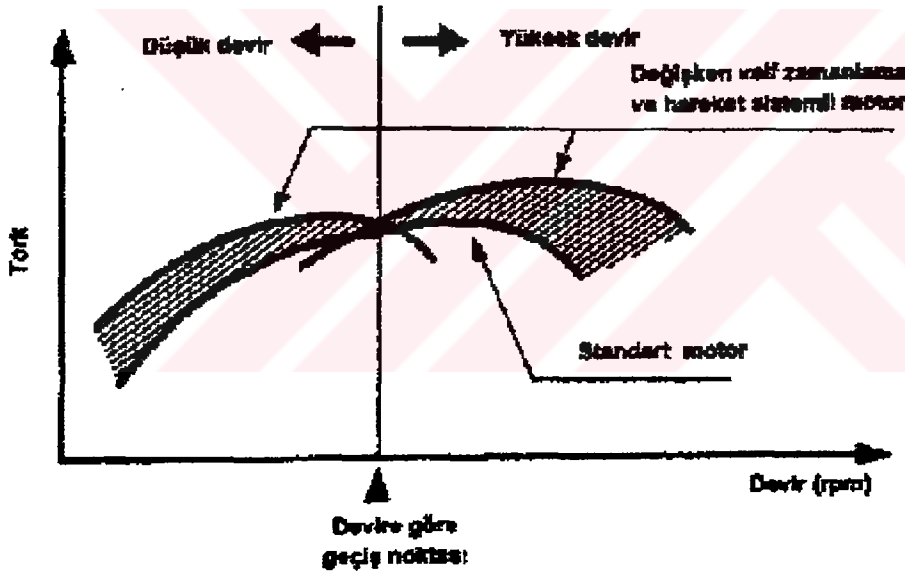
açma miktarı istenilen düzeyde değiştirilebilmektedir; buda sisteme önemli bir avantaj sağlamaktadır.

Çizelge 5.1 Honda DOHC VTEC motoru ile yarış ve standart bir motorun karşılaştırılması

	Yarış Motoru	DOHC VTEC Motoru	Standart Motor
Supap Zamanlaması (Egzoz/Emme) Supap Hareketi (açılması)			
Azami güç	○	○	○
Düşük devir torku		○	○
Stabilite		○	○

*TDC = Üst ölü nokta
○ = Optimum özellik

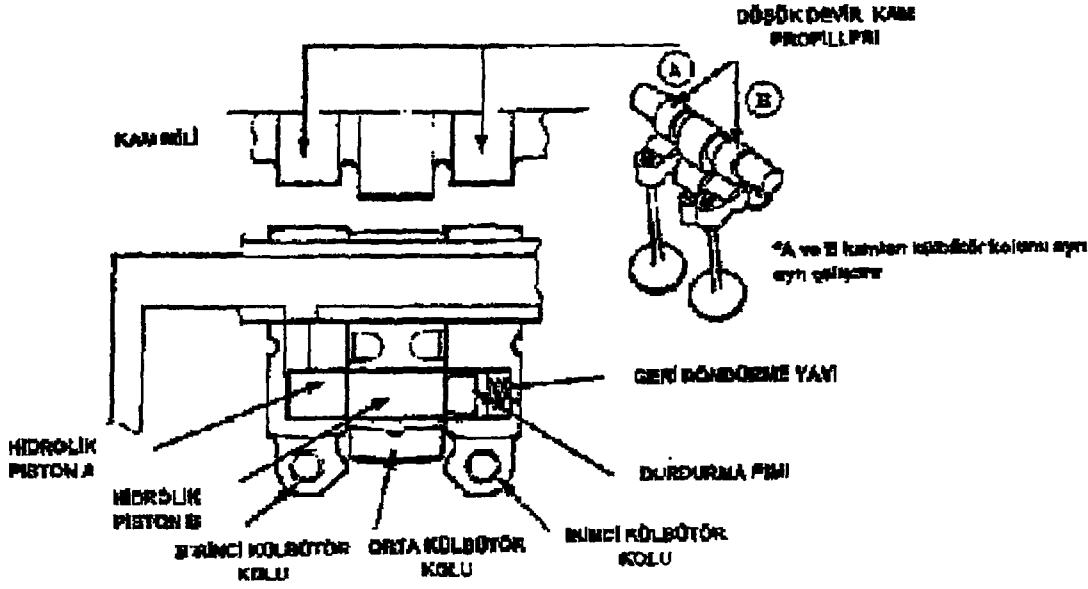
*BDC = Alt ölü nokta



Şekil 5.2 DOHC VTEC motoru ile standart bir motorun tork-devir değişiminin karşılaştırılması

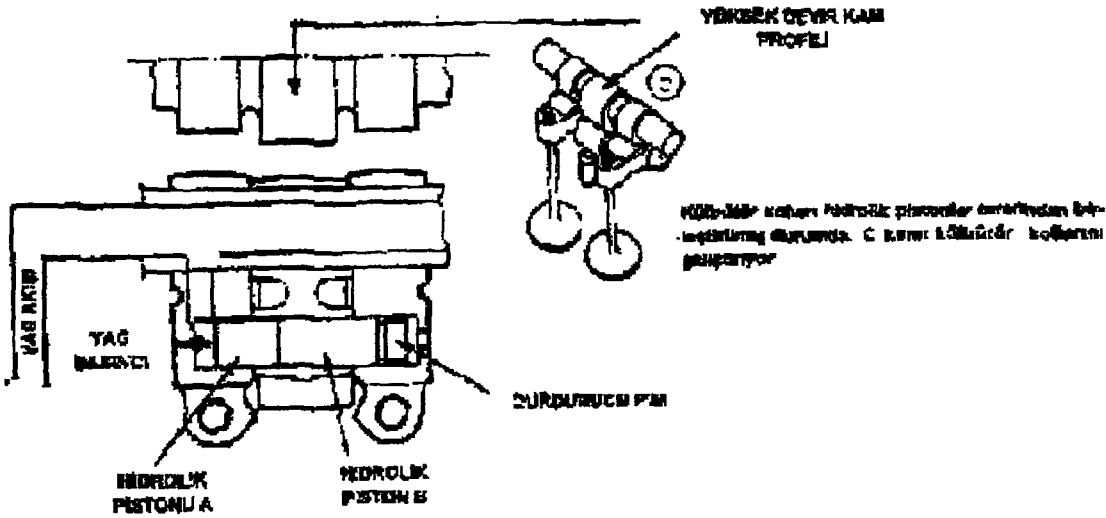
Düşük devirde çalışmada şekilde görüldüğü gibi her iki tarafta da yer alan birinci ve ikinci külbütör kolları orta külbütör kolu ile irtibatlı değildir ve A ve B kamları tarafından farklı olarak değişik zamanlama ve hareket (açılması) ile çalıştırılmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken husus, her ne kadar orta külbütör kolu merkezdeki kama bir avara hareket yayı

bağlanmışsa da, bu bağlantı supapların düşük hızdaki açılma ve kapanma işlemlerinde devre dışıdır.



Şekil 5.3 Düşük devirde DOHC VTEC sisteminin çalışma şekli

Yüksek devirde çalışma sırasında, içine yerleştirilmiş olan piston şekilde görülen ok yönünde hareket eder. Sonuç olarak birinci külbütör kolu ile orta külbütör kolu iki hidrolik piston aracılığıyla birleşmiş olur ve üç külbütör kolu tek bir ünite gibi hareket etmeye başlar. Bu durumda bütün külbütör kolları yüksek hızda C kamı tarafından çalıştırılmış olur ki, böylece bütün supaplar yüksek devir çalışmasına uygun bir supap zamanlaması ve supap hareketine geçmiş olurlar.



Şekil 5.4 Yüksek devirde DOHC VTEC sisteminin çalışma şekli

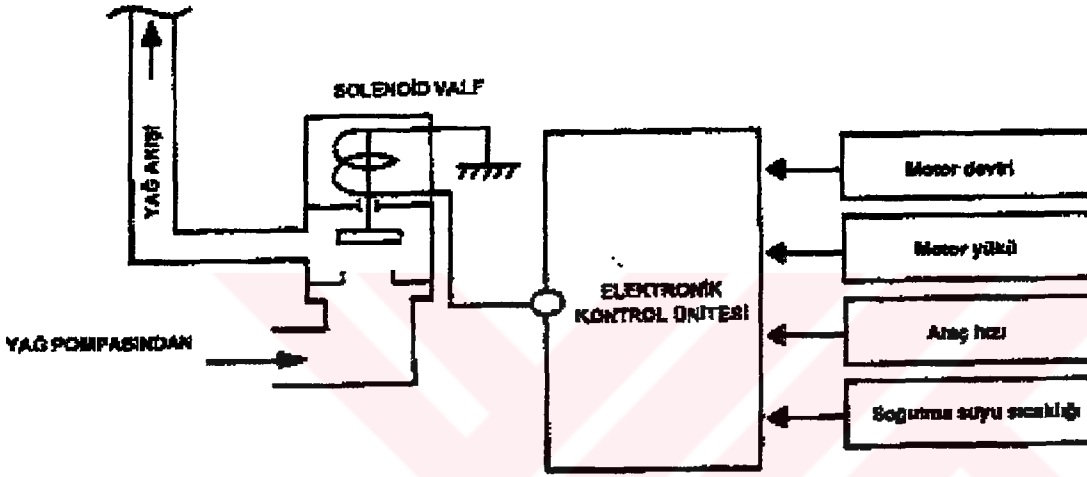
Bu mekanizmanın kontrol sistemi, şekilde görüldüğü gibi motorun yükü, soğutma suyu sıcaklığı, devri ve araç hızı gibi motor durumunda ortaya çıkan değişiklikleri sürekli izler. Elde edilen bilgiler her türlü koşullar altında düzgün bir çalışma sağlamak ve gerekli hassas kumandayı yerine getirmek üzere Elektronik Kontrol Ünitesine iletilir.

Supap Zamanlaması Değişme Koşulları

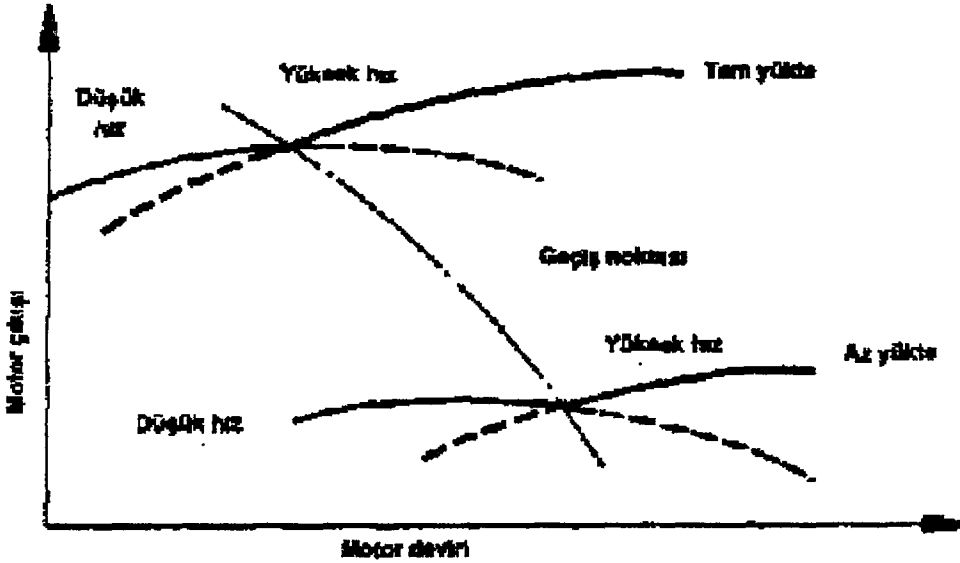
Motor devri : 5300 d/d'nin üzerinde

Araç hızı : 30 km/s üzeri

Su sıcaklığı : 60°C'nin üzerinde



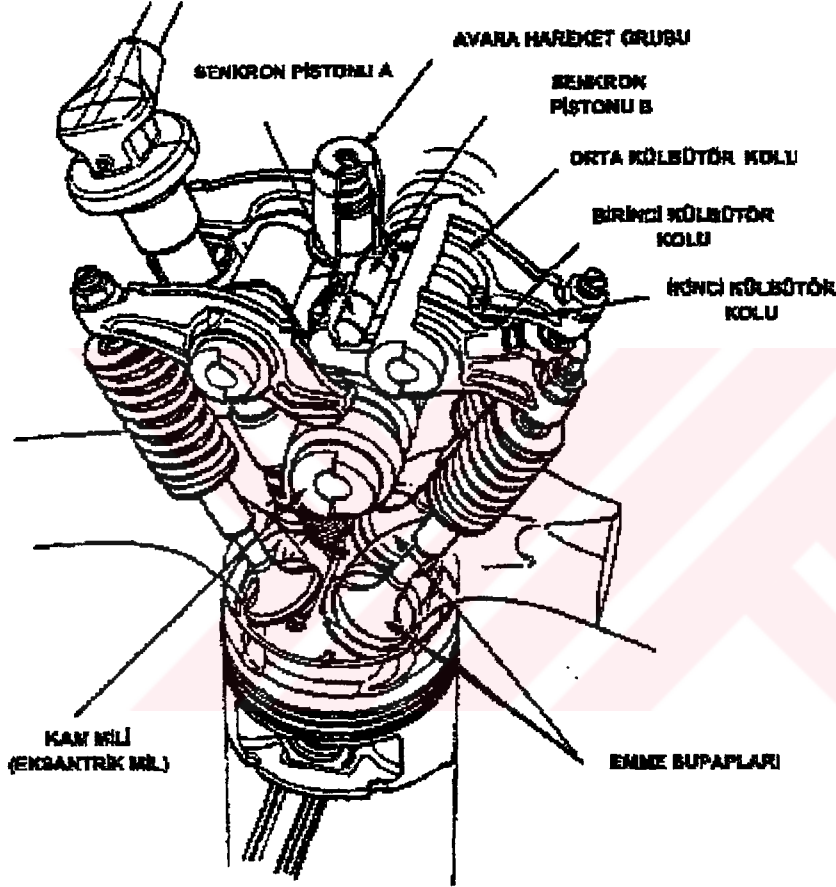
Şekil 5.5 DOHC VTEC sisteminin kontrol sistemi



Şekil 5.6 DOHC VTEC sisteminde motorun devri ve yüküne göre geçiş noktası

5.1.2 SOHC VTEC motoru

Motorda her bir silindir için çoklu kamlar bulunur ve bunlar düşük devirde ayrı bir supap zamanlama ve hareket biçimi, yüksek devirde ise bir başka biçimin seçimine olanak verir. Bir biçimden diğerine geçiş elektronik olarak kumanda edilir ve o andaki motor devri ve yükü izlenerek seçim yapılır. Bu sistemde egzost supapları sabit bir hareket ve zamanlamaya sahiptir. Mevcut üç külbütör kolu da ayrı ayrı kamlar tarafından çalıştırılır.



Şekil 5.7 SOHC VTEC supap mekanizmasının yapısı ve parçaları

Genel olarak bir yarış aracının yüksek devirdeki performanslı motoru ile normal binek arabasının düşük devirdeki motor performansı özellikleri tek bir motorda birleştirilmiştir. Bunun sonucunda geniş bir güç aralığında motordan en yüksek performans elde edilebilir. Bir önceki tipte bahsettiğimiz gibi yarış motorları ile normal motorlar arasındaki temel farklılıklardan biri yarış motorlarının normal motorlara kıyasla daha uzun süreli emme ve egzost zamanlaması vardır ve supap hareket miktarı fazladır. Aşağıdaki şekilde ve tabloda SOHC

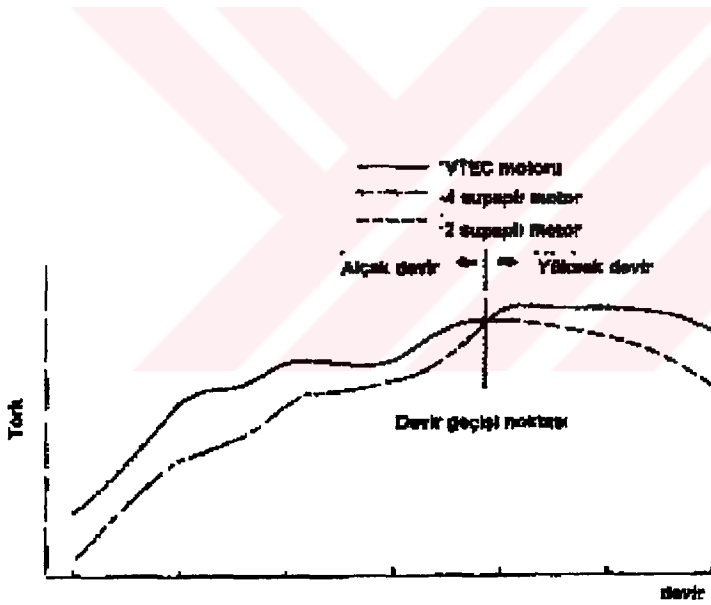
VTEC motoru ile yarış motoru ve standart bir motor karşılaştırılmıştır. Burada SOHC VTEC motorunun bütün optimum özellikleri taşıdığı görülmektedir.

Çizelge 5.2 Honda SOHC VTEC motoru ile yarış ve standart bir motorun karşılaştırılması

	Yarış Motoru	SOHC VTEC Motoru	Standart Motor
Supap Zamanlaması (Egzot/Emme) Supap Hareketi (açılması)			
Azami Güç	○	○	
Düşük devir torku		○	○
İstedi Stabilite		○	○

*TDC = Üst ölü nokta
○ = Optimum özellik

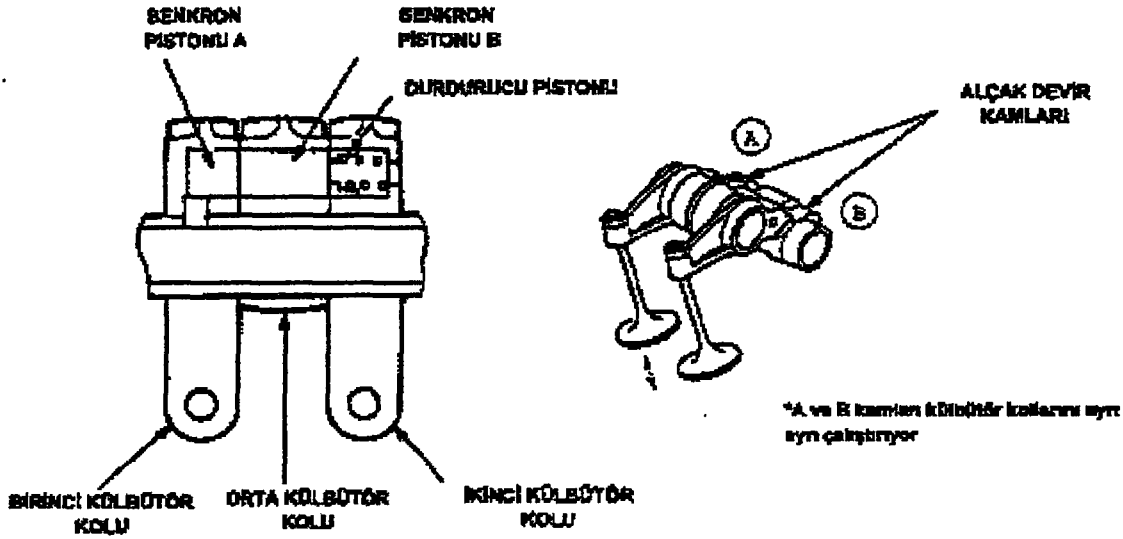
*BDC = Alt ölü nokta



Şekil 5.8 SOHC VTEC sisteminde motorun devri ve torkuna göre geçiş noktası

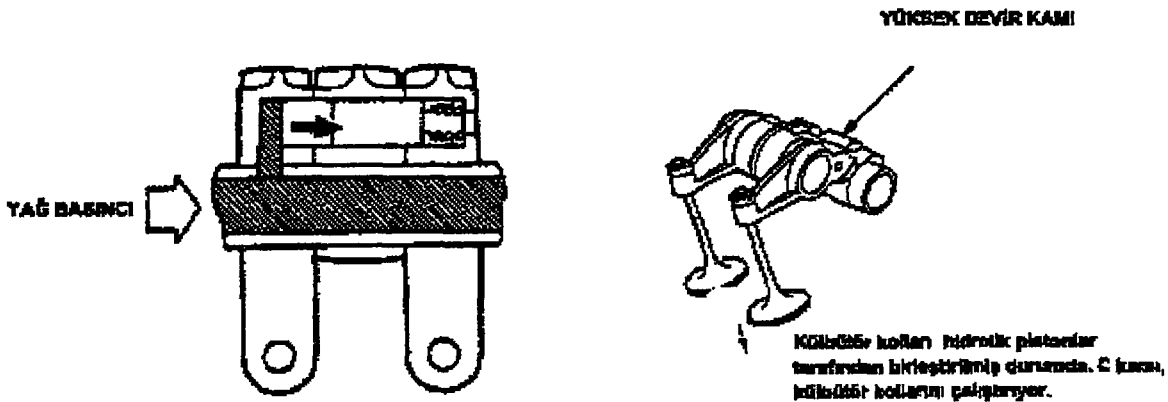
Düşük devirde önceki motorla aynı çalışma prensibine sahiptir. Burada da birinci ve ikinci külbütör kolları orta külbütör koluyla bağlı değildir. A ve B kamları tarafından farklı olarak değişik zamanlama ve hareket ile çalıştırılmaktadır. Orta külbütör kolu merkezdeki kama bir avara hareket yayı ile bağlı olmasına rağmen, bu bağlantı supapların düşük devirdeki açılma ve kapanma işlemlerinde devre dışı kalmaktadır. Düşük devirde çalışmada birinci emme

supabı 6 mm ve ikinci emme supabı 6.5 mm supap hareketine sahipken egzost supabı 9.2 mm supap hareketine sahiptir.



Şekil 5.9 Düşük devirde SOHC VTEC sisteminin çalışma şekli

Yüksek devirde ECU selenoid valfine bir sinyal göndererek onu açar ve yağın kumanda supabının üst kısmına doğru akmasını sağlar. Kumanda valfi yayı aşağı doğru iterek yağ haznesinin açılmasını ve yağın senkron pistonlara doğru gitmesini sağlar. Yağ basıncı piston A ve B'yi ikinci külbütör kolundaki geri döndürme yayına doğru iter; bu şekilde külbütör kolları birbirine sıkıca bağlanır ve birlikte hareket etmeye başlarlar. Emme supapları yüksek devir kamına göre hareket ederek yüksek bir hareket ve uzun bir supap zamanlaması sağlanmış olur. Yüksek devirde çalışmada emme supaplarının hareketi 9.7 mm'dir. Egzost supabının hareketi ve zamanlaması sabit olduğu için bir değişiklik olmaz.



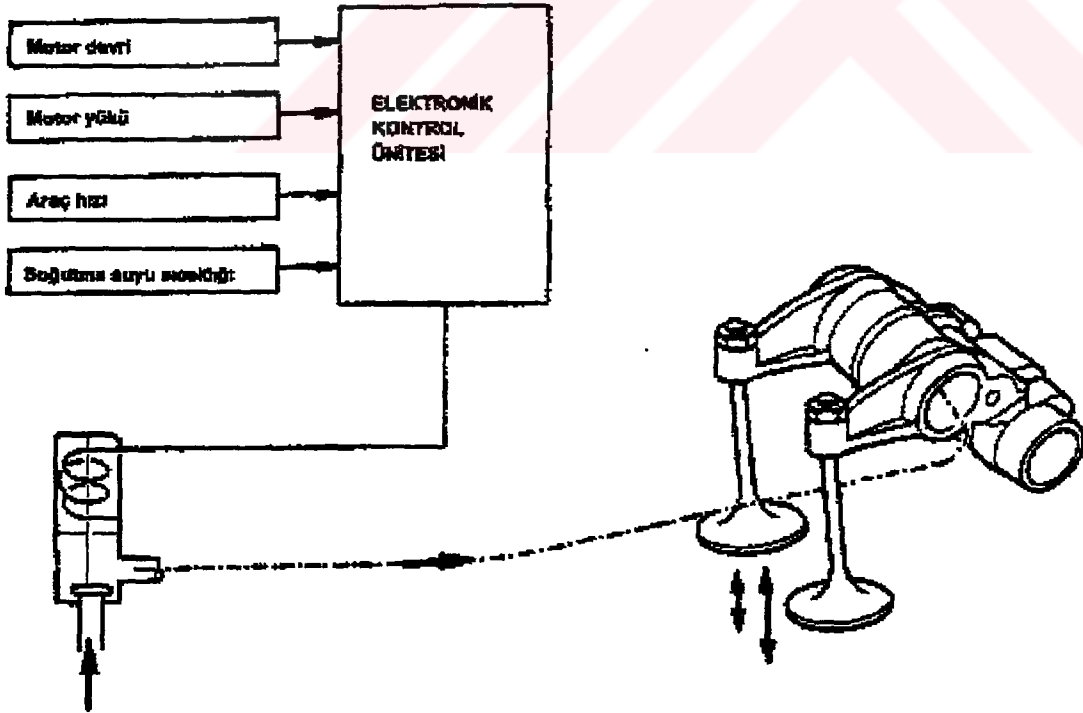
Şekil 5.10 Yüksek devirde SOHC VTEC sisteminin çalışma şekli

Devir sayısı 4800 d/d'nın altına düştüğünde ECU selenoidi kapatır ve hidrolik pistonun üzerindeki yağ basıncı kalkar. Geri döndürme yayı pistonları ilk pozisyonuna geri çeker ve külbütör kolları birbirinden bağımsız olarak çalışmaya başlarlar. Supap zamanlaması ve hareketi tekrar düşük devir kamları tarafından kontrol edilmeye başlanır. Düşük devir ve yüksek devir çalışma şartları arasındaki geçiş sarsıntısızdır ve sürücü tarafından hissedilmez. ECU, Değişken Supap Zamanlama mekanizmasını motor devir sayısına göre çalıştırırken diğer bazı faktörlerde kontrol edilir. Eğer soğutma suyu sıcaklığı 60°C'in altında ise yada araç hızı 5 km/s'in altında ise ECU motor devri ne olursa olsun yüksek devir moduna geçilmesine izin vermez. Ayrıca ECU Değişken Supap Zamanlama sisteminin elemanlarından herhangi birinde bir problem olduğunu tespit ederse motoru düşük devir çalışma moduna da tutar.

Bu mekanizmanın kontrol sistemi yine motor yükü, soğutma suyu sıcaklığı, motor devri ve araç hızı gibi değerleri izler ve elde edilen bilgileri kontrol ünitesine bildirir.

Motor Zamanlaması Değişme Koşulları

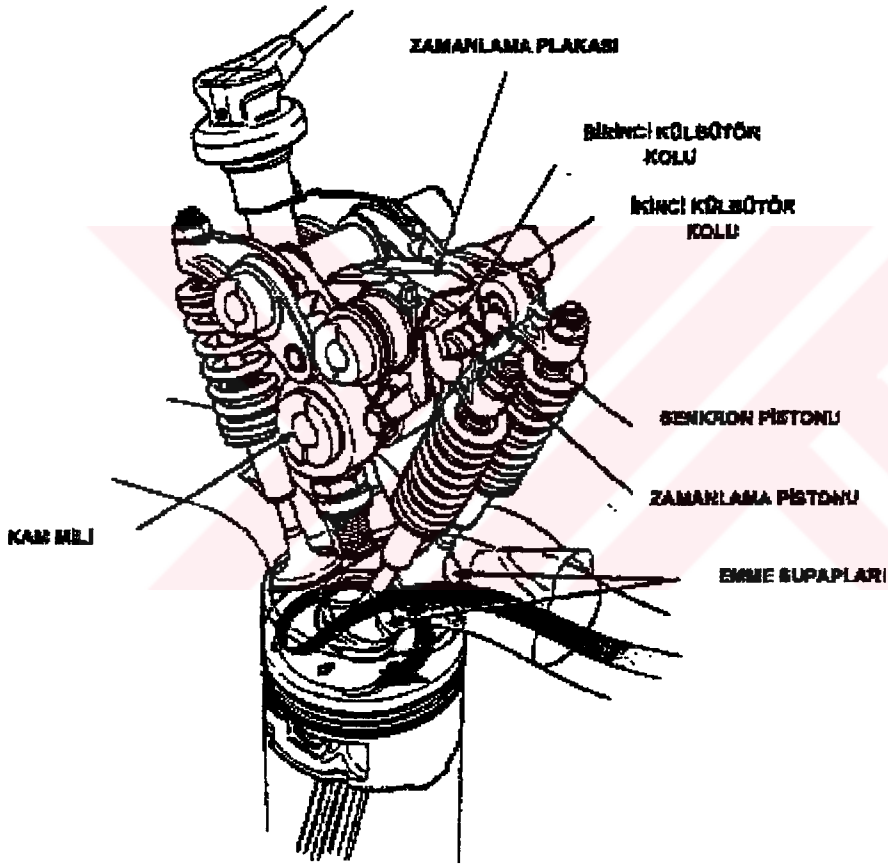
- Motor devri :4800 d/d
 Araç hızı :20 km/s
 Su sıcaklığı :60°C üzeri



Şekil 5.11 SOHC VTEC sisteminin kontrol sistemi

5.1.3 VTEC-E motoru

Motorda normal olarak her bir silindir supap düzeni için dört supaplı sistem bulunur. Düşük devirde ikinci emme supabı emiş ağzında yakıt birikmesine yol açmamak için çok az açılmaktadır. Yüksek devirde emiş tarafı ikinci supap külbütör kolu normal supap hareketi sağlamak üzere birinci emme supap külbütör kolu ile birleşir. Bir senkron pistonu her iki külbütör kolunu birleştirir veya ayırır. Bir zamanlama pistonuna karşı oluşan hidrolik basınç, senkron pistonunu bir yöne iter, bir durdurucu piston ve geri döndürme yayı da senkron pistonunu uygulanan basınç kalktığında geri gelecek biçimde hareket ettirir.



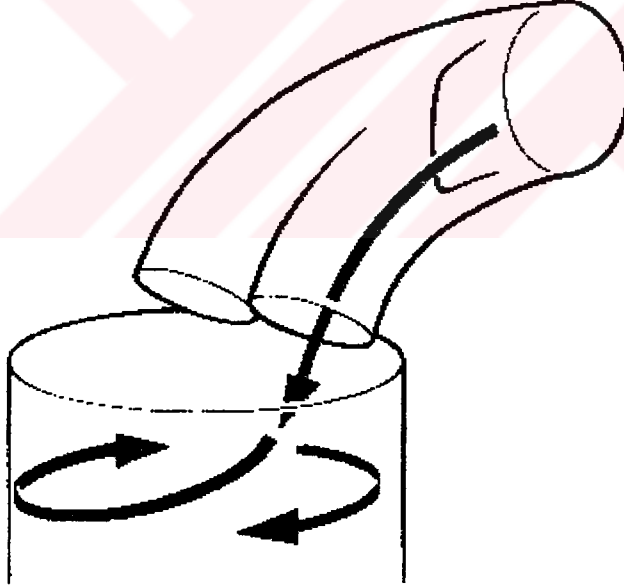
Şekil 5.12 VTEC-E sisteminin supap mekanizmasının yapısı ve parçaları

VTEC-E motoru supap çalışmasının temel amacı düşük devir aralığında yanma odasında çok iyi bir girdap etkisi yaratmak ve böylece çok fakir yakıt-hava karışımının da

yanmasını sağlamaktır. Bu girdap geliştirilmiş bir yanma odası dizaynı ve yakıt sevkinin iyi ayarlanmasıyla sağlanır.

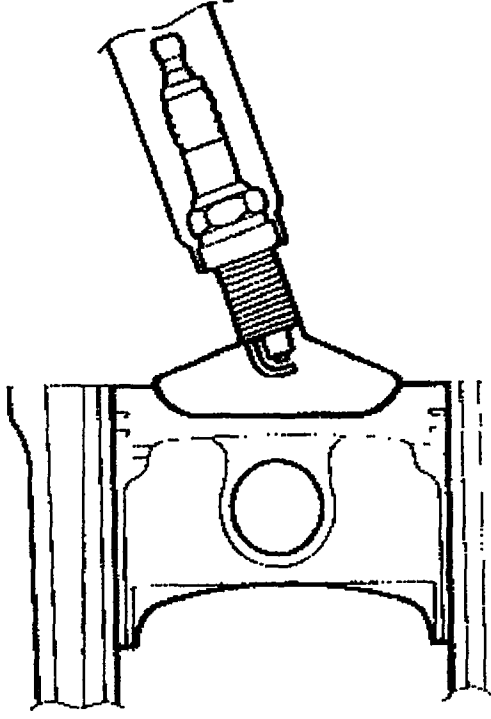
Değişken supap zamanlama ve hareket mekanizması bir taraftan motorda yakıt sarfiyatında azalmaya olanak sağlarken, diğer taraftan da yüksek çıkış gücü elde etmek amacıyla yöneliktir. Bu sistem ile düşük devir kademelerinde oldukça fakir yakıt/hava karışımı verimli bir şekilde yakılarak yüksek tork özellikleri elde edilebilmekte ve yakıt sarfiyatı azaltılabilmekteyken, yüksek devir kademelerinde ise geleneksel dört supaplı motorlarınkine eşdeğer yüksek verim elde edilebilmektedir.

Fakir yakıt-hava karışımının verimli bir şekilde yanması için, yakıt ve havanın tam olarak buji etrafında karışması ve odaklanması gerekmektedir. Yüksek devirde hava hızı çok yüksek olduğu ve yanma odasında da büyük bir türbülans olduğu için bu bir sorun olmamaktadır. Bununla birlikte düşük devirlerde hava hızı düşük ve türbülans azdır; yakıt tam olarak hava ile karışmamaktadır; bu durum özellikle çok supaplı motorlarda geçerlidir.



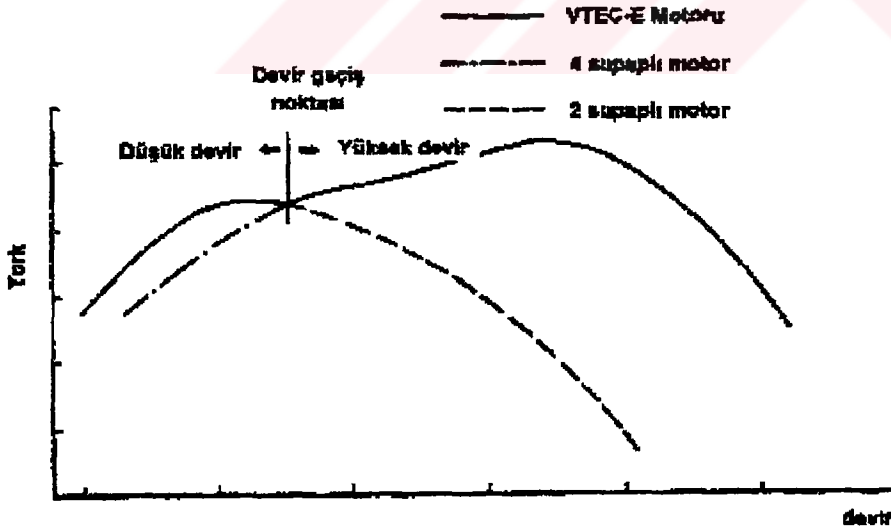
Şekil 5.13 Düşük devirde supap çalışma şekli

VTEC-E sistemi bu problemi düşük devirde emme supaplarından yalnızca birini açarak çözmektedir. Silindir emme portlarından yalnızca biri tarafından doldurulduğundan hava hızı oldukça yüksektir. Ayrıca bu etki silindir içinde de devam etmektedir; böylece kontrollü bir girdap etkisi yaratılmıştır. Diğer emme supabı düşük devirde çok az açılmaktadır (0.65 mm); buda supap arkasında yakıt birikmesini engellemek içindir.



Şekil 5.14 Yanma odası

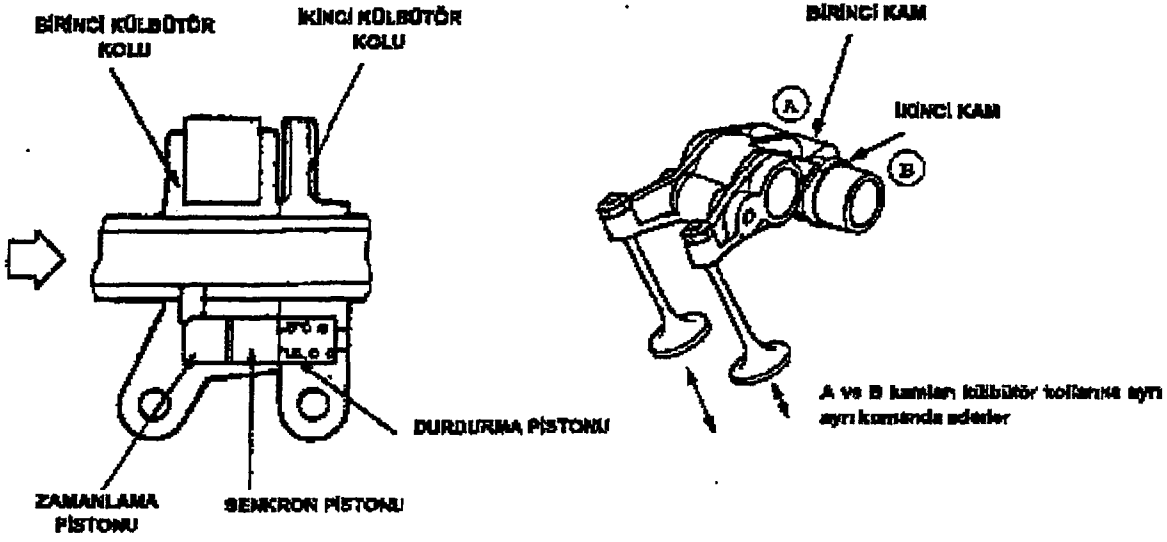
Piston özel bir şekilde dizayn edilmiştir ve yanma odasının özel dizaynı sayesinde karışımın bujinin etrafında tam olarak odaklanması sağlanmıştır. Bu özel şartlar ve iyi bir yakıt sevkiyatı ile motor 31/1 gibi çok fakir bir yakıt-hava karışımıyla çalıştırılabilmektedir.



Şekil 5.15 VTEC-E sisteminde motorun devri ve torkuna göre geçiş noktası

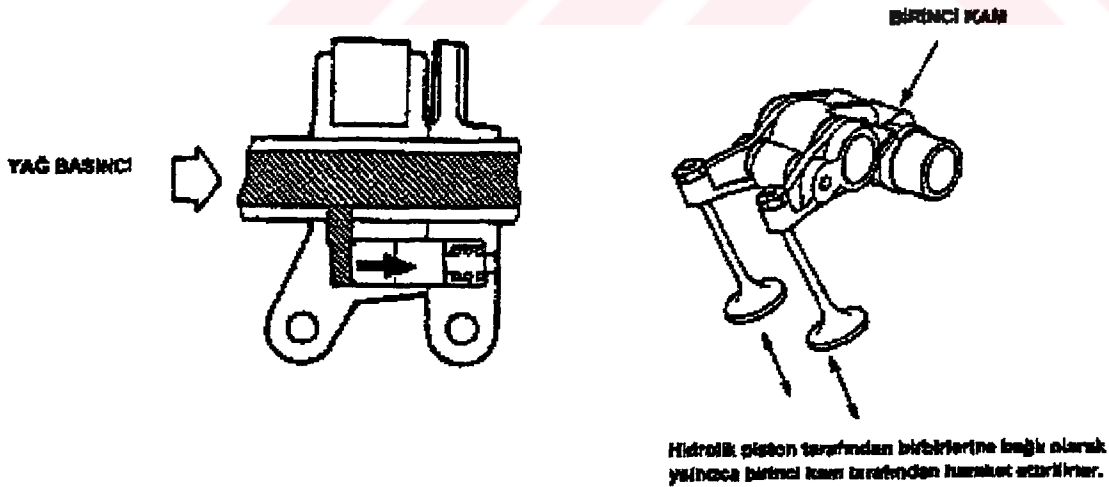
Düşük devirde çalışmada birinci külbütör kolu ile ikinci külbütör kolu birbirinden ayırırlar. Her iki kam A ve B'nin ayrı zamanlama ve açma değeri olması sonucu ikinci

külbütör kolunun hareket miktarı azdır ve emme supabı çok az miktarda açılır (tek supap kontrol).



Şekil 5.16 Düşük devirde VTEC-E sisteminin çalışma şekli

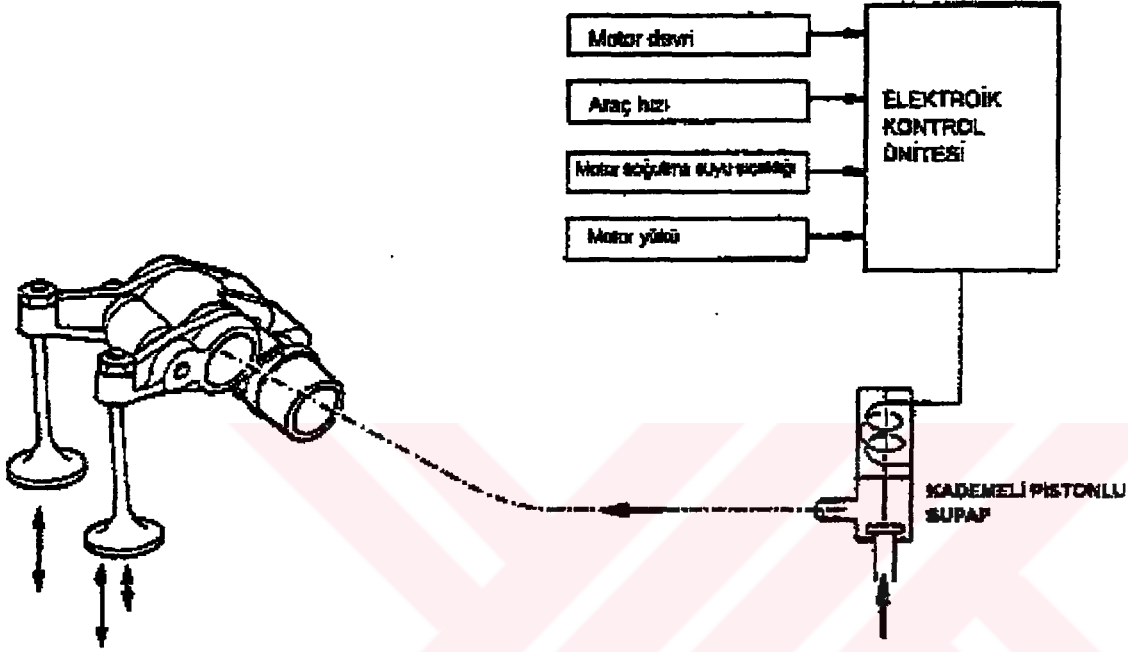
Yüksek devirde çalışmada külbütör kolu içindeki zamanlama pistonu, hidrolik basınç ile ok yönünde hareket eder. Böylece birinci ve ikinci külbütör kolları senkron pistonu ile bağlanırlar. İkinci külbütör kolu, birinci külbütör kolu ile birlikte çalışırlar ve supap çalışması klasik dört supaplı bir motorunki ile aynı duruma gelir. Burada birinci emme supabının hareketinde yada zamanlamasında herhangi bir yükselme olmaz.



Şekil 5.17 Yüksek devirde VTEC-E sisteminin çalışma şekli

Supap Zamanlaması Değişme Koşulları:

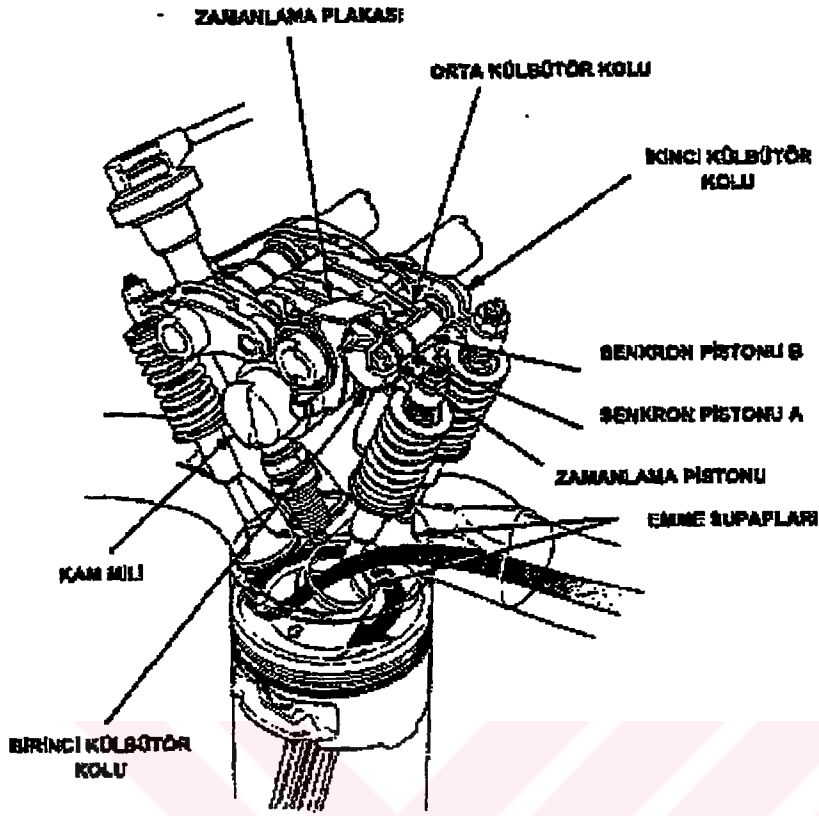
- Motor devri : 2500 d/d
 Araç hızı : 5 km/s üzeri
 Su sıcaklığı : -5.3°C üzerinde
 Motor yükü : Emme manifoldu negatif basıncı tarafından belirlenir.



Şekil 5.19 VTEC-E sisteminin kontrol sistemi

5.1.4 Yeni VTEC motoru

Bu sistemde bir önceki sisteme benzer bir yapıya sahiptir. Düşük devirde birinci emme supabı normal şekilde çalışır, ikinci emme supabı yakıt birikmesini önlemek için bir miktar açıktır. Yüksek devirde birinci ve ikinci emme supabı külbütör kolları, yüksek bir supap hareket değerine ulaşmak için orta emme supabı külbütör kolu ile birleşir. Bir senkron pistonu her üç emme tarafı külbütör kollarını birleştirme/ayırma işlemi gerçekleştirir. Zamanlama pistonuna karşı oluşan hidrolik basınç, bu A ve B senkron pistonlarını bir yöne iterken, durdurma pistonu ve geri dönüş yayı da senkron pistonunu basınç kalktığında geri gelecek biçimde hareket ettirmektedir.



Şekil 5.20 Yeni VTEC sisteminin supap mekanizmasının yapısı ve parçaları

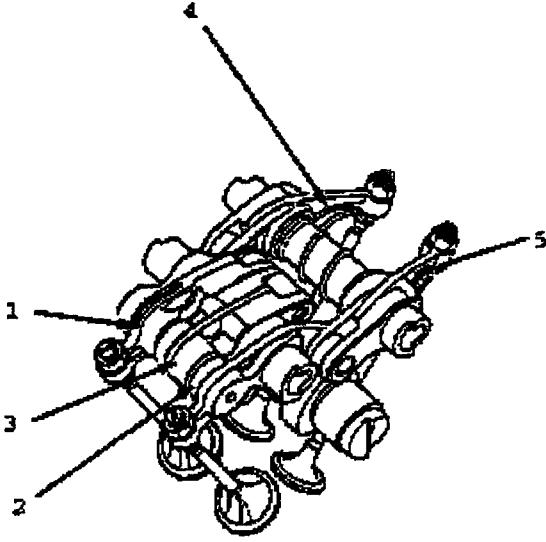
Bu sistemde değişken supap zamanlama ve hareket mekanizması yakıt sarfiyatını azaltırken elde edilen motor çıkış gücünü artırır. Yine düşük devirlerde düşük yakıt sarfiyatı, yüksek verim ve tork elde edilebilmektedir. Yüksek devirlerde normal dört supaplı motorlara eşdeğer yüksek motor gücü sağlanabilmektedir. Bunun yapılabilmesi için de düşük devirde birinci emme supabı ile ikinci emme supabı açılma değerlerinin birbirinden çok farklı olması sağlanarak bir yakıt/hava akış türbülansı oluşturulmalıdır.

EMME

Külbütör kolu	Tipi
⊕ Birinci	Makaralı
⊕ İkinci	Kayar
⊕ Orta	Makaralı

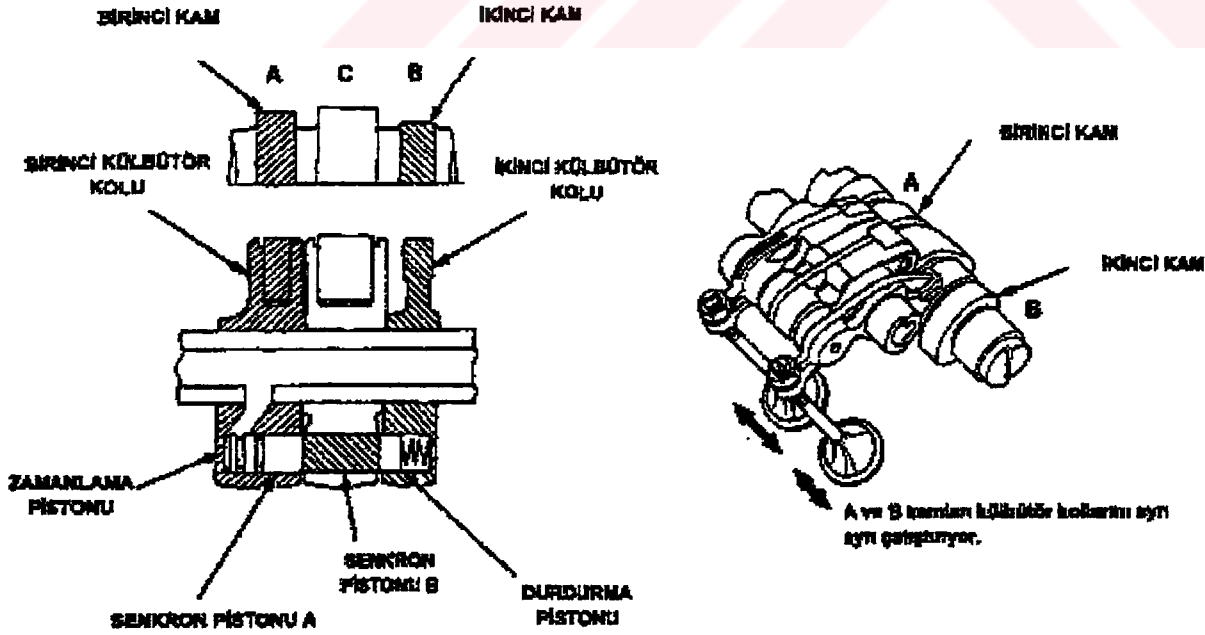
EGZÖZ

Külbütör kolu	Tipi
⊕ A	Makaralı
⊕ B	Makaralı



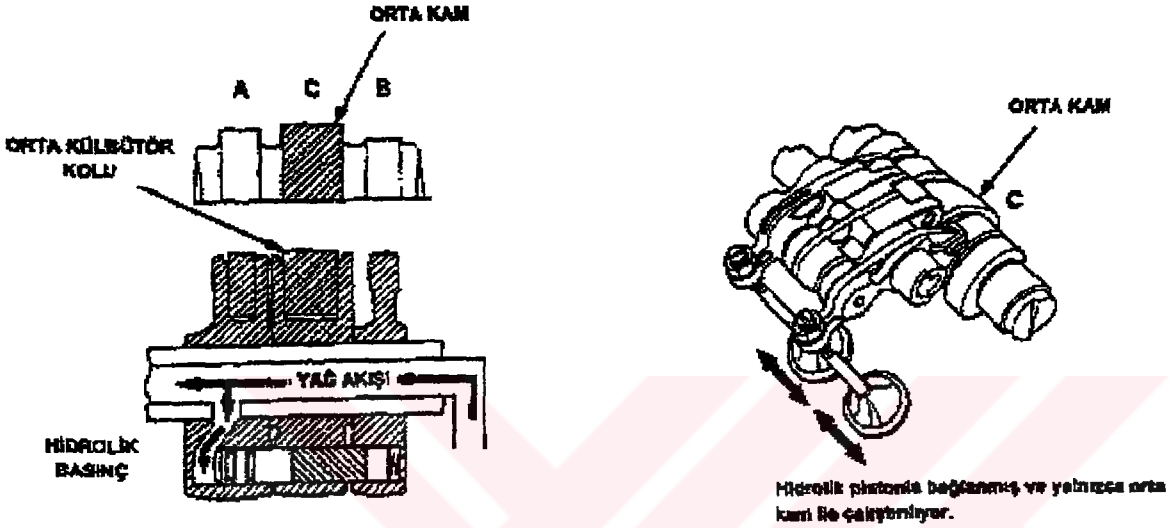
Şekil 5.21 Yeni VTEC sisteminin külbütör kollarının şekli ve yapısı

Düşük devirde birinci ve ikinci külbütör kolları orta külbütör koluna bağlanmamıştır. Ancak A ve B kamları tarafından farklı zamanlama ve hareket değerlerinde çalıştırılmaktadır. İkinci kam açma değeri düşüktür ve böylece emme supabı çok az açılmaktadır. Orta külbütör kolu orta kamı avara hareket mekanizması ile birlikte izlemektedir de hareketin düşük devir kademelerinde supapları açma yada kapama işlemlerine hiçbir etkisi bulunmamaktadır.



Şekil 5.22 Düşük devirde yeni VTEC sisteminin çalışma şekli

Yüksek devirlerde sürüş esnasında zamanlama pistonu şekilde gösterilen ok yönünde hareket eder. Bunun sonucunda birinci, ikinci ve orta külbütör kolları iki senkron piston tarafından birbirine birleştirilmiş olur ve her üç külbütör kolu tek bir parça gibi çalışmaya başlar. Bu durumda bütün külbütör kolları C kamı tarafından çalıştırılır ve böylelikle supapların açılma ve kapanma işlemleri, yüksek devirdeki supap zamanlaması ve supap hareket değerlerine uygun olarak gerçekleştirilmiş olur.

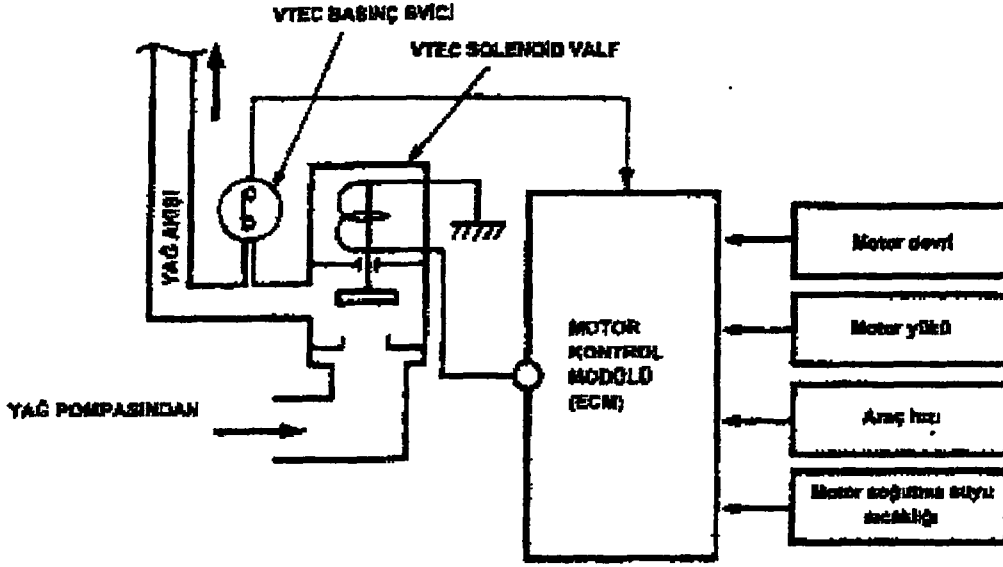


Şekil 5.23 Yüksek devirde yeni VTEC sisteminin çalışma şekli

Bu mekanizmanın kontrol sistemi sürekli olarak motorun yükü, devir sayısı, soğutma duyu sıcaklığı ve araç hızı gibi motor durumunu gösteren değişiklikleri izler ve motor kontrol modülüne (ECM) iletir.

Supap Zamanlaması Değişme Koşulları

- Motor devri : 2300 d/d
- Araç hızı : 10 km/s yada üzeri
- Su sıcaklığı : 10°C yada üzeri



Şekil 5.24 Yeni VTEC sisteminin kontrol sistemi

6. SONUÇLAR

Değişken supap zamanlama sistemiyle motorlardaki emme ve egzost supaplarının açılma ve kapanma açıları değiştirilerek motor performansında bir artış sağlanmıştır. Supapların bu açılma ve kapanma açılarının değiştirilmesi motordaki dolgu değişim prosesine yapılan bir müdahaledir; buda az veya çok, güç ve tork açısından motor performansını etkilemektedir.

Bu sistemin ilk kullanımı daha iyi bir motor frenlemesi sağlamak olmakla beraber günümüzde bu sistem motorlarda performansı arttırmak amacıyla kullanılmaktadır. Üreticiler temelde iki ana sistem uygulayarak emme ve egzost supaplarının açılarını değiştirmektedirler. Bu sistemler kam değişim ve kam fazlama sistemleridir; bunun yanında sadece Rover'ın kullandığı bir sistemde mevcuttur. Bu her üç sistem birbirlerinden konstrüksiyon ve çalışma prensibi olarak farklılık gösterse bile; bu üç sistemde supapların açılarını kontrol ederek yakıt tüketimini, emisyon miktarı ve verim üzerinde etkili olmakla beraber; en büyük sonucu güçte ve tork ta uygulanan sisteme bağlı olarak elde edilen artıştır.

Çizelge 6.1 Çeşitli motorlarda Değişken Supap Zamanlama Sisteminin güç kazanımına etkisi

Motor Tipi	Değişken Supap Zamanlama Tipi	Pik Güç Değişken Supap Zamanlama Sistemi Yokken	Pik Güç Değişken Supap Zamanlama Sistemi Varken	Pik Güçteki Kazanç (%)
Nissan 2.0 4 silindirli	Kam Değişim Sistemi	150hp (Primera)	187hp (Primera)	25 %
Rover 1.8 4 silindirli	Rover VVC	118hp (MGF)	143hp (MGF)	21 %
Fiat 1.8 4 silindirli	Kam Fazlama Sistemi	113hp (Brava)	130hp (Barchetta)	15 %
Lexus 4.0 V8	Kam Fazlama Sistemi	260hp (LS400)	290hp (LS400)	12 %
Porche 3.0 4 silindirli	Kam Fazlama Sistemi	211hp (944S2)	240hp (968)	14 %

Bu sistemleri birbiri arasında karşılaştırmak oldukça komplike bir iştir. Genelde karşılaştırma aynı firmanın bu sisteme sahip olan ve olmayan motorları arasında yüzde güç kazanımı olarak yapılmaktadır. Bu açıdan bakıldığında Kam Değişim sistemi güç kazanımı bakımından en verimli sistemdir; bundan sonra sırasıyla Rover'ın sistemi ve Kam Fazlama sistemi gelmektedir.

KAYNAKLAR

BMW Eğitim Kitapçığı

Heywood, J.B., (1988), Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Co., New York

Honda Eğitim Kitapçığı

Pelizzoni, W.J., (1971) "Variable Valve Timing System", United States Patent, P.N:3.786.792.

Wan, M. (1998), "Variable Valve Timing", AutoZine Technical School



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	25.08 1974	
Doğum Yeri	Çanakkale	
Lise	1989-1992	Giresun Lisesi
Lisans	1992-1996	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1996-2000	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Çalıştığı Kurum

1998 Omsan Asansör San. Ve Tic. Ltd. Şti.

