

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORLARDA KAM MİLİ TASARIMI –
VALF VE VALF YAYLARINDA HATA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Kayhan ÇALICA

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. İmdat TAYMAZ

Ekim 2021

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTORLARDA KAM MİLİ TASARIMI – VALF VE VALF YAYLARINDA HATA ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Kayhan ÇALICA

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 08.10.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı

Üye

Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Kayhan ÇALICA

08.10.2021

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitiminin boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. İmdat TAYMAZ'a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	v
TABLolar LİSTESİ	vii
ÖZET	viii
SUMMARY	ix
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2.	
SİLİNDİR KAFASI TASARIMI.....	2
2.1. Amaç ve Yöntem.....	2
2.2. Emme ve Egzos Portlarının Silindir Kafasına Yerleştirilmesi.....	3
BÖLÜM 3.	
SUBAP TAHRİK MEKANİZMASI.....	9
3.1. Amaç ve Yöntem	9
3.2. Başak Traktör Valf Grubu Mekanizması.....	10
3.3. Emme ve Egzos Kam Mili Profil Hesapları.....	11
3.3.1. Konveks ve tangental eksantrik mili profili.....	12
3.3.2. Dış bükey kam mili profillerinin hesaplanması.....	15
3.4. Valf Zamanları	17
3.4.1. Valf overlap.....	18

3.4.2. Emme valfi açılması kapanması	19
3.4.3. Egzoz valfinin kapanması/açılması.....	19
3.4.4. Kam profil hesabı.....	20
3.5. Valf Yayları.....	21
3.5.1. Valf yay malzemeleri ve üretim aşamaları.....	23
3.5.2. Valf yayları teorik hesapları.....	23
3.6. Valf Yayları ile İlişkili Problemler.....	24
3.6.1. Valf yüzmesi.....	25
3.6.2. Valf sıçraması.....	25
3.7. Elastisite (Young) Modülünün Sıcaklıkla İlişkisi.....	25
3.8. Doğal Frekanslar.....	26
3.9. Rezonans.....	26
BÖLÜM 4.	
DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	27
4.1. Amaç ve Yöntem	27
4.2. AVL Dinamik Dinamometre Test Odası.....	28
4.3. Valf Test Sonuçları	29
4.4. Kam Mili Test Sonuçları	36
4.5. Valf Yay Test Sonuçları.....	38
BÖLÜM 5.	
TARTIŞMA VE SONUÇ	42
KAYNAKLAR	44
ÖZGEÇMİŞ	45

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

BDC	: Alt ölü nokta
EC	: Egzos valf kapanması
EGR	: Egzos gaz resirkülasyonu
IC	: Emme valfi kapanması
IO	: Emme valfi açılması
RPM	: Devir/dakika
TDC	: Üst ölü nokta

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Valf alanının değişimi ile enjektör ofseti	4
Şekil 2.2. Çok subaplı silindir kafası konfigirasyonları	5
Şekil 2.3. Başak Traktör silindir kafa malzeme listesi	6
Şekil 2.4. 6 valf silindir kafası	6
Şekil 2.5. 8 ve 16 valf motor bloğu	7
Şekil 2.6. Ortak motor bloğu ile 16 valf silindir kafasının montajı	7
Şekil 2.7. Emme ve egzoz portlarının yerleşimi	8
Şekil 3.1. Kam mili teknik resmi.....	10
Şekil 3.2. Supap mekanizma tahrik tipleri	11
Şekil 3.3. Başak motor supab tahrik sistemi	11
Şekil 3.4. (a) Dışbükey kam profili ve (b) teğetsel kam profili	12
Şekil 3.5. (a) Düz tapet ve (b) makaralı tapet.....	13
Şekil 3.6. Yukarıdan aşağı doğru sırasıyla yükselme miktarı, hız ve ivme grafikleri.....	16
Şekil 3.7. Kam yükselme miktarları.....	17
Şekil 3.8. Valf zamanları.....	18
Şekil 3.9. Valf grubu.....	22
Şekil 3.10. Valf yayı teknik resmi.....	22
Şekil 3.11. Valf ve yay montaj resmi.....	23
Şekil 3.12. Yay parametreleri.....	24
Şekil 4.1. AVL Test Odası Değerleri	27
Şekil 4.2. AVL Dinamik Test Dinamometresi Şematik	28
Şekil 4.3. Prototip Motor AVL Dinamometresinde	28
Şekil 4.4. Test Ekranı	29
Şekil 4.5. Demonte Valfler	29
Şekil 4.6. Egzoz valfi	30

Şekil 4.7. Emme valfi	30
Şekil 4.8. Valf oturma yüzey yükseklikleri	31
Şekil 4.9. Emme Valf Metalurjik Rapor	33
Şekil 4.10. Emme Valfi.....	33
Şekil 4.11. Emme Valfi Boyutsal Ölçüm Raporu	34
Şekil 4.12. Egzos Valfi Metalurji Raporu	35
Şekil 4.13. Egzos valfi	35
Şekil 4.14. Egzos Valfi Boyutsal Ölçüm Raporu	36
Şekil 4.15. Kam mili profilleri.....	36
Şekil 4.16. Profil projeksiyon görüntüleri.....	37
Şekil 4.17. Demonte Valf Yayları	38
Şekil 4.18. Yay helisel ölçüm.....	38
Şekil 4.19. CAD resmi.....	39
Şekil 4.20. Sübap Yay Teknik Resmi	39
Şekil 4.21. Sübap Yay Teknik Resmi	40

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Yayların kimyasal bileşim tablosu	23
Tablo 4.2. Sertleştirilip temperlenmiş yay malzemesinin mekanik özellikleri	24
Tablo 4.1. Emme ve egzoz valflerinin karşılaştırmalı ölçümleri	31
Tablo 4.2. Valf derinliklerinin ölçümü	32
Tablo 4.3. Kam mili ölçüm sonuçları ve değerlendirme.....	37
Tablo 4.4. Yay Ölçümü	40
Tablo 4.5. Supab Yay Malzemesi Kimyasal Bileşimi	41
Tablo 5.1. Silindir Başına 2 Valfli Motor Performans Değerleri.....	44
Tablo 5.2. Silindir Başına 4 Valfli Motor Performans Değerleri.....	44

ÖZET

Anahtar kelimeler: Silindir kafası, Eksantrik mili, Valf, Valf yayları

Silindir başına 2 valften 4 valfe geliştirilmiş motorun yeniden tasarlanacak eksantrik mili profilinin, valf dizisinin ve valflerin çalışmasını nasıl kontrol ettiğinin araştırılmasıdır. Tasarım iyileştirmeleri ve doğru malzeme seçimleri ile motorun işletme ömrü uzayacak ,tamir bakım masrafları azaltılmış olacaktır. Bu tezin temel amacı silindir başına 2 valften 4 valfe yükseltilmiş dizel motorun bu geliştirme esnasında tasarımı tamamen yenilenen silindir kafası, eksantrik mili ve valf grubunun tasarım kriterlerinin araştırılması ve protatip test sonuçlarının incelenmesidir. Motor bloğunda mevcut fiyktür ve kesici takımlarının kullanılması için köklü bir değişiklik yapılmamıştır. Emme ve egzoz valfleri, eksantrik miline karşı sürekli kayan ve dolayısıyla kam profilini takip eden üstten külbütörler tarafından çalıştırılır. Eksantrik mili profilinin tasarımının, valf asla zıplamayacak, yani çalışma sırasında külbütör mekanizmanın eksantrik mili ile temasını kaybetmesini önleyecek şekilde yapılması önemlidir. Bu, valf düzeneğinde öngörülemeyen yüklenme durumlarına yol açacak ve istenmeyen bir valf çalışmasına neden olacaktır. Bununla birlikte, valf kapatıldığında, valflerin düzgün bir şekilde oturması için hassas bir valf boşluğu istenir, bu da kapatıldığında emme/egzozun sızdırmaz kalmasını sağlar. Eksantrik milinin dairesel hareketinden valfin dikey, doğrusal hareketine geçiş, eksantrik mili lobları tarafından üretilir. Bu nedenle, bu lobların tam profili, valfin nasıl çalıştırıldığı konusunda çok önemlidir. Külbütör kolu ile birlikte lob profili, valf hareketinin kaldırma eğrisini, hızını, ivmesini ve sarsıntısını belirler. Son olarak, lobun şekli valf zamanlamasını belirler. Herbir silindirdeki dört valf yayı, silindir kapağı ile valf tutucusu arasında bulunurlar. Yayın silindir kapağına dayanan ucu sabittir, yay tutucudaki karşı ucu ise supap başı itildiğinde supap ile birlikte hareket eder. Yay sıkıştırmasını sağlayan sistem budur.Emme ve egzoz valfleri uzunluk ve çalışma sırasında hareket, montaj tasarımı aynıdır. Valfin düzgün kapanmasının önemi nedeniyle, valf yayı montaj sırasında ön gerilir, böylece valfe her zaman etki eden bir kapatma kuvveti vardır.Bu sistemler dikkate alınarak tamamlanan tasarım sonrası protatip üretimi gerçekleştirilmiştir. Protatip motor test dinamometresinde 600 saat dayanım testine tabi tutularak, eksantrik mili valfler ve valf yaylarındaki etkiler analiz edilmiştir.

CAMSHAFT DESIGN FAILURE ANALYSIS OF VALVE AND VALVE SPRINGS

SUMMARY

Keywords: Cylinder head, Camshafts, valve, valve springs

It is the investigation of how the redesigned camshaft profile of the engine, which has been developed from 2 to 4 valves per cylinder, controls the valve sequence and the operation of the valves. With design improvements and correct material selections, the operating life of the engine will be extended, and repair and maintenance costs will be reduced. The main purpose of this thesis is to investigate the design criteria of the cylinder head, camshaft, and valve train of the diesel engine, which has been upgraded from 2 valves per cylinder to 4 valves, and to examine the prototype test results. No fundamental changes have been made in the engine block to use existing fixtures and cutting tools. The intake and exhaust valves are operated by overhead rockers that slide continuously against the camshaft and thus follow the cam profile. It is important that the camshaft profile is designed in such a way that the valve never bounces, that is, preventing the rocker mechanism from losing contact with the camshaft during operation. This will cause unpredictable loading conditions in the valve assembly and cause undesired valve operation. However, when the valve is closed, precise valve clearance is required for the valves to fit properly, which ensures that the intake/exhaust remains sealed when closed. The transition from the circular motion of the camshaft to the vertical, linear motion of the valve is produced by the camshaft lobes. Therefore, the exact profile of these lobes is crucial to how the valve is operated. The lobe profile, together with the rocker arm, determines the lift curve, velocity, acceleration, and jerk of the valve action. Finally, the shape of the lobe determines valve timing. The four valve springs in each cylinder are located between the cylinder head and the valve retainer. The end of the spring resting on the cylinder head is fixed, while the opposite end in the spring holder moves with the valve when the valve head is pushed. This is the system that provides spring compression. Intake and exhaust valves length, and movement during operation, assembly design is the same. Due to the importance of proper closure of the valve, the valve spring is pre-stressed during assembly, so there is always a closing force acting on the valve. The prototype production was completed after the design was completed considering these systems. The effects on the camshaft valves and valve springs were analyzed by subjecting the prototype engine to a 600-hours durability test in a test dynamometer.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Bu yüksek lisans tezinde silindir başına 2 valf olan dizel motorun silindir başına 4 valf olan bir motora yükseltilmesindeki önemli parçaların tasarım ve bu tasarımın önemli girdileri ile dikkat edilecek hususlar incelenmiştir.

Çok valfli bir motor tasarımında, daha iyi performans elde etmek için silindir başına üç, dört veya beş valf bulunur. Biz tasarımımızı silindir başına 4 valf gelecek şekilde gerçekleştirdik. Herhangi bir dört zamanlı içten yanmalı dizel motor, silindir başına en az iki valfe ihtiyaç duyar: biri hava girişi için, diğeri ise yanma gazlarının egzozu için. Daha fazla valf eklemek, valf alanını artırır ve emme ve egzoz gazlarının akışını iyileştirir, böylece yanmayı, hacimsel verimliliği ve güç çıkışını iyileştirir. Çoklu valf geometrisi, enjektörlerin için yanma odası içinde ideal bir şekilde konumlandırılmasını sağlar. Çok valfli motorlar, daha düşük pistonlu kütleyle sahip daha küçük valflere sahip olma eğilimindedir, bu da her bir kam lobundaki aşınmayı azaltabilir ve valf sıçrama tehlikesi olmadan daha yüksek RPM'den daha fazla güç sağlar. Bazı motorlar, her bir emme valfini biraz farklı bir zamanda açacak şekilde tasarlanmıştır, bu da türbülansı artırır, düşük motor hızlarında hava ve yakıtın karışımını iyileştirir. Daha fazla valf ayrıca silindir kafasına ek soğutma sağlar. Çok valfli motorların dezavantajları, üretim maliyetindeki artış ve daha fazla sayıda valfin sızdırmazlık elemanlarının da artacağı nedeniyle yağ tüketiminde potansiyel bir artıştır.

Bu tasarımda en önemli değişiklik, silindir kafası, kam mili ve valf gruplarında olmuştur. Silindir kafası tasarımı yapıldıktan sonra hareketli parçalar olan kam mili ve valf mekanizmasının merkezi parçalarını tasarım ve modellemeleri gerçekleştirilmiştir. Buna valf yayları, valfler ve tutucular, kam mili ve külbütör kolları dahildir.

BÖLÜM 2. SİLİNDİR KAFASI TASARIMI

2.1. Amaç ve Yöntem

4 silindir 16 valf silindir kafası tasarımında 8 valfli tasarımdan mümkün olduğunca az değişiklik yapılması planlanmıştır. Ancak valf sayılarının artışı ayrı döküm ve talaşlı imalat takımlarını zorunlu kılmıştır. Bağlantı noktaları ve boyutlar sabit tutularak motorun diğer parçalarının etkilenmemesi hedeflenmiştir.

Tasarımı tamamen yenilenen silindir kapağı, eksantrik mili ve valf grubunun tasarım kriterlerinin araştırılması ve protatip test sonuçlarının incelenmesidir. Motor bloğunda mevcut fikstür ve kesici takımlarının kullanılması için köklü bir değişiklik yapılmamıştır. Emme ve egzoz valfleri, eksantrik miline karşı sürekli kayan ve dolayısıyla kam profilini takip eden üstten külbütörler tarafından çalıştırılır. Eksantrik mili profilinin tasarımının, valf asla zıplamayacak, yani çalışma sırasında külbütör mekanizmanın eksantrik mili ile temasını kaybetmesini önleyecek şekilde yapılması önemlidir. Bu, valf düzeneğinde öngörülemeyen yükleme durumlarına yol açacak ve istenmeyen bir valf çalışmasına neden olacaktır. Bununla birlikte, valf kapatıldığında, valflerin düzgün bir şekilde oturması için hassas bir valf boşluğu istenir, bu da kapatıldığında emme/egzozun sızdırmaz kalmasını sağlar.

Silindir kapağı, dizel motorda birkaç işlevi birden yerine getirir. Sızdırmaz bir yanma odası sağlamak için silindirleri kapatmalı, emme ve egzoz portlarını sağlamalı ve taze hava sağlamak ve egzoz gazlarını dışarı atmak için valf sistemini barındırmalı, üzerinde enjektörler için yer olmalı ve soğutulmalarını ve yağlamayı sağlayarak tüm bileşenleri tatmin edici bir durumda tutmalıdır. Bu gereksinimlerin çoğu çelişkilidir ve herhangi bir yönün izolasyonda optimizasyonu, diğerinde kabul edilemez bir duruma neden olabilir.

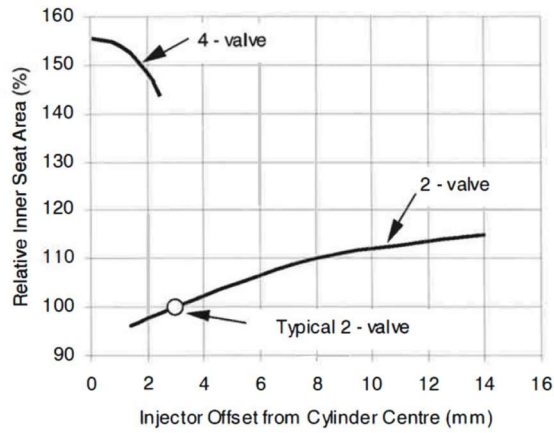
Gilbert'e göre, bir DI dizel silindir kafasındaki ana tasarım parametreleri aşağıda verilmiştir (Gilbert ve ark., 1992).

- Silindir kafası bağlantı cıvatalarının yerleşimi
- Subap ve port layout
- Valf boyut ve konumu
- Valf mekanizması
- Enjektör ve ısıtma buji bağlantısı
- Silindir kafasının kendi konstrüksiyonu

Silindir kapağı cıvatalarının sayısı ve cıvatalama düzeni genellikle silindir çapı boyutuna ve motor gücüne bağlıdır. Küçük çaplar ve orta silindir basınçları için dört cıvata çoğu zaman yeterlidir. Silindir çapı arttıkça ve silindir basınçları yükseldikçe (ağır hizmet uygulamaları için), sıkma yükünü daha eşit bir şekilde dağıtmak için genellikle altı cıvata düzeni gereklidir. Uygun seçilmiş bağlantı gövdede distorsiyonları azaltır. Bunun supab düzeni ve portlar için kullanılabilir alan üzerinde önemli bir etkisi vardır.

2.2. Emme ve Egzos Portlarının Silindir Kafasına Yerleştirilmesi

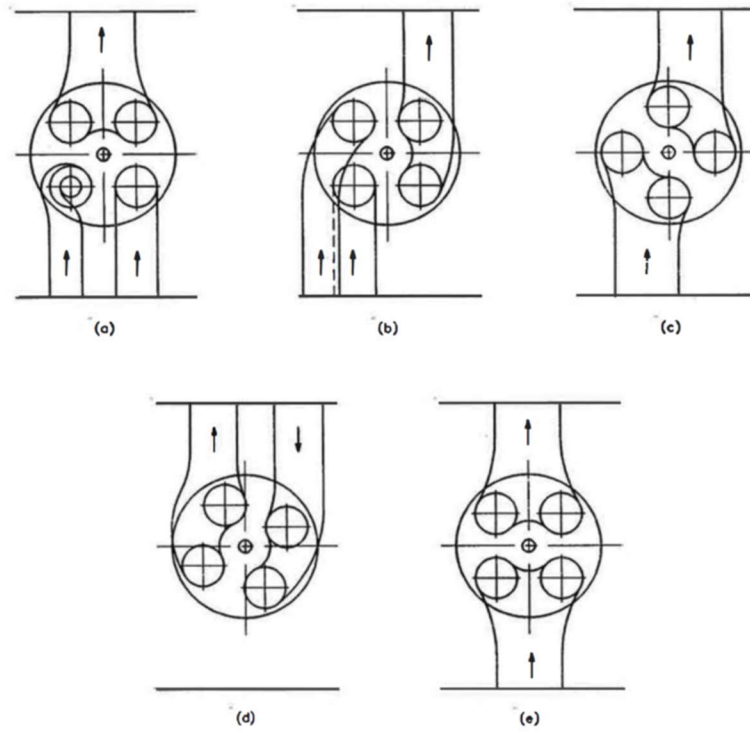
Supab alanını geleneksel 2 subaba göre arttırmak için genellikle çok subaplı sistem kullanılır. Yakıt enjektörü, daha iyi yakıt-hava karışımı ve azaltılmış girdap(swirl) sağlamak için silindirin ve supabların tam ortasına yerleştirilebilir. İç yuva alanı üzerindeki genel etki (tipik bir 2 valfli tasarımın oturma alanına göre) Şekil 2.1.'de gösterilmektedir, bu da çok valfli tasarımların avantajını açıkça göstermektedir.



Şekil 2.1. Valf alanının değişimi ile enjektör ofseti (Gilbert ve ark., 1992)

Emme portu konfigürasyonu, geniş bir hız aralığında yanma sistemine uyum sağlamak için değişken hava hareketinin gerekip gerekmediğine bağlı olabilir. Her valf için ortak bir girişin iki ayrı kanala bölündüğü yapışık ikiz bir portun paketlenmesi daha kolay olacaktır. Ancak değişken girdap stratejileri (swirl) için uygun değildir. Motorun girdap gereksinimi, bağlantı elemanlarının düzeni ve subapların çalışması için oluşan kısıtlamalar dahilinde port tasarımı ve subap düzenini de etkileyecektir. Gilbert, Şekil 2.2.'de gösterildiği gibi çeşitli seçenekler önerir ve geleneksel kare çapraz akışlı birleşik sarmal ve yönlendirilmiş bağlantı noktası konfigürasyonunun kullanılmasını önerir.

Değişken girdap gerektiren uygulamalar için valf düzeni Şekil 2.2.(a)'da gösterilmiştir. Bu konseptin avantajları, emme tarafında şarj soğutmasını en aza indirmek için kısa portları ve soğutma sıvısı ile ısının egzoz tarafından uzaklaştırılması sağlanır. Ancak, uzun külbütörlerden kaçınılması gerekiyorsa ikiz eksantrik milleri gereklidir ve yeterli silindir kapağı mukavemetinin sağlanması için özen gösterilmelidir. Emme ve egzoz valfleri arasındaki bu tasarımın doğal zayıflığının giderilmesini sağlayan Şekil 2.2.(d) ve Şekil 2.2.(e)'de gösterilen konfigürasyonlar, değişken girdap gereksinimi istenen silindir kafaları için tavsiye edilir. Bu tasarım, subapların eğik konumlanmasına, her iki durumda da tek bir eksantrik milinin ve nispeten kısa külbütörlerin kullanılmasına izin verir.

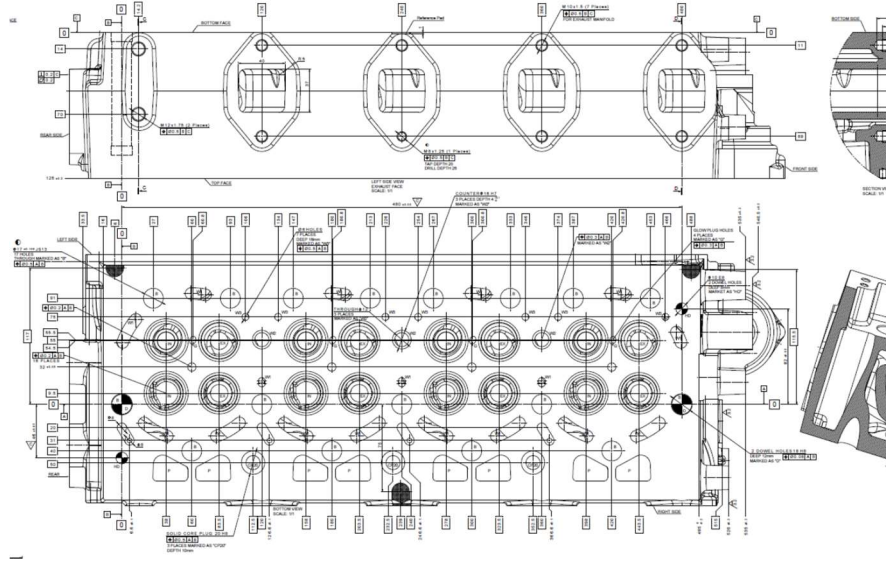


Şekil 2.2. Çok subaplı silindir kafası konfigürasyonları (Gilbert ve ark., 1992)

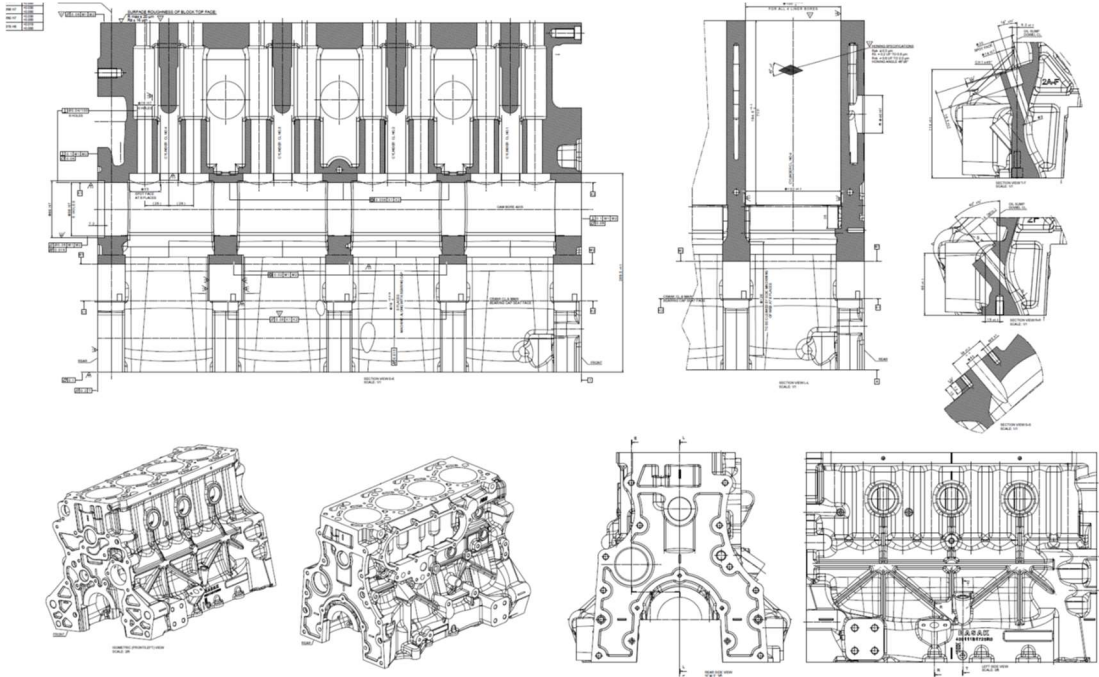
Gale (1990) tarafından, Şekil 2.2.(b)'de gösterildiği gibi, bir baklava deseni oluşturmak için valflerin yaklaşık 45 derecelik bir açıyla konumlandırıldığı alternatif bir konfigürasyon önerilmektedir. Bu durumda port uzunlukları biraz daha uzun olsa da Şekil 2.2.(b)'de gösterilen tandem yerleşiminden daha kısadır. Eğik bir valf düzeninin kullanılması, iyi yönlendirilmiş emme portları sağlar. Eksantrik mili silindir bloğuna monte edilir ve emme portları, komşu silindirlere gelen emme portlarının tek bir girişi paylaştığı ölçüde itme çubuğu boruları ile sınırlandırılır. Bununla birlikte, bu konfigürasyon üstten eksantrik mili ile de kullanılabilir, bu durumda emme portu tasarımı bu kısıtlamalardan arınmış olacaktır. Bağlantı yerleri ile yağ ve su geçiş kanalları sabit tutularak blok ortak kullanılmıştır.

	Acronyms	Part or Assembly Drawing Number	BASA Freedom Access Part Number	Part Name & Description	Part Quantity Per Engine
409 CYLINDER HEAD SET	BP	409117H1727R0	601409117H1727R0	Cylinder Head Set	1
	DP	409117H1728R0	601409117H1728R0	Cylinder Head Machining	1
	CP	409117H1970R0	601409117H1970R0	Water Jet Plug	3
	CP	408117H1972R0	601408117H1972R0	Plug: Cylinder Head Front (Ø20mm)	1
	CP	409117H1976R0	601409117H1976R0	Plug: Cylinder Head (Ø25mm)	11
	CP	409117H1252R0	601409117H1252R0	Inlet Valve Seat	8
	CP	409117H1253R0	601409117H1253R0	Exhaust Valve Seat	8
	CP	409117H1254R0	601409117H1254R0	Valve Guide	16
	CP	F83104	601F831040000000	PLUG: Hallow Hex.(Allen M16X1.5) DIN 906	1

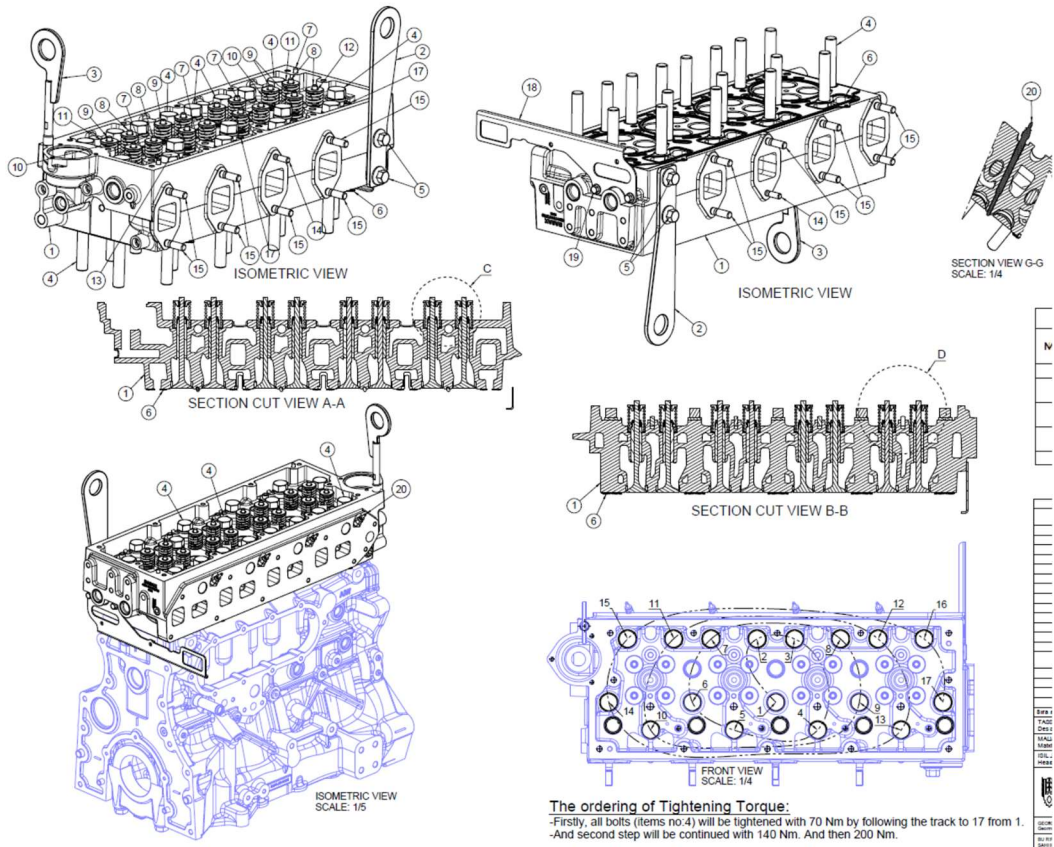
Şekil 2.3. Başak Traktör silindir kafa malzeme listesi



Şekil 2.4. 6 valf silindir kafası



Şekil 2.5. 8 ve 16 valf motor bloğu

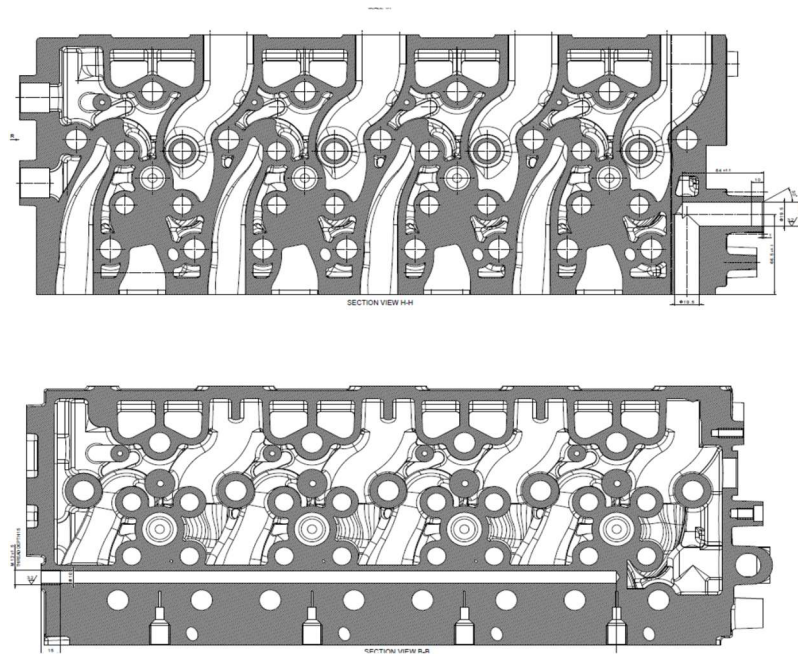


Şekil 2.6. Ortak motor bloğu ile 16 valf silindir kafasının montajı

Dizel motorlarda silindir kafası tasarımında, Tandem ve Paralel olmak üzere 2 ana port yerleşim düzeni kullanılmaktadır.

En yaygın olanı Paralel geçiş sistemidir. Paralel geçiş sisteminde gövdedeki emme kanallarını ayrı olarak tasarlamak mümkündür. Bu tasarım kanaldaki akış katsayısını artırarak volümetrik verimi yükseltir. Genel olarak paralel geçiş tasarımı emme ve egzoz kanallarında yüksek akış katsayısı ile volümetrik verim ve dizel motorun kullanım performansında hissedilebilir bir yükseliş elde edilir.

Tandem geçiş sisteminde, iki emme kanalı aynı geçiştan beslendiği ve birbirlerinin arkasına yerleştirildikleri için havanın silindir içine alınması sırasında kanallar arasındaki akış kapasitesi farklıdır. emme manifolddan nispeten uzakta kalan kanaldan yetersiz hava girişi olduğu için akış katsayısı değeri düşük olmaktadır. Ancak sistemin tekrarlama değeri uygundur.



Şekil 2.7. Emme ve egzoz portlarının yerleşimi

BÖLÜM 3. SUBAP TAHRİK MEKANİZMASI

3.1. Amaç ve Yöntem

Başak Traktör A.Ş.'nin üretimini gerçekleştirdiği dizel motorlar direk püskürtmeli ilk tasarımları Steyr AG tarafından 1970'li yıllarda gerçekleştirilen motorlardır. Valf mekanizması Over Head Valves olarak geçen eksantrik mili motor bloğunda külbütör grubu silindir kapağında olan bir motordur. Dört zamanlı içten yanmalı bir motordan iyi güç elde etmek ve yakıt verimliliği sağlamak için yanma odası içindeki yanmanın veriminin iyi olması gerekir. Valfler, havanın yanma odasına girmesine izin verirken, yanmış gazların (egzos) çıkışını uygun bir şekilde sağlarlar. Doğal olarak, emme valfleri yanma odasına daha iyi hava akışına izin verirse, motor daha iyi nefes alabilir ve daha verimli bir yakıt yanmasına izin verir.

Bunu matematiksel olarak açıklamak için, iki valfli bir motordaki emme valfini tek, büyük bir daire olarak ve üç veya dört silindirli bir motordaki emme valflerini iki küçük daire olarak belirleyelim. Büyük tek valfin yarıçapının 30 mm ve iki küçük valfin yarıçapının 15 mm olduğunu varsayarak, hava girişindeki farkı görelim.

R, bu durumda dairenin veya valfin yarıçapıdır. X, valfin hareketidir. Silindir yerleşimi başına iki valf için hava akış alanı $(2\pi 30X)$ $60\pi X$, silindir yerleşimi başına üç valf için hava akış alanı $3(2\pi 15X) = 90\pi X$ 'dir.

Valf sayısı artırılarak motorun hava giriş kapasitesi %50 arttı. Bu nedenle büyük bir valfi yarıçapının yarısı kadar olan iki küçük valfe bölüp valf sayısını arttırsak, motora %50 daha fazla hava akışı sağlayabiliriz.

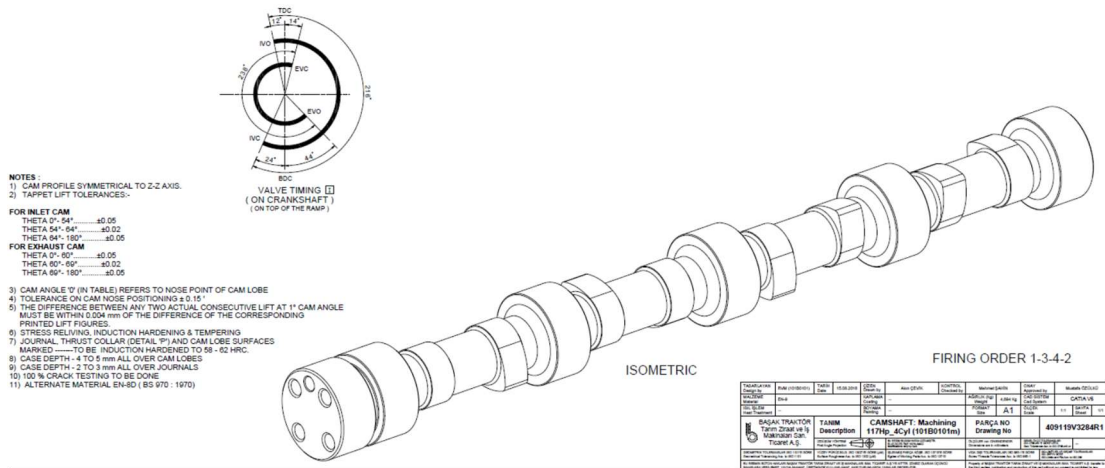
Emme ve egzoz valflerinin önceliği her zaman emme valfleridir, çünkü yanma odasına daha fazla hava sağlamak her zaman yanmış gazları dışarı itmekten daha

zordur. Tek bir büyük valf yerine birden fazla küçük valf kullanmak maliyetli olabilir. Bu nedenle, bazı durumlarda üreticiler giriş için iki valf ,egzos için bir valf tercih edilebilir. Ancak bizim tasarım girdimiz güç yakıt tüketimi performansımızın elde edilebilmesi için silindir başına 2 emme 2 egzos valfi olmuştur.Valf mekanizması bu sistem için tasarlanmıştır.

3.2. Başak Traktör Valf Grubu Mekanizması

Bir dizel motorda emme ve egzos supablarının açılma ve kapanmaları bir tahrik mekanizması ile gerçekleşir (Valve Train Mechanisms). Tipik supap tahrik mekanizması, kam mili, külbütör, külbütör mili, supap yayı, itme çubuğu ve tapetten oluşur. Kam mili sistemin en önemli parçasıdır. Sistemin beyni olarak adlandırılır (Şekil 3.1.).

Kam mili üzerinde her bir silindir için loblar bulunmaktadır. Örneğin 3 lob düzenlenmesinde, bir lob emme supabını diğeri egzos supabını geniş merkez lob ise enjektöre kumanda eder. Her bir lob çok hassas olarak işlenirler. Kam mili malzemesi olarak çil döküm veya dövme çelik kullanılır. Yüzey sertleşme sonrasında taşlama ile üretilirler.

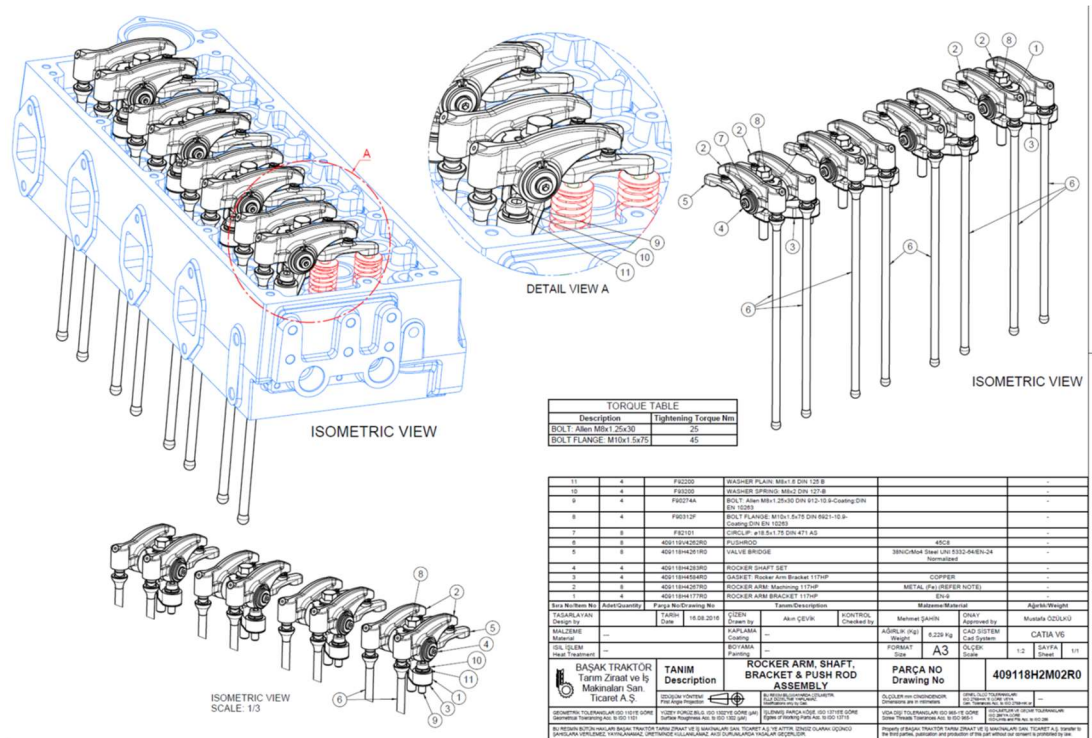


Şekil 3.1. Kam mili teknik resmi

Kam mili lokasyonu silindir bloğu ya da silindir kafasında olabilir. Biz değişikliğin mümkün olduğunca az olması için gövdede olmasını tercih ettik (Şekil 3.2.).



Şekil 3.2. Supap mekanizma tahrik tipleri



Şekil 3.3. Başak motor supab tahrik sistemi

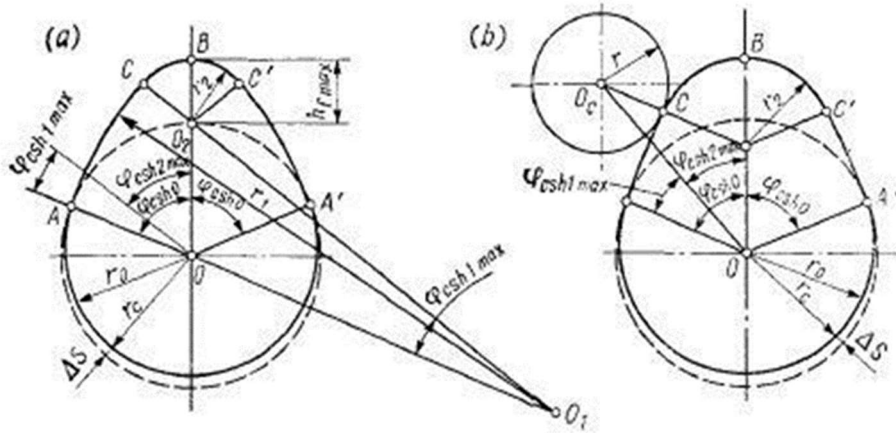
3.3. Emme ve Egzos Kam Mili Profil Hesapları

Valflerin hareketi daima eksantrik mili tarafından gerçekleştirilir. Bu sebeple kam profili tasarımı çok önemlidir. Hesaplamalar için, (Kolchin A. ve Demidov, 1980) yayımlanan kitabında bulunan, emme ve egzoz kam profili tasarlamakta kullanılan formüllerden faydalanılacaktır. Kam profilleri, valflerin çalışmasını sağlarken aynı zaman yüksek atalet kuvvetlerini sağlayamamak şekilde tasarlanmaktadır. Valflerin istenilen şekilde hızlı çalışması dizel motorlarda silindir içine daha fazla hava alınmasını sağlayarak motorun volümetrik veriminin ve dolayısıyla performansının yükselmesini sağlar. Ancak valflerin hızlı açılıp kapanması, valf hareket sistemindeki

ivmelerin artmasına ve buna bağlı atalet kuvvetlerinde yükselişe sebep olur. Dizel motorlarda kam profili tasarımı, silindirin içine istenilen miktarda hava girişini sağlarken atalet kuvvetleri mümkün olabilecek en az seviyede olmalıdır.

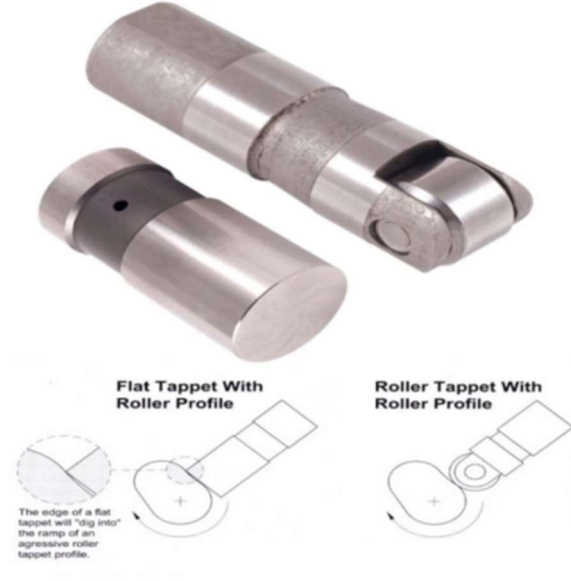
3.3.1. Konveks ve tangental eksantrik mili profili

Konveks kam profilleri, Şekil 3.4.(a) ve Tangental kam profilleri Şekil 3.4.(b)'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. a) Dışbükey kam profili ve b) teğetsel kam profili (Rios, 2018)

Tangental kam profilleri genelde makaralı itici çubuk kadehleri (Şekil 3.5. (b)) ile kullanılırken, konveks kam profilleri makaralı ve düz tapetlerle (Şekil 3.5. (a)) kullanılabilirler.



Şekil 3.5. a) Düz tapet ve b) makaralı tapet

Kam profili hesaplamalarında kullanacağımız dizel motor düz tapetli olduğundan konveks kam profili tasarımı için gerekli matematiksel hesaplarımızda kullanacağımız motor düz tapetlidir. Konveks kam profili tasarımı için geçerli formüller kullanılacaktır. Kam profili tasarımı temel daire yarıçapının belirlenmesi ile başlamaktadır. Mevcut tasarım üzerinde çalışacağımız için bu temel daire çapı bilinmektedir. yeni bir tasarım yapılacaksa, temel daire yarıçapı, maksimum valf açılma değerinin, doğal emişli motorlarda 1,5-2,5 katı, turbo şarjlı motorlarda 3, 4 katı arasında alınabilir. Kam mili açısı (φ_{csh0}) seçilen supap zamanlamasına göre (Denklem 3.1) ile hesaplanmaktadır.

$$\varphi_{csh0} = (\varphi_{ad} + 180^\circ + \varphi_{re})/4 \quad (3.1)$$

Bu formülde φ_{ad} valf açılma avansının, φ_{re} ise valf kapanma gecikmesinin değerleridir. Hesaplara başlayabilmek için konveks kam profilini meydana getiren yayların değerleri (r_1 ve r_2) olacaktır. Eğer seçilen r_1 değeri çok küçükse r_2 değeri negatif olur. Bu durumda r_1 'in daha büyük bir değeri seçilmeli ve işlem tekrar edilmelidir. konveks profillerde r_1 ile r_2 arasındaki formüller (Denklem 3.2) ve (Denklem 3.3)'deki gibidir.

$$r_1 = \frac{r_0^2 + a^2 - r_2^2 - 2r_0 a \cos \varphi_{csh0}}{2(r_0 - r_2 - a \cos \varphi_{csh0})} \quad (3.2)$$

$$r_2 = \frac{r_0 b - 0,5 h_{fmax}^2 - (r_1 - r_0)(r_0 + h_{fmax}) \cos \varphi_{csh0}}{b - (r_1 - r_0) \cos \varphi_{csh0}} \quad (3.3)$$

Bu denklemlerde; valf itici çubuğunun maksimum yükselme miktarı belirlenir. Kam mili açısı ve yayların yarıçapları tespit edildikten sonra, kam mili profilinin iki farklı denklemlerle hangi açısal derece boyunca hesaplarının yapılacağı bulunmalıdır. Kam profilinin, r_1 yarıçaplı eğri üzerinde kaç derece boyunca hesaplanacağı (Denklem 3.4) ile bulunur.

$$\sin \varphi_{csh1max} = \frac{a \sin \varphi_{csh0}}{r_1 - r_2} \quad (3.4)$$

İki farklı eğri üzerindeki açıların toplamı kam mili açısına eşit olur (Denklem 3.1).

$$\varphi_{csh2max} = \varphi_{csh0} - \varphi_{csh1max} \quad (3.5)$$

Yukarıdaki formüllerle eğriler üzerindeki maksimum açıları bulunduktan sonra itici çubuk yükselmesini, hızını ve ivmesini veren formüllere geçilebiliriz. Kam profili iki farklı eğriden oluştuğu için yükselme, hız ve ivme için ikişer formülle hesap yapılmaktadır. Bu formüller yükselme için (Denklem 3.6) ve (Denklem 3.7) verilmiştir.

$$h_{f1} = (r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_{csh1}) \quad (3.6)$$

$$h_{f2} = a \cos \varphi_{csh2} + r_2 - r_0 \quad (3.7)$$

Hız ve ilgili hesaplamalar için yukarıdaki verilerin yanı sıra kam milinin açısal hızında gereklidir. Kam milinin açısal hızı (ω_c), hesapların yapılacağı motor hızına (n) göre (Denklem 3.8) ile elde edilir.

$$\omega_c = \frac{2\pi n}{120} \quad (3.8)$$

Eksantrik mili açısal olarak yerdeğiştirme hızı hesaplandıktan sonra, valf iticisinin hızını veren eşitlikler (Denklem 3.9) ve (Denklem 3.10) ile gösterilmiştir.

$$\omega_{f1} = (r_1 - r_0)\omega_c \sin\varphi_{csh1} \quad (3.9)$$

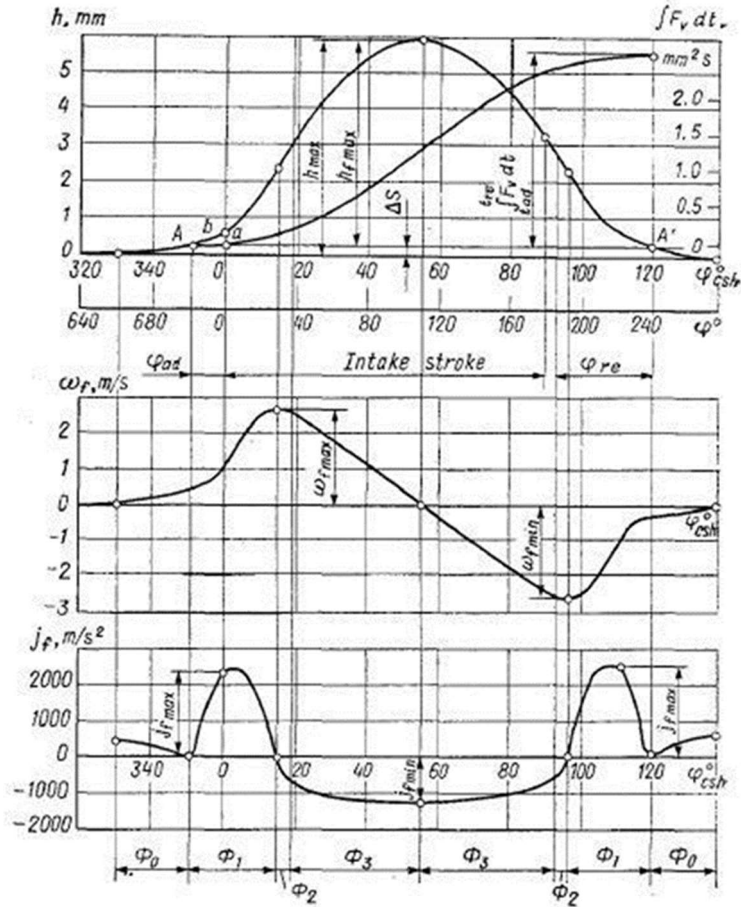
$$\omega_{f2} = \omega_c a \sin\varphi_{csh1} \quad (3.10)$$

Valf iticisinin ivmesini hesaplamak için ise (Denklem 3.11) ve (Denklem 3.12) kullanılır.

$$j_{f1} = (r_1 - r_0)\omega_c^2 \cos\varphi_{csh1} \quad (3.11)$$

$$j_{f2} = -\omega_c^2 a \cos\varphi_{csh2} \quad (3.12)$$

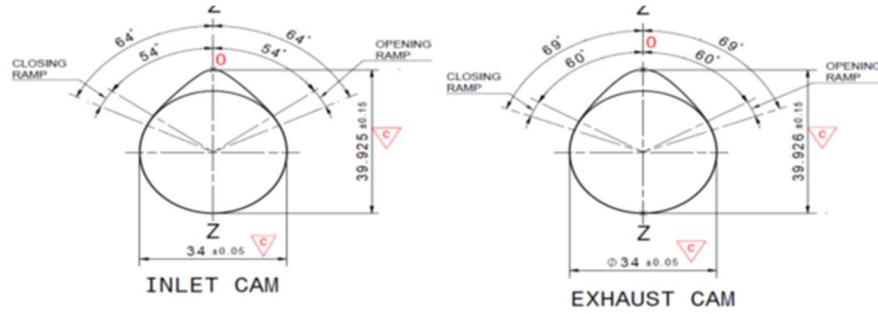
Yukarıda verilen formüllere göre valf iticisinin yükselme mesafesi, hızı ve ivmesi tercihe göre belirli kam mili açılarında veya belirli açı aralıklarıyla hesaplanıp, krank mili veya kam mili açısına göre diyagramları çizdirilirse Şekil 3.6.'da gösterilen diyagramlar elde edilir.



Şekil 3.6. Yukarıdan aşağı doğru sırasıyla yükselme miktarı, hız ve ivme grafikleri

3.3.2. Dış bükey kam mili profillerinin hesaplanması

Bu bölümde, yukarıda anlatılan formüller, geliştirilmekte olan SAFKAN Başak motorları için tasarlanan eksantrik milinin emme ve egzoz profillerine uygulanacaktır. Tasarlanan iticinin yükselme mesafelerinin, seri üretimde kullanılmak üzere ölçülmüş ve bir derece kam mili açısı ile tablo haline getirilmiş yükselme miktarları ile karşılaştırması yapılacaktır.



INLET CAM LIFT						EXHAUST CAM LIFT					
Theta Deg	Cam Lift mm	Theta Deg	Cam Lift mm	Theta Deg	Cam Lift mm	Theta Deg	Cam Lift mm	Theta Deg	Cam Lift mm	Theta Deg	Cam Lift mm
0	5.9250	22	4.5339	44	0.8734	0	5.9260	23	4.6161	46	1.1565
1	5.9221	23	4.4058	45	0.7269	1	5.9235	24	4.5010	47	1.0106
2	5.9134	24	4.2722	46	0.5950	2	5.9160	25	4.3812	48	0.8730
3	5.8989	25	4.1333	47	0.4796	3	5.9036	26	4.2569	49	0.7450
4	5.8786	26	3.9892	48	0.3822	4	5.8861	27	4.1282	50	0.6281
5	5.8526	27	3.8399	49	0.3029	5	5.8637	28	3.9952	51	0.5235
6	5.8208	28	3.6857	50	0.2409	6	5.8363	29	3.8579	52	0.4317
7	5.7832	29	3.5266	51	0.1942	7	5.8040	30	3.7165	53	0.3533
8	5.7399	30	3.3628	52	0.1600	8	5.7666	31	3.5712	54	0.2880
9	5.6908	31	3.1947	53	0.1350	9	5.7243	32	3.4222	55	0.2350
10	5.6359	32	3.0224	54	0.1160	10	5.6771	33	3.2696	56	0.1931
11	5.5754	33	2.8464	55	0.1000	11	5.6248	34	3.1137	57	0.1606
12	5.5091	34	2.6669	56	0.0840	12	5.5677	35	2.9547	58	0.1356
13	5.4370	35	2.4846	57	0.0680	13	5.5056	36	2.7931	59	0.1162
14	5.3593	36	2.3001	58	0.0520	14	5.4385	37	2.6293	60	0.1000
15	5.2759	37	2.1141	59	0.0364	15	5.3666	38	2.4636	61	0.0840
16	5.1867	38	1.9274	60	0.0233	16	5.2897	39	2.2966	62	0.0680
17	5.0920	39	1.7413	61	0.0131	17	5.2079	40	2.1289	63	0.0520
18	4.9915	40	1.5569	62	0.0058	18	5.1213	41	1.9612	64	0.0364
19	4.8855	41	1.3760	63	0.0015	19	5.0298	42	1.7944	65	0.0233
20	4.7738	42	1.2003	64	0.0000	20	4.9336	43	1.6294	66	0.0131
21	4.6566	43	1.0320			21	4.8325	44	1.4673	67	0.0058
						22	4.7267	45	1.3092	68	0.0015
										69	0.0000

Şekil 3.7. Kam yükselme miktarları

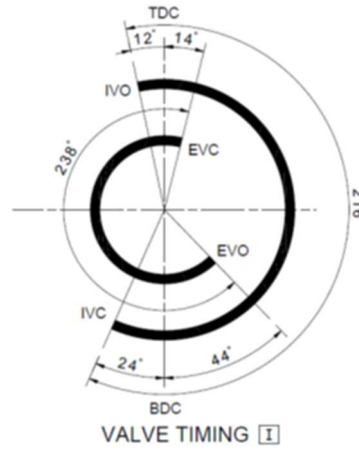
Emme valfi kam profilinin tasarım hesaplarına başlamadan önce 3 boyutlu tarama verisi oluşturulan kam mili üzerinde, emme valfi kam profilinin r_1 ve r_2 değerleri için teknik çizimlerin yapılması gerekmektedir. Bu çizimler Şekil 3.7.'de gösterilmiştir. İlk olarak kam profilinin temel dairesini de kapsayacak şekilde dış profili çizilmiştir. Daha sonra Şekil 3.7.'de gösterilen konveks kam profili hesaplarında kullanılan eğriler ve yardımcı doğrular çizilerek, yayların yarıçap değerleri ile r_1 yarıçaplı yay üzerinde yapılacak hesapların maksimum açı değeri ($\phi_{csh1max}$) çizim üzerinden ölçülmüştür.

3.4. Valf Zamanları

Krank mili, her bir güç stroku için iki kez döndürüldüğünden ve tam çevrim sırasında emme ve egzoz valflerinin yalnızca bir kez açılması gerektiğinden, eksantrik mili

krank miline 2:1 dişli oranı ile bağlanır. Valflerin zamanlaması, 0,050 inç lob kaldırma (1,27 mm) ile ölçülür. Valf zamanlaması motorun özellikleri için çok önemlidir ve motorun gücünü, emisyonunu ve torkunu etkiler. Valf açma ve kapama genellikle krank mili dönüş dereceleri cinsinden verilir.

Şekil 3.8. tipik bir valf zamanlama şemasını gösterir. Şekilde görüldüğü gibi giriş valfi anında açılıp kapanacaktır. Bundan daha uzun bir süre, havanın düşük d/d 'da kaçmasına izin verecektir. Amaç tork üretmek olduğunda bu arzu edilmeyen bir şeydir.



Şekil 3.8. Valf zamanları

3.4.1. Valf overlap

Süreyi artırmak için, IO tipik olarak TDC'den öncedir ve hem emme valfinin hem de egzoz valfinin aynı anda açık olduğu bir örtüşme sağlar. Bu örtüşmenin büyüklüğü çok değişkendir, ancak tüm motorlarında bir miktar örtüşme olacaktır. Bu, egzoz gazlarının hareketli akışının yeni havayı silindire çekebilmesi ve dolayısıyla TDC'deki kombinasyon odasındaki kalıntı egzoz gazını değiştirebilmesi için yapılır, böylece silindirde daha fazla miktarda emme yüküne izin verilir. Sadece süpürülmüş pistonla bu elde edilememektedir. Örtüşme miktarının iyi zamanlanmış olması önemlidir. Aşırı bir örtüşme, yeni yükün bir kısmının egzoz gazlarıyla birlikte doğrudan silindirden akmasına neden olarak motorun yakıt verimliliğinin düşmesine neden olur. Ne yazık ki, ideal örtüşme, motor hızına çok bağlıdır ve yüksek RPM

performansı için optimize edilmiş bir örtüşme, düşük yakıt ekonomisine neden olacak ve daha düşük hızlarda daha fazla yanmamış yakıt bırakacaktır. Yüksek miktarda örtüşme, daha eksiksiz bir yanma elde edildiğinden emisyon açısından faydalı olabilecek bir şey olan Egzoz Gazı Devridaimi'ne (EGR) de yol açabilir (Mechadyne International Limited, 2006). Öte yandan bu, tam yükte gerçekleşirse torku azaltır ve düşük yüklerde kararsız bir yanma sağlar.

3.4.2. Emme valfi açılması kapanması

IO, örtüşmeyi etkileyen iki parametreden biridir. Giriş valfini TDC'den önce açarak, piston TDC'deyken yeni hava ve yakıt karışımının yanma odasının küçük hacmini doldurmasına izin verilir. Bu, emme stroku sırasında daha fazla miktarda hava ve yakıt karışımının girmesini mümkün kılar. IO daha da erken değiştirilirse, EGR artırılabilecektir ve dolayısıyla maksimum yükte azaltılmış tork pahasına kısmi yükte daha iyi bir verimlilik elde edilebilir.

Tipik olarak IC, BDC'den bir süre sonra olacak şekilde ayarlanır. Maksimum tork için optimal IC silindirde en fazla taze hava ve yakıt karışımının tutulduğu zamandır. Bu örnek büyük ölçüde motor hızına bağlıdır. Yüksek bir RPM'de çalışan bir motor için, BDC'den sonra daha fazla hareket ettirilmelidir, çünkü bu zaten hareket eden hava ve yakıtın daha fazlasının girmesine izin verecektir. Ancak düşük motor devirlerinde, geç bir IC, karışımın bir kısmının emme manifolduna geri akmasına ve dolayısıyla torkun azalmasına neden olur (Çınar ve Akgün, 2007).

3.4.3. Egzoz valfinin kapanması/açılması

EO, tipik olarak BDC'den bir süre öncedir. Egzoz valflerini erken açarak, yanmadan kaynaklanan basıncın bir kısmının egzoz sisteminden kaçmasına izin verilir ve bu gazın piston üzerinde etki ederek yapabileceği potansiyel işi kaybeder. Öte yandan, bunu yaparak, piston yükselmeye başladığında silindirdeki basınç daha düşük olacak ve bu da pistonun egzoz gazlarını dışarı atması için daha az iş yapılmasına neden olacaktır [Mechadyne International Limited(2006)] . Özetlemek gerekirse, EO,

yanma sırasında egzoz gazlarının kaçmasına izin vererek kaybedilen iş ile silindirdeki basınç egzoz karşı basıncının üzerinde olduğunda pistonu yükseltmek için gereken ekstra iş arasında bir dengedir. Optimum EO'yu belirlemek için valf hızına ve ivmesine bakmak önemlidir. Geleneksel bir motorda, valfler yuvalarından yavaşça kalkar ve daha erken bir EO gerektirir. Optimum zamanlama ayrıca motor devrine de bağlıdır. Genellikle erken bir EO, maksimum yükte çalışan yüksek hızlı motorlar için arzu edilir. Daha düşük hızlarda ve kısmi yükte, egzoz geri basıncı daha düşük olduğundan ve egzoz gazlarının silindirden kaçmak için daha fazla zamanı olduğundan, BDC'ye daha yakın olması uygundur. EC, tipik olarak TDC'den bir süre sonradır. EC, valf üst üste binmesini tanımlayan ikinci faktördür ve emme strokundan önce silindirde kalan egzoz gazı miktarı üzerinde büyük bir etkisi vardır. Motor maksimum yükte ve yüksek hızda çalışırken, silindire daha az miktarda taze hava ve yakıt karışımı girmesine neden olacağından artık egzoz gazlarının miktarının en aza indirilmesi arzu edilir. Bu nedenle, bu koşullar için TDC'den kısa bir süre sonra anEC tercih edilir. Öte yandan, motor kısmi yükte çalışıyorsa, EGR miktarını artıracığından daha geç bir EC tercih edilebilir, bu da daha iyi, daha eksiksiz bir yanma sağlayacak ve dolayısıyla emisyonları ve yakıt tüketimini azaltacaktır. Ancak, kararlı bir yanmayı sürdürürken EGR'nin ne kadar mümkün olabileceği konusunda bir sınır vardır.

3.4.4. Kam profil hesabı

Şekil 3.8.'da emme valfinin açılma avansı 24° kapanma gecikmesi ise 12° 'dir. Buna göre emme kam profili açısı (Denklem 3.13) formülü ile bulunur.

$$\varphi_{csh0} = \frac{\varphi_{ad} + 180^\circ + \varphi_{re}}{4} \quad (3.13)$$

$$\varphi_{csh0} = \frac{24^\circ + 180^\circ + 12^\circ}{4} = 54^\circ \quad (3.14)$$

Hesaplamaların r_2 yarıçaplı eğri üzerinde maksimum kaç derecede yapılacağını veren formül (Denklem 3.15) ve (Denklem 3.16)'da verilmiştir.

$$\varphi_{csh2max} = \varphi_{csh0} - \varphi_{csh1max} \quad (3.15)$$

$$\varphi_{csh2max} = 54^\circ - 13,9^\circ = 40,1^\circ \quad (3.16)$$

(Denklem 3.17)'de $h_{fmax}=5,97$ mm maksimum yükselme miktarı motor verilerinden alınmıştır.

$$a = r_0 + h_{fmax} - r_2 = 19 + 5,97 - 7,267 = 17,703 \text{ mm} \quad (3.17)$$

İtici yükselme değeri kam profili açısına göre ilgili formüllerle hesaplanır.

$$h_{f1} = (r_1 - r_0)(1 - \cos\varphi_{csh1}) \quad (3.18)$$

$$h_{f1} = (68,651 - 19)(1 - \cos\varphi_{csh1}) \quad (3.19)$$

$$h_{f1} = 49,651(1 - \cos\varphi_{csh1}); \varphi_{csh1} = 0^\circ \dots 13,9^\circ \quad (3.20)$$

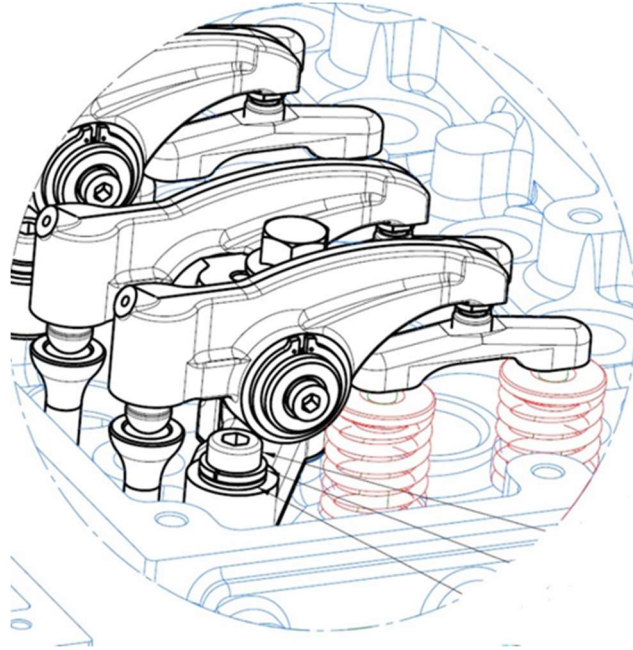
$$h_{f2} = a \cos\varphi_{csh2} + r_2 + r_0 \quad (3.21)$$

$$h_{f2} = 17,703 \cos\varphi_{csh2} + 7,267 - 19 \quad (3.22)$$

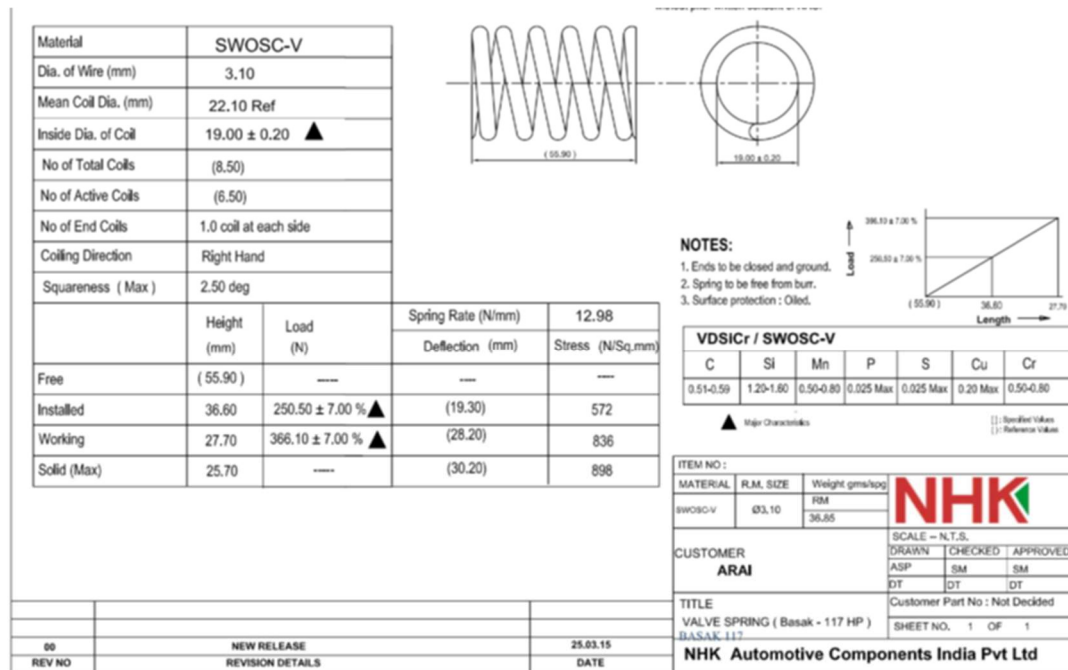
$$h_{f2} = 17,703 \cos\varphi_{csh2} - 11,733; \varphi_{csh2} = 41,85^\circ \dots 0^\circ \quad (3.23)$$

3.5. Valf Yayları

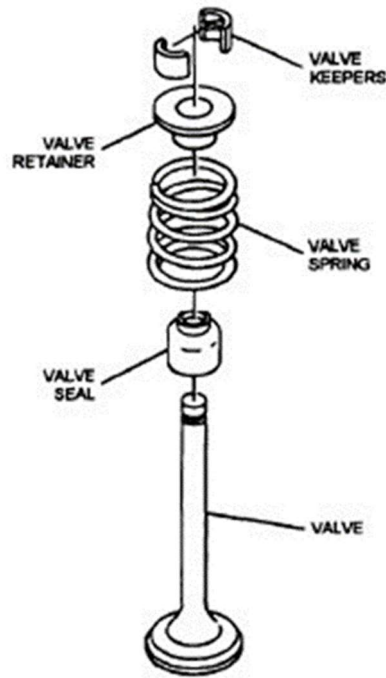
Valf yaylarının, ana fonksiyonu açık olan valfin kapanması sırasında her bir valfin kam mili proflinden ayrılmadan ve tapet ile eksantrik mili arasında tam ve doğru miktarda sürtünmeyi sağlayarak valflerin düzgün çalışmasını sağlamaktır. Yaylar valf dizisinin merkezi bir parçasıdır. Bu fonksiyon çok önemlidir. Valfler açılma kapanma esnasında ilgili parçalar ile sürekli temas halinde olmalıdır. Böylece tapet kam profilini doğru bir şekilde takip eder. Şekil 3.9., motorun supap dizisindeki supap yayları ile etkileşen parçaların basitleştirilmiş bir modelini göstermektedir.



Şekil 3.9. Valf grubu



Şekil 3.10. Valf yayı teknik resmi



Şekil 3.11. Valf ve yay montaj resmi

3.5.1. Valf yay malzemeleri ve üretim aşamaları

Yüksek performanslı valf yayları, çok yüksek saflıkta özel, yüksek çekme mukavemetli alaşımlardan üretilmekte ve daha sonra istenilen özellikleri elde etmek için çeşitli yüzey işlemlerine tabi tutulmaktadır. Valf yayları, ilgili standardına göre ısıl işlem yapılmış ve sonrasında temperlenmiş Si-Cr-V alaşımlı malzemelerden üretilmektedirler. Yaylar ayrıca çelik bilyalı kumlama (shot peening) operasyonu ile, yorulmaya karşı dirençli hale getirilirler. Yayların kimyasal bileşimi Tablo 3.1.'de gösterilmiştir. Malzemenin yoğunluğunun, tabloda açıklanan kimyasal bileşimlerin ortalaması kullanılarak $\rho = 7.73 \text{ g/m}^3$ olduğu tahmin edilmektedir.

Tablo 3.1. Yayların kimyasal bileşim tablosu

VDSiCr / SWOSC-V						
C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr
0,51-0,59	1,20-1,60	0,50-0,80	0,025 Max	0,25 Max	0,20 Max	0,50-0,80

Valf yayları için kullanılan yay teli elips şeklindedir, bu nedenle ortalama çap 3,4 mm olarak kabul edilmiştir. Tablo 3.2.'den enterpolasyonla, Çekme Dayanımı bu

nedenle enterpolasyonlu değer için maks ve min arasındaki ortalama $\sigma = 2116$ MPa olarak alınmıştır.

Tablo 3.2. Sertleştirilip temperlenmiş yay malzemesinin mekanik özellikleri

Diameter [mm]	MPa, min	MPa, max	Min % R.A
3	2070	2200	40
3,75	2030	2170	35

3.5.2. Valf yayları teorik hesapları

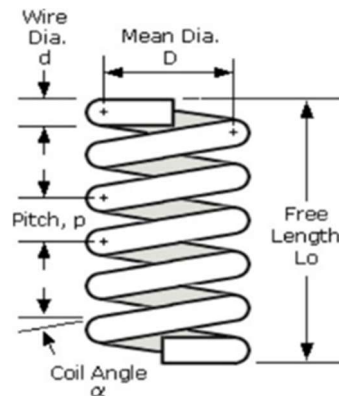
Bir sarmal yaydaki maksimum kesme gerilimi (Denklemler 3.24) ile verilir. K_w , yaya etki eden eksenel kuvvettir.

$$T_{max} = K_w \left(\frac{8WD}{\pi d^2} \right) \quad (3.24)$$

Yaydaki büküm nedeniyle, yay halkasının iç kısmındaki gerilme konsantrasyonu, dış kısımlara göre oldukça yüksektir (Jindal,2010). Bu nedenle, bükümü hesaba katmak için Wahl faktörü K_w tanıtıldı. K_w aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (3.25)$$

Yay indeksi C , $C=D/d$ bağıntısıyla verilir. Şekil 3.12., sarmal bir yayın farklı yay parametrelerini gösterir.



Şekil 3.12. Yay parametreleri

3.6. Valf Yayları ile İlişkili Problemler

Supap yayları ile ilgili supap dizisinde bir takım farklı problemler mevcuttur. Bunlardan en yaygın olanlardan ikisi aşağıda anlatılmaktadır.

3.6.1. Valf yüzmesi

Valf yüzmesi, külbütörün kam lobunun kapanma aşamasını takip etmediğinde yüksek devirde çalışan motorlarda tipik olarak meydana gelen bir durum için kullanılan terimdir. Bu, kam profilinin, valf yayları tarafından üretilen kapatma kuvvetine ve valf düzeneğinin kütlesine kıyasla daha öncelikli hareket etmesinin bir sonucudur ve tapetin kam ile temasını kaybettiği bir yüzer faza yol açar. Bunun sonucu genellikle düşük motor verimliliği ve performansdır. Valf yaylarına zarar verme riski de yüksektir (Vizard,1991).

3.6.2. Valf sıçraması

Valfler yerine oturmadığında veya kapandıktan hemen sonra yuvadan sıçramasına, valf sıçraması denir. Bu durum, valfin yuvaya doğru kapanma hızının çok yüksek olmasının veya yay kuvvetinin çok düşük olmasının bir sonucudur. Valf yayındaki rezonans gibi, kapanma kuvvetinin azalmasına yol açan etkiler de bu duruma katkıda bulunabilir (Vizard, 1991).

3.7. Elastisite (Young) Modülünün Sıcaklıkla İlişkisi

Young Modülü malzemenin sıcaklığına bağlıdır. Sıcaklık arttıkça malzemenin rijitliği azalır. Motordaki sıcaklıklar, valf yaylarının sertliği üzerinde önemli bir etkiye sahip olacak kadar yüksek seviyelere ulaşabileceğinden, bu dikkate alınmalıdır. Wang ve diğer araştırmacıların çalışması (2013) sıcaklık ve HSS Q460 çelik, Young Modülünün arasındaki ilişkiyi aşağıdaki (Denklem 3.26) ile vermişlerdir.

$$\frac{E_T}{E} = 1.02 - 0.035e^{\frac{T}{280}} \quad 20^\circ C \leq T \leq 800^\circ C \quad (3.26)$$

3.8. Doğal Frekanslar

Bir yapının doğal frekansları, bir bozulmaya maruz kaldığında yapının doğal olarak titreşme eğiliminde olduğu frekanslardır [Henderson (2018a)]. Buna yapının öz frekansları da denir. Birden fazla faktör, bir nesnenin titreşim frekanslarını etkiler. Bunların hepsinin ortak paydası, titreşimin dalga boyu veya hızının cismin titreşimine etki ediyor olmasıdır. Bu, frekans için aşağıdaki denklemden görülebilir:

$$Frekans = \frac{Hız}{Dalga\ boyu} \quad (3.27)$$

Doğal frekansı etkileyen en önemli faktörlerden bazıları yapının rijitliği ve kütesidir.

3.9. Rezonans

Rezonans, dinamik bir kuvvetin bir yapıyı doğal frekansında titreştirdiği bir olgudur [Henderson (2018b)].


Bir yapı, yapının doğal frekansına uygun bir salınım yaptığında, sisteme etki eden kuvvet sabit kalsa bile salınımların genliği artacaktır. Bu, itici güç bileşenin malzemesi için kritik sınırların oldukça altında olsa bile, küçük bir kuvvetin büyük titreşimler ve hatta bileşenlerde yıkıcı arızalar oluşturmasını mümkün kılar.

BÖLÜM 4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1. Amaç ve Yöntem

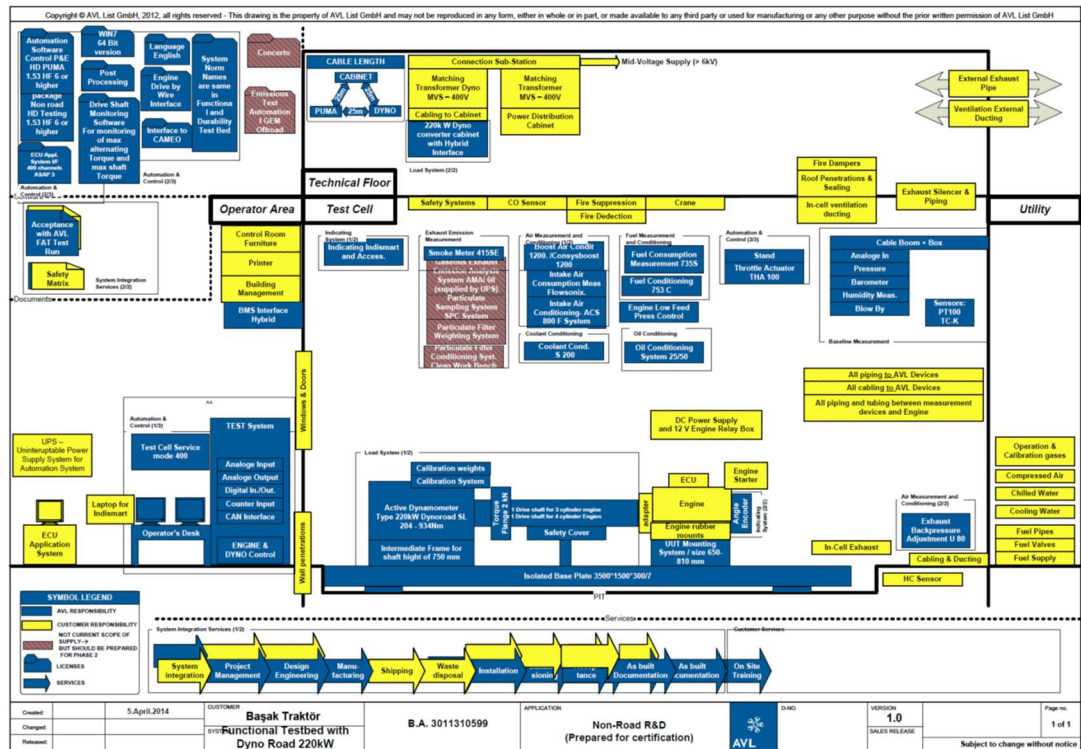
Tasarımı tamamlanıp ilk prototipi üretilen silindir başına 4 valfli motorun seri üretimde kullanılabilmesi için fonksiyonel ve dayanım testlerinin yapılması gereklidir. Bu amaç için AVL firmasından test ekipmanları temin edilip bunların bir test odası içine kurulumu yapılmıştır.

Test odası donanımı test dinamometresi gücüne göre seçilmiştir. İlgili isterler AVL ile tespit edilmiş olup Tablo 4.1.'de gösterilmektedir. Klima santrali , çiller ve soğutma kulesi bu değerleri sağlayacak şekilde seçilip montajları gerçekleştirilmiştir. Test odası ve ekipmanlarının devreye alınması sonrasında proto motorlar AVL dinamik dinamometresinde 55 dk tam yük 5 dk rölanti test koşullarına 600 saat çalıştırılmıştır. Test esnasında, motor soğutma sıvısı ve emiş havası eşanjörler vasıtasıyla ilgili test fonksiyonuna göre ayarlanabilmekte ve ekranda izlenebilmektedir (Şekil 4.1.). Bu çalışma sonucu motorun valf mekanizmasındaki parçalar demonte edilip aşınmalarının kontrolü yapılmıştır.

		AVL 										
TANIM	MOTOR GÜÇ (kW)	ODA SICAKLIK	CHILLED WATER 6/12°C (dT=6°C)						COOLING WATER		FUEL DIESEL (kg/h)	
			AIR TREATMENT		INTAKE AIR		INTERCOOLER		ENGINE & OIL			
			P (kW)	Q (m3/h)	P(kW)	Q (m3/h)	P(kW)	Q (m3/h)	P(kW)	Q (m3/h)		
Active 220kW ETC	220	max. 40°C	100	15,2	34	5,2	45	6,8	200	22,7	54	
Eddy Current 240kW ETC	220	max. 40°C	85	12,9	---	---	45	6,8	200	22,7	54	
Eddy Current 240kW EOL-	220	max. 40°C	85	12,9	---	---	45	6,8	200	22,7	54	
Eddy Current 240kW EOL-	220	max. 40°C	85	12,9	---	---	45	6,8	200	22,7	54	
Emissions Room	-	20 - 30°C	15	2,3	---	---	---	---	---	---	---	

Şekil 4.1. AVL Test Odası Değerleri

4.2. AVL Dinamik Dinamometre Test Odası



Şekil 4.2. AVL Dinamik Test Dinamometresi Şematik



Şekil 4.3. Prototip Motor AVL Dinamometresinde



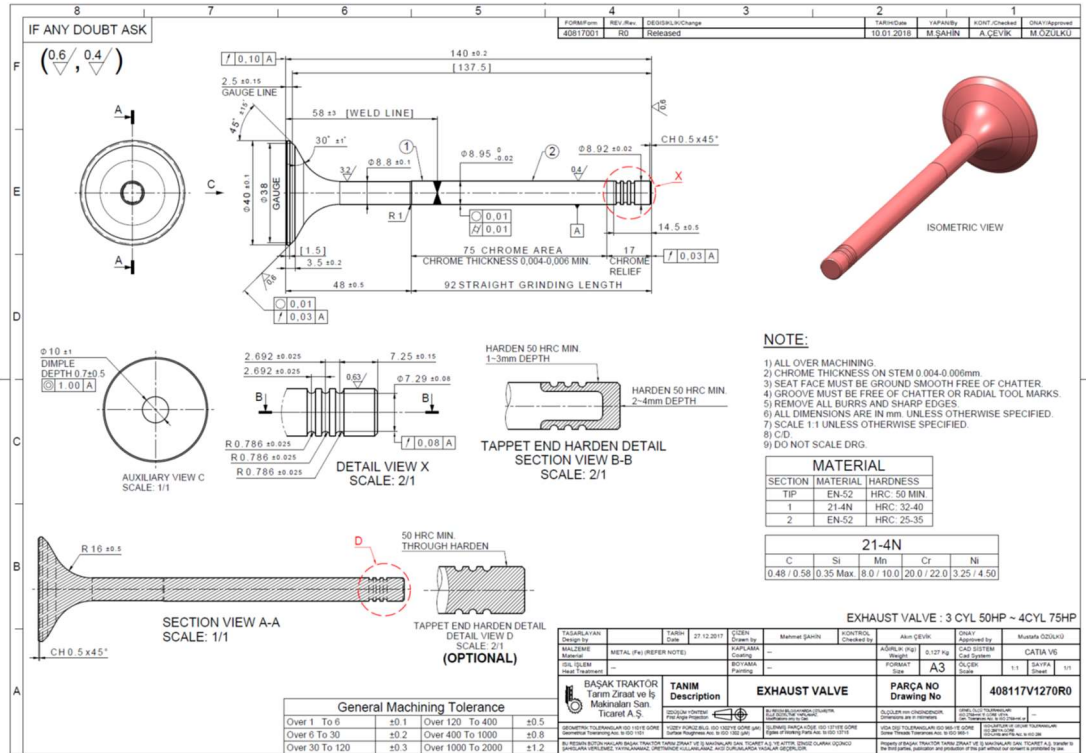
Şekil 4.4. Test Ekranı

4.3. Valf Test Sonuçları

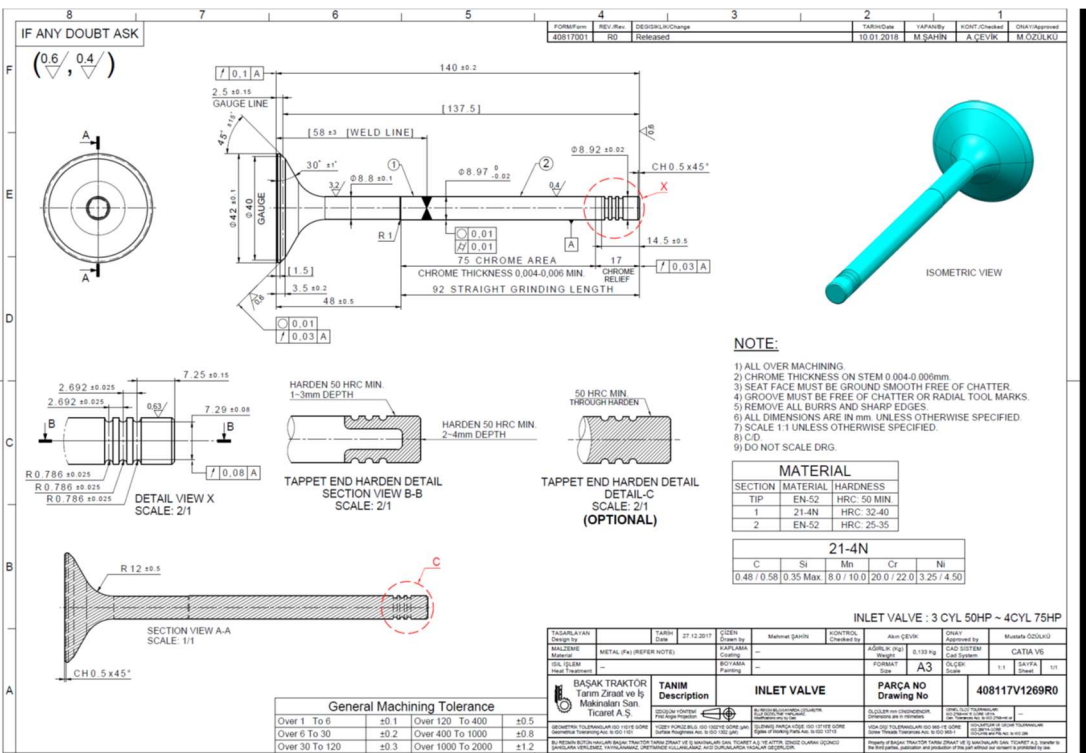


Şekil 4.5. Demonte Valfler

Demonte edilmiş valfler tasarım değerlerine göre çalışma sonrası aşınmayı tespit etmek için ölçülmüştür.



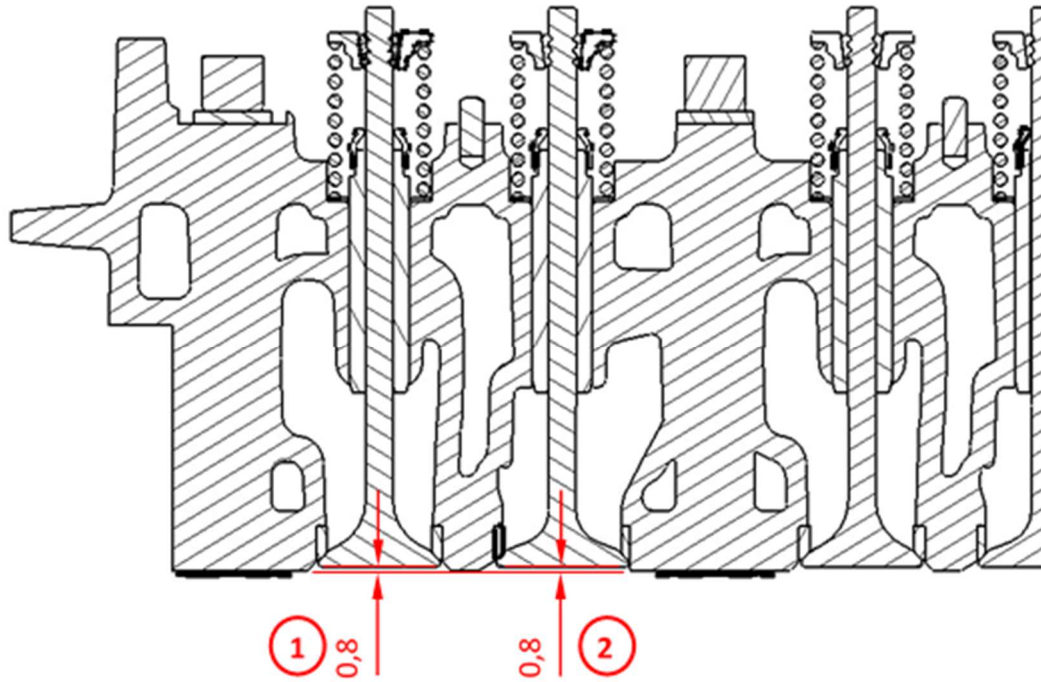
Şekil 4.6. Egzos valfi



Şekil 4.7. Emme valfi

Tablo 4.1. Emme ve egzoz valflerinin karşılaştırmalı ölçümleri

Valf Yükseklikleri											
S.	Spesifikasyonlar		Nominal	Ölçülen Değer							
Nr.			Değer	1		2		3		4	
				0h	614h	0h	614h	0h	614h	0h	614h
1	Egzoz valfi	Egzoz Manifold Taraf	131,7	131,6	131,6	131,5	131,5	131,6	131,6	131,6	131,6
		Emme Manifold Tarafı	131,3	131,5	131,5	131,6	131,6	131,6	131,6	131,5	131,5
2	Emme Valfi	Egzoz Manifold Taraf		131,5	131,5	131,5	131,5	131,5	131,5	131,5	131,5
		Emme Manifold Tarafı		131,5	131,5	131,6	131,6	131,6	131,6	131,5	131,5



Şekil 4.8. Valf oturma yüzey yükseklikleri

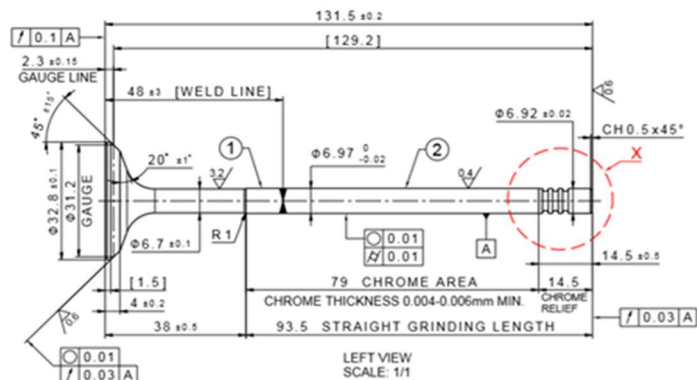
Tablo 4.2. Valf derinliklerinin ölçümü

Valf Derinlik Ölçümleri

Specification		Nominal	Measured Values							
		Value	1		2		3		4	
			0h	614h	0h	614h	0h	614h	0h	614h
Exhaust	Ex. Man. Side	0,8	0,8	0,69	0,8	0,75	0,8	0,74	0,8	0,79
Valve	In. Man. Side		0,8	0,75	0,8	0,76	0,8	0,73	0,8	0,74
Inlet	Ex. Man. Side	0,8	0,7	1,41	0,7	1,17	0,7	1,38	0,7	1,32
Valve			(-0,69)	(-0,43)		(-0,65)		(-0,60)		
	In. Man. Side		0,7	1,6	0,7	1,22	0,7	1,41	0,7	1,22
			(-0,87)	(-0,49)		(-0,68)		(-0,48)		

METALLURGICAL TEST REPORT							
PECPL PART NO: TA 7685 CUSTOMER DRG NO- 408117V1269R0 INLET VALVE		Invoice No :- Qty: 200 Nos Date :- 26.09.2018					
1) RAW MATERIAL CHEMISTRY : HEAD MATERIAL 21-4N			REMARK				
Element	C %	Mn%	Cr%	Ni%	Si%	S%	P%
Specified	0.48 - 0.58	8.00 - 10.0	20.0 - 22.0	3.25 - 4.50	0.25 MAX	0.03 MAX	0.05 MAX
Observed	0.55	9.10	20.83	3.44	0.20	0.001	0.040
STEM MATERIAL EN 52			OK				
Element	C %	Mn%	Cr%	Ni%	Si%	S%	P%
Specified	0.40 - 0.50	0.60 MAX	7.50 - 9.50	0.60 MAX	3.0 - 3.50	0.03 MAX	0.03 MAX
Observed	0.43	0.43	8.32	0.076	3.06	0.003	0.020
2) HEAT TREATMENT			REMARK				
PARAMETER	SPECIFICATION	OBSERVATION					
a. HEAD							
SURFACE HARDNESS	32 TO 40 HRC	34.33,35,34,34 HRC					
b. STEM- HARDENED & TEMERED							
SURFACE HARDNESS	25 TO 35 HRC	29.31,30,31,29 HRC					
MICROSTRUCTURE	Fine Tempered Martensite & some carbides	Fine Tempered Martensite & some carbides					
			OK				
3) FRICTION WELDING			REMARK				
PARAMETER	SPECIFICATION	OBSERVATION					
MICROSTRUCTURE	MUST HAVE BOTH AUSTENITE & MARTENSITE GRAINS INTERLINKED	UNIFORM BOTH AUSTENITE & MARTENSITE GRAINS INTERLINKED					
			OK				
4) INDUCTION HARDENING			REMARK				
ITEM	PARAMETER	SPECIFICATION	OBSERVATION				
TIP	TIP HARDNESS	50 HRC MIN	54.56,56,55,54 HRC				
	EFFECTIVE CASE DEPTH	14-16 MM	15.0 MM				
	MICROSTRUCTURE	Fine Tempered Martensite & some carbides	Fine Tempered Martensite & some carbides				
			OK				
5) SURFACE CONDITION			REMARK				
CHROME PLATING							
PARAMETER	SPECIFICATION	OBSERVATION					
THICKNESS (mm)	0.004 TO 0.006 MM MIN	0.006 MM					
			OK				
REMARK :							
SMS Prepared By		RNK Verified By					

Şekil 4.9. Emme Valf Metalurjik Rapor



Şekil 4.10. Emme Valfi

Perfect Engine Components Pvt. Ltd.		LAYOUT INSEPCION REPORT					DOK NO: QP-QUA-42		
CUSTOMER: BASAK TRAKTOR		SAMPLES INSPECTION					REV NO: 01		
PECL PART NO.: TA 7685							DRG. NO.: 408117V1269RO		
PART NAME: INLET VALVE							LOT QTY: 200 NOS		
							DATE: 27.09.2018		
SR.	PARAMETERS	SPECIFICATION	MEASUREMENT	SAMPLE NO					STATUS
				1	2	3	4	5	
29	SEAT ROUNDNESS	0.01 MAX	ROUNDNESS TESTER 0.00001 L.C.	One Job checked 0.006					ok
30	SEAT RUNOUT W.R.T.'A'	0.03 MAX	FIXTURE WITH DIAL 0.001L.C.	0.024	0.026	0.025	0.023	0.019	ok
31	SEAT FINISH	0.6 Ra MAX	SURFACE FINISH TESTER	0.43	0.047	0.55	0.53	0.55	ok
32	1 st GROOVE CENTER TO 2 nd GROOVE CENTER DISTANCE	2.692 ± 0.025	PROFILE PROJECTOR 0.001L.C.	2.682	2.683	2.684	2.683	2.682	ok
33	2 nd GROOVE CENTER TO 3 rd GROOVE CENTER DISTANCE	2.692 ± 0.025	PROFILE PROJECTOR 0.001L.C.	2.704	2.705	2.702	2.703	2.704	ok
34	TIP END TO 3 rd GROOVE CENTER DISTANCE	7.25 ± 0.15	PROFILE PROJECTOR 0.001L.C.	7.23	7.25	7.26	7.24	7.25	ok
35	REDUCTION STEM FINISH	0.63 Ra MAX	SURFACE FINISH TESTER	0.3	0.3	0.29	0.28	0.31	ok
36	GROOVE DIAMETER	7.29 ± 0.08	BLADE MICROMETER 0.01L.C.	7.30	7.29	7.28	7.30	7.33	ok
37	GROOVE RUNOUT W.R.T.'A'	0.08 MAX	FIXTURE WITH DIAL 0.001	0.012	0.014	0.01	0.018	0.020	ok
38	GROOVE RADIUS	R 0.786 ± 0.025	PROFILE PROJECTOR 0.001L.C.	Radius Match with 10X Profile					ok
39	GROOVE RADIUS	R 0.786 ± 0.025	PROFILE PROJECTOR 0.001L.C.	Radius Match with 10X Profile					ok
40	GROOVE RADIUS	R 0.786 ± 0.025	PROFILE PROJECTOR 0.001L.C.	Radius Match with 10X Profile					ok
41	VALVE RADIUS	R 12 ± 0.5	PROFILE PROJECTOR 0.001L.C.	Radius Match with 10X Profile					ok
42	FACE CHAMFER	0.5 X 45°	PROFILE PROJECTOR 0.001 & 0°01 L.C.	0.3 X45°	0.4 X45°	0.42X45°	0.35 X45°	0.32 X45°	ok
43	TAPPET END THROUGH HARDEN	50 HRC MIN.	HARDNESS TESTER	See Attached Report					ok
44	MACHINING	ALL OVER	VISUAL	ok	ok	ok	ok	ok	ok
45	SEAT FACE MUST BE GROUND	SMOOTH FREE OF CHATTER	VISUAL	ok	ok	ok	ok	ok	ok
46	GROOVE MUST BE FREE OF CHATTER MARKS	-----	VISUAL	ok	ok	ok	ok	ok	ok
47	REMOVE ALL BURRS AND SHARP EDGES	-----	VISUAL	ok	ok	ok	ok	ok	ok
48	TIP HARDNESS	50 HRC MIN.	HARDNESS TESTER	See Attached Report					ok
49	MATERIAL FOR HEAD	21-4N	} LAB REPORT						ok
50	MATERIAL FOR STEM PIN	EN-52							ok
51	HEAD HARDNESS	32 TO 40 HRC	HARDNESS TESTER						ok
52	STEM HARDNESS	25 TO 35 HRC	HARDNESS TESTER						ok
53	WEIGHT	0.133 Kg	WEIGHTING SCALE	0.132	0.132	0.133	0.132	0.132	ok

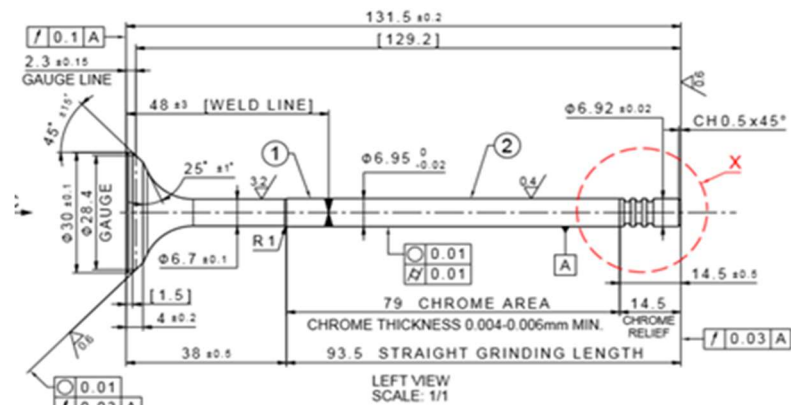
NOTE: ALL DIMENSIONS ARE IN MM

DISPOSITION: ACCEPTED

Şekil 4.11. Emme Valfi Boyutsal Ölçüm Raporu

METALLURGICAL TEST REPORT							
PECPL PART NO: TA 7686 CUSTOMER DRG NO- 408117V1270R0 EXHAUST VALVE					Invoice No :- Qty: 200 Nos Date :- 26.09.2018		
1) RAW MATERIAL							
CHEMISTRY :							
HEAD MATERIAL 21-4N							
Element	C %	Mn%	Cr%	Ni%	Si%	S%	P%
Specified	0.48 - 0.58	8.00 - 10.0	20.0 - 22.0	3.25 - 4.50	0.25 MAX	0.03 MAX	0.05 MAX
Observed	0.55	0.20	20.83	3.44	0.20	0.001	0.040
REMARK							
OK							
STEM MATERIAL EN 52 HEAT NO - 07297 W.O.NO.-05							
Element	C %	Mn%	Cr%	Ni%	Si%	S%	P%
Specified	0.40 - 0.50	0.60 MAX	7.50 - 9.50	0.60 MAX	3.0 - 3.50	0.03 MAX	0.03 MAX
Observed	0.43	0.43	8.32	0.076	3.06	0.003	0.020
REMARK							
OK							
2) HEAT TREATMENT							
PARAMETER		SPECIFICATION		OBSERVATION			
a. HEAD							
SURFACE HARDNESS		32 TO 40 HRC		35,33,34,36,36 HRC			
b. STEM- HARDENED & TEMERED							
SURFACE HARDNESS		25 TO 35 HRC		28,31,32,30,31 HRC			
MICROSTRUCTURE		Fine Tempered Martensite & some carbides		Fine Tempered Martensite & some carbides			
REMARK							
OK							
3) FRICTION WELDING							
PARAMETER		SPECIFICATION		OBSERVATION			
MICROSTRUCTURE		MUST HAVE BOTH AUSTENITE & MARTENSITE GRAINS INTERLINKED		UNIFORM BOTH AUSTENITE & MARTENSITE GRAINS INTERLINKED			
REMARK							
OK							
4) INDUCTION HARDENING							
ITEM	PARAMETER	SPECIFICATION	OBSERVATION				
TIP	TIP HARDNESS	50 HRC MIN	55,56,54,55,54 HRC				
	EFFECTIVE CASE DEPTH	14-16 MM	15.2 MM				
	MICROSTRUCTURE	Fine Tempered Martensite & some carbides	Fine Tempered Martensite & some carbides				
REMARK							
OK							
5) SURFACE CONDITION CHROME PLATING							
PARAMETER		SPECIFICATION		OBSERVATION			
THICKNESS (mm)		0.004 TO 0.006 MM MIN		0.006			
REMARK							
OK							
REMARK : ACCEPTED							
SMS Prepared By				RNK Verified By			

Şekil 4.12. Egzos Valfi Metalurji Raporu

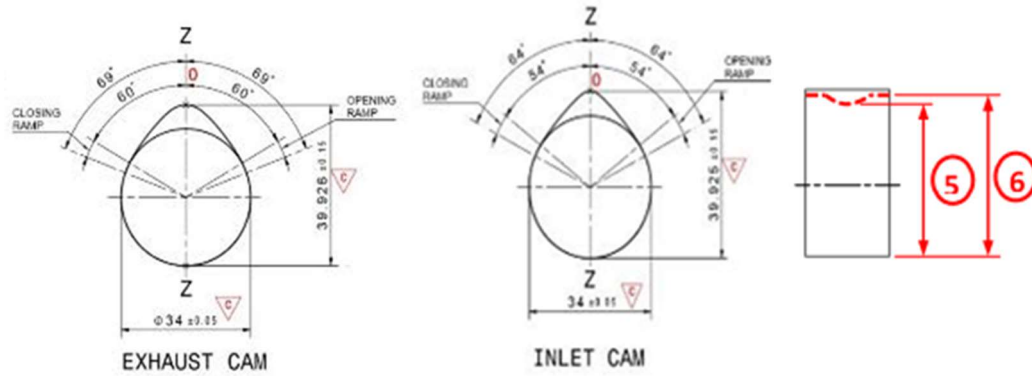


Şekil 4.13. Egzos Valfi

Perfect Engine Components Pvt. Ltd.		LAYOUT INSEPTION REPORT					DOC NO: QP-QUA-42		
CUSTOMER: BASAK TRAKTOR		SAMPLES INSPECTION					REV NO: 01		
PC/PL PART NO.: TA 7086							REV DATE: 15/03/2018		
PART NAME: EXHAUST VALVE							PAGE: 01 OF 01		
							DRG. NO.: 4081HV127080		
							LOT QTY: 200 NOS		
							DATE: 27.09.2018		
SR.	PARAMETERS	SPECIFICATION	MEASUREMENT	SAMPLE NO.					STATUS
				1	2	3	4	5	
1	HEAD DIAMETER	40.00 ^{+0.02}	OS MICROMETER 0.01 L.C.	40.02	40.02	40.01	40.05	40.04	OK
2	GAUGE DIAMETER	38.0	PROFILE PROJECTOR 0.001 L.C.	38.00	38.00	38.00	38.00	38.00	OK
3	SEAT ANGLE	45° ± 15'	SINE BAR, SLIP & DIAL 0.0005 L.C.	45° 5'	45° 5'	45° 5'	45° 6'	45° 6'	OK
4	SEAT HEIGHT	2.5 ± 0.15	REF POT. FIXTURE WITH DIAL 0.01 L.C.	2.56	2.58	2.51	2.49	2.50	OK
5	FACE RUNOUT W.R.T.A'	0.1 MAX	FIXTURE WITH DIAL 0.001 L.C.	0.02	0.027	0.014	0.06	0.009	OK
6	FRICTION WELDING LENGTH	58.0 ± 3.0	VERNIER CALIPER 0.01 L.C.	59.00	58.40	59.00	59.30	59.50	OK
7	BELOW SEAT ANGLE	30° ± 1'	PROFILE PROJECTOR 0.01 L.C.	29° 56'	30°	30° 10'	30° 15'	29° 50'	OK
8	UNDERCUT FINISH	3.2 Ra	SURFACE FINISH TESTER	0.8	0.75	0.90	0.87	0.99	OK
9	UNDERCUT DIA	8.8 ± 0.1	BLADE MICROMETER 0.01 L.C.	8.72	8.75	8.8	8.82	8.79	OK
10	TOTAL LENGTH	140 ± 0.2	T.L.FIXTURE WITH DIAL 0.01	140.05	140.09	140.05	140.04	140.06	OK
11	GAUGE DIA. TO TAPPET END DISTANCE	137.5	REF POT. FIXTURE WITH DIAL 0.01	137.49	137.51	137.54	137.55	137.56	OK
12	STEM DIAMETER	8.95 ± 0.02	COMPARATOR STAND & DIAL 0.001	8.945	8.945	8.947	8.946	8.947	OK
13	STEM FINISH	0.4 Ra MAX	SURFACE FINISH TESTER	0.25	0.28	0.19	0.20	0.17	OK
14	REDUCTION STEM DIA	8.92 ± 0.02	COMPARATOR STAND & DIAL 0.001 L.C.	8.932	8.929	8.930	8.928	8.928	OK
15	TAPPET FINISH	0.6 Ra MAX	SURFACE FINISH TESTER	0.43	0.47	0.42	0.46	0.50	OK
16	TAPPET CHAMFER	0.5 X 45°	PROFILE PROJECTOR 0.01 & 0.001 L.C.	0.45 X 45°	0.47 X 45°	0.52 X 45°	0.62 X 45°	0.65 X 45°	OK
17	REDUCTION LENGTH	14.5 ± 0.5	VERNIER CALIPER 0.01 L.C.	14.80	14.85	14.90	14.85	14.85	OK
18	TAPPET END RUNOUT	0.03 MAX	FIXTURE WITH DIAL 0.001 L.C.	0.005	0.004	0.005	0.004	0.006	OK
19	CHROME RELIEF	17	VERNIER CALIPER 0.01 L.C.	16.20	16.70	17.36	17.14	17.10	OK
20	STRAIGHT GRINDING LENGTH	92	VERNIER CALIPER 0.01 L.C.	92.06	92.20	92.50	92.58	92.24	OK
21	CHROME THICKNESS ON STEM	0.004 TO 0.006	MICROSCOPE	See attached Report					OK
22	CHROME AREA	75	VERNIER CALIPER 0.01 L.C.	78.80	78.50	76.40	75.40	75.90	OK
23	STEM CYLINDRICITY	0.01 MAX	ROUNDNESS TESTER 0.00001 L.C.	One Job Checked 0.006					OK
24	STEM ROUNDNESS	0.01 MAX	ROUNDNESS TESTER 0.00001 L.C.	One Job Checked 0.005					OK
25	UNDERCUT RADIUS	R 1	PROFILE PROJECTOR 0.001 L.C.	Radius Match with 10X Profile					OK
26	BOTTOM THICKNESS	1.5	PROFILE PROJECTOR 0.001 L.C.	1.53	1.56	1.52	1.49	1.62	OK
27	HEAD THICKNESS	3.5 ± 0.2	PROFILE PROJECTOR 0.001 L.C.	3.60	3.65	3.62	3.55	3.62	OK
28	FACE TO UNDERCUT DISTANCE	48.00 ± 0.5	PROFILE PROJECTOR 0.001 L.C.	48.34	47.92	47.86	47.92	48.12	OK
29	SEAT ROUNDNESS	0.01 MAX	ROUNDNESS TESTER 0.00001 L.C.	One Job Checked 0.003					OK

Şekil 4.14. Egzos Valfi Boyutsal Ölçüm Raporu

4.4. Kam Mili Test Sonuçları

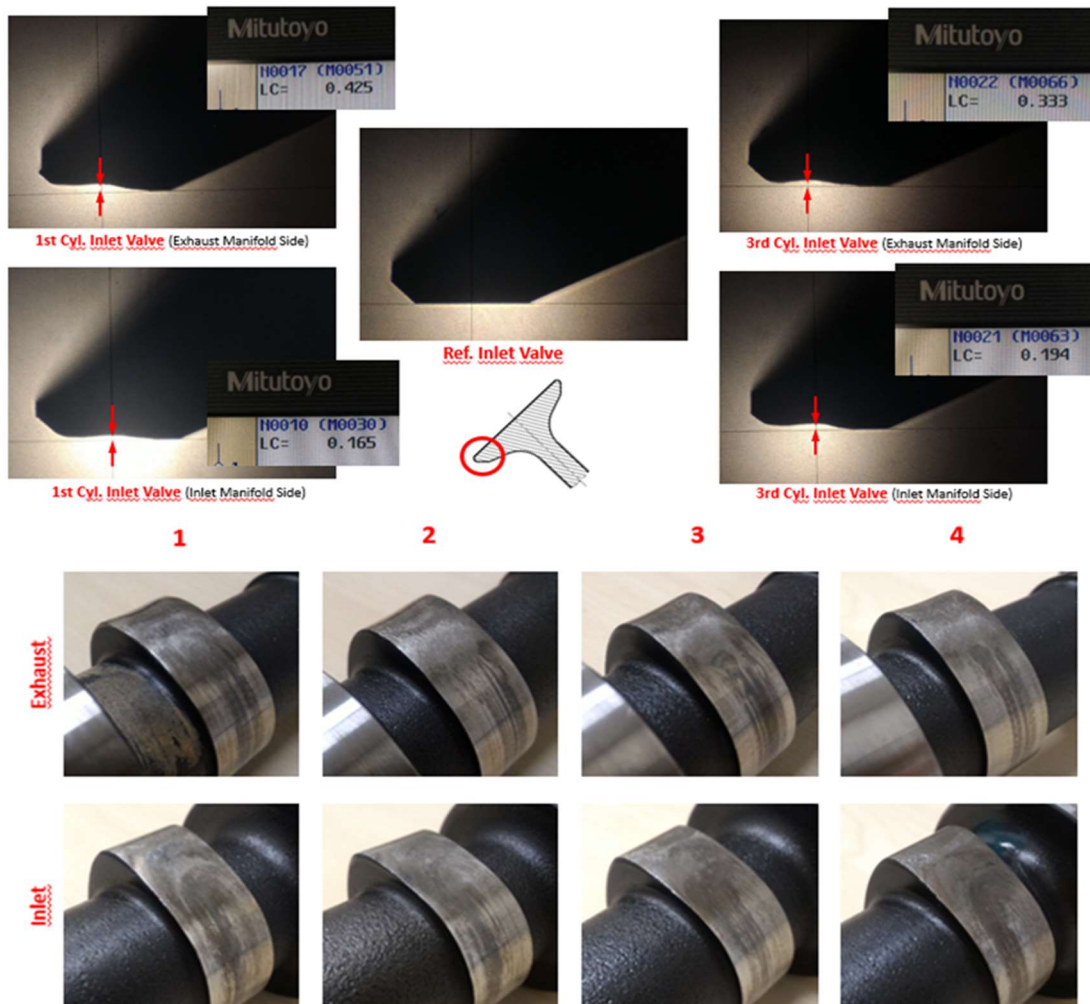


Şekil 4.15. Kam mili profilleri

Tablo 4.3. Kam mili ölçüm sonuçları ve değerlendirme

Nominal Value	Measured Values			
	1	2	3	4

	0h	122 hrs	736h	0h	122 hrs	736h	0h	122 hrs	736h	0h	122 hrs	736h
51,94	51,95		51,95	51,96		51,96	51,96		51,95	51,96		51,95
51,96												
0,02	0,01		0,01	0,01		0,01	0,01		0,01	0,01		0,01
39,78	39,94	39,86	38,77	39,94	39,86	39,08	39,92	39,91	39,11	39,95	39,93	39,14
40,08		-0,08	(-1,167)		-0,08	(-0,864)		-0,01	(-0,808)		-0,01	(-0,808)
	39,94		38,99	39,94		39,32	39,92		39,31	39,95		39,35
			(-0,947)			(-0,624)			(-0,608)			(-0,598)
39,78	40,08	40,06	39,23	40,06	40,05	39,31	40,06	40,05	39,43	40,08	40,06	39,40
40,08		-0,02	(-0,853)		-0,01	(-0,747)		0,00	(-0,625)		-0,02	(-0,679)
	40,08		39,21	40,06		39,31	40,06		39,43	40,08		39,37
			(-0,873)			(-0,747)			(-0,625)			(-0,709)

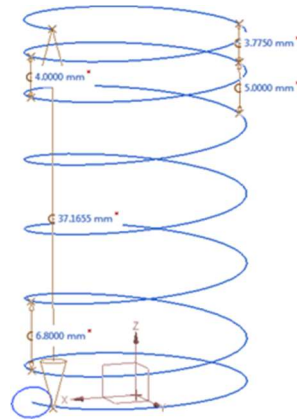


Şekil 4.16. Profil projeksiyon görüntüleri

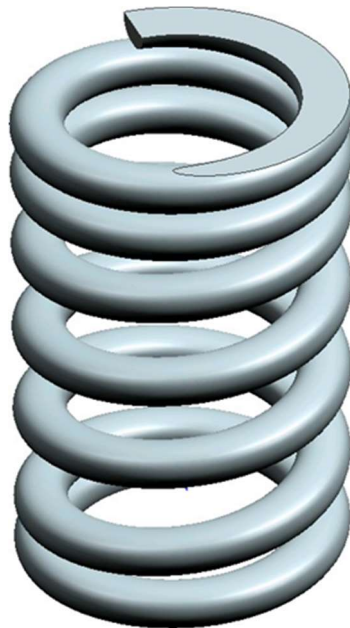
4.5. Valf Yay Test Sonuçları



Şekil 4.17. Yay helisel ölçüm



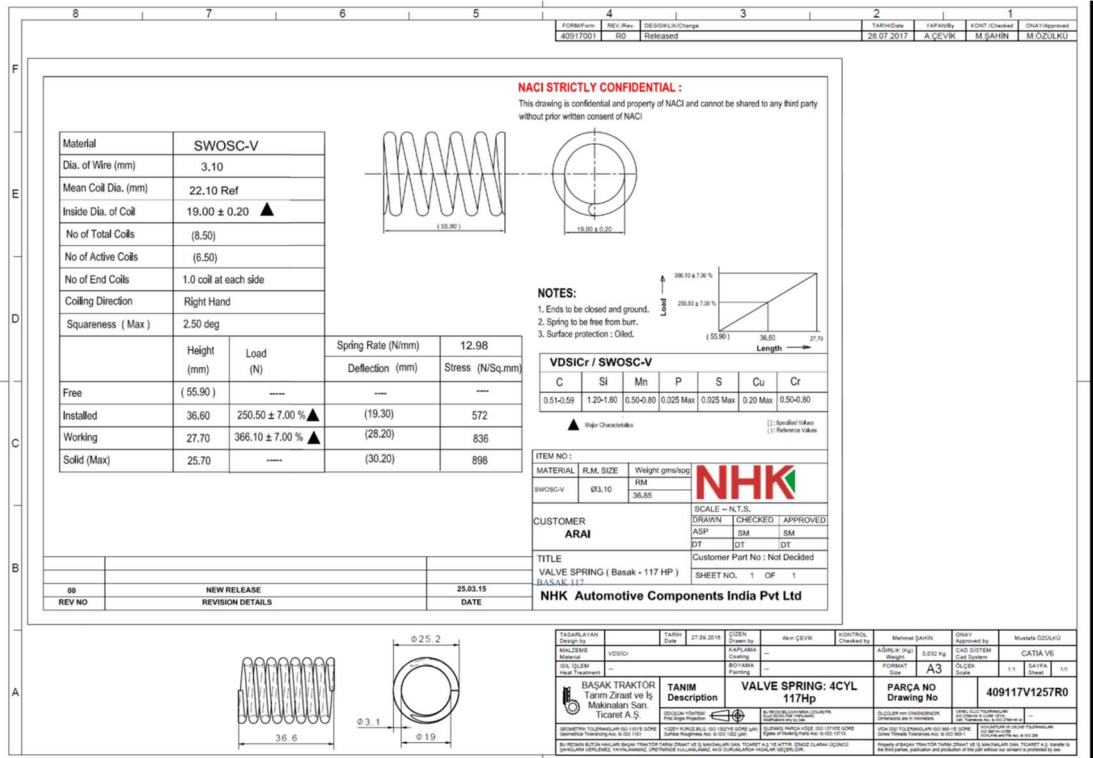
Şekil 4.18. Yay helisel ölçüm



Şekil 4.19. CAD resmi



Şekil 4.20. Fiziki yay



Şekil 4.21. Sübap Yay Teknik Resmi

Valf yayı kesin bir kumpas kullanılarak ölçülür. Yay, üst ve alt halkaları arasında 6 mm'lik bir örtüşmeye sahiptir. Yayın açısını belirlemek için bobinlerin her biri

arasındaki boşluk ölçülür. Yay değişken hatveli olduğundan, Tablo 4.1'de görüldüğü gibi her dönüş için dört noktadan ölçülmüştür.

Tablo 4.4. Yay Ölçümü

Halka	Açı	0	90	180	270
1		0,00	0,25	0,80	1,00
2		1,00	1,25	2,00	2,60
3		1,00	3,70	3,80	3,80
4		3,80	3,80	3,80	3,80
5		3,80	3,80	3,80	3,80
6		3,80	3,20	2,20	1,20

Spektrometre ile yay malzemesinin kimyasal bileşimi incelenmiştir. Cr-Si-Mn elementlerinin yay çeliği kalitesinin spesifikasyon sınırları içinde olduğunu göstermektedir. Tablo 4.5 malzeme özelliklerine göre yayın kimyasal bileşimini göstermektedir.

Tablo 4.5. Supab Yay Malzemesi Kimyasal Bileşimi

	C	Si	Mn	Cr	P S Cu
Cr-Si-Mn çelik spec.	0.51-0.59	1.20-1.60	0.50-0.80	0.50-0.80	max0.025 max.0.025 max. 0.20
Test motor yayı	0.55	1,47	0.72	0.67	0.008 0.005 0.01

Fonksiyonel ve dayanım testleri sonucu demonte subap yayının malzeme ve fiziksel özelliklerinin normal sınırlar içinde olduğu tespit edilmiştir.

BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada silindir başına 2 valf olan bir motorun silindir başına 4 valf olarak yeniden tasarlanması incelenmiştir. Silindir başına 2 valften 4 valfe geliştirilmiş motorun yeniden tasarlanacak kam mili profilinin, valf dizisinin ve valflerin çalışmasını nasıl kontrol ettiğinin araştırıldı. Tasarım iyileştirmeleri ve doğru malzeme seçimleri ile motorun işletme ömrü uzayacak, tamir bakım masrafları azaltılmış olacaktır.

Silindir başına 2 valften 4 valfe yükseltilmiş dizel motorun bu geliştirme esnasında tasarımı tamamen yenilenen silindir kafası, eksantrik mili ve valf grubunun tasarım kriterlerinin araştırılması ve protatip test sonuçlarının incelenmiştir. Gerekli iyileştirmeler yapıp 2. protatipe uygulanmıştır. Motor bloğunda mevcut fikstür ve kesici takımlarının kullanılması için köklü bir değişiklik yapılmadığından dayanım testleri tecrübi değerlere uygun çıkmıştır. Emme ve egzoz valfleri, eksantrik miline karşı sürekli kayan ve dolayısıyla kam profilini takip eden üstten külbütörler tarafından çalıştırmaktadır. Eksantrik mili profilinin tasarımının, valfin asla zıplamayacak, yani çalışma sırasında külbütör mekanizmanın eksantrik mili ile temasını kaybetmesini önleyecek şekilde yapılması önemlidir. Bu, valf düzeneğinde öngörülemeyen yüklenme durumlarına yol açacak ve istenmeyen bir valf çalışmasına neden olacaktır..Test sonuçlarında valf sıçraması tespit edilmiş olup yay ve diğer sistemler gözden geçirilip revize edilmiştir. Bununla birlikte, valf kapatıldığında, valflerin düzgün bir şekilde oturması için hassas bir valf boşluğu istenir, bu da kapatıldığında emme/egzozun sızdırmaz kalmasını sağlar. Eksantrik milinin dairesel hareketinden valfin dikey, doğrusal hareketine geçiş, eksantrik mili lobları tarafından üretilir. Bu nedenle, bu lobların tam profili, valfin nasıl çalıştırıldığı konusunda çok önemlidir. Külbütör kolu ile birlikte lob profili, valf hareketinin kaldırma eğrisini,

hızını, ivmesini ve sarsıntısını belirler. Son olarak, lobun şekli valf zamanlamasını belirler. Herbir silindirdeki dört valf yayı, silindir kapağı ile valf tutucusu arasında bulunurlar. Yayın silindir kapağına dayanan ucu sabittir, yay tutucudaki karşı ucu ise supap başı itildiğinde supap ile birlikte hareket eder. Yay sıkıştırmasını sağlayan sistem budur.Emme ve egzoz valfleri uzunluk ve çalışma sırasında hareket, montaj tasarımı aynıdır. Valfin düzgün kapanmasının önemi nedeniyle, valf yayı montaj sırasında ön gerilir, böylece valfe her zaman etki eden bir kapatma kuvveti vardır.Bu sistemler dikkate alınarak tamamlanan tasarım sonrası protatip üretimi gerçekleştirilmiştir. Protatip motor test dinamometresinde 600 saat dayanım testine tabi tutularak, eksantrik mili valfler ve valf yaylarındaki etkiler analiz edilmiştir.

Kütle değerini bulmak için, supap mekanizmasının tüm hareketli parçalarının kütleleri supaplara indirgenerek, toplam bir kütle değeri elde edilmiştir. Bu kütle supap hareketinin ivme değişimine göre en kritik olduğu noktadaki ivme değeri ile çarpılarak atalet kuvveti bulunur. Daha sonra bu değer bir güvenlik faktörü ile çarpılarak yay kuvveti hesaplanır. Hesaplanan yay kuvveti yayın o andaki sıkışma miktarına bölünerek yay katsayısına ulaşılmıştır. Tasarıma protatip üretimi ile devam edilmiş olup talaşlı imalat için gerekli fikstür ve takımlandırma yatırımlarının tasarımı gerçekleştirilip üretim hazırlıkları tamamlanmıştır. Firma dışından temin edilecek yay, valf grubu parçaların tedarikçileri belirlenip protatip siparişlerigerçekleştirilmiştir. Temin edilen satınalma parçaları ve fabrikamızda üretilen parçalar ile ilk protatip üretilmiş, AVL test dinamometresinde ilk testlerine başlanmıştır. Protatip başlangıç testlerini başarıyla geçtikten sonra dayanım testlerine başlanmıştır. İlk dayanım testi 55 dakikadır. Tam yük 5 dakika rölanti olarak ve 600 saat olarak belirlenmiştir.

Test sonucu değerlendirme ve ölçümler yapılmış seri imalata yönelik yapılması gereken iyileştirmelerin belirlenmesi için testlerin yeterli verileri oluşturduğu kanaatine varılmıştır. Silindir başına 4 valf motor yaklaşık aynı yakıt tüketimine göre daha fazla güç üretmiştir.(Tablo 5.1. ve Tablo 5.2.)

Test sonuçlarına göre iyileştirmeler gerçekleştirilip ikinci protatip üretimlerine onay verilmiştir.

2 VALF MOTOR TEST				
SPEED	TORQUE	FB_VAL	P	P
rpm	Nm	kg/h	kW	hp
2200	371	20	84	114
2100	384	20	83	113
2000	393	18	81	110
1900	409	17	80	109
1800	415	17	77	105
1700	417	16	73	99
1600	413	15	68	92
1500	421	15	65	88
1400	430	14	62	84
1320	434	12	59	80
1300	426	12	57	78
1210	433	11	54	73
1200	421	11	52	71
1100	388	10	44	60
1000	350	10	36	49

Tablo 5.1. Silindir Başlıba 2 Valfli Motor Performans Değerleri

4 VALF MOTOR TEST				
SPEED	TORQUE	FB_VAL	P	P
rpm	Nm	kg/h	kW	hp
2200	377	19	87	118
2100	391	19	86	117
2000	403	18	84	115
1900	413	17	82	112
1800	420	16	79	108
1700	425	15	76	103
1600	415	15	70	95
1500	422	14	66	90
1400	430	14	63	86
1320	436	12	60	82
1300	439	12	60	81
1210	439	11	56	76
1200	437	11	55	75
1100	390	9	45	61
1000	369	10	39	53

Tablo 5.2. Silindir Başlıba 4 Valfli Motor Performans Değerleri

KAYNAKLAR

- Hoag, K. L. (2006). Vehicular Engine Design, Springer Verlag, Wien
- It Still Runs, (2018) Valve spring assembly. https://s3.amazonaws.com/cme_public_images/www_ehow_com/i.ehow.com/images/a02/0d/5m/replacevalve-seals-engine-1.2-800x800.jpg, Accessed: 25-9-2018.
- Jindal, U., (2010). Machine Design. Dorling Kindersley
- Kolchin, A. ve Demidov, V. (1984). Design of Automotive Engines, MIR Publishers, Moscow
- Mechadyne International Limited, (2006). The impact of valve events upon engine performance and emissions. Mechadyne International Limited.
- Mehdiyev, R. (2012). Tümosan Dizel Motorlarının “MR-Process” Yanma Mekanizması Kullanılarak LPG ve CNG Yakıtlı Motorlara Dönüştürülmesine Yönelik Tasarım, Prototip Üretimi ve Sanayi Uygulama Çalışmaları projesi 4. Dönem raporu.
- Özcan, E. (2009). Faz III-B Emisyon Standartlarına Cevap Veren Turbo Dizel Traktör Motorunun 4 Supaplı Silindir Kafasının Tasarımı ile İlgili Teorik İncelemeler ve Uygulamalar, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Rios, (2018). Valve timing https://en.wikipedia.org/wiki/Valve_timing#/media/File:Valve_timing_4T.png, Accessed: 25-10-2018
- Roylance, P. D., 2001. Fatigue. Department of Materials Science and Engineering, Massachusetts Institute of Technology
- Rui-Ming, F., Ji-Fei, C., Guang, L., 2013. Cam curve synthesis method based on classical splines. Applied Mechanics and Materials 312 (-), 69–73.
- Sahu, L. K., Kedia, V. K., Sahu, M., 2016. Design of cam and follower system using basic and synthetic curves: A review. IJISSET 3 (2), 363–37
- Wang, Y. (2007). Introduction to Valvetrains, SAE International, Warrendale, PA., USA

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Kayhan ÇALICA

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	İstanbul Teknik Üniversitesi / Makine Mühendisliği	1984

İŞ DENEYİMİ

Yıl	Yer	Görev
2003-Halen	Başak Traktör Fabrikası	Fabrika Müdürü
2000-2003	Başak Traktör Fabrikası	Kalite Müdürü
1989-2000	TZDK Traktör Fabrikası	Kalite Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce

HOBİLER

Yüzme, trakking ,seyahat