İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İKİ SUPAPLI DİZEL MOTORUNUN DÖRT SUPAPLI HALE DÖNÜŞÜMÜ İÇİN TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin TEKER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Anabilim Dalı : Herhangi Mühendislik, Bilim
Programı : Herhangi Program

OCAK 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İKİ SUPAPLI DİZEL MOTORUNUN DÖRT SUPAPLI HALE DÖNÜŞÜMÜ İÇİN TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin TEKER
503101729

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV
Anabilim Dalı : Herhangi Mühendislik, Bilim
Programı : Herhangi Program

OCAK 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101729 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Hüseyin TEKER**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"İKİ SUPAPLI DİZEL MOTORUNUN DÖRT SUPAPLI HALE DÖNÜŞÜMÜ İÇİN TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmustur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yard. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **16 Aralık 2013**
Savunma Tarihi : **21 Ocak 2014**

aileme ve sevdiklerime,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitim hayatımda ve bu tez çalışmasında bana verdiği eşsiz desteklerden ötürü sayın hocam Prof. Dr. Rafig Mehdiyev'e ve çalışmalarım sırasında her türlü desteği sağlayan TÜMOSAN Motor ve Traktör A.Ş'nin tüm yöneticileri ve çalışanlarına, Yard. Doç. Dr. Osman Akın Kutlar'a ve hayatım boyunca yanımda oldukları gibi bu süreçte de desteklerini esirgemeyen aileme ve sevdiklerime teşekkürü bir borç bilirim.

Ocak 2014

Hüseyin TEKER
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Giriş ve Motivasyon 1
1.2 Tezin Amacı 4
2. SİLİNDİR KAFASI TASARIMI **5**
2.1 Amaç ve Yöntem 5
2.2 Port Düzeni Tipleri 6
2.2.1 Tandem port düzeni 6
2.2.2 Parallel port düzeni 8
2.2.3 Skewed port düzeni 9
2.3 Port Düzenine Karar Verilmesi ve Tasarımın Yapılması 9
3. SUPAP TAHRİK MEKANİZMASI TASARIMI **13**
3.1 Amaç ve Yöntem 13
3.2 Supap Tahrik Mekanizması Tipleri 13
3.2.1 Direkt tahrikli OHC supap mekanizması (1.tip) 15
3.2.2 Sondan mafsallı külbütörlü OHC supap mekanizması (2.tip) 15
3.2.3 Ortadan mafsallı külbütörlü OHC supap mekanizması (3.tip) 16
3.2.4 Ortadan mafsallı külbütörlü OHC supap mekanizması (4.tip) 17
3.2.5 Ortadan mafsallı külbütörlü OHV supap mekanizması (5.tip) 17
3.3 Supap Tahrik Mekanizması Tipine Karar Verilmesi ve Tasarımının Yapılması 18
4. SUPAP TAHRİK MEKANİZMASI KİNEMATİK HESAPLARI **25**
4.1 Emme ve Egzoz Kam Profili Hesapları 25
4.1.1 Dışbükey ve teğetsel kam mili profili 25
4.1.2 Dışbükey kam profili hesaplarının yapılması 29
4.1.2.1 Dışbükey emme profili hesapları 29
4.1.2.2 Dışbükey egzoz profili hesapları 36
4.1.3 Harmonik kam profili hesaplarının yapılması 41
4.1.3.1 Harmonik emme profili hesapları 46
4.1.3.2 Harmonik egzoz profili hesapları 56
4.2 Supap Mekanizması Yay Hesapları 64
4.2.1 Emme yayı hesapları 65
4.2.2 Egzoz yayı hesapları 68
5. TESTLER VE SONUÇLARI **71**
5.1 Performans Testi ve Sonuçları 71
5.2 Ömür Testi ve Sonuçları 73
6. SONUÇ VE ÖNERİLER **75**
KAYNAKLAR **76**
ÖZGEÇMİŞ **77**

KISALTMALAR

A.Ş. **:** Anonim şirketi
TEYDEB **:** Teknoloji ve Yenilik Destek Programları Başkanlığı
LPG **:** Liquified Petroleum Gas
OHV **:** Over Head Valves
OHC **:** Over Head Camshaft
ABD **:** Amerika Birleşik Devletleri
GT **:** Gamma Technologies

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Tarım işletmelerinin büyüklüklerine göre dağılımı (%) [1] 2
Çizelge 5.1 : 5 saatlik ömür testi adımları 74

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1: Tarımsal İstihdam [2] 2
Şekil 1.2: Tarımsal üretim hasılatı [2] 2
Şekil 2.1: Yeri aynı kalacak elemanlar 5
Şekil 2.2: Tandem port düzeni [4] 7
Şekil 2.3: Tandem düzen egzoz portu çakışması [5] 7
Şekil 2.4: Parallel port düzeni [4] 8
Şekil 2.5: Tasarım açısı değiştirilerek elde edilebilecek skewed port düzenleri [4] 9
Şekil 2.6: Tek döngülü MR-1 yanma odasının şeması 10
Şekil 2.7: Spiral ağızlı paralel portlar [6] 10
Şekil 2.8: Tek döngülü silindir kafasının üstten kesit görüntüsü [6] 11
Şekil 2.9: Çift döngülü silindir kafası emme portları [7] 11
Şekil 2.10: Egzoz manifoldunun 3 boyutlu çizim resmi 12
Şekil 3.1: Supap tahrik mekanizması tipleri [8] 14
Şekil 3.2: Sondan mil mafsallı makaralı külbütörlü kafada çift kam milli mekanizma 15
Şekil 3.3: Yeni tasarlanan TÜMOSAN 6 silindirli dizel motor supap mekanizması 16
Şekil 3.4: 2 supaplı motorun külbütör grubu ve itici milleri 19
Şekil 3.5: Kam milinin gövdede konumu ve tahrik dişlileri 19
Şekil 3.6: Tasarımı yapılan külbütör grubu 21
Şekil 3.7: Supap tahrik mekanizması ve egzoz manifoldu 22
Şekil 4.1: Dışbükey kam profili (a) ve teğetsel kam profili (b) [9] 25
Şekil 4.2: Düz kadeh (a) ve makaralı kadeh (b) 26
Şekil 4.3: Sırasıyla yükselme miktarı, hız ve ivme diyagramları 28
Şekil 4.4: Kam mili tarama datası 29
Şekil 4.5: Emme kam profili üzerinde yapılan çizimler 30
Şekil 4.6: Emme supapı zamanlaması 30
Şekil 4.7: Emme itici çubuk kadehinin yükselme miktarı tablosu 32
Şekil 4.8: Emme itici çubuk mili kadehi yükselme miktarının tablo değerleri ile hesap sonucu değerlerin karşılaştırma grafiği 32
Şekil 4.9: Emme kam profilinin yükselme miktarı, hız ve ivme grafikleri 35
Şekil 4.10: Egzoz kam profili üzerinde yapılan çizimler 36
Şekil 4.11: Egzoz supap zamanlaması 36
Şekil 4.12: Egzoz itici çubuk kadehinin yükselme miktarı tablosu 38
Şekil 4.13: Egzoz itici çubuk mili kadehi yükselme miktarının tablo değerleri ile hesap sonucu değerlerinin karşılaştırma grafiği 38
Şekil 4.14: Egzoz kam profilinin yükselme miktarı, hız ve ivme grafikleri 400
Şekil 4.15: Harmonik kam profili ivme değişimi örnekleri [9] 411
Şekil 4.16: Yukarıdan aşağı doğru sırasıyla yükselme miktarı, hız ve ivme grafikleri .....**Hata! Yer işareti tanımlanmamış.**6
Şekil 4.17: Emme kam yumurtası ve supap mekanizmasının 2 boyutlu modeli 477
Şekil 4.18: Emme kam profilinin GT ValveTrain programında elde edilmiş ivme grafiği 488
Şekil 4.19: Emme profilinin dışbükey ve harmonik hesaplarının karşılaştırılması . 555
Şekil 4.20: Egzoz kam profilinin GT ValveTrain programında elde edilmiş ivme grafiği 566
Şekil 4.21: Egzoz profilinin dışbükey ve harmonik hesaplarının karşılaştırılması.. 633
Şekil 4.22: Emme supap mekanizmasının supap açılma miktarı, yay ve atalet kuvvetleri 677

Şekil 4.23: Egzoz supap mekanizmasının supap açılma miktarı, yay ve atalet kuvvetleri 69
Şekil 5.1: Performans testi ölçüm sonuçları 72
Şekil 5.2: Performans testi hesaplanan sonuçları 73

İKİ SUPAPLI DİZEL MOTORUNUN DÖRT SUPAPLI HALE DÖNÜŞÜMÜ İÇİN TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

ÖZET

Nüfusun artışına bağlı olarak tarım ürünlerine olan ihtiyaç her geçen gün artmaktadır. Bu artışı karşılamak üzere halihazırda var olan tarımda makinalaşma oranı artmakta ve kullanılan ekipmanların boyutları da büyümektedir. Büyüyen ekipmanları kullanmak için traktörlerin ve diğer içten yanmalı motor kullanan araçların motor güçlerinde artışa ihtiyaç duyulmuştur. Bu ihtiyaca hızlı cevap vermek üzere TÜMOSAN, traktörlerinde kullandığı doğal emişli dizel motorlarını, turboşarj ekleyerek aşırı doldurmalı hale getirmiştir. Emisyon sınırlamalarını karşılamak için ise yanma odasında değişikliğe giderek hiçbir ardıl arıtma sistemi kullanmadan mekanik pompa ile Stage IIIA emisyon sınırlarına girmeyi başarmıştır. Tüm bu geliştirmeler yapılırken halihazırda var olan üretim hatlarından yararlanabilmek ve uzun sürebilecek parça değişikliklerine gitmemek için motorun mekanik yapısında büyük değişikliklerden kaçınılmıştır.

Gerçekleştirilen bu gelişimleri devam ettirmek üzere motorun üzerinde başka hangi değişikliklerin yapılabileceği araştırılmaya devam edilmiştir. Yapılan araştırmalar sonunda mühendislik eforu, işin süresi ve maliyeti de göz önüne alınarak, motorun yapısında değişikliğe olabildiğince az sebep olacak, buna karşın performansta gözle görülür artış yaratacak bir çözüme ulaşılmıştır. Bu çözüm motorun silindir başına supap sayısını ikiden dörde çıkartmaktır. Yapısal olarak sadece silindir kafası değiştirilerek ve külbütör mekanizması dört supapı tahrik edebilecek hale dönüştürülerek, motorun diğer yapısal özellikleri aynı kalmak koşuluyla performansta gözle görülür bi artış elde edilecektir. Bu tez çalışmasında iki supaplı dizel motorunun dört supaplı hale dönüşümünde yapılan tasarım, hesap ve test çalışmalarından bahsedilecektir.

Çalışmalar yeni bir dört supaplı silindir kafası tasarımıyla başlamıştır. Silindir kafası tasarımı sırasında mevcut üretim hattını kullanmak ve motorun diğer parçalarında değişikliğe neden olmayacak şekilde, mevcut silindir kafasının dış boyutlarına sığacak ve motorun diğer parçaları ile olan temas ve bağlantı yüzeylerini değiştirmeyecek bir tasarım yapılmıştır. Silindir kafası tasarımı sırasında emme ve egzoz portlarının düzenine dikkat edilmiştir. Port düzeni belirlenip silindir kafası tasarımı yapıldıktan sonra supap tahrik mekanizmasının tasarımına geçilmiştir. Mekanizma tasarımında da kafa tasarımında dikkat edilen kriterler geçerlidir. Seri üretimdeki motorlarda kam mili gövdede külbütör grubu ise kafada bulunmaktadır. Kam milinden külbütörlere hareket aktarımı ise itici çubuk ve kadehlerle sağlanmaktadır. Kam milini gövdeden silindir kafasına almak çok uzun süre, çok fazla maliyet ve mühendislik eforu gerektirdiği için kam milinin konumu değiştirilmemiştir. İki supaplı motorlarda kullanılan itici çubuklar ve kadehler de aynı kalarak külbütör grubunda değişikliğe gidilmiştir. Külbütör grubu tek külbütör milli ve herbir egzoz ve emme supapları için birer külbütörlüdür. Yapısal karakteristik olarak külbütör mili ve külbütörler korunmuştur. Ancak külbütörler tek bir supap tahrik ettikleri için tek kollu olduklarından, iki adet supap tahrik etmek üzere iki kollu bir yapıyla değiştirilmişlerdir. Supapların konumu nedeniyle de ekstra bir külbütör miline ihtiyaç duyulmuştur. Kam mili yumurtaları değiştirilmediği için aynı supap açılma miktarını sağlayabilmek için külbütör oranları da seri üretimde olan iki supaplı motorla aynı tutulmuştur. İtici çubukların ve

supapların konumları kısıt olarak alınarak külbütör oranını sağlayacak şekilde egzoz ve emme külbütör millerinin merkezlerinin yatayda olması gereken nokta bulunmuştur. Külbütör millerinin düşeydeki pozisyonunu belirlemek için ise külbütörlerin et kalınlıkları ve millerin çapları göz önüne alınmıştır.

Supap tahrik mekanizmasının tasarımı yapıldıktan sonra, emme ve egzoz mekanizmalarının ayrı ayrı hesapları yapılmıştır. Bu hesaplar sonucunda kadehin yükselme miktarı, hızı, ivmesi ve supap yaylarının yay katsayıları bulunmuştur. Her mekanizma için iki değişik yöntem ile hesaplar yapılmıştır. Hesaplar yapılırken kam yumurtalarının açılma ve kapanma profillerinin aynı olduğu kabulu yapılmıştır. Dışbükey ve harmonik olmak üzere iki farklı kam yumurtası profili hesaplarında kullanılan formüller emme ve egzoz profillerine uygulanmıştır. İtici çubuk kadehinin yükselme miktarı, hızı ve ivmesi bulunmuştur. Değerler kam milinin her 0,1 derecesi için hesaplanmıştır. Ancak ekte 0,5 derecede bir hesap sonuçları tablo halinde verilmiştir. Kadehin hesaplanan yükselme miktarları ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Ölçümler ve hesap sonuçlarının krank açısına karşılık değerleri grafik olarak çizdirilip örtüşüp örtüşmedikleri ve nedenleri üzerine yorumlar yapılmıştır.

Supap mekanizmalarının kinematik sonuçları elde edildikten sonra hesaplara yay katsayısının bulunması ile devam edilmiştir. Yay katsayısını hesaplarken öncelikle atalet kuvvetlerinin en kritik noktasındaki değeri bulunmalıdır. Atalet kuvvetini 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.

Belirlenen yay katsayısına sahip yay, seri üretimdeki motorun supap yaylarının geometrik olarak aynısı olacak şekilde tedarikçiden temin edilmiştir. Bunun yanı sıra tasarlanan silindir kafası ve külbütör grubu ürettirilmiştir. Temin edilen yeni parçalarla 16 supaplı 4 silindirli bir motor montaj edilmiştir. Supap sayısının arttırılmasıyla volümetrik verimin artacağı ve böylece egzoz debisinin de artacağı öngörüldüğü için basınç oranı daha yüksek daha büyük bir turboşarj da seri üretimdeki daha küçük boyutlu ve düşük basınç oranlı turboşarj ile değiştirilmiştir.

Bu motor üzerinde iki tip test yapılmıştır. Öncelikle öngörülen volümetrik verim artışını görmek üzere performans testi yapılmıştır. Performans testleri sırasında motor egzoz emisyonlarının Stage IIIA kısıtlamalarına uyması kısıtlayıcı kriter olarak kabul edilmiştir. Yapılan testler sonucunda motorun gücü nominal devir olan 2500d/d'da 95 beygirden 125 beygire yükselmiştir. Emisyonlar belirlenen Stage IIIA sınır değerlerini aşmazken yakıt tüketiminin beygir-saat başına miktarı ise seri üretimdeki 2 supaplı motorlardan bir miktar daha iyi çıkmıştır. Performans testleri sonucunda tatmin edici sonuçlar elde edildikten sonra motorun arttırılmış güç rejimine yapısal olarak dayanımını belirlemek amacıyla ömür testine başlanmıştır. Günde 5 saat olmak üzere toplamda 100 saat ömür testi yapılarak yeni tasarımı yapılan parçaların yanısıra motorun tamamının yeni çalışma rejimine dayanımı incelenmiştir. Ömür testi sonunda yeni tasarlanan supap mekanizması parçaları ve silindir kafasının yanısıra motorun genelinde herhangi bir yapısal ve işlevsel sorunla karşılaşılmamıştır. Özellikle dayanım açısından en kritik olarak öngörülen supap köprüsü ve külbütör milleri testten sorunsuz olarak çıkmıştır.

THEORITICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES FOR CHANGING TWO VALVE DIESEL ENGINE INTO FOUR VALVE DESIGN

SUMMARY

According to the increase in the human population, the need for agricultural products increases day by day. In order to compansate this raise, the ratio of mechanization in agriculture which is in existence, is increasing along with the size of the equipments that are used. To use bigger sized equipments, engine powers of agricultural tractors and other agricultural vehicles with internal combustion engines are required to increase even more. In order to satisfy this need, TUMOSAN added turbocharging to its natural aspirated engines which are used in its tractors. On the other hand, it went through changes in combustion chamber geometry to satisfy Stage IIIA emission legislations without using any exhaust aftertreatment system while having a mechanical distrubutor type fuel pump. Whilst having all those changes, big changes in engine's mechanical structure are avoided in order to use the same production lines and not undergo part changes which might take a long time.

Meanwhile researches were kept going on to find out what other changes can be implemented on the engine to continue the development work which is in the existence. After researches have been done while keeping the engineering effort, time needed and the cost in mind, a solution is found which will require as less change in the engine's mechanical structure as possible but will result in a big improvement in the performance of the engine. The solution is increasing the number of valves per cylinder from two to four. The spectecular increase in performance will occur with only changing the cylinder head and rocker arms structurewise while keeping the rest of the engine's structure the way it is in serial production. In this thesis study, design, calculation and tests which are done when changing a diesel engine's valvetrain from two valves to four valves per cylinder will be mentioned.

Studies began with the design of a new four valve per cylinder head. In the design phase, structure of the new cylinder head is formed as to be able to use the current production line, not to cause any difference in the other structural parts of the engine, to fit in the external dimensions of the current head and to keep the connecting faces with the other parts the same. While designing the cylinder head exhaust and intake port layouts are given special care. Different port layouts are researched and advantages and disadvantages of each layout are pointed out. Finally the layout which would suit our needs the most is selected. After the port layout is selected and the design of cylinder head is finished, design work is carried on with valvetrain mechanism. Same limiting criterions which are applied in cylinder head design are also valid for valvetrain design. In serial production engines camshafts are located in the cylinder block and rocker arm assembly is located on the cylinder head. The movement from camshaft to rocker arms is transferred via flat followers and pushrods. Location of the camshaft isn't changed because moving camshaft from cylinder block to cylinder head would require too much time, engineering effort and money. While keeping the flat followers and pushrods the same as the serial production 2 valve per cylinder engine, only rocker arm assemblies went through changes. In serial production engines, rocker arm assembly consist of one rocker arm per valve and one rocker arm pivot shaft for entire assembly. As sctructural characteristic of the mechanism rocker arm pivot shaft and rocker arms are preserved. Since the rocker arms were actuating only one valve, their design of one arm is changed with a two

armed structure so they can actuate two valves at the same time. Because of the location of the valves an extra rocker arm pivot shaft was needed. Rocker arm ratios are kept the same with the serial production engine to provide the same opening value of the valves since the cam lobes weren't changed. Horizontal positions of the rocker arm pivot shafts are found to satisfy the required rocker arm ratio with accepting the positions of pushrods and valves as geometrical constraints. To determine the vertical positions of the exhaust and intake rocker arm pivot shafts, thickness of the rocker arms and diameter of the shafts are taken into account since intake shaft will be located over the exhaust shaft.

After the valvetrain design was completed, calculations were done separately for intake and exhaust mechanisms. As the result of this calculations, flat followers' lift, speed, acceleration and valve springs' spring coefficient are found. Two different types of calculations are done for both mechanisms. While doing the calculations it is assumed that the opening and closing profiles of the lobes are the same with each other. Formulas which are used for calculations of convex and harmonic cam lobes are applied to intake and exhaust cam lobe profiles. By applying these formulas, lift, speed and acceleration of flat followers are calculated for every 0,1 degrees of cam shaft. But in the tables in appendix values are given for every 0,5 degrees of cam shaft to not to make the tables too long. Calculated values of flat follower lift are compared with measured values. Measurement values and calculated results are plotted against crank angle and comments are made about the reasons whether the plots match with each other or not.

After acquiring kinematic results of valvetrain mechanisms, calculations are carried on with determination of spring coefficients. Before calculating the spring coefficients, point of the most critical value of inertia forces should be found. In order to find the inertia force, a total mass value is calculated by referring the masses of valvetrain's moving parts to valves. This referred total mass value is multiplied by the acceleration value which is the value of acceleration of the most critical point in the motion of the valvetrain, thus the value of the inertia force is calculated. Then this value is multiplied with a safety factor to find required spring force. Spring coefficient is calculated by dividing the spring force with the spring deflection when the motion is at the critical point.

Springs which have the same geometrical dimensions and calculated coefficients are procured from supplier. Alongside with this, designed cylinder head and rocker arm assembly are also produced. A four cylinder and 16 valve engine is assembled with newly procured parts. Also the smaller turbocharger in serial production is replaced with a bigger turbocharger which also has a higher pressure ratio since we are assuming an increase in the volumetric efficiency which will result in higher exhaust gas flow rate.

Two types of tests are made with this engine. Firstly, in order to see the assumed increase in the volumetric efficiency, performance tests are made. Exhaust emissions are taken as limiting criterion during performance tests since they should satisfy Stage IIIA legislations. In performance tests, engine brake horsepower of 125 HP at nominal engine speed of 2500 rpm is achieved while exhaust emissions are satisfying Stage IIIA. After getting good results from performance tests, work is carried on with durability tests. Durability tests are done for 5 hours a day with a total of 100 hours in order to see whether the newly designed parts and other parts of the engine are durable enough to work with this more powerful regime. At the end of the durability tests,

there have been noticed no structural or functional defects with the newly desinged parts and other parts of the engine. Especially, durabilitywise the most critical parts which are valve bridge and rocker arm pivot shafts completed the tests without any problems.

1. GİRİŞ

1.1 Giriş ve Motivasyon

Türkiye'de, cumhuriyetin kuruluşundan bu yana genel olarak tarımsal arazi alanlarında artış meydana gelmiştir. Buna paralel olarak miras bölünmeleri nedeniyle özel mülkiyete dayalı küçük aile işletmelerinin sayısı artmıştır. 1991 genel tarım sayımı sonuçlarına göre Türkiye'de toplam 4 milyona yakın işletme, yaklaşık olarak 23,5 milyon hektar tarım alanında faaliyet göstermektedir. Ancak 2001 sayımının sonuçlarına baktığımızda işletme sayısı neredeyse %25 azalarak 3 milyona gerilerken

Çizelge 1.1: Tarım işletmelerinin büyüklüklerine göre dağılımı (%) [1]

İşletme genişliği (Da)	1950		1963		1970		1980		1991		2001	
	Sayı	Alan	Sayı	Alan	Sayı	Alan	Sayı	Alan	Sayı	Alan	Sayı	Alan
1-20	30.6	4.3	40.9	6.9	44.2	10.4	28.4	4.1	36.7	5.6	33.4	5.3
21-50	31.6	14.3	27.9	16.9	28.7	16.8	32.7	15.9	31.1	16.6	31.5	16.0
51-100	21.8	20.7	18.1	23.3	15.6	21	20.8	21.3	17.5	19.9	18.5	20.7
101-200	10.3	19.3	9.4	23.2	7.8	21	11.8	23.8	9.4	20.9	10.8	23.8
201-500	4.2	16.6	3.2	16.6	3.1	19.6	5.5	22.7	4.4	19.8	5.1	22.8
501-+	1.5	24.8	0.5	13.1	0.6	11.2	0.8	12.2	0.9	17.2	0.7	11.3
Toplam	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
İşletme Sayısı	2527800		3100900		3058900		3558800		3966800		3021196	
Alan 1000 Ha	19452		17143		17065		22764		23451		184329	

Kaynak: DİE, GTS Sonuçları, 1963 ve 2001

işlenen tarımsal arazi alanı yaklaşık olarak 8 katına çıkarak 184 milyon hektar olmuştur.[1] Bu durumun başlıca sebebi küçük işletmelerin tarımsal faaliyetlerini bırakarak, arazilerini büyüyen işletmelere satmaları ve şehre göç etmeleridir. Böylece küçük boyutlu işletmelerin sayısı azalırken işletme başına ortalama tarım arazisi alanı artmaktadır. 1991 yılında ortalama işletme başına tarım arazisi 5,8 hektar iken 2001 yılında bu alan 59,9 hektara çıkmıştır. Ortalama işletme başına tarım arazisi artarken tarım sektöründe çalışan insan gücü azalmaktadır. 2010 yılı Mart ayı itibarıyla, Türkiye tarım sektörü 5,2 milyon kişiye istihdam sağlamıştır. Bu sayı Türkiye'deki toplam istihdamın yaklaşık olarak %24 'üne karşılık gelmektedir. Tarımsal istihdam 2000 yılından 2010 yılının ilk çeyreğine kadar yaklaşık %33 oranında düşüş

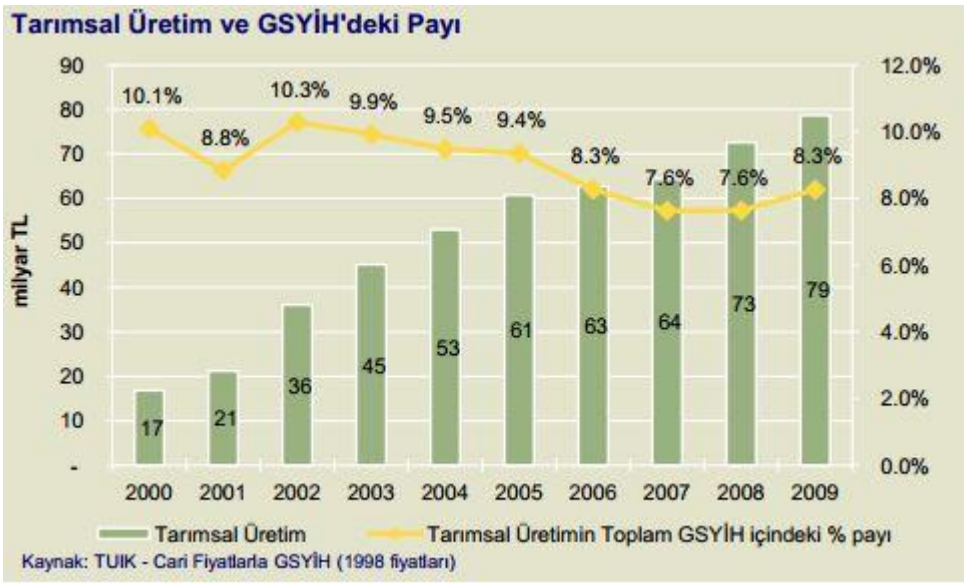
yaşamıştır.[2] Şekil 1.1'den de görüldüğü gibi 2001 yılında 8 milyonun üzerinde olan istihdam 2004 ve 2005 yıllarında hızlı bir düşüş göstererek 2010 Mart ayında 5,2



Şekil 1.1: Tarımsal İstihdam [2]

milyon kişiye gerilemiştir.

İstihdamdaki düşüşe rağmen tarımsal üretim hasılatında 2000 yılından itibaren sürekli bir artış yaşanmıştır. 2007 yılında kuraklığa bağlı olarak düşen üretilen ürün miktarı, 2008 başından itibaren tekrar artışa geçmiştir. 2008 yılında 73 milyar TL olan tarımsal üretim, 2009 yılında 79 milyar TL seviyesine ulaşmıştır. İstihdamdaki düşüşe rağmen



Şekil 1.2: Tarımsal üretim hasılatı [2]

tarımsal üretimdeki artış göz önünde bulundurulduğunda, tarım sektöründeki verimliliğin artış gösterdiği görülmektedir.[2]

İstihdam düşmesine rağmen tarımsal hasılatın artmasının nedenlerinden biri de tarımda kullanılan motorlu araç ve ekipman sayılarının ve boyutlarının artmasıdır. İşletme başına ortalama alanı artan tarım arazilerini daha kısa sürede ve daha verimli işleyebilmek için pulluk, kültüvatör vb. tarım ekipmanlarının boyutlarında da büyümeye gidilmiştir. Büyüyen bu ekipmanları kullanabilmek için ise traktör ve benzeri içten yanmalı motora sahip tarım araçlarının motor güçlerinde artışa ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sadece Türkiye'de değil dünyanın genelinde geçerli bir durumdur. Özellikle Avrupa ve Amerika'nın geniş tarım arazilerine sahip kısımlarında bu tür büyük ekipmanlar ve yüksek güçlü motorlu araçlar kullanılmaktadır.

TÜMOSAN Traktör ve Motor Sanayi A.Ş. de bu yönde ilerleyişe kendi motorlarında ve traktörlerinde geliştirmeler yaparak ayak uydurmaya çalışmıştır. Sadece doğal emişli dizel motor üretimi yapılırken, motor üzerinde hiçbir yapısal değişiklik yapılmadan sadece turboşarj eklenerek aynı motordan alınan güç 72 beygirden 95 beygire kadar arttırılmıştır. Bunun yanısıra emisyon kısıtlarının da yürürlüğe girmesiyle motorun yanma odasında ve yanma mekanizmasında geliştirmelere gidilmiştir. Prof. Rafig MEHDİYEV ile ortak yürütülen çalışmalar sonucunda motorlar, şu anda Türkiye'de geçerli olan Stage IIIA emisyon yürürlüğü sınırlarını, hiçbir egzoz ardıl arıtma sistemi kullanılmadan sağlamaktadır. Ayrıca yeni yanma mekanizmasıyla motorun yakıt tüketiminde düşüş elde edilmiş, motorun verimi artmıştır.

Geliştirme çalışmalarına, yeni nesil motorların neredeyse tamamında kullanılan silindir başına 4 supaplı yapıya geçerek devam edilmesi planlanmıştır. Temel kısıtlayıcı kriter olarak zorunlu değişmesi gereken parçalar dışında seri üretimdeki motorun mekanik yapısının olabildiğince aynı kalmasına dikkat edilmiştir. Bunun nedeni fazla zaman, mühendislik eforu ve maliyet gerektiren değişimlere gidilmek istenmemesidir. Tasarım aşamaları ve sonuçları bu çalışma içerisinde açıklanacak olan silindir başına 4 supaplı yapı iki farklı port tipiyle hem seri üretimdeki dizel motorları için hem de şu anda TEYDEB projesi devam eden LPG ile çalışan motor için tasarlanmıştır. Silindir kafaları farklı olmasına rağmen supap tahrik mekanizması aynıdır.

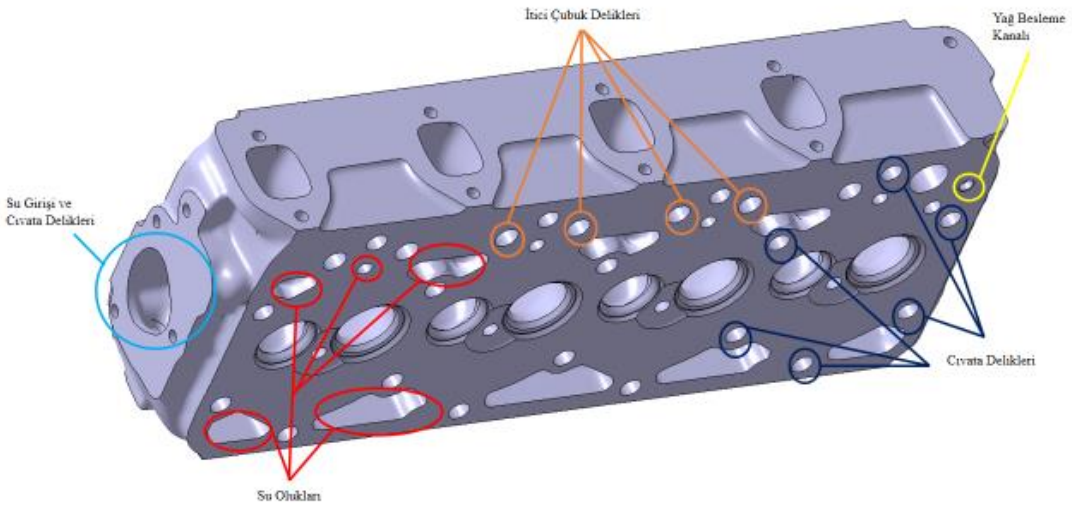
1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmanın amacı TÜMOSAN'ın seri üretimde olan silindir başına 2 supaplı eski tasarım dizel motorlarını, daha güncel olan silindir başına 4 supaplı yapıya dönüştürmektir. Bu çalışmanın çıktısı olarak dizel motorların volümetrik veriminde ve performansında artış beklenmektedir. Çalışma sonucunda olumlu sonuçlar ortaya çıkar ve sağlıklı bir tasarım oluşturulursa, TÜMOSAN'ın ürün kalitesinde, ürün yelpazesinde ve pazar payında artışa neden olması beklenmektedir. Bu tasarımın seri üretimin yanı sıra halihazırda devam etmekte olan ve ileride planlanan araştırma ve geliştirme projeleri için kullanılması öngörülmektedir.

2. SİLİNDİR KAFASI TASARIMI

2.1 Amaç ve Yöntem

Silindir başına 4 supap geçiş için tasarım çalışmalarına silindir kafasının tasarımı ile başlanmıştır. Silindir kafasının tasarımında, tasarım çalışmalarının genelinde olacağı gibi motorun diğer parçalarında mümkün olduğunca az değişikliğe neden olacak bir dizayn oluşturulması temel amaçtır. Silindir kafasının temasta bulunduğu parçalar gözönünde bulundurularak, bu parçalarla olan temas yüzeyleri ve temas elemanlarının yerleri aynı kalacak şekilde tasarım kriterleri oluşturulmuştur. Silindir kafası için tasarım kısıtları, motor bloğuna bağlantı civatalarının yerleri, kafadan bloğa su ve yağ akışını sağlayan oluklar, kafaya su pompasından girişi sağlayan delik, itici çubuk



Şekil 2.1: Yeri aynı kalacak elemanlar

delikleri ve yağ besleme kanalının yeri olarak belirlenmiştir. Belirlenen bu elemanların yerleri ve silindir kafasının dış boyutları aynı kalacak şekilde yeni silindir kafasının tasarımına başlanmıştır.

Amaçlanan volümetrik verim artışını elde etmek için, silindir kafası tasarımı sırasında dikkat edilmesi gereken en önemli unsur portların yapısı ve silindir kafası içinde

yerleşimleridir. Egzoz portlarının yapısı ve yerleşimi, egzoz zamanı sonrası silindir içinde kalan yanmış gaz karışımının miktarını etkileyerek volümetrik verimi değiştirir. Emme portlarının yapısı ve yerleşimi ise doğrudan dizel motorlarda emme zamanında silindirin içine alınan havanın miktarını arttırarak, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığını yükselmesine neden olur. Böylece silindir içine daha fazla yakıt püskürtülmesi ve püskürtülen bu yakıtın havayla daha kolay karışması sağlanarak daha optimum bir yanma elde edilip motorun performansında artış gözlenir.[3]

Bu bölümde farklı emme port yapılarından bahsedilip, birbirleriyle kıyaslamaları yapılacaktır. Bu kıyaslama sonucunda karar verilen port yapısı nedenleri ile birlikte açıklanacaktır. Ayrıca alışılagelmişten farklı olan egzoz port düzeninin avantajları hakkında açıklamalar yapılarak genel silindir kafasının tasarım özelliklerinden bahsedilecektir.

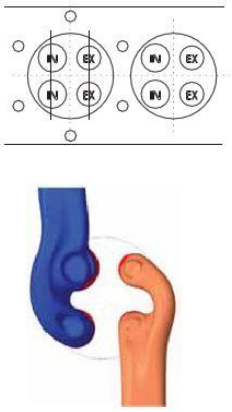
2.2 Port Düzeni Tipleri

Yeni nesil dizel motorlarda yaygın olarak 3 değişik port düzeni kullanılarak kafa tasarımı yapılmaktadır. Bu port düzeni tipleri literatürde, *tandem, skewed* ve *parallel* olarak adlandırılmaktadır.[4] Silindir kafası tasarımında port düzenine karar verilirken yukarıda belirtilen port düzeni tiplerinden hangisinin motorun yanma mekanizmasına en uygun olacağı düşünülmelidir. Port düzeni tipi belirlendikten sonra, portların kafaya yerleştirilmesinde şekil 2.1'de belirtilen tasarım kısıtlarına yol açan elemanlar dikkate alınmalıdır. Portlar silindir kafasının içine bu elemanlarla aralarında en az 6 mm et kalınlığı kalacak şekilde yerleştirilmelidirler.

2.2.1 Tandem port düzeni

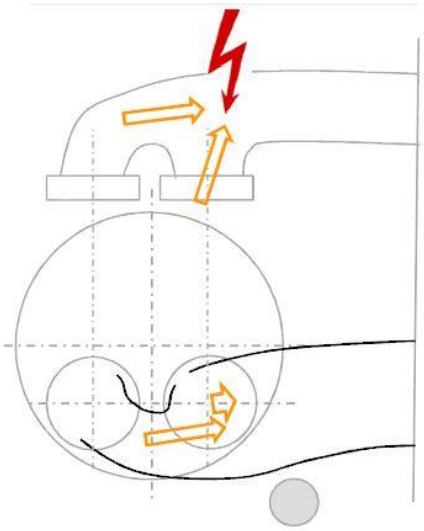
Tandem port düzeninde emme ve egzoz portları birbirlerine paralel ve motorun krank mili eksenine dik olarak şekil 2.2'de gösterildiği gibi yerleştirilirler. İki emme portu aynı kanaldan beslendiği ve birbirlerinin arkasına yerleştirildikleri için havanın silindir içine alınması sırasında portlar arasında debi farkı oluşmaktadır ve manifolddan uzakta kalan porttan yeterince hava girişi olmadığı için akış katsayısında düşüş olmaktadır. Ancak iki emme portunun girişleri de silindir duvarına teğet olduğu için bu port düzeninde yüksek döngü elde etmek mümkündür.[4]

Emme portlarına benzer olarak egzoz portları da birbirlerinin arkasına yerleştirilmiştir. Bu durumun da sakıncası şekil 2.3'te gösterildiği gibi motorun egzoz zamanında egzoz



Şekil 2.2: Tandem port düzeni [4]

portlarından çıkan gazlar birbirleriyle çakışmasıdır. Egzoz manifolduna yakın porttan çıkan egzoz gazları diğer porttan gelen egzoz gazlarıyla çakışarak direnç oluşturmaktadır. Böylece uzaktaki porttan daha az egzoz çıkışı olmakta ve silindir içinde kalan atık gaz miktarı artmaktadır. Bu da volümetrik verimin düşmesine neden olur.[5]

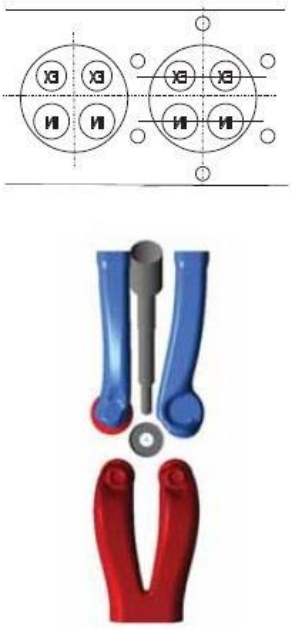


Şekil 2.3: Tandem düzen egzoz portu çakışması [5]

Tandem port düzeni yüksek döngü yaratma kabiliyetine sahip olması ve supap tahrik mekanizmasının silindir başına iki supaplı motorlarda olduğu gibi basit olmasına rağmen, yukarıda belirtilen volümetrik verim dezavantajları nedeniyle performansının yüksek olması istenen motorlarda kullanılmamaktadır.

2.2.2 Parallel port düzeni

Parallel port düzeninde adından da anlaşılacağı gibi emme ve egzoz portları motorun krank eksenine paralel ve birbirleriyle aynı hizada yerleştirilirler. Şekil 2.4'te parallel port düzeni gösterilmiştir. Parallel port düzeninde emme portlarını birbirinden ayrı kanallar olarak tasarlamak mümkündür. Bu tasarım portların akış katsayısını arttırarak volümetrik verim açısından büyük bir avantaj sağlar. Ancak emme portları silindir duvarına paralel olmadığı için bu port düzeninde yüksek döngü elde etmek mümkün



Şekil 2.4: Parallel port düzeni [4]

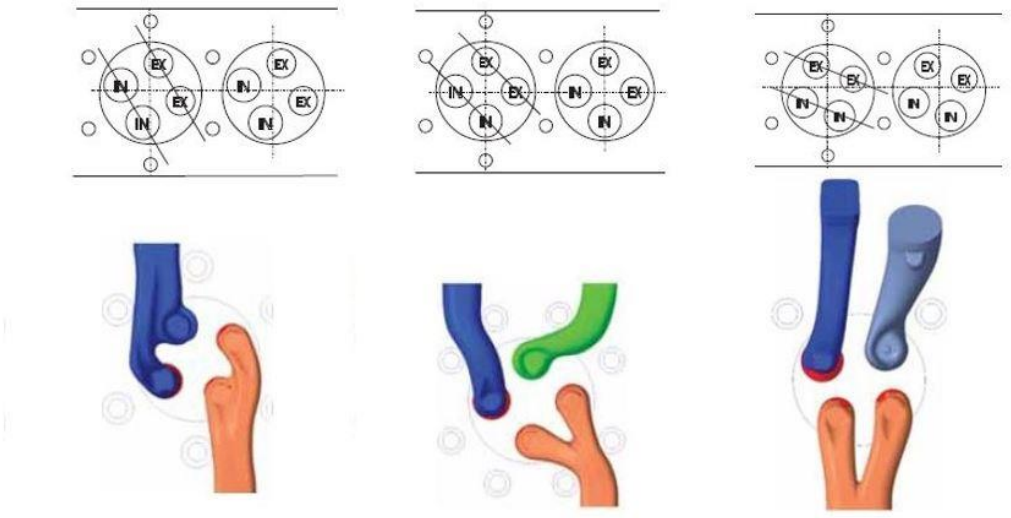
değildir.[4]

Egzoz portları da emme portlarına benzer olarak birbirlerinden ayrı kanallarla manifolda bağlandıkları için motorun egzoz zamanında bu portlardan çıkan egzoz gazları birbirlerine engel olmadan silindirden dışarı atılırlar. Böylece silindir içinde kalan egzoz gazlarının miktarı olabilidiğince azaltılmış olur ve bu da volümetrik verimin artmasına yardımcı olur.

Genel olarak parallel port düzeni emme ve egzoz portlarında yüksek akış katsayısına sahip olduğu için volümetrik verimde ve dolayısıyla motorun performansında önemli bir artışa neden olmaktadır. Buna karşın supap tahrik mekanizması tasarımı tandem port düzenine göre daha kompleks bir yapıya sahiptir.

2.2.3 Skewed port düzeni

Skewed port düzeni yukarıda bahsedilen tandem ve parallel port düzenleri arasında bir yapıya sahiptir. Yani emme ve egzoz portları motorun krank mili eksenine ne dik ne de paraleldir. Bunun yerine portlar mil ekseni ile tasarımda karar verilen miktarda açı yapacak şekilde yerleştirilebilirler. Şekil 2.5'te de görülebildiği gibi tasarımda karar verilen açı miktarı değiştirilerek farklı karakteristikte farklı port yapıları elde edilebilir. Skewed portların nasıl şekillendirileceğine karar verilirken daha önce bahsedilen, silindir kafasındaki diğer tasarım elemanlarının yerleşimlerine dikkat edilmelidir.



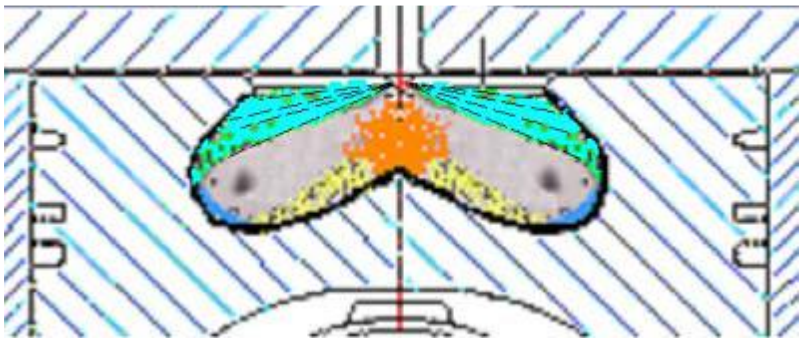
Şekil 2.5: Tasarım açısı değiştirilerek elde edilebilecek skewed port düzenleri [4]

Şekil 2.5'te görüldüğü gibi skewed portların açısı arttıkça yapıları ve bununla beraber karakteristikleri de tandem port düzeninden parallel port düzenine doğru değişmektedir. Yani açı arttıkça tandem portun özelliği olan yüksek döngü miktarı azalarak, parallel portun özelliği olan akış katsayısı ve bununla beraber volümetrik verim de artmaktadır. Skewed port düzeni, bu özelliklerinden dolayı günümüzdeki dizel motorların birçoğunda port tasarımı tipi olarak kullanılmaktadır.

2.3 Port Düzenine Karar Verilmesi ve Tasarımın Yapılması

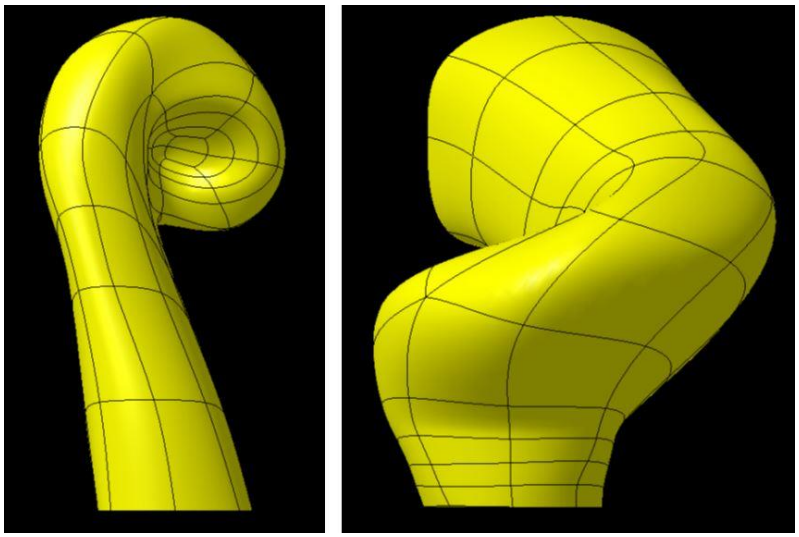
Yukarıda bahsedilen port düzenlerinden, parallel port düzeni silindir başına 4 supaplı kafada kullanılmak üzere, Prof. Rafig MEHDİYEV'in yanma mekanizmaları konusundaki engin tecrübesine dayanarak seçilmiştir.

TÜMOSAN motorlarının silindir başına 4 supaplı motorlarında yanma mekanizması olarak Prof. Rafig MEHDİYEV tarafından geliştirilen MR-1 yanma mekanizması kullanılması öngörülmektedir. MR-1 yanma mekanizmasında, ortasında tek bir döner simetrik yanma odası bulunan piston kullanılmaktadır. Püskürtülen yakıt yanma odasının duvarlarına sıvanarak, pistonun sıcaklığı ve silindirdeki emilen havanın döngüsü yardımıyla buharlaşıp havayla karışması sağlanmaktadır. Şekil 2.6'da şematik olarak yanma odasının şekli ve yanma mekanizması gösterilmiştir.



Şekil 2.6: Tek döngülü MR-1 yanma odasının şeması

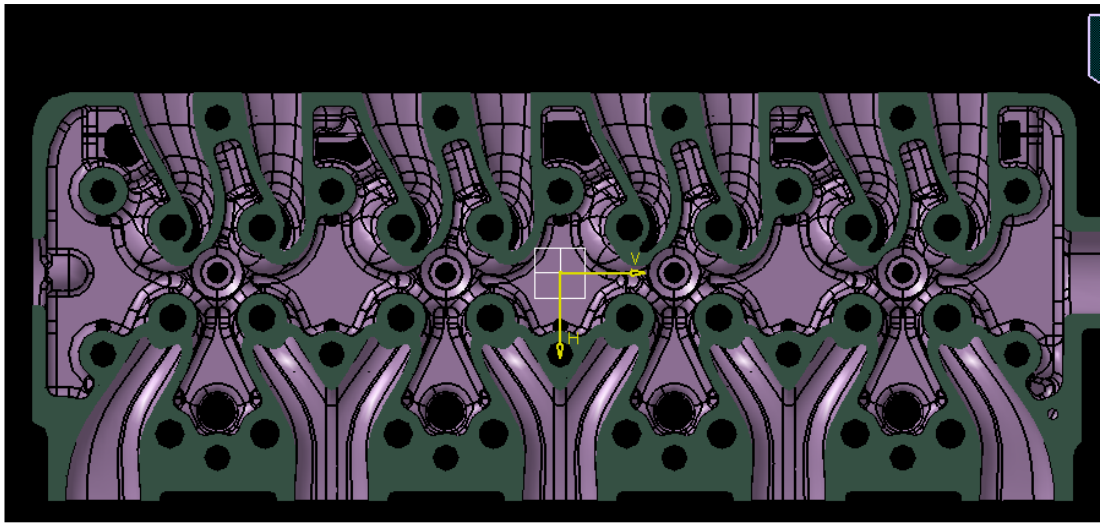
Bu bahsedilen yanma mekanizması için gerekli olan hava miktarı parallel port düzeni ile sağlanmaktadır. Ancak yakıtın hava ile düzgün bir şekilde karışmasını sağlayacak döngüyü parallel portlar üzerinde birtakım gerekli değişikliklere gitmeden elde etmek mümkün değildir. Bu nedenle Prof. Rafig MEHDİYEV danışmanlığında Yük. Mak. Müh. Enishan ÖZCAN tarafından şekil 2.7'de gösterilen portlar tasarlanmıştır. Bu



Şekil 2.7: Spiral ağızlı paralel portlar [6]

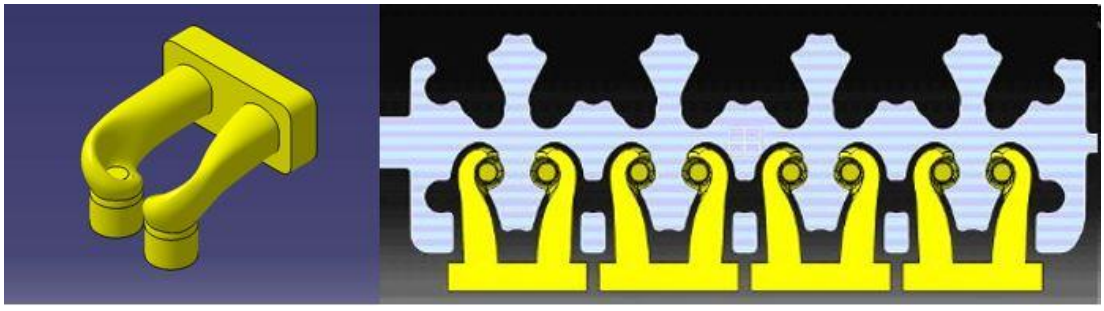
tür emme kanalları ile silindir içine giren havanın oldukça kuvvetli bir girdap şeklinde yanma odasına beslenmesi ve hava ile yakıtın burada karışması sağlanır. İçeri emilen

hava öncelikle düz kanalda yoluna devam eder, daha sonra emilen hava spiral bölgeye iletilir ve havaya girdap hareketi bu bölgede verilmiş olur, en sonunda ise hava silindirik boğazdan geçerek silindire veya yanma odasına iletilmiş olur. Parallel emme portunun sahip olduğu spiral bölge uygun şekilde tasarlanarak, emilen havaya istenen girdap hareketi akışın verimliliği bozulmadan verilebilir. Bu tür emme portunda emme kanalının spiral bölgesi, emme supapına destek olan emme gaydına sarılır ve teğetsel olarak spiral bölgenin altına doğru silindirik boğaz oluşur.[6] Bu yapıda emme portları kullanılarak iki tip silindir kafası oluşturulmuştur. İlk tip MR-1 yanma odasıyla çalışması planlanan spiral çıkışları aynı yönde döngü yaratan şekil 2.8'de gösterilen



Şekil 2.8: Tek döngülü silindir kafasının üstten kesit görüntüsü [6]

silindir kafasıdır. Bu çalışma içerisinde test sonuçları verilecek olan motorda da bu tip silindir kafası ve MR-1 yanma odası kullanılmıştır.İkinci tip silindir kafası ise aynı yapıdaki portların birbirlerine civata ekseninden simetrik olarak yerleştirilmesiyle elde edilmiş silindir kafasıdır. Yani portların spiralleri aynı yöne değil birbirlerine bakmaktadırlar. Şekil 2.9'da çift döngülü silindir kafası tasarımında kullanılan emme portu maçaları ve silindir kafasında yerleşimleri gösterilmiştir. İki tip kafada da egzoz

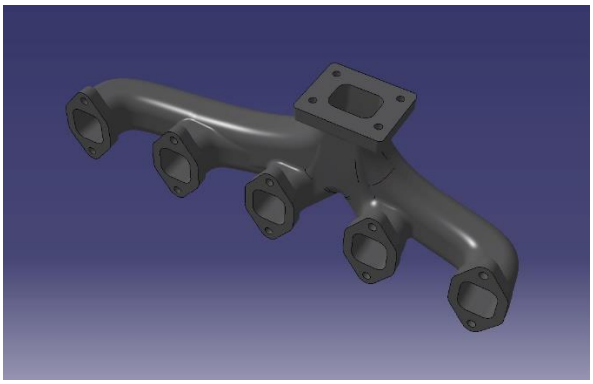


Şekil 2.9: Çift döngülü silindir kafası emme portları [7]

portlarının yapıları ve yerleşimleri aynıdır.

Genel olarak silindir kafası tasarımlarında egzoz portu sayısı motorun silindir sayısına eşittir çünkü ya motor tek egzoz portuna sahiptir ya da iki egzoz portuna sahip olsa bile portlar silindir kafasından çıkarken birleşir. Ancak bu silindir kafasında alışılmışın dışında dört silindir olmasına rağmen silindir kafasından beş adet port çıkışı bulunmaktadır. Bunun nedeni baş ve sondaki silindirlerin egzoz portlarından birer tanesi, eş portlarıyla farklı kanallardan egzoz manifolduna bağlanmalarıdır. Diğer üç egzoz kanalı çıkışını da komşu silindirlerin birer portları birleşerek oluştururlar. Şekil 2.8'e bakıldığında yukarıda anlatılmak istenen daha kolay anlaşılabilir. Egzoz portlarını ve yerleşim düzenlerini bu şekilde tasarlamak, egzoz kanallarından herhangi bir zamanda sadece tek bir porttan çıkan egzoz gazlarının geçmesine neden olur. Böylece aynı silindirin portlarından çıkan egzoz gazları birbirlerini engellemediklerinden silindirin içindeki yanmış gaz karışımı silindir dışına daha rahat bir şekilde atılmış olur. Silindir içinde kalan yanmış gaz miktarı azalarak volümetrik verimde artış sağlanır.

Egzoz kanallarına uygun olacak şekilde egzoz manifoldu da beş kanallıdır ve manifold çıkışına kadar kanallar birbirleriyle birleşmemektedirler. Bu yapı egzoz gazlarının



Şekil 2.10: Egzoz manifoldunun 3 boyutlu çizim resmi

enerjilerini kaybetmeden ve birbirleriyle karışmadan turboşarjın türbin ağzına gelmesini sağlar. Ayrıca egzoz gazlarının birleşmeden ayrı ayrı gelmesi turboşarjın türbininde daha yüksek basınçlı ve darbeli bir akış oluşmasını sağlar. Bu durum da turboşarjdan alınan verimi arttırır.

Silindir kafası tasarımı yapıldıktan sonra, yeni tasarlanan bu kafaya ve kafadaki supapların yerleşimine uygun olacak bir supap tahrik sisteminin tasarımı ile çalışmaya devam edilmiştir.

3. SUPAP TAHRİK MEKANİZMASI TASARIMI

3.1 Amaç ve Yöntem

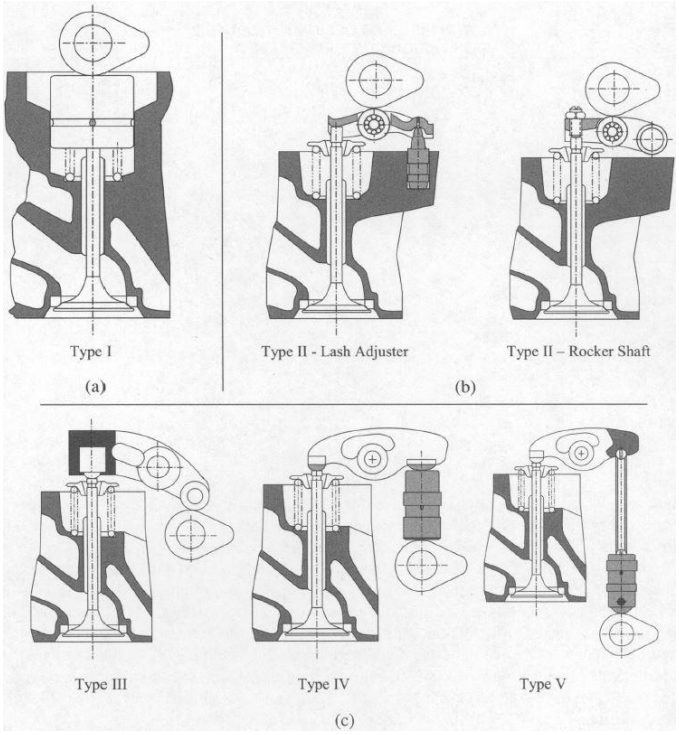
TÜMOSAN Motor ve Traktör A.Ş.'nin seri üretim dizel motorlarının tamamında silindir başına 2 supaplı yapı ve bu yapıya uygun olan supap tahrik mekanizması bulunmaktadır. Motorların nominal maksimum güç devri 2500 d/d, maksimum yüksüz devri ise 2550 d/d olduğu için ve motorun FIAT tarafından orijinal tasarımı 1970'li yıllarda yapıldığı için supap tahrik mekanizması literatürde OHV (over head valves) olarak geçen kam milinin motor bloğunda bulunduğu ve silindir kafasında külbütör grubuna sahip bir yapıdır. Bu yapı genelde hızı yüksek olmayan ve çalışma ortamı tozdan ve diğer dış koşullardan arınmamış alanlar olan motorlarda kullanılır. Bu özellikleri bakımından traktörlerde kullanılması uygun görülmektedir. Düşük devirli motorlara sahip yoldışı araçlara bakıldığında motorlarında bu tip supap tahrik mekanizmasının yaygın olarak kullanıldığı görülür.

Yeni tasarlanan silindir başına 4 supaplı silindir kafasında kullanılmak üzere, günümüzde motorlarda yaygın olarak kullanılan supap tahrik mekanizmaları incelenmiştir ve bunların özellikleri kıyaslanarak bizim motorumuza en uygun olabilecek mekanizma seçilerek tasarıma bu yönde devam edilmiştir. Bu bölümde motorlarda yaygın olarak kullanılan supap tahrik mekanizmalarından ve özelliklerinden bahsedilerek, birbirleriyle kıyaslamaları yapılacaktır.

3.2 Supap Tahrik Mekanizması Tipleri

Kam tahrikli motorlarda supap tahrik mekanizması tiplerini sınıflandırmanın standart bir yolu yoktur. Ancak, kam pozisyonu, supap pozisyonu ve külbütör tiplerine göre birçok sınıflandırma mevcuttur. Supap tahrik mekanizması tasarımcılarına göre, supap tahrik mekanizmaları 3 genel kategori olarak sınıflandırılabilirler: (1) direkt tahrikli tip, (2) ortadan mafsallı külbütörlü tip, (3) sondan mafsallı külbütörlü tip. Ortadan mafsallı külbütörlü tipte kam milinin silindir kafasında veya gövdede olduğu

varyasyonlar mevcuttur. Artan literatür sayısı 1982'den beri supap tahrik mekanizmalarının 5 tip olarak sınıflandırıldıklarını göstermektedir. Bu tipler şematik olarak şekil 3.1'de gösterilmiştir. 1,2,3 ve 4 ile numaralandırılmış tiplerde kam mili silindir kafasında bulunmaktadır. Bu tipler literatürde OHC (overhead camshaft) kafada kam milli olarak adlandırılırlar. 5 numaralı tipte ise kam mili motor bloğunda



Şekil 3.1: Supap tahrik mekanizması tipleri [8]

bulunmaktadır. Bu tip literatürde OHV (overhead valves) kafada supaplı olarak adlandırılır. Bu 5 temel tip supap tahrik mekanizmasının varyasyonları olabilir. Direkt tahrikli supap mekanizması olarak adlandırılan 1. tipte kam takipçisi olarak mekanik veya hidrolik supap iticisi kullanılabilir. Parmak kam takipçisi veya sondan mafsallı külbütörlü tip olarak adlandırılan 2. tipte ise külbütör düz ayaklı veya makaralı, mafsal ise hidrolik sentil ayarlayıcı veya mil olabilir. Ortadan mafsallı külbütörlü OHC supap mekanizması olarak adlandırılan 3. ve 4. tiplerde kam takipçisi olarak düz veya makaralı hidrolik kadeh, külbütörün supapa basan ucunda ise hidrolik kapsül veya fil ayağı denen yapı kullanılabilir. Ortadan mafsallı külbütörlü OHV supap mekanizması olarak adlandırılan 5. tipte ise kam yumurtasıyla temas eden kadehlerin alt yüzeylerinde ve külbütörlerin supaplara basan uçlarında yarıçap veya makaralı yapılar kullanılabilir. Tüm bu supap tahrik mekanizması konfigürasyonları, otomotiv motoru tasarımlarında kullanılmışlardır.[8]

3.2.1 Direkt tahrikli OHC supap mekanizması (1.tip)

1. tip supap tahrik mekanizması kam milinin doğrudan supapların üzerine yerleştirildiği tipik bir direkt tahrikli OHC supap tahrik mekanizmasıdır. Kam mili, supapları baş aşağı çevrilmiş bir kadeh ya da kep üzerinden tahrik eder. Bu tip supap tahrik mekanizmasının mekanik ve hidrolik versiyonları bulunmaktadır. Ancak bu tip mekanizmaların özellikle mekanik olarak ayarlanmaları zordur. Çünkü kam yumurtası ile kep arasındaki sentil boşluğunu ayarlamak üzere pul(shim) kullanılmalıdır.[8]

Direkt tahrikli OHC supap mekanizması diğer mekanizmalara kıyasla en az parça sayısına sahip oldukları için en yüksek rijitliğe sahiptir ve bu nedenle genelde benzinli veya yüksek hızlara çıkan motorlarda kullanılırlar. Ancak silindir başına ikiden fazla supaplı yapıları tahrik etmek için iki kam miline ihtiyaç vardır ve supaplar motorun krank mili eksenine paralel yerleştirilmiş olmak zorundadır. Ayrıca kam mili kafada supapların üzerinde yerleştirildiği için motorun yüksekliği artmaktadır. Bu durum motor paketlemesini zorlaştırır.[8]

3.2.2 Sondan mafsallı külbütörlü OHC supap mekanizması (2.tip)

2. tip supap tahrik mekanizması, parmak kam takipçisi olarak da anılan, sondan mafsallı külbütörlü bir OHC supap tahrik mekanizmasıdır. Kam mili kafada külbütörün üzerinde ve ortasında yerleştirilmiştir. Bu tip mekanizmalarda genel olarak mafsal yerinde hidrolik sentil ayarlayıcısı kullanılır. Şekil 3.1(b)'de külbütör mafsalı olarak hidrolik sentil ayarlayıcısı kullanan supap tahrik mekanizması yapısı gösterilmiştir. Genellikle daha eski olan bazı tasarımlarda ise mafsal olarak hidrolik sentil ayarlayıcısı yerine düz bir mil kullanılmıştır. Kam mili ile külbütör arasında sürtünmeleri düşürmek amacıyla külbütörün kam miline teması düz bir yüzey yerine külbütöre yerleştirilen bir makarayla sağlanabilir. Şekil 3.2'de kafada çift kam milli



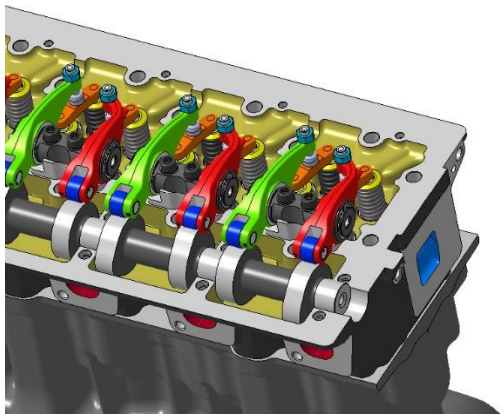
Şekil 3.2: Sondan mil mafsallı makaralı külbütörlü kafada çift kam milli mekanizma

ve sondan mille mafsallanmış külbütörlü supap tahrik mekanizması görülmektedir.

Yukarıda da belirtildiği gibi makaralı külbütör kullanıldığında bu tip mekanizmaların sürtünme kaybı düşüktür ve yüksek külbütör oranları kullanılabilir. Külbütör oranı kullanılması aynı kam yumurtası boyutlarında daha yüksek supap açılması miktarına ya da aynı supap açılması miktarında daha küçük kam yumurtası ve kam mili tasarımına olanak sağlayarak motorun yüksekliğini azaltmaya olanak verir. Bunun yanısıra hidrolik sentil ayarlayıcı hareketli parça ağırlığını arttırmadan sisteme eklenebilir. Böylelikle hidrolik sentil ayarı atalet kuvvetlerini arttırmadan elde edilmiş olur. Birinci tip supap tahrik mekanizmasına göre daha düşük rijitliğe ve daha fazla parça sayısına sahiptir ve sistemde külbütör elemanı olduğu için supapların üzerine daha fazla yanal yük gelmektedir. Özellikle ikiden fazla supaplı sistemlerde çift kam mili gerekebileceği için silindir kafasının genişliği önemli ölçüde artmaktadır. Bunun yanısıra makaralı külbütör kullanılmazsa en yüksek sürtünme kaybına sahiptir.[8]

3.2.3 Ortadan mafsallı külbütörlü OHC supap mekanizması (3.tip)

Bu tip supap mekanizması bir önceki bölümde anlatılan ikinci tip supap mekanizmasına çok benzemektedir. Sadece külbütör mafsalı ile kam milinin külbütöre bastığı nokta yer değiştirmiştir. Külbütör mafsalı külbütörün ortasına yerleşirken, kam mili külbütörü bir ucundan tahrik etmektedir. Bu tipin hidrolik ve mekanik versiyonları olabilir. Hidrolik versiyonda kapsül külbütörün supap tarafındaki ucuna takılır. TÜMOSAN'ın FEV ile ortak geliştirdiği yeni sıralı 6 silindirli dizel motorda da bu tip supap mekanizması kullanılacaktır. Tasarım aşamasındaki supap mekanizmasının 3 boyutlu çizimi şekil 3.3'te gösterilmiştir. Tasarlanan bu mekanizmada sürtünmeleri



Şekil 3.3: Yeni tasarlanan TÜMOSAN 6 silindirli dizel motor supap mekanizması

düşürmek için makaralı külbütör, sentil ayarını hidrolik yapmak için ise külbütörün supap tarafındaki ucuna hidrolik kapsül eklenmiştir.

Ortadan mafsallı külbütörlü OHC supap mekanizması makaralı külbütör ile kullanılırsa sürtünme kayıpları düşer ve ikici tipe göre daha düşük motor yükseliğine olanak sağlar. İkinci tipe benzer basit bir tasarıma ve parça sayısına sahip olduğu için bu 2 tipin rijitlik özelliği de benzerdir. Hidrolik sentil ayarlayıcı kullanıldığında hareketli kütle ve bununla beraber atalet kuvvetleri artar. Bunun yanısıra kam mili silindir kafasının üzerine gömülü olduğu için tasarım yapılırken kafadaki portların ve su ceketlerinin konumuna dikkat edilmelidir. Bununla beraber hidrolik sistem kullanıldığında, motor yağını külbütör mafsalından ve külbütörün içinden geçirerek hidrolik sentil ayarlayıcısına ulaştırmak tasarımda ve üretimde zorluklar getirebilir. Ayrıca herhangi bir yuvarlanma elemanı kullanılmadan külbütörün mafsallanması mil ile yapılırsa sürtünme kayıpları yüksek olabilir.[8]

3.2.4 Ortadan mafsallı külbütörlü OHC supap mekanizması (4.tip)

Bu tip supap tahrik mekanizması bir önceki başlık altında anlatılan mekanizmaya benzemektedir. Bu iki tipin arasındaki tek fark kam milinin tahriki doğrudan değil aradaki bir hidrolik veya mekanik kadeh ile külbütöre aktarmasıdır. Diğer OHC tipi supap tahrik mekanizmalarıyla karşılaştırıldığında en yüksek parça sayısına sahip olduğu için rijitliği en düşük ve hareketli kütlesi en yüksek olan tiptir. Bununla beraber silindir kafası boyutunu da en çok arttıran supap mekanizmasıdır.[8]

Yukarıda belirtilen negatif özelliklerinden dolayı bu tip supap tahrik mekanizması yeni nesil motorlarda kullanılmamaktadır. Geçmişte Ford Escort 1.9L CVH motorunda kullanılmıştır.

3.2.5 Ortadan mafsallı külbütörlü OHV supap mekanizması (5.tip)

Bu tip supap tahrik mekanizmasında kam mili gövdede bulunmaktadır. Amerika Birleşik Devletleri'nde birçok motorda bu tip mekanizma kullanılmaktadır. Daha çok V tipi motorlarda kullanılmasına rağmen, sıralı motorlarda kullanımına da rastlanmaktadır. Basit bir yapısı vardır ve kam milinin krank milinin yanına konumlandırılmasına ve V tipi motorlarda tek bir kam mili kullanılmasına olanak sağlayan tek supap tahrik mekanizmasıdır. Bu tasarımda kam mili takipçisi (kadeh) motorun içine açılmış bir delik içerisinde aşağı yukarı hareket etmektedir. Bu kadehin

hidrolik tipleri mevcuttur. Mekanik olarak ise mantara benzer küçük yarıçapa sahip başlı yada düze yakın çok büyük yarıçapa sahip başlı kadehler de kullanılmaktadır. Ayrıca mekanik kadehlerin makaralı tipleri de mevcuttur. Bu tip supap mekanizmaları A.B.D'li motor üreticilerinin V tipi motorlarında oldukça yaygın olarak kullanılmaktadırlar.[8]

Ortadan mafsallı külbütörlü OHV supap mekanizması, tüm tipler arasında kam milinin en basit olarak tahrik edildiği tiptir. Bunun nedeni kam milinin krank miline çok yakın olmasıdır. Böylece hareket krank milinden kam mili bir ya da iki dişli ile aktarılabilir. Ayrıca bu tip mekanizmalara hidrolik elemanları entegre etmek kolaydır. Bunun yanısıra silindir kafasında sadece külbütörler olduğu için motor yüksekliği düşürülebilir ve diğer supap mekanizması tiplerine göre daha düşük maliyetlidir. Ancak sahip olduğu parça sayısının çok fazla olması rijitliğini ve çalışabileceği maksimum motor hızını düşürür.

3.3 Supap Tahrik Mekanizması Tipine Karar Verilmesi ve Tasarımının Yapılması

TÜMOSAN'ın seri üretim dizel motorlarında 2 supapı tahrik edebilecek külbütör yapısında, kam mili motor bloğunda ve kam milinden supaplara hareketi büyük yarıçaplı başlı kadeh ve itici çubuk ile sağlayan OHV tipi supap tahrik mekanizması bulunmaktadır. Bu tasarım FIAT tarafından 1970'li yıllarından başında yapıldığından beri değiştirilmemiştir. Değişikliğe gidilmemesinin nedeni böyle bir sistemin tasarımını yapacak mühendislik kapasitesinin olmamasının yanında, supap tahrik mekanizmasının herhangi bir sorun çıkarmaması ve motor üzerinde supap tahrik mekanizmasının değiştirilmesini gerektirecek bir geliştirme ya da değişiklik yapılmamasıdır.

Şekil 3.4'te TÜMOSAN'ın seri üretim dizel motorlarında kullanılan supap tahrik mekanizmasının itici çubukları, egzoz ve emme külbütörleri ve mafsal millerinin yapısı görülmektedir. Egzoz ve emme külbütörleri Yapısal ve boyutsal olarak birbirinin aynısı olup külbütör oranı 1,77 olarak belirlenmiştir. Pivot olarak silindir kafasına boydan boya yerleştirilmiş bir mil bulunmaktadır. Bu milin içi boş olup, motorun çalışması sırasında içinden basınçlı motor yağı geçerek külbütörlerin yağlanması sağlanır. Külbütörler şekil 3.4'te gösterildiği gibi mil üzerine sıralanırlar.

Külbütörler arasındaki yayların görevi, çalışma esnasında külbütörlerin mil üzerinde yanal hareketlerini engellemektir. Pivot mili silindir kafasına ayaklarla bağlanmıştır.



Şekil 3.4: 2 supaplı motorun külbütör grubu ve itici milleri

Şekil 3.5'te motor bloğuna yerleştirilmiş kam milinin konumu gösterilmektedir. Kam mili, motorun önünden bakıldığında krank milinin hemen sağ üstüne yerleştirilmiştir.



Şekil 3.5: Kam milinin gövdede konumu ve tahrik dişlileri

Kam milinin tahriki ise hareketin, krank milindeki dişli tarafından ortada bulunan avare dişli üzerinden kam milinin dişlisine iletilmesiyle sağlanır. Kam milinin hareketinin külbütörlere iletilmesi ise literatürde flat follower olarak geçen alt yüzeyi düze çok yakın ancak eğimli olan üst yüzeyinde ise itici çubuğun yerleşmesi için yarım küre şeklinde bir yuva bulunan düz bir kadeh ve bu kadeh ile külbütörün kuyruğundaki ayar civatası arasında bulunan itici çubuk tarafından gerçekleştirilir. Eski bir tasarım olduğu için hiçbir hidrolik elemanı yoktur, tamamen mekanik bir yapısı vardır.

TÜMOSAN'ın dizel motorları, maksimum hızı görececli olarak düşük (2550 d/d), traktörlerde kullanıldığı için çalışma ortamının iyi olmadığı ve genelde maksimum torkun elde edildiği devirde (1500 d/d) sabit hızda çalışan motorlardır. Bu nedenlerle motorlarda ortadan mafsallı külbütörlü OHV supap mekanizması kullanılmaktadır.

Öncelikle bu tip supap mekanizması diğer mekanizmalara oranla daha düşük bir maliyete sahiptir. Bunun yanısıra kam mili motor gövdesinde olduğu için tahrikin krank milinden iletilmesi daha kolaydır. Eğer kam mili silindir kafasında olan OHC tipi bir supap mekanizması seçilmek istenseydi, çalışma şartları müsait olmadığı için zamanlama kayışının kullanılması uygun olmazdı. Kam milini tahrik etmek üzere krank milinden motorun kafasına kadar dişliler yardımıyla hareketin iletilmesi ihtiyacı olacaktı. Bu durum da parça sayısında ve dolayısıyla maliyette artış getirecekti. Motorun çalışma hızları düşük olduğu için ve genelde sabit hızlı rejimlerde kullanıldığı ve ani hız değişimlerine ihtiyaç duyulmadığı için rijitliği diğer mekanizmalara göre düşük olan OHV supap mekanizmasının kullanılmasında sakınca yoktur. Bunun yanısıra traktörlerde kaputun olabildiğince alçak ve dar olması istenmektedir. Bu nedenle motor paketlemesinde en verimli olan bu mekanizmanın kullanılması uygun görülmüştür.

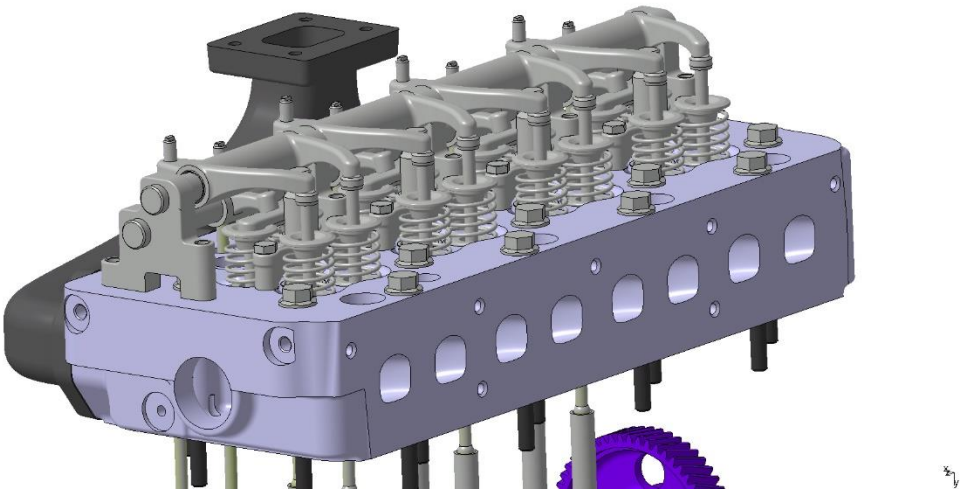
Silindir başına 4 supaplı silindir kafası tasarımında olduğu gibi supap tahrik mekanizması tasarımında da amaç ve yöntem olabildiğince kısa zamanda, olabildiğince az mühendislik eforuyla, maliyetleri minimize ederek motorun performansında geliştirmeye gitmektir. Supap tahrik mekanizmasının tasarımına motorun şu anda sahip olduğu mekanizma baz olarak başlanmıştır. Bu mekanizma üzerinde yapılacak değişikliklerin motorun üzerinde ne gibi başka değişikliklere yol açacağı ve bu değişikliklerin alacağı süre ve maliyet ortaya konmuştur.

Tasarımın başında kam milinin konumuna karar verilmesi gerekmektedir. Seri üretim motorlarda kam mili motorun gövdesine yerleştirilmiştir. Kam milinin konumunun diğer opsiyonu ise silindir kafasına alınmasıdır. Ancak kam mili silindir kafasına alındığında, kam milini tahrik etmek üzere yeni bir zaman dişli grubu tasarımı gerekmektedir. Bunun yanısıra tasarlanan silindir kafasının supap düzeni, silindir kafasındaki tek bir kam milinin tahrik etmesi için uygun değildir. Ancak 2 adet kam mili olursa bu tip bir supap düzenini tahrik etmek mümkün olacaktır. Bu da ekstra üretim maliyeti demektir. Kam mili silindir kafasına alındığında motorun genişliği ve yüksekliği de artarak, şu anda seri üretimde kullanıldığı traktörlerde kullanılamaz hale gelecektir. Bu nedenlerden dolayı kam milinin seri üretimdeki motorlarda olduğu gibi gövdede kalmasına karar verilmiştir.

Kam milinin pozisyonu belirlendikten sonra sıra hareketi külbütörlere aktarmaya ve külbütör grubunu tasarlamaya gelmiştir. Halihazırda 2 supaplı motor kafasında bu

hareketi aktarmak üzere kullanılan kam mili kadehleri ve itici çubuklar mevcuttur. Yeni silindir başına 4 supaplı kafanın tasarımı yapılırken, 2 supaplı kafanın dış boyutlarında ve itici çubukların hareket ettiği deliklerinde herhangi bir değişikliğe gidilmediği için hareketi silindir kafasındaki külbütörlere aktarırken 2 supaplı motordaki bu sistem kullanılabilir. Böylece değiştirilmesi gereken yapı olarak sadece külbütör mekanizması kalmış olur.

2 supaplı motorda bir külbütör sadece tek bir supapı hareket ettirmektedir. Eğer port düzeni olarak tandem veya skewed düzenler kullanılsaydı, supapların arasına supap köprüsü eklenerek emme ve egzoz supaplarının yine tek parmaklı külbütörlerle tahriki mümkün olabilecekti. Ancak port düzeni olarak motorun krank mili eksenine paralel tip seçildiği için aynı yapıyı kullanmak mümkün değildir. Bu nedenle şekil 3.6'da gösterilen külbütör grubunun tasarımı yapılmıştır. Mekanizma karakteristiği olarak motorda yıllardır kullanılan ve işlevselliği kanıtlanan yapı değiştirilmeyerek yeni bir



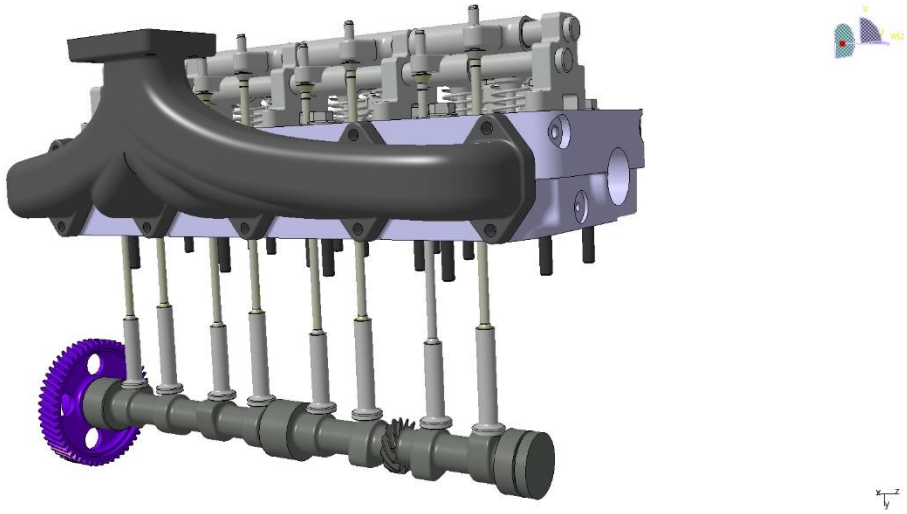
Şekil 3.6: Tasarımı yapılan külbütör grubu

tasarıma gidilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi emme supapları itici çubuklardan uzak tarafta egzoz supapları ise yakın tarafta konumlandırılmıştır. Supaplar aynı hizada olduğu için külbütörlerin aynı seviyede olması mümkün değildir. Bu neden uzakta bulunan emme supaplarını tahrik etmek amacıyla emme külbütörleri egzoz külbütörlerinin üzerinden uzatılmıştır. Altta kalan egzoz külbütörü seri üretimdeki 2 supaplı motorda kullanılan külbütörler ile aynı seviyeye konumlandırılmıştır. Böylece seri üretimdeki kadeh ve itici çubuklar egzoz supaplarını tahrik etmek üzere hiçbir değişiklik yapılmadan kullanılmışlardır. Bunun yanısıra egzoz supapları da aynı boyda

kalarak sadece kafalarının çapları silindir kafasındaki tasarlanan egzoz portlarına uygun olarak değiştirilmiştir.

Emme külbütörleri egzoz külbütörlerinin üzerine uzatılmışlardır. Bu külbütörlerin seviyesi, mafsallama için kullanılan millerin çapları ve külbütörlerin et kalınlıkları göz önüne alınarak 2 külbütör birbirlerine çarpmayacak ve olabildiğince alçak olacak şekilde belirlenmiştir. Emme külbütörlerinin seviyesi yükseltildiği için ve külbütör ayaklarının supap kepleri üzerindeki gezinmesini minimize etmek için külbütörün itici çubuk ile temas ettiği nokta, mafsal ekseni ve supaplara bastığı nokta aynı düzlemde olması gerektiğinden emme supaplarının boyu uzatılmıştır.

Şekil 3.7'de supap tahrik mekanizmasının tüm elemanları gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi yükseltilmiş emme külbütörüne hareketi iletmek üzere itici çubuk boyu



Şekil 3.7: Supap tahrik mekanizması ve egzoz manifoldu

sabit tutulmuştur ve yükselme miktarı kadehin boyunu uzatarak telafi edilmiştir. Bunun nedeni ise itici çubukların yurtdışından ithal edilmesine karşın kadehlerin yerli tedarikçiye ürettirilmesidir. Bu durum prototip parçaların temininde süre kazandırmıştır.

Sonuç olarak yeni bir silindir kafası, külbütör grubu, kadeh ve emme ile egzoz supapları tasarlanarak 2 supaplı bir motor 4 supaplı hale dönüştürülmüştür. Supap tahrik mekanizmalarında supap yaylarının yay katsayısını doğru seçmek mekanizmanın sağlıklı çalışabilmesi için çok önemlidir. Supap yay katsayısını gerektiğinden yüksek seçmek mekanizma elemanları üzerinde daha fazla kuvvet uygulanmasına, gerektiğinden düşük seçmek ise supap ile külbütör mekanizması

arasında sürekli devam etmesi gereken temasın ortadan kalkarak, mekanizmanın gürültülü ve vuruntulu çalışmasına neden olur. Bu sebeplerden dolayı tasarladığımız supap tahrik mekanizmasının supap yaylarının yay katsayısını belirlemek üzere yapılan hesaplar ve sonuçları açıklanmıştır.

4. SUPAP TAHRİK MEKANİZMASI KİNEMATİK HESAPLARI

4.1 Emme ve Egzoz Kam Profili Hesapları

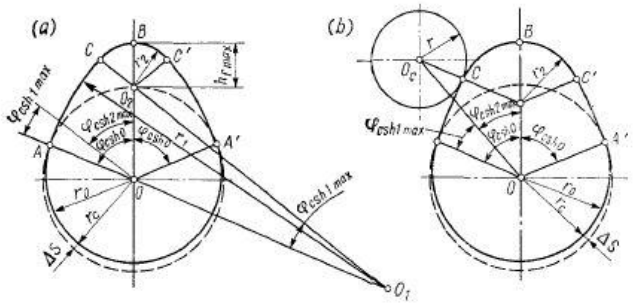
Bu bölümde, *Design of Automotive Engines, Kolchin A., Demidov V., (1980)* kitabında yer alan, emme ve egzoz kam profili konstrüksiyonu yapmak üzere kullanılan formüller açıklanacaktır.

Kam profilleri, supapların hızlı açılıp kapanmasını sağlarken aynı zaman çok yüksek eylemsizlik kuvvetlerine neden olmayacak şekilde tasarlanmaktadır. Supapların hızlı açılıp kapanması dizel motorlarda silindir içine daha fazla hava alınmasına olanak vererek motorun volümetrik veriminin ve böylece performansının artmasına neden olur. Ancak supapların hızlı açılıp kapanması, supap tahrik mekanizmasındaki ivmelerin artmasına ve buna bağlı olarak eylemsizlik kuvvetlerinde yükselişe yol açar. Dizel motorlarda kam profili tasarımı, hem silindirin olabildiğince hava ile doldurulmasını hem de eylemsizlik kuvvetlerinin tolere edilebilir mertebelerde tutulmasını sağlamalıdır. [9]

Modern traktör ve araba motorlarında genel olarak, dışbükey, teğetsel, içbükey ve ya harmonik kam profilleri kullanılmaktadır. [9]

4.1.1 Dışbükey ve teğetsel kam mili profili

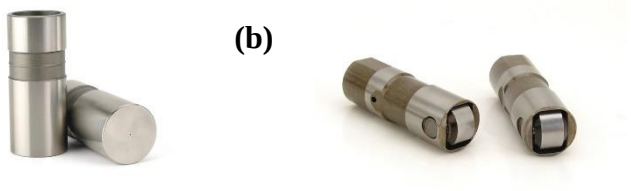
Dışbükey kam profilleri (şekil 4.1(a)), yarıçapları r_1 ve r_2 olan iki yay ile şekillendirilirler. Teğetsel kam profilleri (şekil 4.1(b)) ise r_0 yarıçaplı temel daireye ve yarıçapı r_2 olan yaya teğet olan iki düz çizgi ile şekillendirilirler.



Şekil 4.1: Dışbükey kam profili (a) ve teğetsel kam profili (b) [9]

Teğetsel kam profilleri genelde makaralı itici çubuk kadehleri (şekil 4.2(b)) ile kullanılırken, dışbükey kam profilleri makaralı ve düz kadehlerle (şekil 4.2(a)) kullanılabilirler.

(a) **(b)**



Şekil 4.2: Düz kadeh (a) ve makaralı kadeh (b)

Hesaplarımızda kullanacağımız motor düz kadehli olduğu için bu bölümde, dışbükey kam profili tasarımında yararlanılan formüller gösterilecektir. Kam profili tasarımı temel daire yarıçapı seçimiyle başlamaktadır. Var olan bir tasarım üzerinde çalışacağımız için bu değer bellidir, ancak sıfırdan bir tasarım yapılacaksa, temel daire yarıçapı, maksimum supap açılma değerinin, doğal emişli motorlarda 1,5…2,5 katı, aşırı doldurmalı motorlarda 3…4 katı arasında alınabilir. Kam mili açısı *(φ_{csh0})* seçilen supap zamanlamasına göre aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır.

$$\varphi_{csh0} = (\varphi_{ad} + 180^{\circ} + \varphi_{re})/4 \qquad \textbf{(4.1)}$$

Bu formülde φ_{ad} supap açılması avansının, φ_{re} ise supap kapanmasının gecikmesinin değerleridir. Hesaplara başlayabilmek için dışbükey kam profilini oluşturan yayların yarıçap değerleri (r_1 ve r_2) belirlenmelidir. Yeni bir tasarım yapılacağında r_1 değeri maksimum supap kadehi yükselmesinin 8…20 katı arası kabul edilebilir. Eğer seçilen r_1 değeri çok küçükse r_2 değeri negatif bulunacaktır. Bu durumda r_1'in daha büyük bir değeri seçilmeli ve işlem tekrar edilmelidir. Dışbükey profillerde r_1 ile r_2 arasındaki bağıntılar aşağıdaki gibidir.

$$r_1 = \frac{r_0^2 + a^2 - r_2^2 - 2r_0 a\cos\varphi_{csh0}}{2(r_0 - r_2 - a\cos\varphi_{csh0})} \qquad \textbf{(4.2)}$$

$$r_2 = \frac{r_0 b - 0{,}5\mathrm{h}_{fmax}^2 - (r_1 - r_0)(r_0 + \mathrm{h}_{fmax})\cos\varphi_{csh0}}{b - (r_1 - r_0)\cos\varphi_{csh0}} \qquad \textbf{(4.3)}$$

Bu denklemlerde; $a = r_0 + \mathrm{h}_{fmax} - r_2$, mm; $b = r_1 - r_0 - \mathrm{h}_{fmax}$, mm; h_{fmax} ise itici çubuk kadehinin maksimum yükselme miktarıdır. Kam mili açısı ve yayların

yarıçapları belirlendikten sonra, kam mili profilinin iki farklı denklemle kaçar derece boyunca hesaplarının yapılacağı bulunmalıdır. Kam profilinin, r_1 yarıçaplı yay üzerinde kaç derece boyunca hesap yapılacağı aşağıdaki formülle bulunur.

$$\sin \varphi_{csh1max} = \frac{a \sin \varphi_{csh0}}{r_1 - r_2} \tag{4.4}$$

İki yay üzerindeki hesap açıları toplamı kam mili açısına eşit olacağı için;

$$\varphi_{csh2max} = \varphi_{csh0} - \varphi_{csh1max} \tag{4.5}$$

Yukarıdaki formüllerle yaylar üzerindeki maksimum hesap açıları bulunduktan sonra itici çubuk kadehinin yükselme miktarını, hızını ve ivmesini veren formüllere geçilebilir. Kam profili iki farklı yaydan oluştuğu için yükselme miktarı, hız ve ivme için ikişer formülle hesap yapılmaktadır. Bu formüller yükselme miktarı için aşağıdaki gibidir.

$$\mathrm{h}_{f1} = (r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_{csh1}) \tag{4.6}$$

$$\mathrm{h}_{f2} = a \cos \varphi_{csh2} + r_2 - r_0 \tag{4.7}$$

Hız ve ivme hesapları için yukarıdaki verilerin yanı sıra kam milinin açısal hızı da gereklidir. Kam milinin açısal hızı (ω_c), hesapların yapılacağı motor hızına (n) göre şu şekilde bulunur.

$$\omega_c = \frac{2\pi n}{120} \tag{4.8}$$

Kam mili açısal hızı hesaplandıktan sonra, itici çubuk kadehinin hızını veren formüller şu şekildedir.

$$\omega_{f1} = (r_1 - r_0)\omega_c \sin \varphi_{csh1} \tag{4.9}$$

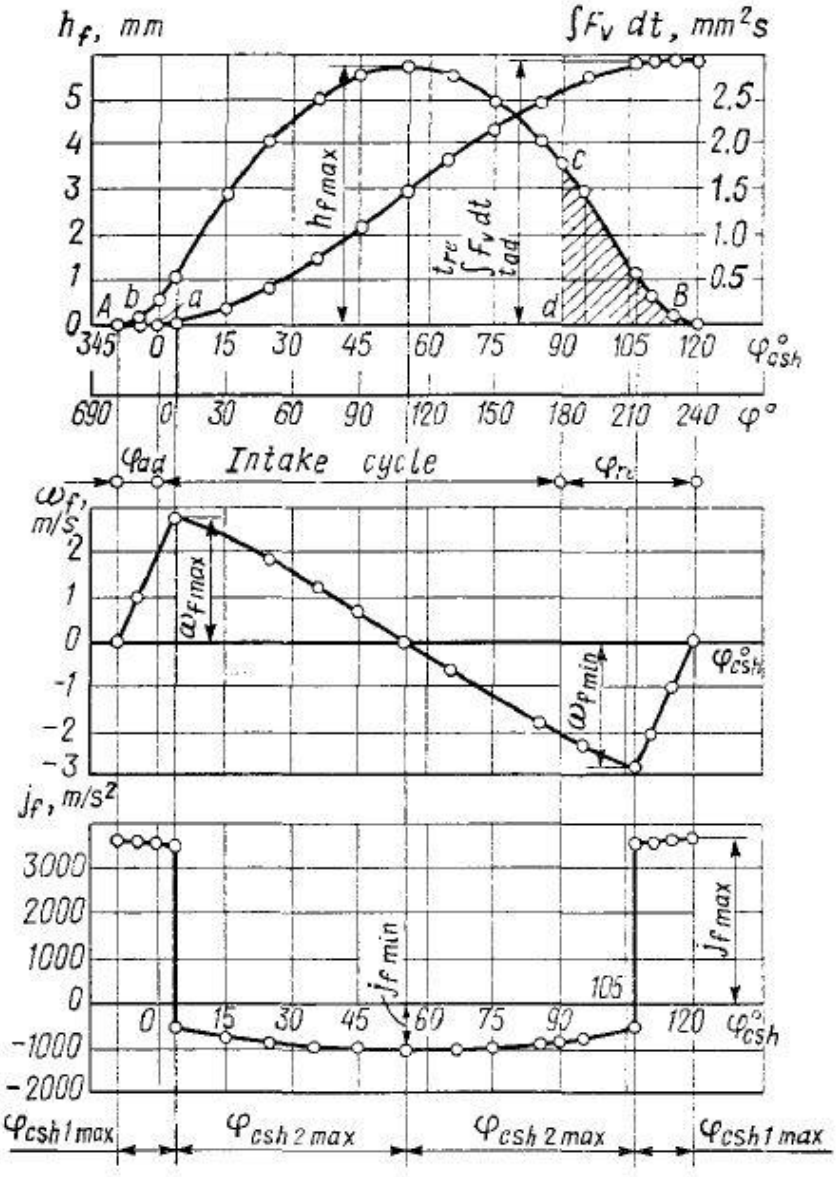
$$\omega_{f2} = \omega_c a \sin \varphi_{csh1} \tag{4.10}$$

İtici çubuk kadehinin ivmesini hesaplamak için ise aşağıdaki formüller kullanılır.

$$j_{f1} = (r_1 - r_0)\omega_c^2 \cos\varphi_{csh1} \quad \textbf{(4.11)}$$

$$j_{f2} = -\omega_c^2 a \cos\varphi_{csh2} \quad \textbf{(4.12)}$$

Yukarıda sıralanan formüllere göre itici çubuk kadehinin yükselme miktarı, hızı ve ivmesi tercihe göre belirli kam mili açılarında veya belirli açı aralıklarıyla hesaplanıp, krank mili veya kam mili açısına göre diyagramları çizdirilirse şekil 4.3'te gösterilen diyagramlar elde edilir.



Şekil 4.3: Sırasıyla yükselme miktarı, hız ve ivme diyagramları

4.1.2 Dışbükey kam profili hesaplarının yapılması

Bu bölümde, yukarıda anlatılan formüller, şu anda seri üretimde olan TÜMOSAN motorlarında kullanılan kam milinin emme ve egzoz profillerine uygulanacaktır. Elde edilen itici çubuk kadehi yükselme miktarlarının, seri üretimde kullanılmak üzere ölçülmüş ve yarım derece kam mili açısı ile tablo haline getirilmiş yükselme miktarları ile karşılaştırması yapılacaktır.

Hesapları üretimde olan bir profile uygulayacağımız için, r_1 ve r_2'yi bulmak için kabullere ihtiyacımız yoktur. Bunun yerine şekil 4.4'te gösterildiği gibi öncelikle kam mili bütünüyle taranıp 3 boyutlu geometrisi bilgisayar ortamında elde edilmiştir.

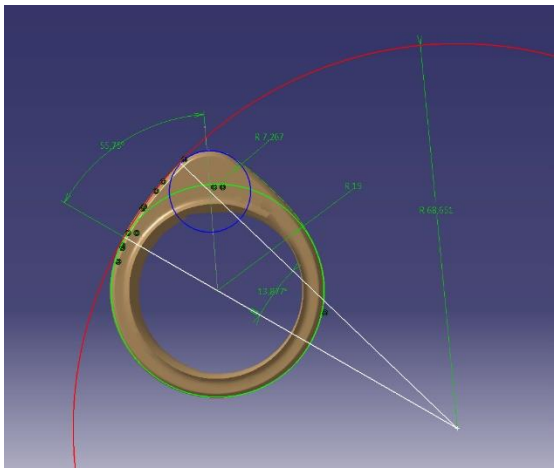


Şekil 4.4: Kam mili tarama datası

Tarama işi bu alanda deneyimli olan ORSA şirketine yaptırılmıştır. Taramada kullanılan cihazın 0,01 mm hassasiyetle 3 boyutlu veri oluşturma kabiliyeti vardır. Kam mili, solda egzoz sağda emme kam profili olacak şekilde toplam 4 çift profil ve profillerin arasında 3 adet kam mili yatağından oluşmaktadır.

4.1.2.1 Dışbükey emme profili hesapları

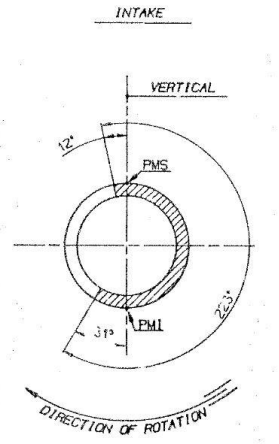
Emme kam profili hesaplarına başlamadan önce 3 boyutlu tarama verisi oluşturulan kam mili üzerinde, emme kam profilinin r_1 ve r_2 değerlerini elde edebilmek için bazı çizimler yapılması gerekmektedir. Bu çizimler şekil 4.5'te gösterilmiştir. İlk olarak kam yumurtasının temel dairesini de kapsayacak şekilde dış profili çizilmiştir. Daha sonra şekil 4.5'te gösterilen dışbükey kam profili hesaplarında kullanılan yaylar ve yardımcı doğrular çizilerek, yayların yarıçap değerleri ile r_1 yarıçaplı yay üzerinde yapılacak hesapların maksimum açı değeri ($\varphi_{csh1max}$) oluşturulan çizim üzerinden ölçülmüştür.



Şekil 4.5: Emme kam profili üzerinde yapılan çizimler

Yukarıdaki şekilde tarama verisi üzerine çizilen yeşil daire kam profilinin temel dairesini, kırmızı yay r_1 yarıçaplı büyük yayı, mavi daire ise r_2 yarıçaplı küçük daireyi göstermektedir. Yardımcı olarak çizilen beyaz doğrular ise r_1 yarıçaplı yay üzerinde maksimum kaç derece boyunca hesap yapılacağını ($\varphi_{csh1max}$) ölçmemize olanak sağlamaktadır. Buna göre, r_0=19mm, r1=68,651mm, r_2=7,267mm, $\varphi_{csh1max}$~13,9°'dir.

Kam mili açısını hesaplamak için gerekli olan supap açılma avansı ve kapanma gecikmesi değerleri şekil 4.6 'da görülen, seri üretimdeki motorun supap zamanlamasını belirten teknik çizimden okunmuştur.



Şekil 4.6: Emme supapı zamanlaması

Şekil 4.6'ya göre emme supapının açılma avansı 31 derece kapanma gecikmesi ise 12 derecedir. Bu bilgilere göre emme kam profili açısı aşağıdaki formül yardımıyla bulunur.

$$\varphi_{csh0} = (\varphi_{ad} + 180^{\circ} + \varphi_{re})/4 \quad (4.13)$$

$$\varphi_{csh0} = \frac{31^{\circ} + 180^{\circ} + 12^{\circ}}{4} = 55{,}75^{\circ}$$

Hesapların r_2 yarıçaplı yay üzerinde maksimum kaç derece boyunca yapılacağını veren formül ise;

$$\varphi_{csh2max} = \varphi_{csh0} - \varphi_{csh1max} \quad (4.14)$$

$$\varphi_{csh2max} = 55{,}75^{\circ} - 13{,}9^{\circ} = 41{,}85^{\circ}$$

Yükselme miktarı hesaplarına geçmek için gerekli olan son değer formülasyonda a ile gösterilen değerdir. Bu değeri bulurken h_{fmax}=5,97mm maksimum yükselme miktarı motor verilerinden alınmıştır.

$$a = r_0 + h_{fmax} - r_2 \quad (4.15)$$

$$a = 19 + 5{,}97 - 7{,}267 = 17{,}703mm$$

Yükselme miktarı değerleri kam profili açısına göre aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$h_{f1} = (r_1 - r_0)(1 - \cos\varphi_{csh1}) \quad (4.16)$$

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

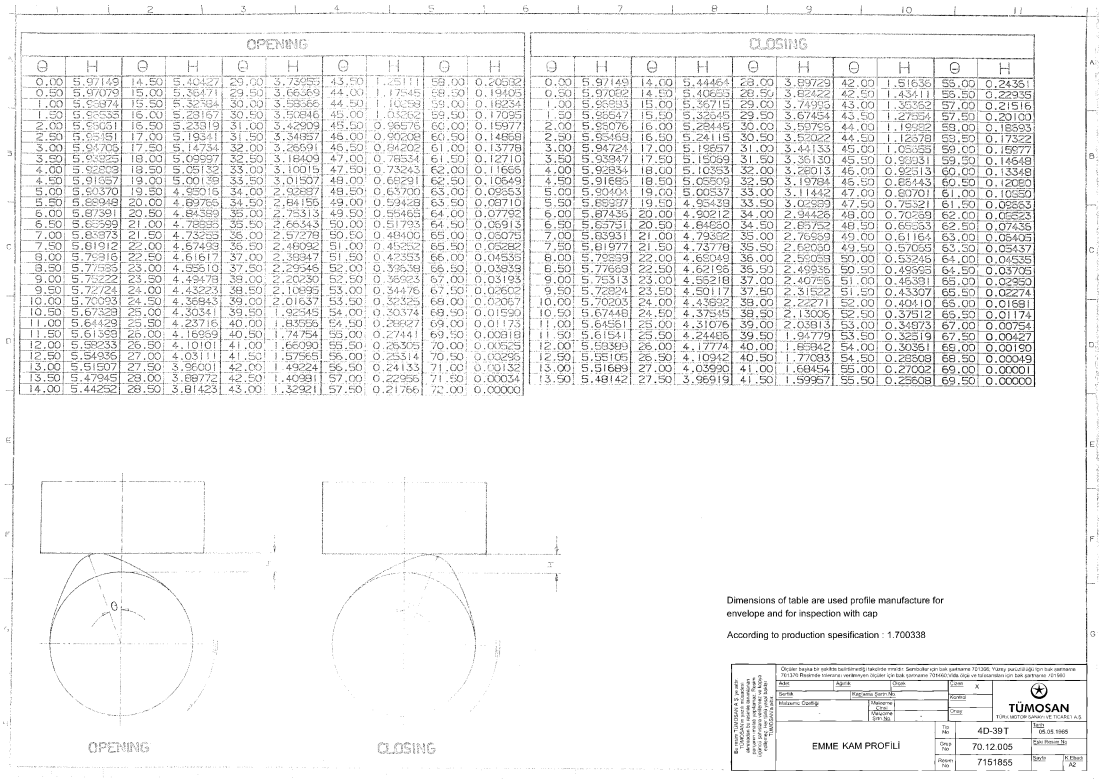
$$h_{f1} = 49{,}651(1 - \cos\varphi_{csh1});\ \varphi_{csh1} = 0^{\circ} \cdots 13{,}9^{\circ} \quad (4.17)$$

$$h_{f2} = a\cos\varphi_{csh2} + r_2 - r_0 \quad (4.18)$$

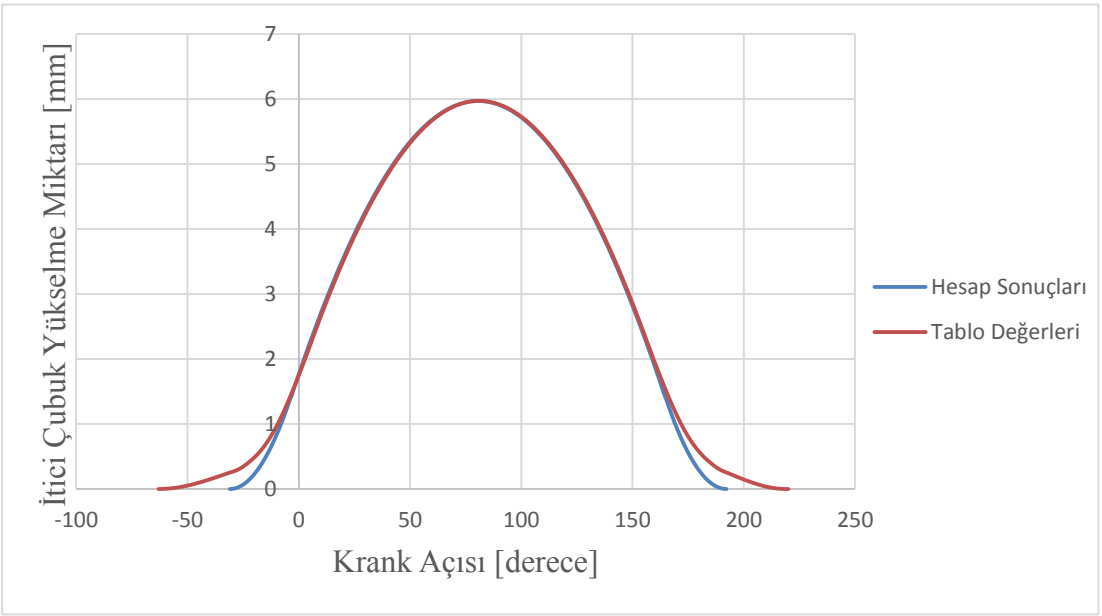
$$h_{f2} = 17{,}703\cos\varphi_{csh2} + 7{,}267 - 19$$

$$h_{f2} = 17{,}703\cos\varphi_{csh2} - 11{,}733;\ \varphi_{csh2} = 41{,}85^{\circ} \cdots 0^{\circ} \quad (4.19)$$

Yukarıda verilen h_{f1} ve h_{f2} denklemlerinin sonuçları, yan taraflarında verilen açı değeri aralıklarında her 0,1 derece için Excel'de hazırlanmıştır. Hesaplar sonucu elde edilen yükselme miktarları, seri üretimde kullanılmak üzere hazırlanan, kam milinin her 0,5 derece dönüşü sonrası itici çubuk kadehinin yükselme miktarını gösteren değerler ile karşılaştırılmıştır. Tabloda gösterilen değerler hesap sonuçlarının olduğu Excel dosyasına geçirilmiştir. Hesap sonuçlarının ve tablodaki değerlerin, krank mili açısına göre diyagramları şekil 4.8'deki gibi çizdirilmiştir.



Şekil 4.7: Emme itici çubuk kadehinin yükselme miktarı tablosu



Şekil 4.8: Emme itici çubuk mili kadehi yükselme miktarının tablo değerleri ile hesap sonucu değerlerinin karşılaştırma grafiği

İki seri değer birbirine göre maksimum yükselme miktarı açıları aynı krank mili açısına denk gelecek şekilde örtüştürülmüştür. Şekilden görüldüğü üzere kadehin çok düşük yükselme miktarlarında iki eğri arasında gözle görülür bir fark vardır. Ancak bu fark yükselme miktarının değeri arttıkça yok olmakta, iki eğri tamamen üst üste

çakışmaktadır. Kırmızı eğri ile gösterilen tablo değerlerinin mavi ile gösterilen hesap değerlerine göre daha geniş bir açı aralığına yayıldığı görülmektedir. Fakat kırmızı eğrinin yayıldığı açı aralığı emme supapının açık kaldığı toplam açı değerinden fazladır. Profilin bu şekilde daha geniş bir aralığa yayılmasının nedeni kam yumurtasının temel dairesinden profil eğrilerine geçişin daha yumuşak bir şekilde gerçekleştirilmek istenmesidir. Hesap sonuçlarını gösteren mavi eğri ise, diyagramdaki 0 krank mili açısını üst ölü nokta olarak aldığımızda, supap açılma avansına ve kapanma gecikmesine tam olarak uyduğu için tablo değerlerine göre daha gerçekçi bir kam profili olarak kabul edilmiştir. Bundan sonraki itici çubuk kadehinin hızı ve ivmesi, yükselme miktarı formüllerinde kullanılan doğruluğu kabul edilmiş değerler ile hesaplanacaktır. Kam profili açısına göre kadeh hızını hesaplamak için öncelikle formüllerde geçen ω_c kam milinin açısal hızı değerini hesaplamamız gerekmektedir. Hesaplarını yaptığımız motorun maksimum güç devri 2500 d/d'dir. Kam milinin açısal hızını hesaplarken bu değer alınacaktır.

$$\omega_c = \frac{2\pi n}{120} \tag{4.20}$$

$$\omega_c = \frac{2\pi 2500}{120} \cong 131 rad/s$$

Kam milinin açısal hızını da hesapladıktan sonra itici çubuk kadehinin hız ve ivme hesaplarına geçebiliriz. Hız hesapları için aşağıdaki formüller kullanılmıştır.

$$\omega_{f1} = (r_1 - r_0)\omega_c \sin\varphi_{csh1} \tag{4.21}$$

$$\omega_{f1} = (68{,}651 - 19)131 \sin\varphi_{csh1}$$

$$\omega_{f1} \cong 6504 \sin\varphi_{csh1}\, mm/s = 6{,}504 \sin\varphi_{csh1}\, m/s$$

$$\omega_{f2} = a\omega_c \sin\varphi_{csh2} \tag{4.22}$$

$$\omega_{f2} = 17{,}703x131 \sin\varphi_{csh2}$$

$$\omega_{f2} \cong 2319 \sin\varphi_{csh2}\, mm/s = 2{,}319 \sin\varphi_{csh2}\, m/s \tag{4.23}$$

İvme hesapları için kullanılan formüller ise şu şekildedir. Hesap sonuçlarını milimetre bölü saniye kareden metre bölü saniye kareye dönüştürmek için formüllere 10^{-3} çarpanı eklenmiştir.

$$i_{f1} = (r_1 - r_0)\omega_c^2\, 10^{-3}\cos\varphi_{csh1} \tag{4.24}$$

$$i_{f1} = (68{,}651 - 19)131^2 x10^{-3}\cos\varphi_{csh1}$$

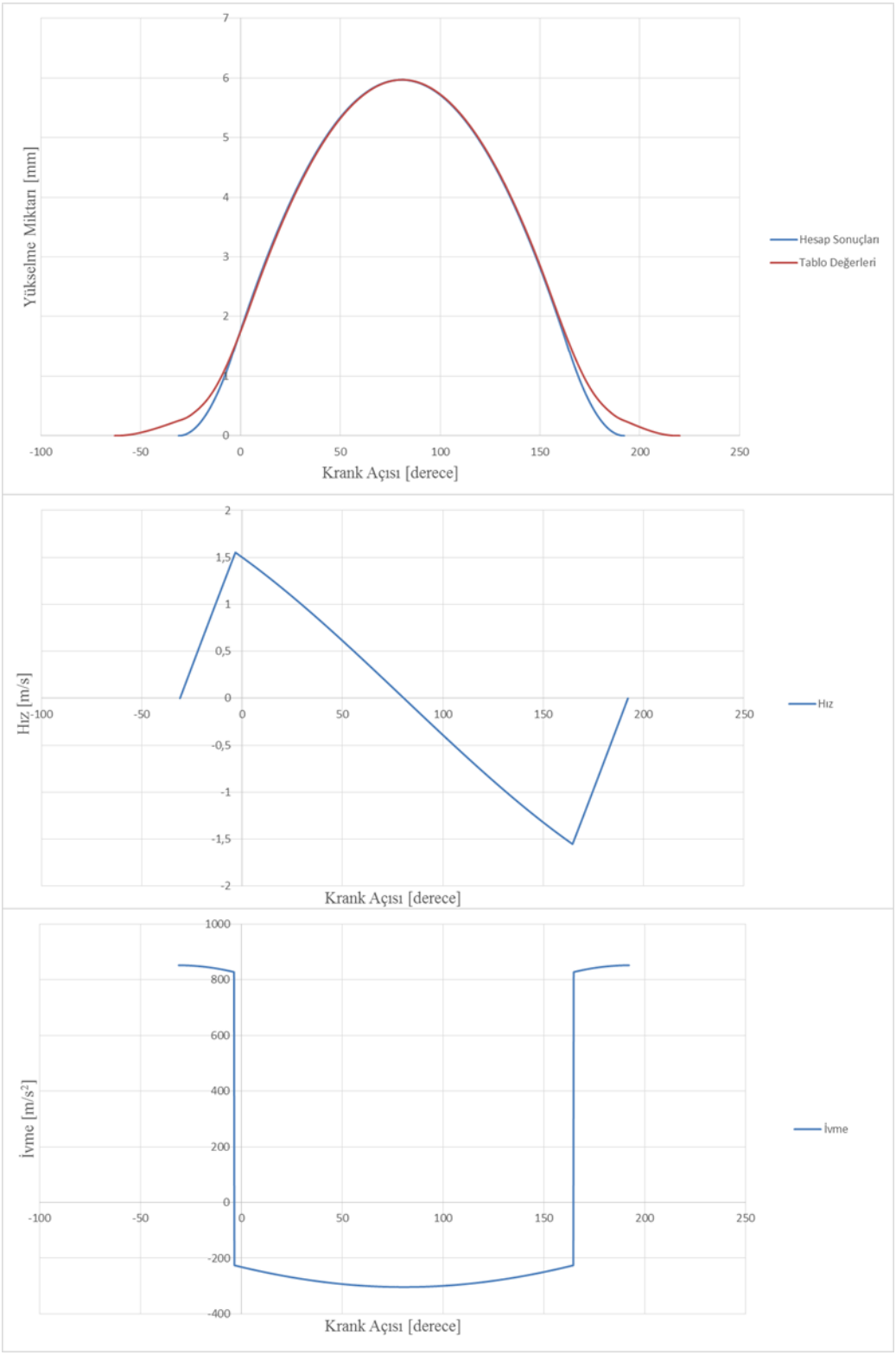
$$i_{f1} \cong 852\cos\varphi_{csh1}\, m/s^2 \tag{4.25}$$

$$i_{f2} = -\omega_c^2 10^{-3} a\cos\varphi_{csh2} \tag{4.26}$$

$$i_{f2} = -131^2 x10^{-3} x17{,}703\cos\varphi_{csh2}$$

$$i_{f2} \cong -303{,}8\cos\varphi_{csh2}\, m/s^2 \tag{4.27}$$

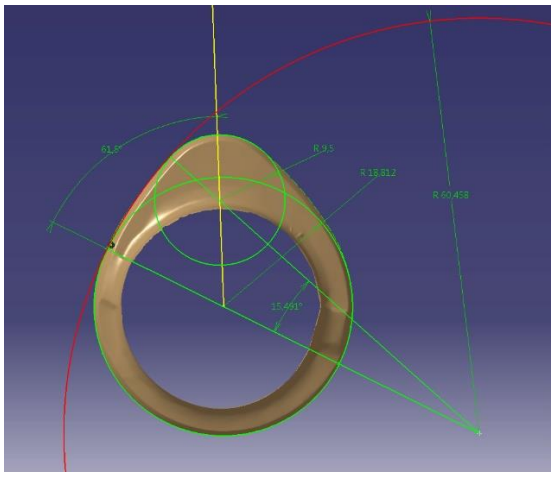
İtici çubuk kadehinin hız ve ivme formülleri yukarıdaki gibi düzenlendikten sonra, yükselme miktarı hesaplarıyla aynı açı aralığında ve sıklığında sonuçları hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar yine Excel'de yapılmıştır. Aynı zamanda krank mili açısına karşılık değerlerinin diyagramı çizdirilerek, yükselme miktarı diyagramının altına eklenip şekil 4.9'da gösterilmiştir. Böylelikle emme kam profilinin, dışbükey kam profili formülleriyle incelenip krank mili açısına karşılık itici çubuk yükselme miktarının, hızının ve ivmesinin karakteristikleri hakkında fikir sahibi olunmuştur. Sonraki bölümlerde supap tahrik mekanizmasının en önemli elemanlarından biri olan supap yayının hesaplarında bu bölümde elde ettiğimiz itici çubuk kadehi ivmesinin değerleri kullanılacaktır.



Şekil 4.9: Emme kam profilinin yükselme miktarı, hız ve ivme grafikleri

4.1.2.2 Dışbükey egzoz profili hesapları

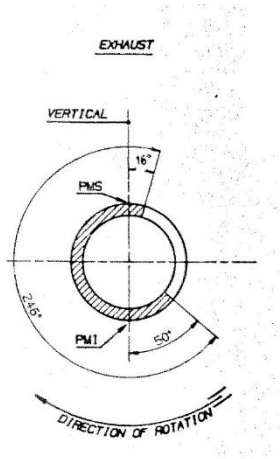
Egzoz profili hesaplarını yapmak için ihtiyacımız olan temel geometrik büyüklükler emme profilinde yaptığımıza benzer çizimler yaparak elde edilmiştir. Şekil 4.10, bu çizimleri ve çizimlerden aldığımız boyutları göstermektedir. Çizimlerden aldığımız



Şekil 4.10: Egzoz kam profili üzerinde yapılan çizimler

değerler; r_0=18,75mm (seri üretim teknik resminden), r_1=60,458mm, r_2=9,5mm ve $\varphi_{csh1max}$~15,5° olarak sıralanabilir.

Kam mili açısını hesaplamak için gerekli olan supap açılma avansı ve kapanma gecikmesi değerleri şekil 4.11 'de görülen, seri üretimdeki motorun supap zamanlamasını gösteren teknik çizimden okunmuştur. Şekle göre egzoz supapının



Şekil 4.11: Egzoz supap zamanlaması

açılma avansı 16 krank mili açısı, kapanma gecikmesi ise 50 krank mili açısıdır. Bu değerler yardımıyla egzoz kam profili açısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\varphi_{csh0} = (\varphi_{ad} + 180^{\circ} + \varphi_{re})/4 \quad \textbf{(4.28)}$$

$$\varphi_{csh0} = \frac{16^{\circ} + 180^{\circ} + 50^{\circ}}{4} = 61{,}5^{\circ}$$

Hesapların r_2 yarıçaplı yay üzerinde maksimum kaç derece boyunca yapılacağını veren formül ise;

$$\varphi_{csh2max} = \varphi_{csh0} - \varphi_{csh1max} \quad \textbf{(4.29)}$$

$$\varphi_{csh2max} = 61{,}5^{\circ} - 15{,}5^{\circ} = 46^{\circ}$$

Yükselme miktarı hesaplarına geçmek için gerekli olan son değer formülasyonda a ile gösterilen değerdir. Bu değeri bulurken h_{fmax}=6,25mm maksimum yükselme miktarı motor verilerinden alınmıştır.

$$a = r_0 + \mathrm{h}_{fmax} - r_2 \quad \textbf{(4.30)}$$

$$a = 18{,}75 + 6{,}25 - 9{,}5 = 15{,}5mm$$

Yükselme miktarı değerleri kam profili açısına göre aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$\mathrm{h}_{f1} = (r_1 - r_0)(1 - \cos\varphi_{csh1}) \quad \textbf{(4.31)}$$

$$\mathrm{h}_{f1} = (60{,}458 - 18{,}75)(1 - \cos\varphi_{csh1})$$

$$\mathrm{h}_{f1} = 41{,}708(1 - \cos\varphi_{csh1});\quad \varphi_{csh1} = 0^{\circ} \cdots 15{,}5^{\circ} \quad \textbf{(4.32)}$$

$$\mathrm{h}_{f2} = a\cos\varphi_{csh2} + r_2 - r_0 \quad \textbf{(4.33)}$$

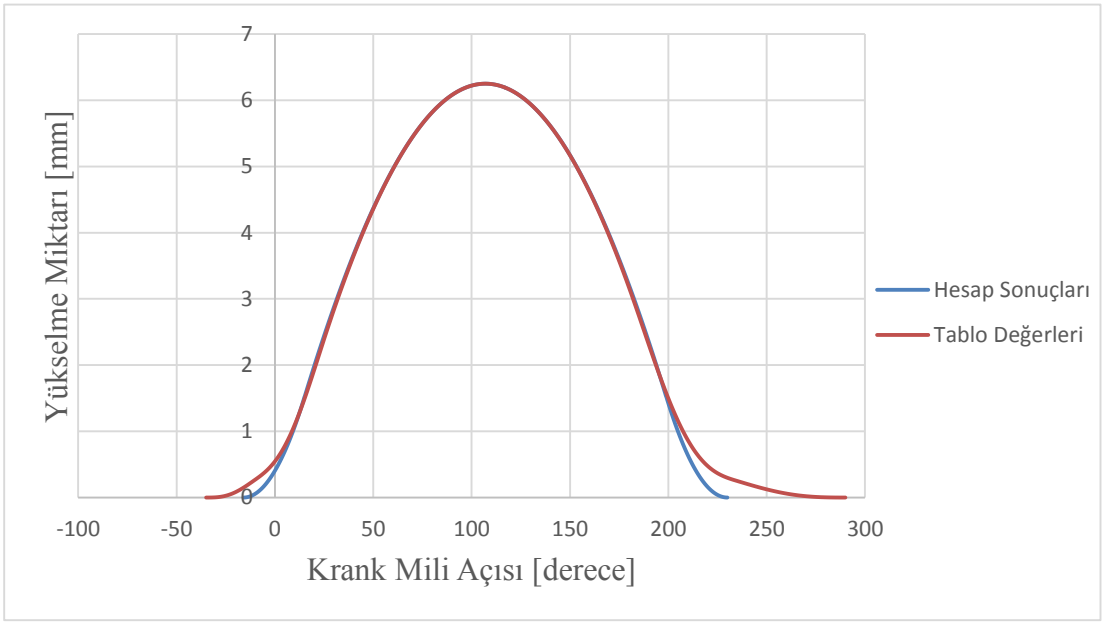
$$\mathrm{h}_{f2} = 15{,}5\cos\varphi_{csh2} + 9{,}5 - 18{,}75$$

$$\mathrm{h}_{f2} = 15{,}5\cos\varphi_{csh2} - 9{,}25;\ \varphi_{csh2} = 46^{\circ} \cdots 0^{\circ} \quad \textbf{(4.34)}$$

Yukarıda verilen h_{f1} ve h_{f2} denklemlerinin sonuçları, yan taraflarında verilen açı değeri aralıklarında her 0,1 derece için Excel'de hazırlanmıştır. Hesaplar sonucu elde edilen yükselme miktarları, seri üretimde kullanılmak üzere hazırlanan, kam milinin her 0,5 derece dönüşü sonrası itici çubuk kadehinin yükselme miktarını gösteren değerler ile karşılaştırılmıştır. Tabloda gösterilen değerler hesap sonuçlarının olduğu Excel dosyasına geçirilmiştir. Hesap sonuçlarının ve tablodaki değerlerin, krank mili açısına göre diyagramları şekil 4.13'teki gibi çizdirilmiştir.



Şekil 4.12: Egzoz itici çubuk kadehinin yükselme miktarı tablosu



Şekil 4.13: Egzoz itici çubuk mili kadehi yükselme miktarının tablo değerleri ile hesap sonucu değerlerinin karşılaştırma grafiği

İki seri değer birbirine göre maksimum yükselme miktarı açıları aynı krank mili açısına denk gelecek şekilde örtüştürülmüştür. Şekilden görüldüğü üzere kadehin çok düşük yükselme miktarlarında iki eğri arasında gözle görülür bir fark vardır. Ancak bu fark yükselme miktarının değeri arttıkça yok olmakta, iki eğri tamamen üst üste

çakışmaktadır. Kırmızı eğri ile gösterilen tablo değerlerinin mavi ile gösterilen hesap değerlerine göre daha geniş bir açı aralığına yayıldığı görülmektedir. Fakat kırmızı eğrinin yayıldığı açı aralığı egzoz supapının açık kaldığı toplam açı değerinden fazladır. Profilin bu şekilde daha geniş bir aralığa yayılmasının nedeni kam yumurtasının temel dairesinden profil eğrilerine geçişin daha yumuşak bir şekilde gerçekleştirilmek istenmesidir. Hesap sonuçlarını gösteren mavi eğri ise, diyagramdaki 0 krank mili açısını alt ölü nokta olarak aldığımızda, supap açılma avansına ve kapanma gecikmesine tam olarak uyduğu için tablo değerlerine göre daha gerçekçi bir kam profili olarak kabul edilmiştir. Bundan sonraki itici çubuk kadehinin hızı ve ivmesi, yükselme miktarı formüllerinde kullanılan doğruluğu kabul edilmiş değerler ile hesaplanacaktır. Kam profili açısına göre kadeh hızı ve ivmesi hesaplarında, ω_c ile gösterilen kam mili açısal hızı emme profili hesaplarındaki değerin aynısı olan 131 rad/s olarak alınacaktır.

Egzoz itici çubuk mili kadehinin hızını veren formüller alınan değerlere göre aşağıdaki gibidir.

$$\omega_{f1} = (r_1 - r_0)\omega_c \sin\varphi_{csh1} \tag{4.35}$$

$$\omega_{f1} = (60{,}458 - 18{,}75)131 \sin\varphi_{csh1}$$

$$\omega_{f1} \cong 5463 \sin\varphi_{csh1}\, mm/s = 5{,}463 \sin\varphi_{csh1}\, m/s \tag{4.36}$$

$$\omega_{f2} = a\omega_c \sin\varphi_{csh2} \tag{4.37}$$

$$\omega_{f2} = 15{,}5x131 \sin\varphi_{csh2}$$

$$\omega_{f2} \cong 2030 \sin\varphi_{csh2}\, mm/s = 2{,}03 \sin\varphi_{csh2}\, m/s \tag{4.38}$$

İvme hesaplamaları için ise birim dönüşümü için 10^{-3} eklenmiş formüller kullanılır.

$$i_{f1} = (r_1 - r_0)\omega_c^2\, 10^{-3}\cos\varphi_{csh1} \tag{4.39}$$

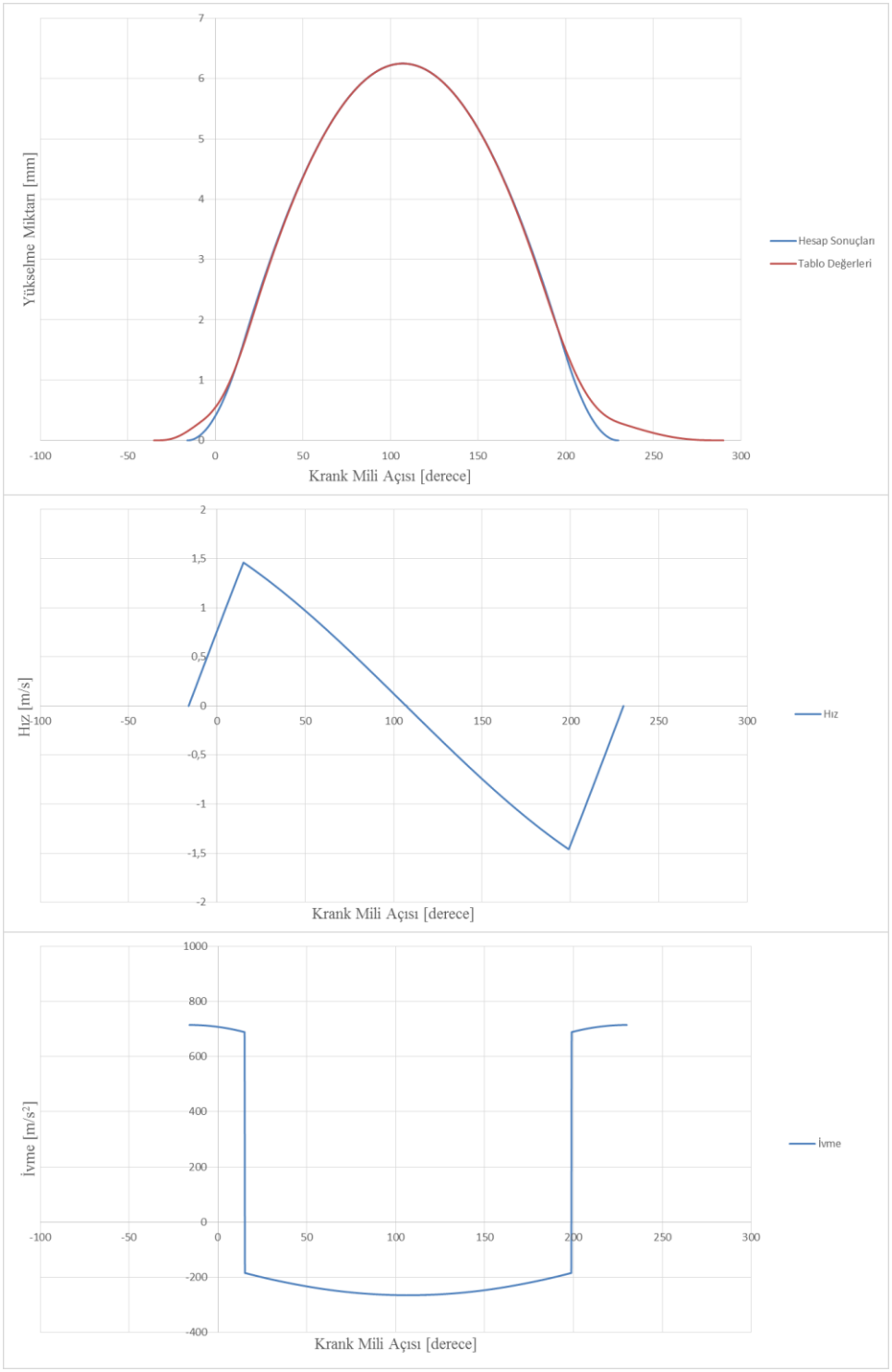
$$i_{f1} = (60{,}458 - 18{,}75)131^2 x10^{-3} \cos\varphi_{csh1}$$

$$i_{f1} \cong 715{,}75 \cos\varphi_{csh1}\, m/s^2 \tag{4.40}$$

$$i_{f2} = -\omega_c^2 10^{-3} a \cos\varphi_{csh2} \tag{4.41}$$

$$i_{f2} = -131^2 x 10^{-3} x 15{,}5 \cos \varphi_{csh2}$$

$$i_{f2} \cong -266 \cos \varphi_{csh2}\, m/s^2 \qquad \textbf{(4.42)}$$

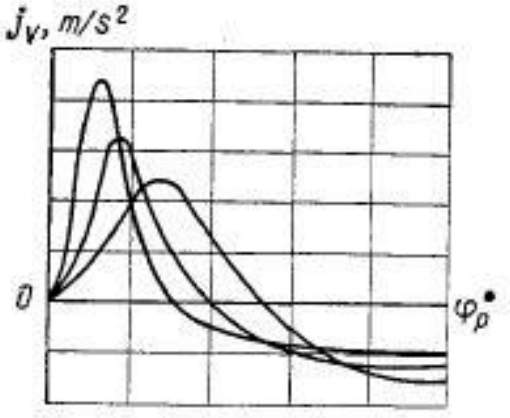


Şekil 4.14: Egzoz kam profilinin yükselme miktarı, hız ve ivme grafikleri

Emme kam profili hesaplarına benzer şekilde egzoz itici çubuk kadehinin hız ve ivme formülleri yukarıdaki gibi düzenlendikten sonra, yükselme miktarı hesaplarıyla aynı açı aralığında ve sıklığında sonuçları hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar yine Excel'de yapılmışlardır. Aynı zamanda krank mili açısına karşılık değerlerinin diyagramı çizdirilerek, yükselme miktarı diyagramının altına eklenip şekil 4.14'te gösterilmiştir. Böylelikle egzoz kam profilinin, dışbükey kam profili formülleriyle incelenip krank mili açısına karşılık itici çubuk yükselme miktarının, hızının ve ivmesinin karakteristikleri hakkında fikir sahibi olunmuştur. Sonraki bölümlerde supap tahrik mekanizmasının en önemli elemanlarından biri olan supap yayının hesaplarında bu bölümde elde ettiğimiz itici çubuk kadehi ivmesinin değerleri kullanılacaktır.

4.1.3 Harmonik kam profili hesaplarının yapılması

Harmonik profilli kamlar, dışbükey profilli kamlara göre daha yüksek hızlara çıkan motorlarda kullanılırlar. Daha yüksek hızlı motorlarda kullanılabilmelerinin nedeni kam profili boyunca daha yumuşak ve devamlılık gösteren ivme değişimine sahip olmalarıdır. Harmonik kam mili profili oluşturmanın ön şartı bahsedilen yumuşak geçişe sahip ivme profili oluşturmaktır. Benzer ivme profilleri şekil 4.15'te gösterilmiştir.



Şekil 4.15: Harmonik kam profili ivme değişimi örnekleri [9]

Farklı yarıçaplı iki yay ile şekillendirilen dışbükey kamların aksine, harmonik kamların şekillendirilmesi ivme diyagramının çizilmesiyle başlar. İvme diyagramı çizilirken pozitif ivmelerin $1500 m/s^2$, negatif ivmelerin ise $500 m/s^2$ değerini geçmemesine dikkat edilmelidir. Yapacağımız hesaplar sıfırdan kam profili oluşturmak yerine var olan kam profilini incelemek amacıyla olacağı için, yukarıda

bahsedilen kam profili ivmesinin diyagramını çizdirmek üzere GT Suite programından yararlanılmıştır. GT Suite, motorun incelenmek istenen kısmının birtakım boyutsal ve karakteristik büyüklüklerini girdi olarak alarak 2 boyutta hesaplamalar yapıp gerçeğe yakın sonuçları hızlı bir şekilde veren bir program grubudur. Bu program grubundan alınan sonuçlar, daha ayrıntılı 3 boyutlu analizler için başlangıç koşulu veya girdi olarak kullanılabilir. GT Suite'te 2 boyutlu basit akışkanlar mekaniği hesaplarının (port, manifold, yanma odası) yanında hareketli mekanizmaların (krank-biyel, supap tahrik, zamanlama dişli grubu) hesapları yapılabilmektedir. Bu hesaplar sonunda sözü geçen mekanizmaların her bir parçasını hızı, ivmesi ve parçanın üzerine gelen kuvvet ve benzeri birçok büyüklük hakkında gerçeğe çok yakın sonuçlar elde edilmektedir. GT Suite program grubunun bir dalı olan ValveTrain Design, yukarıda bahsedilen hesapları supap tahrik mekanizması için yapan programdır. Bu çalışmada hesaplarını yapacağımız kam profillerinin ivme değerlerinin, kam mili açısıyla değişiminin grafiği ValveTrain Design programı yardımıyla elde edilmiştir. Elde edilen ivme grafikleri 4 bölümden oluşmaktadır:

1. Tapering (etek), Φ_0 açı değeri boyunca kosinüs eğrisi
2. Pozitif ivmelenme, Φ_1 açı değeri boyunca yarım sinüs dalgası
3. Negatif ivmelenmenin ilk kısmı, Φ_2 açı değeri boyunca çeyrek sinüs dalgası
4. Negatif ivmelenmenin ikinci kısmı, Φ_3 açı değeri boyunca parabolik eğri

Eğer sıfırdan bir tasarım yapılıyorsa yukarıda adı geçen açı değerlerini belirlemek için aşağıdaki eşitlikler kullanılabilir.

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = (^{\pi}/_{180})\varphi_{csh0} \quad \textbf{(4.43)}$$

$$\Phi_2 = (0{,}1 \cdots 0{,}25)\Phi_3 \quad \textbf{(4.44)}$$

$$\Phi_2 + \Phi_3 = (1{,}5 \cdots 3)\Phi_1 \quad \textbf{(4.45)}$$

Tapering (etek) kısmının açısal değeri ise aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\Phi_0 = \frac{\pi^2 \Delta s}{2x180\omega'_{f0e}} \quad \textbf{(4.46)}$$

Bu formülde Δs, kam yumurtası ile kadeh arasındaki boşluktur. Bu değer genelde 0,25 mm olarak alınır ve uygulamada sentil ayarı olarak da geçer. ω'_{f0e} ile gösterilen değer ise kam profilinde pozitif ivmelenme kısmından tapering (etek) kısmına geçişteki

kadeh hızıdır. Kam profili bölümlerinin açıları belirlendikten sonra yükselme miktarı, hız ve ivme formülleriyle hesaplara devam edilmektedir.

Tapering (etek) kısmı için formüller aşağıdaki gibidir ($0 \leq \varphi_{c0} \leq \Phi_0$):

$$h_0 = \Delta s(1 - \cos\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{c0}) \quad (4.47)$$

$$\omega_{f0} = \Delta s\omega_c \frac{\pi}{2\Phi_0}\sin\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{c0} \quad (4.48)$$

$$i_{f0} = \Delta s\omega_c^2(\frac{\pi}{2\Phi_0})^2\cos\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{c0} \quad (4.49)$$

Pozitif ivmelenme kısmındaki değerler aşağıdaki formüllerle hesaplanır ($0 \leq \varphi_{c1} \leq \Phi_1$).

$$h_1 = \Delta s + c_{11}\varphi_{c1} - c_{12}\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{c1} \quad (4.50)$$

$$\omega_{f1} = \omega_c(c_{11} - c_{12}\frac{\pi}{\Phi_1}\cos\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{c1}) \quad (4.51)$$

$$i_{f1} = \omega_c^2[c_{12}\left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{c1}] \quad (4.52)$$

Negatif ivmelenmenin ilk kısmı için formüller aşağıdaki gibidir ($0 \leq \varphi_{c2} \leq \Phi_2$):

$$h_2 = h_{1e} + c_{21}\varphi_{c2} + c_{22}\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{c2} \quad (4.53)$$

$$h_{1e} = \Delta s + c_{11}\Phi_1 \quad (4.54)$$

$$\omega_{f2} = \omega_c(c_{21} - c_{22}\frac{\pi}{2\Phi_2}\cos\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{c2}) \quad (4.55)$$

$$i_{f1} = \omega_c^2[-c_{22}\left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{c2}] \quad (4.56)$$

Yükselme miktarı formülündeki h_{1e} değeri, bir önceki kısımda h_1 değerlerini veren formülde φ_{c1}'in yerine Φ_1'in açısal değeri koyduğumuzda elde ettiğimiz değerdir. Son hesaplar negatif ivmelenmenin ikinci bölümü için aşağıdaki formüllerle yapılır. ($0 \leq \varphi_{c3} \leq \Phi_3$)

$$h_3 = h_{2e} + c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^4 - c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^2 + c_{33} \quad (4.57)$$

$$h_{2e} = \Delta s + c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22} \quad (4.58)$$

$$\omega_{f3} = \omega_c[-4c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^3 + 2c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{c3})] \quad \textbf{(4.59)}$$

$$i_{f3} = \omega_c^2[12c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^2 - 2c_{32}] \quad \textbf{(4.60)}$$

Yukarıdaki formüllerde φ ile gösterilen açısal değerlerden trigonometrik formüllerin yanında çarpan olarak bulunanlar derece olarak, diğerleri radyan olarak alınmalıdır. Kam profili kısımlarının kaç derece boyunca sürdüğünü belirten Φ açısal değerlerinin ise tamamı radyan olarak alınmalıdır. Kam milinin açısal hızı ω_c ile gösterilip değeri dışbükey hesaplardaki değerin aynısı alınacaktır. Bunların yanında formüllerde kullanılan c_{11}, c_{12}, c_{21}, c_{22}, c_{31}, c_{32} ve c_{33} katsayılarının arasındaki ilişki, kam profilinin yükselme miktarı, hız ve ivme devamlılığına dayanarak aşağıdaki formüllerle ifade edilir.

$$\mathrm{h}_{3e} = \mathrm{h}_{fmax} + \Delta s;\ c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22} + c_{33} - \mathrm{h}_{fmax} = 0 \quad \textbf{(4.61)}$$

$$\mathrm{h}_{3b} = \mathrm{h}_{2e};\ c_{31}\Phi_3^4 - c_{32}\Phi_3^2 + c_{33} = 0 \quad \textbf{(4.62)}$$

$$\omega_{f1b} = \omega_{f0e};\ c_{11} - c_{12}\,{}^{\pi}/_{\Phi_1} - \omega''_{f0e} = 0 \quad \textbf{(4.63)}$$

$$\omega_{f2b} = \omega_{f1e};\ c_{11} + c_{12}\,{}^{\pi}/_{\Phi_1} - c_{21} - c_{22}\,{}^{\pi}/_{2\Phi_2} = 0 \quad \textbf{(4.64)}$$

$$\omega_{f3b} = \omega_{f2e};\ c_{21} + 4c_{31}\Phi_3^3 - 2c_{32}\Phi_3 = 0 \quad \textbf{(4.65)}$$

$$i_{f3b} = i_{f2e};\ c_{22}({}^{\pi}/_{2\Phi_2})^2 + 12c_{31}\Phi_3^2 - 2c_{32} = 0 \quad \textbf{(4.66)}$$

Üstten üçüncü formülde ω''_{f0e} ile gösterilen değer ω'_{f0e} olarak bahsettiğimiz hız değerinin mm/rad birimine dönüştürülmüş değeridir. Sıraladığımız 6 denkleme karşılık 7 bilinmeyenimiz olduğu için ivme eğrisinin negatif değerli kısımlarını karakterize etmek üzere $i_{f2e}/i_{f3e} = Z$ ilişkisini eklememiz gerekmektedir. Kurtz kam profili için Z değeri 5/8 olarak kabul edilir. Katsayıları daha basit bir şekilde ifade edebilmek üzere aşağıdaki yardımcı katsayılar yukarıdaki denklemleri düzenleyerek çıkarılır.

$$k_1 = 8Z(\frac{\Phi_2}{\pi})^2 \quad \textbf{(4.67)}$$

$$k_2 = \frac{5+Z}{6}\Phi_3^2 \quad (4.68)$$

$$k_3 = \frac{4+2Z}{3}\Phi_3 \quad (4.69)$$

$$K_1 = k_1 + k_2 + k_3\Phi_2 \quad (4.70)$$

$$K_2 = k_3 + 4Z\frac{\Phi_2}{\pi} \quad (4.71)$$

Son olarak c_{11}, c_{12}, c_{21}, c_{22}, c_{31}, c_{32} ve c_{33} katsayılarını bulmak üzere yukarıdaki katsayılardan ve aşağıdaki denklemlerden yararlanılır.

$$c_{11} = (K_1\omega''_{f0e} + K_2 \mathrm{h}_{fmax})/(2K_1 + K_2\Phi_1) \quad (4.72)$$

$$c_{12} = (c_{11} - \omega''_{f0e})\,\Phi_1/\pi \quad (4.73)$$

$$c_{32} = \left(2c_{11} - \omega''_{f0e}\right)/K_2 \quad (4.74)$$

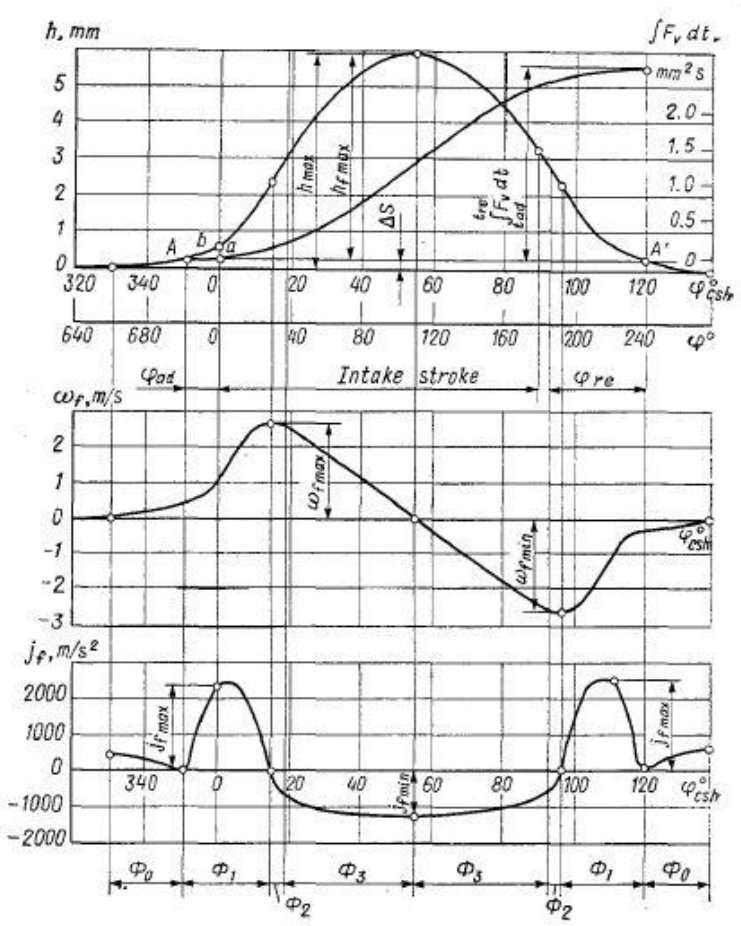
$$c_{21} = c_{32}k_3 \quad (4.75)$$

$$c_{22} = c_{32}k_1 \quad (4.76)$$

$$c_{31} = c_{32}(1-Z)/(6\Phi_3^2) \quad (4.77)$$

$$c_{33} = c_{32}k_2 \quad (4.78)$$

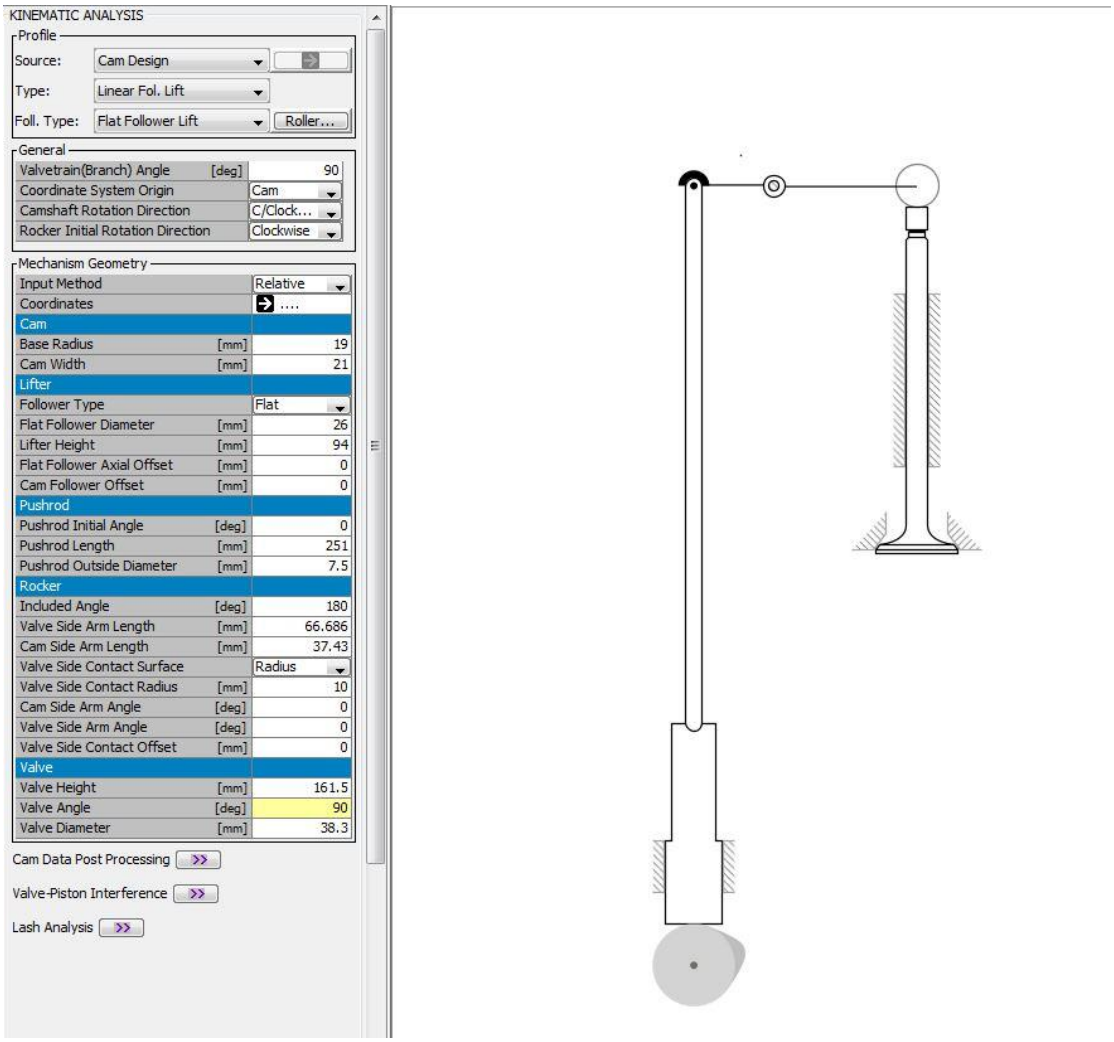
Tüm katsayılar yukarıdaki formüllere göre hesaplandıktan sonra, sağlamalarını yapmak için sınır eşitliklerinden çıkan formüllere konarak sonuçların 0 çıkıp çıkmadığına bakılır. Eğer sonuçlar 0 çıkıyorsa katsayılarımız doğru demektir. Elde edilen katsayılar, ifade edilen yükselme miktarı, hız ve ivme formüllerinde diğer değerlerle birlikte yerlerine konarak kam mili açılarına göre sonuçları bulunur. Bu elde edilen sonuçların krank ya da kam mili açısına göre diyagramları çizdirilirse şekil 4.16'da gösterilenlere benzer diyagramlar elde edilmiş olur.



Şekil 4.16: Yukarıdan aşağı doğru sırasıyla yükselme miktarı, hız ve ivme grafikleri

4.1.3.1 Harmonik emme profili hesapları

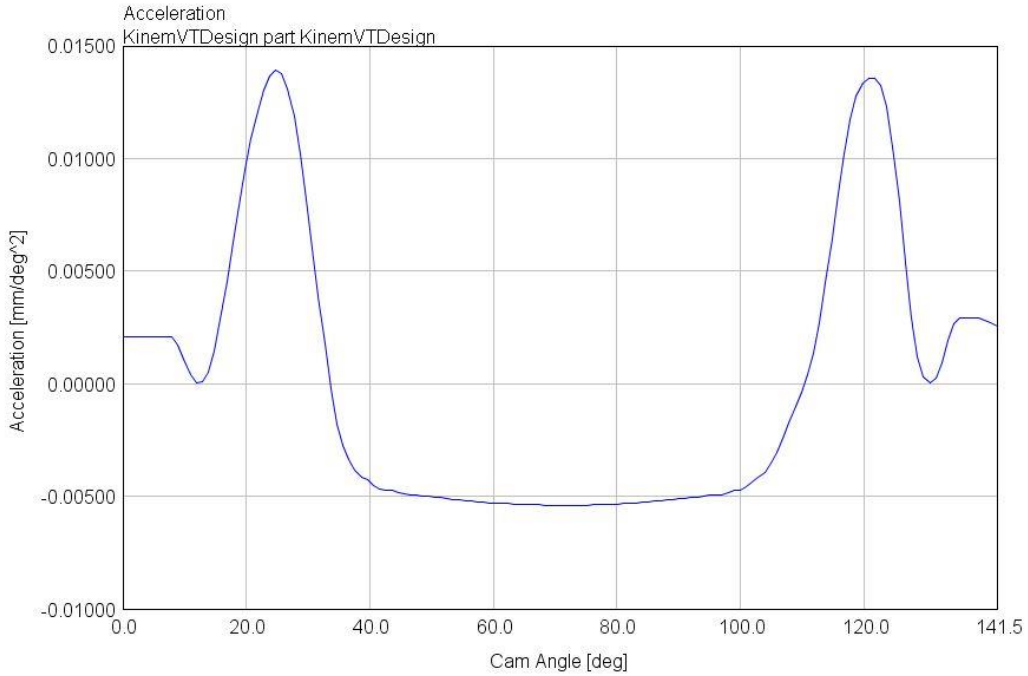
Bir önceki bölümde bahsettiğimiz gibi harmonik kam profili hesaplarına başlarken elimizde profilin ivme grafiğinin olması gerekmektedir. Bu grafiği elde etmek için GT ValveTrain programı kullanılacaktır. Bu programda supap tahrik mekanizmasının elemanlarının sadece geometrileri girilerek kütleden bağımsız olarak kinematik analizleri yapılarak, parçaların hızları, ivmeleri, yer değiştirme miktarlı hakkında bilgi sahibi olunur. Kam profilinin ivme diyagramını elde etmek için öncelikle şekil 4.7'de verilen kam mili açısına karşılık verilen yükselme miktarı değerleri programa girilerek profil oluşturulur. Kam profilinden sonra mekanizmanın diğer elemanlarının da boyutları girilerek şekil 4.17'de gösterilen 2 boyutlu model oluşturulur.



Şekil 4.17: Emme kam yumurtası ve supap mekanizmasının 2 boyutlu modeli

Model oluşturulduktan sonra mekanizmanın hesapları programda yapılır. Yapılan hesaplar sonucunda kam yumurtasının geometrisi, supap ve kadeh yükselme miktarları, hızları ve ivmeleri, itici çubuk ve külbütör açılarının değişimi, etkin külbütör oranı ve buna benzer sonuçlar elde edilir. Bu sonuçlar arasında bizim ihtiyacımız olan kadehin ivmesi grafiği şekil 4.18'de gösterilmiştir.

Hesaplar dışbükey kam profilinde olduğu gibi Excel programında yapılmıştır. Excel'de yapılan hesaplarda virgülden sonra 9 değere kadar alınmıştır ancak burada sayı kalabalığı yapmamak için virgülden sonra 4 değer gösterilecektir. Grafik üzerinden açı değerleri şu şekilde ölçülmüştür: $\Phi_1 = 21^\circ = 0{,}3666$ radyan; $\Phi_2 = 6{,}75^\circ = 0{,}1178$ radyan; $\Phi_3 = 28^\circ = 0{,}4888$ radyan. Etek açısını hesaplamak için de aşağıdaki denklemden yararlanılmıştır.



Şekil 4.18: Emme kam profilinin GT ValveTrain programında elde edilmiş ivme grafiği

$$\Phi_0 = \frac{\pi^2 \Delta s}{2x180\omega'_{f0e}} \quad \textbf{(4.79)}$$

$$\Phi_0 = \frac{\pi^2 0{,}25}{2x180x0{,}024} = 16{,}36^\circ = 0{,}2858\ radyan$$

Açı değerler belirlendikten ve hesaplandıktan sonra yardımcı katsayıların hesapları Z = 5/8 kabul edilerek yapılır.

$$k_1 = 8Z(\frac{\Phi_2}{\pi})^2 \quad \textbf{(4.80)}$$

$$k_1 = 8\frac{5}{8}(\frac{0{,}1178}{\pi})^2 \cong 0{,}0070$$

$$k_2 = \frac{5+Z}{6}\Phi_3^2 \quad \textbf{(4.81)}$$

$$k_2 = \frac{5+\frac{5}{8}}{6}0{,}4888^2 \cong 0{,}2240$$

$$k_3 = \frac{4+2Z}{3}\Phi_3 \quad \textbf{(4.82)}$$

$$k_3 = \frac{4 + 2\frac{5}{8}}{3} 0{,}4888 \cong 0{,}8555$$

$$K_1 = k_1 + k_2 + k_3\Phi_2 \quad \textbf{(4.83)}$$

$$K_1 = 0{,}0070 + 0{,}2240 + (0{,}8555x0{,}1178) \cong 0{,}3317$$

$$K_2 = k_3 + 4Z\frac{\Phi_2}{\pi} \quad \textbf{(4.84)}$$

$$K_2 = 0{,}8555 + 4\frac{5x0{,}1178}{8\pi} \cong 0{,}9492$$

Yardımcı katsayıların hesabından sonra c_{11}, c_{12}, c_{21}, c_{22}, c_{31}, c_{32} ve c_{33} katsayılarının değerlerini bulmak üzere işlemlere devam edilir. Bu hesaplarda ω''_{f0e} = 1,3745 radyan olarak alınmıştır.

$$c_{11} = (K_1\omega''_{f0e} + K_2 h_{fmax})/(2K_1 + K_2\Phi_1) \quad \textbf{(4.85)}$$

$$c_{11} = [(0{,}3317x1{,}3745) + (0{,}9492x5{,}9715)]/[(2x0{,}3317) + (0{,}9492x0{,}3666)]$$

$$c_{11} \cong 6{,}0552$$

$$c_{12} = (c_{11} - \omega''_{f0e})\,\Phi_1/\pi \quad \textbf{(4.86)}$$

$$c_{12} = (6{,}0552 - 1{,}3745)\,0{,}3666/\pi \cong 0{,}5460$$

$$c_{32} = \left(2c_{11} - \omega''_{f0e}\right)/K_2 \quad \textbf{(4.87)}$$

$$c_{32} = [(2x6{,}0552) - 1{,}3745)]/0{,}9492 \cong 11{,}3105$$

$$c_{21} = c_{32}k_3 \quad \textbf{(4.88)}$$

$$c_{21} = 11{,}3105x0{,}8555 \cong 9{,}6761$$

$$c_{22} = c_{32}k_1 \quad \textbf{(4.89)}$$

$$c_{22} = 11{,}3105x0{,}0070 \cong 0{,}0791$$

$$c_{31} = c_{32}(1 - Z)/(6\Phi_3^2) \quad \textbf{(4.90)}$$

$$c_{31} = 11{,}3105(1 - \frac{5}{8})/(6\text{x}0{,}4888^2) \cong 2{,}9587$$

$$c_{33} = c_{32}k_2 \quad \textbf{(4.91)}$$

$$c_{33} = 11{,}3105x0{,}2240 \cong 2{,}5335$$

Hesaplanan katsayıların sağlamasını yapmak için aşağıdaki 6 denklemde yerlerine konularak sonuçların 0 çıkması beklenir.

$$c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22} + c_{33} - \mathrm{h}_{fmax} = 0 \quad \textbf{(4.92)}$$

$$(6{,}0552x0{,}3666) + (9{,}6761x0{,}1178) + 0{,}0791 + 2{,}5335 - 5{,}9715 = 0$$

$$0{,}00078 \cong 0$$

$$c_{31}\Phi_3^4 - c_{32}\Phi_3^2 + c_{33} = 0 \quad \textbf{(4.93)}$$

$$(2{,}9587x0{,}4888^4) - (11{,}3105x0{,}4888^2) + 2{,}5335 = 0$$

$$0{,}000032 \cong 0$$

$$c_{11} - c_{12}\,{}^{\pi}/_{\Phi_1} - \omega''_{f0e} = 0 \quad \textbf{(4.94)}$$

$$6{,}0552 - 0{,}5460\,{}^{\pi}/_{0{,}3666} - 1{,}3745 = 0$$

$$-0{,}00015 \cong 0$$

$$c_{11} + c_{12}\,{}^{\pi}/_{\Phi_1} - c_{21} - c_{22}\,{}^{\pi}/_{2\Phi_2} = 0 \quad \textbf{(4.95)}$$

$$6{,}0552 + 0{,}5460\,{}^{\pi}/_{0{,}3666} - 9{,}6761 - 0{,}0791\,{}^{\pi}/_{2x0{,}1178} = 0$$

$$0{,}0048 \cong 0$$

$$c_{21} + 4c_{31}\Phi_3^3 - 2c_{32}\Phi_3 = 0 \quad \textbf{(4.96)}$$

$$9{,}6761 + 4x2{,}9587x0{,}4888^3 - 2x11{,}3105x0{,}4888 = 0$$

$$0{,}0011 \cong 0$$

$$c_{22}(^{\pi}/_{2\Phi_2})^2 + 12c_{31}\Phi_3^2 - 2c_{32} = 0 \quad \textbf{(4.97)}$$

$$0{,}0791(^{\pi}/_{2x0{,}1178})^2 + (12x2{,}9587x0{,}4888^2) - (2x11{,}3105) = 0$$

$$-0{,}062 \cong 0$$

Yukarıdaki sonuçlarda görüldüğü gibi formüllerin sonuçları tam olarak sıfır değerini vermemektedir. Bunun nedeni değerleri alırken virgülden sonra 4 basamak ile kısıtlamamızdır. Excel dosyasında yapılan hesaplarda ondalık basamak sınırı olmadığı için yukarıdaki denklemlerin sonuçları sıfıra eşit olmaktadır. Katsayılar bulunduktan sonra kam profilinin 4 kısmı için de yükselme miktarı, hız ve ivme hesaplarına geçilir. Bu hesaplar yapılırken kam profilinin etek kısmı için aşağıdaki formüller kullanılır ($0 \leq \varphi_{c0} \leq 16{,}36^{\circ}$).

$$\mathrm{h}_0 = \Delta s(1 - \cos\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{c0}) \quad \textbf{(4.98)}$$

$$\mathrm{h}_0 = 0{,}25(1 - \cos\frac{\pi}{2x0{,}2858}\varphi_{c0})$$

$$\mathrm{h}_0 = 0{,}25(1 - \cos(5{,}4983\varphi_{c0})); \ \varphi_{c0} = 0^{\circ} \cdots 16{,}36^{\circ} \quad \textbf{(4.99)}$$

$$\omega_{f0} = \Delta s\omega_c\frac{\pi}{2\Phi_0}\sin\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{c0} \quad \textbf{(4.100)}$$

$$\omega_{f0} = 0{,}25x131x10^{-3}\frac{\pi}{2x0{,}2858}\sin\frac{\pi}{2x0{,}2858}\varphi_{c0}$$

$$\omega_{f0} = 0{,}18\sin(5{,}4983\varphi_{c0}); \ \varphi_{c0} = 0^{\circ} \cdots 16{,}36^{\circ} \quad \textbf{(4.101)}$$

$$i_{f0} = \Delta s\omega_c^2(\frac{\pi}{2\Phi_0})^2\cos\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{c0} \quad \textbf{(4.102)}$$

$$i_{f0} = 0{,}25x131^2x10^{-3}\left(\frac{\pi}{2x0{,}2858}\right)^2\cos\frac{\pi}{2x0{,}2858}\varphi_{c0}$$

$$i_{f0} = 129{,}7022\cos(5{,}4983\varphi_{c0}); \ \varphi_{c0} = 0^{\circ} \cdots 16{,}36^{\circ} \quad \textbf{(4.103)}$$

Yukarıdaki formüllerde değişken olan φ_{c0} trigonometrik ifade içerisinde olduğu için değerleri derece cinsinden alınacaktır. Etek kısmından sonra hesaplara pozitif ivmelenme kısmıyla devam edilir ($0^{\circ} \leq \varphi_{c1} \leq 21^{\circ}$).

$$h_1 = \Delta s + c_{11}\varphi_{c1} - c_{12}\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{c1} \quad (4.104)$$

$$h_1 = 0{,}25 + (6{,}0552x\varphi_{c1}) - (0{,}5460\sin\frac{\pi}{0{,}3666}\varphi_{c1})$$

$$h_1 = 0{,}25 + (6{,}0552x\varphi_{c1}) - (0{,}5460\sin 8{,}5729\varphi_{c1});\ \varphi_{c1} = 0^{\circ}\cdots 21^{\circ} \quad (4.105)$$

$$\omega_{f1} = \omega_c(c_{11} - c_{12}\frac{\pi}{\Phi_1}\cos\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{c1}) \quad (4.106)$$

$$\omega_{f1} = 131x10^{-3}(6{,}0552 - 0{,}5460\frac{\pi}{0{,}3666}\cos\frac{\pi}{0{,}3666}\varphi_{c1})$$

$$\omega_{f1} = 0{,}7923 - 0{,}6131\cos(8{,}5729\varphi_{c1})];\ \varphi_{c1} = 0^{\circ}\cdots 21^{\circ} \quad (4.107)$$

$$i_{f1} = \omega_c^2[c_{12}\left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{c1}] \quad (4.108)$$

$$i_{f1} = 131^2x10^{-3}[0{,}5460\left(\frac{\pi}{0{,}3666}\right)^2\sin\frac{\pi}{0{,}3666}\varphi_{c1}]$$

$$i_{f1} = 688{,}6516\sin(8{,}5729\varphi_{c1});\ \varphi_{c1} = 0^{\circ}\cdots 21^{\circ} \quad (4.109)$$

Yukarıdaki formüllerde değişken olan φ_{c1} trigonometrik ifade içerisinde olduğunda derece diğer durumlarda radyan cinsinden alınacaktır. Pozitif ivmelenme kısmından sonra hesaplara negatif ivmelenmenin ilk kısmıyla devam edilir ($0^{\circ} \le \varphi_{c2} \le 6{,}75^{\circ}$).

$$h_2 = h_{1e} + c_{21}\varphi_{c2} + c_{22}\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{c2} \quad (4.110)$$

$$h_{1e} = \Delta s + c_{11}\Phi_1 \quad (4.111)$$

$$h_{1e} = 0{,}25 + (6{,}0552x0{,}3666) = 2{,}4698mm$$

$$h_2 = 2{,}4698 + (9{,}6761\varphi_{c2}) + (0{,}0791\sin\frac{\pi}{2x0{,}1178}\varphi_{c2})$$

$$h_2 = 2{,}4698 + (9{,}6761\varphi_{c2}) + [0{,}0791\sin(13{,}3398\,\varphi_{c2})];\ \varphi_{c2} = 0^{\circ}\cdots 21^{\circ} \quad (4.112)$$

$$\omega_{f2} = \omega_c(c_{21} - c_{22}\frac{\pi}{2\Phi_2}\cos\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{c2}) \quad (4.113)$$

$$\omega_{f2} = 131x10^{-3}(9{,}6761 - 0{,}0791\frac{\pi}{2x0{,}1178}\cos\frac{\pi}{2x0{,}1178}\varphi_{c2})$$

$$\omega_{f2} = 1{,}2675 - [0{,}1382\cos(13{,}3398\varphi_{c2})];\ \varphi_{c2} = 0^\circ \cdots 21^\circ \quad (4.114)$$

$$i_{f2} = \omega_c^2[-c_{22}\left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{c2}] \quad (4.115)$$

$$i_{f2} = 131^2x10^{-3}[-0{,}0791\left(\frac{\pi}{2x0{,}1178}\right)^2\sin\frac{\pi}{2x0{,}1178}\varphi_{c2}]$$

$$i_{f2} = -241{,}5559\sin(13{,}3398\varphi_{c2});\ \varphi_{c2} = 0^\circ \cdots 21^\circ \quad (4.116)$$

Yukarıdaki formüllerde değişken olan φ_{c2} trigonometrik ifade içerisinde olduğunda derece diğer durumlarda radyan cinsinden alınacaktır. Yükselme miktarı, hız ve ivme hesapları son olarak negatif ivmelenmenin ikinci kısmı için aşağıdaki formüllerle yapılır ($0^\circ \le \varphi_{c3} \le 28^\circ$).

$$\mathrm{h}_3 = \mathrm{h}_{2e} + c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^4 - c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^2 + c_{33} \quad (4.117)$$

$$\mathrm{h}_{2e} = \Delta s + c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22} \quad (4.118)$$

$$\mathrm{h}_{2e} = 0{,}25 + (6{,}0552x0{,}3666) + (9{,}6761x0{,}1178) + 0{,}0791 = 3{,}6887mm$$

$$\mathrm{h}_3 = 3{,}6887 + 2{,}9587(0{,}4888 - \varphi_{c3})^4 - 11{,}3105(0{,}4888 - \varphi_{c3})^2 + 2{,}5335$$

$$\mathrm{h}_3 = 6{,}2222 + 2{,}9587(0{,}4888 - \varphi_{c3})^4 - 11{,}3105(0{,}4888 - \varphi_{c3})^2;\ \varphi_{c3} = 0^\circ \cdots 28^\circ \quad (4.119)$$

$$\omega_{f3} = \omega_c[-4c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^3 + 2c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{c3})] \quad (4.120)$$

$$\omega_{f3} = 131x10^{-3}[-4x2{,}9587(0{,}4888 - \varphi_{c3})^3 + 2x11{,}3105(0{,}4888 - \varphi_{c3})]$$

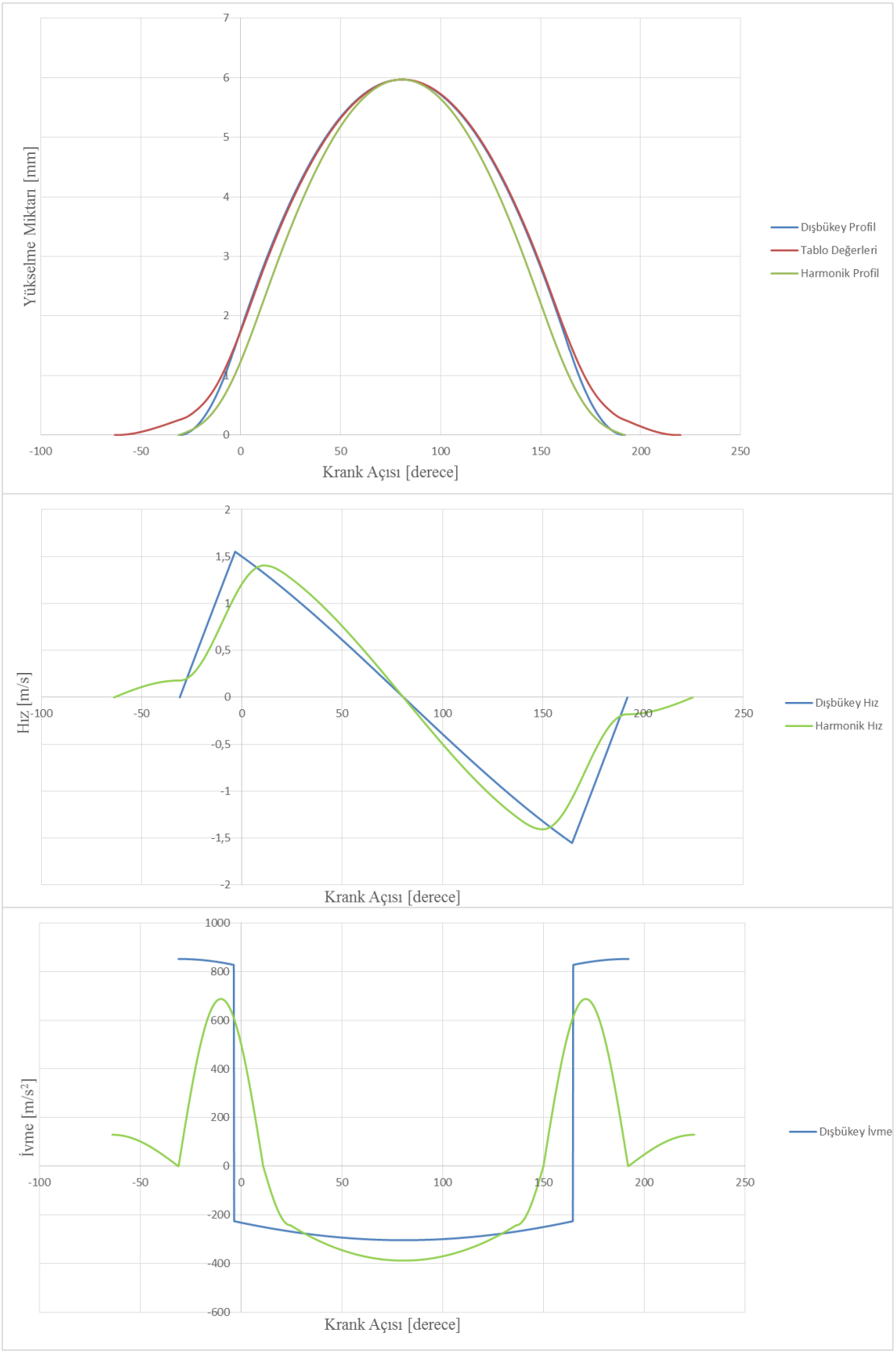
$$\omega_{f3} = -1{,}5503(0{,}4888 - \varphi_{c3})^3 + 2{,}9633(0{,}4888 - \varphi_{c3})];\ \varphi_{c3} = 0^\circ \cdots 28^\circ \quad (4.121)$$

$$i_{f3} = \omega_c^2[12c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^2 - 2c_{32}] \quad \textbf{(4.122)}$$

$$i_{f3} = 131^2 x 10^{-3}[12x2{,}9587(0{,}4888 - \varphi_{c3})^2 - 2x11{,}3105]$$

$$i_{f3} = 609{,}2910(0{,}4888 - \varphi_{c3})^2 - 388{,}1989 \; ; \varphi_{c3} = 0^\circ \cdots 28^\circ \quad \textbf{(4.123)}$$

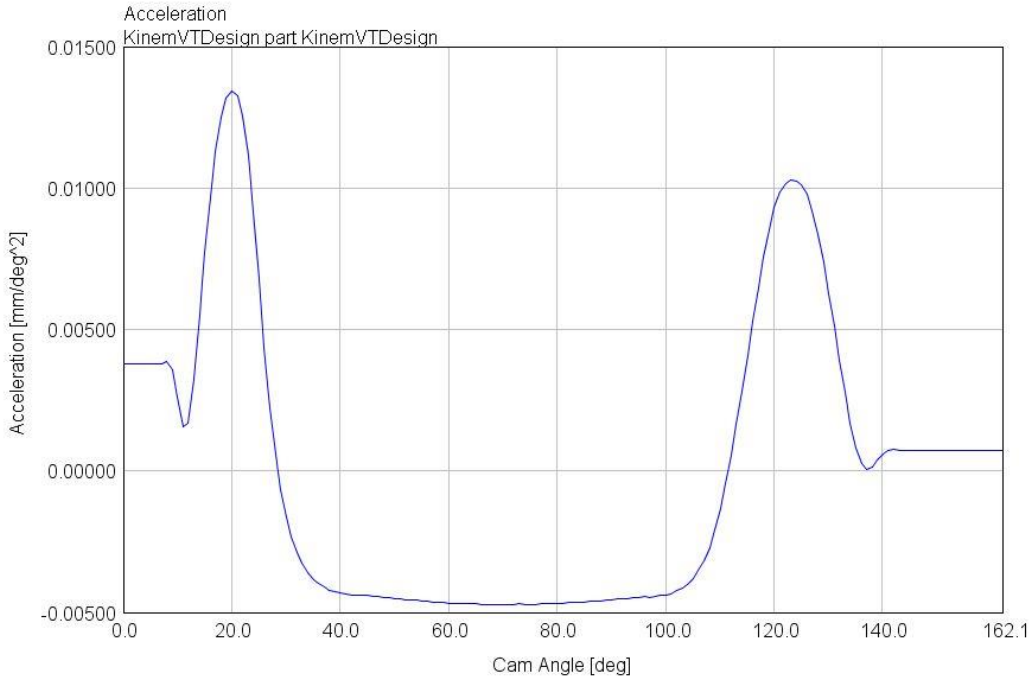
Yukarıdaki formüllerde değişken olan φ_{c3} trigonometrik ifade içerisinde olmadığından radyan cinsinden alınacaktır. Dışbükey kam profili hesaplarına benzer şekilde harmonik kam profili hesaplarında da yükselme miktarı, hız ve ivme sonuçları kam milinin her 0,1 derecesi için bulunmuştur. Aynı zamanda kam mili açısına göre grafikleri de çizdirilerek, dışbükey kam profili hesaplarıyla karşılaştırılmıştır. Şekil 4.19'da çizdirilmiş karşılaştırma grafikleri görülmektedir. Bu grafiklere göre yükselme miktarında harmonik profil dışbükey profili maksimum açılma noktasında yakalayacak şekilde belli bir miktar geriden takip etmektedir. Bu açıdan harmonik profilin dezavantajı vardır çünkü kadehin daha az yükselmesi supapın daha az açılmasına bu da gaz alışverişinin daha az olmasına neden olur. Ancak harmonik profilin avantajı hız ve ivme grafiklerine bakıldığında görülmektedir. Harmonik kam profilinde hız ve ivme değişimleri daha yumuşaktır. Dışbükey kam profilinde görülen sert geçişler yoktur. Bunun yanı sıra başka bir avantajı ise ivme değerlerinin daha düşük olmasıdır. Bu durum atalet kuvvetlerini azaltacağından supap mekanizmasının daha uzun ömürlü olmasını sağlar. Ayrıca mekanizma tasarımı yaparken daha hafif ve daha ucuz bir tasarıma olanak verir.



Şekil 4.19: Emme profilinin dışbükey ve harmonik hesaplarının karşılaştırılması

4.1.3.2 Harmonik egzoz profili hesapları

Egzoz kam profilinin harmonik profile göre hesaplarını yapmadan önce, emme kam profilinde elde ettiğimiz gibi bir kam açısına göre ivme grafiğine ihtiyacımız vardır. Bunu elde etmek için yine GT ValveTrain programından yararlanılmıştır.Şekil 4.20'de egzoz profilinin ivme grafiği görülmektedir. Bu grafiğe göre kam profilinin pozitif ivmelenme kısmının açısal değeri Φ_1= 17° = 0,2968 radyan, negatif ivmelenmenin



Şekil 4.20: Egzoz kam profilinin GT ValveTrain programında elde edilmiş ivme grafiği

ilk kısmının açısal değeri Φ_2 = 4,5° = 0,0785 radyan; negatif ivmelenmenin ikinci kısmının açısal değeri Φ_3 = 40° = 0,6984 radyan olarak alınmıştır. Etek açısını hesaplamak için de aşağıdaki denklemden yararlanılmıştır.

$$\Phi_0 = \frac{\pi^2 \Delta s}{2x180\omega'_{f0e}} \quad \textbf{(4.124)}$$

$$\Phi_0 = \frac{\pi^2 0{,}25}{2x180x0{,}024} = 16{,}36^\circ = 0{,}2858\, radyan$$

Açı değerler belirlendikten ve hesaplandıktan sonra yardımcı katsayıların hesapları Z = 5/8 kabul edilerek yapılır.

$$k_1 = 8Z(\frac{\Phi_2}{\pi})^2 \quad \textbf{(4.125)}$$

$$k_1 = 8\frac{5}{8}(\frac{0{,}0785}{\pi})^2 \cong 0{,}0031$$

$$k_2 = \frac{5+Z}{6}\Phi_3^2 \quad \textbf{(4.126)}$$

$$k_2 = \frac{5+\frac{5}{8}}{6}0{,}6984^2 \cong 0{,}4572$$

$$k_3 = \frac{4+2Z}{3}\Phi_3 \quad \textbf{(4.127)}$$

$$k_3 = \frac{4+2\frac{5}{8}}{3}0{,}6984 \cong 1{,}2222$$

$$K_1 = k_1 + k_2 + k_3\Phi_2 \quad \textbf{(4.128)}$$

$$K_1 = 0{,}0031 + 0{,}4572 + (1{,}2222x0{,}0785) \cong 0{,}5562$$

$$K_2 = k_3 + 4Z\frac{\Phi_2}{\pi} \quad \textbf{(4.129)}$$

$$K_2 = 1{,}2222 + 4\frac{5x0{,}0785}{8\pi} \cong 1{,}2846$$

Yardımcı katsayıların hesabından sonra c_{11}, c_{12}, c_{21}, c_{22}, c_{31}, c_{32} ve c_{33} katsayılarının değerlerini bulmak üzere işlemlere devam edilir. Bu hesaplarda ω''_{f0e} = 1,3745 radyan olarak alınmıştır.

$$c_{11} = (K_1\omega''_{f0e} + K_2 h_{fmax})/(2K_1 + K_2\Phi_1) \quad \textbf{(4.130)}$$

$$c_{11} = [(0{,}5562x1{,}3745) + (1{,}2846x6{,}25)]/[(2x0{,}5562) + (1{,}2846x0{,}2968)]$$

$$c_{11} \cong 5{,}8870$$

$$c_{12} = (c_{11} - \omega''_{f0e})\,\Phi_1/\pi \quad \textbf{(4.131)}$$

$$c_{12} = (5{,}8870 - 1{,}3745)\,0{,}2968/\pi \cong 0{,}4261$$

$$c_{32} = \left(2c_{11} - \omega''_{f0e}\right)/K_2 \quad \textbf{(4.132)}$$

$$c_{32} = [(2x5{,}8870) - 1{,}3745)]/1{,}2846 \cong 8{,}0955$$

$$c_{21} = c_{32}k_3 \tag{4.133}$$

$$c_{21} = 8{,}0955x1{,}2222 \cong 9{,}8943$$

$$c_{22} = c_{32}k_1 \tag{4.134}$$

$$c_{22} = 8{,}0955x0{,}0031 \cong 0{,}0250$$

$$c_{31} = c_{32}(1 - Z)/(6\Phi_3^2) \tag{4.135}$$

$$c_{31} = 8{,}0955(1 - \frac{5}{8})/(6\text{x}0{,}6984^2) \cong 1{,}0373$$

$$c_{33} = c_{32}k_2 \tag{4.136}$$

$$c_{33} = 8{,}0955x0{,}4572 \cong 3{,}7012$$

Hesaplanan katsayıların sağlamasını yapmak için aşağıdaki 6 denklemde yerlerine konularak sonuçların 0 çıkması beklenir.

$$c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22} + c_{33} - \text{h}_{fmax} = 0 \tag{4.137}$$

$$(5{,}8870x0{,}2968) + (9{,}8943x0{,}0785) + 0{,}0250 + 3{,}7012 - 6{,}25 = 0$$

$$0{,}00016 \cong 0$$

$$c_{31}\Phi_3^4 - c_{32}\Phi_3^2 + c_{33} = 0 \tag{4.138}$$

$$(1{,}0373x0{,}6984^4) - (8{,}0955x0{,}6984^2) + 3{,}7012 = 0$$

$$-0{,}00069 \cong 0$$

$$c_{11} - c_{12}\,{}^{\pi}/_{\Phi_1} - \omega''_{f0e} = 0 \tag{4.139}$$

$$5{,}8870 - 0{,}4261\,{}^{\pi}/_{0{,}2968} - 1{,}3745 = 0$$

$$0{,}00046 \cong 0$$

$$c_{11} + c_{12}\,{}^{\pi}/_{\Phi_1} - c_{21} - c_{22}\,{}^{\pi}/_{2\Phi_2} = 0 \tag{4.140}$$

$$5{,}8870 + 0{,}4261\,{}^{\pi}/_{0{,}2968} - 9{,}8943 - 0{,}0250\,{}^{\pi}/_{2x0{,}0785} = 0$$

$$0{,}0042 \cong 0$$

$$c_{21} + 4c_{31}\Phi_3^3 - 2c_{32}\Phi_3 = 0 \quad \textbf{(4.141)}$$

$$9{,}8943 + 4x1{,}0373x0{,}6984^3 - 2x8{,}0955x0{,}6984 = 0$$

$$-0{,}000055 \cong 0$$

$$c_{22}({}^{\pi}/_{2\Phi_2})^2 + 12c_{31}\Phi_3^2 - 2c_{32} = 0 \quad \textbf{(4.142)}$$

$$0{,}0250({}^{\pi}/_{2x0{,}0785})^2 + (12x1{,}0373x0{,}6984^2) - (2x8{,}0955) = 0$$

$$-0{,}1013 \cong 0$$

Yukarıdaki sonuçlarda görüldüğü gibi formüllerin sonuçları tam olarak sıfır değerini vermemektedir. Bunun nedeni değerleri alırken virgülden sonra 4 basamak ile kısıtlamamızdır. Excel dosyasında yapılan hesaplarda ondalık basamak sınırı olmadığı için yukarıdaki denklemlerin sonuçları sıfıra eşit olmaktadır. Katsayılar bulunduktan sonra kam profilinin 4 kısmı için de yükselme miktarı, hız ve ivme hesaplarına geçilir. Bu hesaplar yapılırken kam profilinin etek kısmı için aşağıdaki formüller kullanılır ($0 \leq \varphi_{c0} \leq 16{,}36^{\circ}$).

$$\mathrm{h}_0 = \Delta s(1 - \cos\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{c0}) \quad \textbf{(4.143)}$$

$$\mathrm{h}_0 = 0{,}25(1 - \cos\frac{\pi}{2x0{,}2858}\varphi_{c0})$$

$$\mathrm{h}_0 = 0{,}25(1 - \cos(5{,}4983\varphi_{c0}));\ \varphi_{c0} = 0^{\circ} \cdots 16{,}36^{\circ} \quad \textbf{(4.144)}$$

$$\omega_{f0} = \Delta s\omega_c \frac{\pi}{2\Phi_0}\sin\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{c0} \quad \textbf{(4.145)}$$

$$\omega_{f0} = 0{,}25x131x10^{-3}\frac{\pi}{2x0{,}2858}\sin\frac{\pi}{2x0{,}2858}\varphi_{c0}$$

$$\omega_{f0} = 0{,}18\sin(5{,}4983\varphi_{c0});\ \varphi_{c0} = 0^{\circ} \cdots 16{,}36^{\circ} \quad \textbf{(4.146)}$$

$$i_{f0} = \Delta s\omega_c^2(\frac{\pi}{2\Phi_0})^2\cos\frac{\pi}{2\Phi_0}\varphi_{c0} \quad \textbf{(4.147)}$$

$$i_{f0} = 0{,}25x131^2x10^{-3}\left(\frac{\pi}{2x0{,}2858}\right)^2 \cos\frac{\pi}{2x0{,}2858}\varphi_{c0}$$

$$i_{f0} = 129{,}7022\cos(5{,}4983\varphi_{c0});\ \varphi_{c0} = 0^\circ \cdots 16{,}36^\circ \quad \textbf{(4.148)}$$

Yukarıdaki formüllerde değişken olan φ_{c0} trigonometrik ifade içerisinde olduğu için değerleri derece cinsinden alınacaktır. Etek kısmından sonra hesaplara pozitif ivmelenme kısmıyla devam edilir ($0^\circ \leq \varphi_{c1} \leq 17^\circ$).

$$\mathrm{h}_1 = \Delta s + c_{11}\varphi_{c1} - c_{12}\sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{c1} \quad \textbf{(4.149)}$$

$$\mathrm{h}_1 = 0{,}25 + (5{,}8870x\varphi_{c1}) - (0{,}4261\sin\frac{\pi}{0{,}2968}\varphi_{c1})$$

$$\mathrm{h}_1 = 0{,}25 + (5{,}8870x\varphi_{c1}) - (0{,}4261\sin 10{,}5891\varphi_{c1});\ \varphi_{c1} = 0^\circ \cdots 17^\circ \quad \textbf{(4.150)}$$

$$\omega_{f1} = \omega_c(c_{11} - c_{12}\frac{\pi}{\Phi_1}\cos\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{c1}) \quad \textbf{(4.151)}$$

$$\omega_{f1} = 131x10^{-3}(5{,}8870 - 0{,}4261\frac{\pi}{0{,}2968}\cos\frac{\pi}{0{,}2968}\varphi_{c1})$$

$$\omega_{f1} = 0{,}7712 - 0{,}5910\cos(10{,}5891\varphi_{c1})];\ \varphi_{c1} = 0^\circ \cdots 17^\circ \quad \textbf{(4.152)}$$

$$i_{f1} = \omega_c^2[c_{12}\left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2 \sin\frac{\pi}{\Phi_1}\varphi_{c1}] \quad \textbf{(4.153)}$$

$$i_{f1} = 131^2x10^{-3}[0{,}4261\left(\frac{\pi}{0{,}2968}\right)^2 \sin\frac{\pi}{0{,}2968}\varphi_{c1}]$$

$$i_{f1} = 819{,}9278\sin(10{,}5891\varphi_{c1});\ \varphi_{c1} = 0^\circ \cdots 17^\circ \quad \textbf{(4.154)}$$

Yukarıdaki formüllerde değişken olan φ_{c1} trigonometrik ifade içerisinde olduğunda derece diğer durumlarda radyan cinsinden alınacaktır. Pozitif ivmelenme kısmından sonra hesaplara negatif ivmelenmenin ilk kısmıyla devam edilir ($0^\circ \leq \varphi_{c2} \leq 4{,}5^\circ$).

$$\mathrm{h}_2 = \mathrm{h}_{1e} + c_{21}\varphi_{c2} + c_{22}\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{c2} \quad \textbf{(4.155)}$$

$$h_{1e} = \Delta s + c_{11}\Phi_1 \tag{4.156}$$

$$h_{1e} = 0{,}25 + (5{,}8870x0{,}2968) = 1{,}9972mm$$

$$h_2 = 1{,}9972 + (9{,}8943\varphi_{c2}) + (0{,}0250\sin\frac{\pi}{2x0{,}0785}\varphi_{c2})$$

$$h_2 = 1{,}9972 + (9{,}8943\varphi_{c2}) + [0{,}0250\sin(20{,}0181\,\varphi_{c2})];\ \varphi_{c2} = 0^{\circ}\cdots 4{,}5^{\circ} \tag{4.157}$$

$$\omega_{f2} = \omega_c(c_{21} - c_{22}\frac{\pi}{2\Phi_2}\cos\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{c2}) \tag{4.158}$$

$$\omega_{f2} = 131x10^{-3}(9{,}8943 - 0{,}0250\frac{\pi}{2x0{,}0785}\cos\frac{\pi}{2x0{,}0785}\varphi_{c2})$$

$$\omega_{f2} = 1{,}2961 - [0{,}0655\cos(20{,}0181\varphi_{c2})];\ \varphi_{c2} = 0^{\circ}\cdots 4{,}5^{\circ} \tag{4.159}$$

$$i_{f2} = \omega_c^2[-c_{22}\left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2\sin\frac{\pi}{2\Phi_2}\varphi_{c2}] \tag{4.160}$$

$$i_{f2} = 131^2x10^{-3}[-0{,}0250\left(\frac{\pi}{2x0{,}0785}\right)^2\sin\frac{\pi}{2x0{,}0785}\varphi_{c2}]$$

$$i_{f2} = -171{,}9224\sin(20{,}0181\varphi_{c2});\ \varphi_{c2} = 0^{\circ}\cdots 4{,}5^{\circ} \tag{4.161}$$

Yukarıdaki formüllerde değişken olan φ_{c2} trigonometrik ifade içerisinde olduğunda derece diğer durumlarda radyan cinsinden alınacaktır. Yükselme miktarı, hız ve ivme hesapları son olarak negatif ivmelenmenin ikinci kısmı için aşağıdaki formüllerle yapılır ($0^{\circ} \le \varphi_{c3} \le 40^{\circ}$).

$$h_3 = h_{2e} + c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^4 - c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^2 + c_{33} \tag{4.162}$$

$$h_{2e} = \Delta s + c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22} \tag{4.163}$$

$$h_{2e} = 0{,}25 + (5{,}8870x0{,}2968) + (9{,}8943x0{,}0785) + 0{,}0250 = 2{,}7989mm$$

$$h_3 = 2{,}7989 + 1{,}0373(0{,}6984 - \varphi_{c3})^4 - 8{,}0955(0{,}6984 - \varphi_{c3})^2 + 3{,}7012$$

$$\mathrm{h}_3 = 6{,}5001 + 1{,}0373(0{,}6984 - \varphi_{c3})^4 - 8{,}0955(0{,}6984 - \varphi_{c3})^2; \quad \varphi_{c3} = 0^\circ \cdots 40^\circ \tag{4.164}$$

$$\omega_{f3} = \omega_c[-4c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^3 + 2c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{c3})] \tag{4.165}$$

$$\omega_{f3} = 131x10^{-3}[-4x1{,}0373(0{,}6984 - \varphi_{c3})^3 + 2x8{,}0955(0{,}6984 - \varphi_{c3})]$$

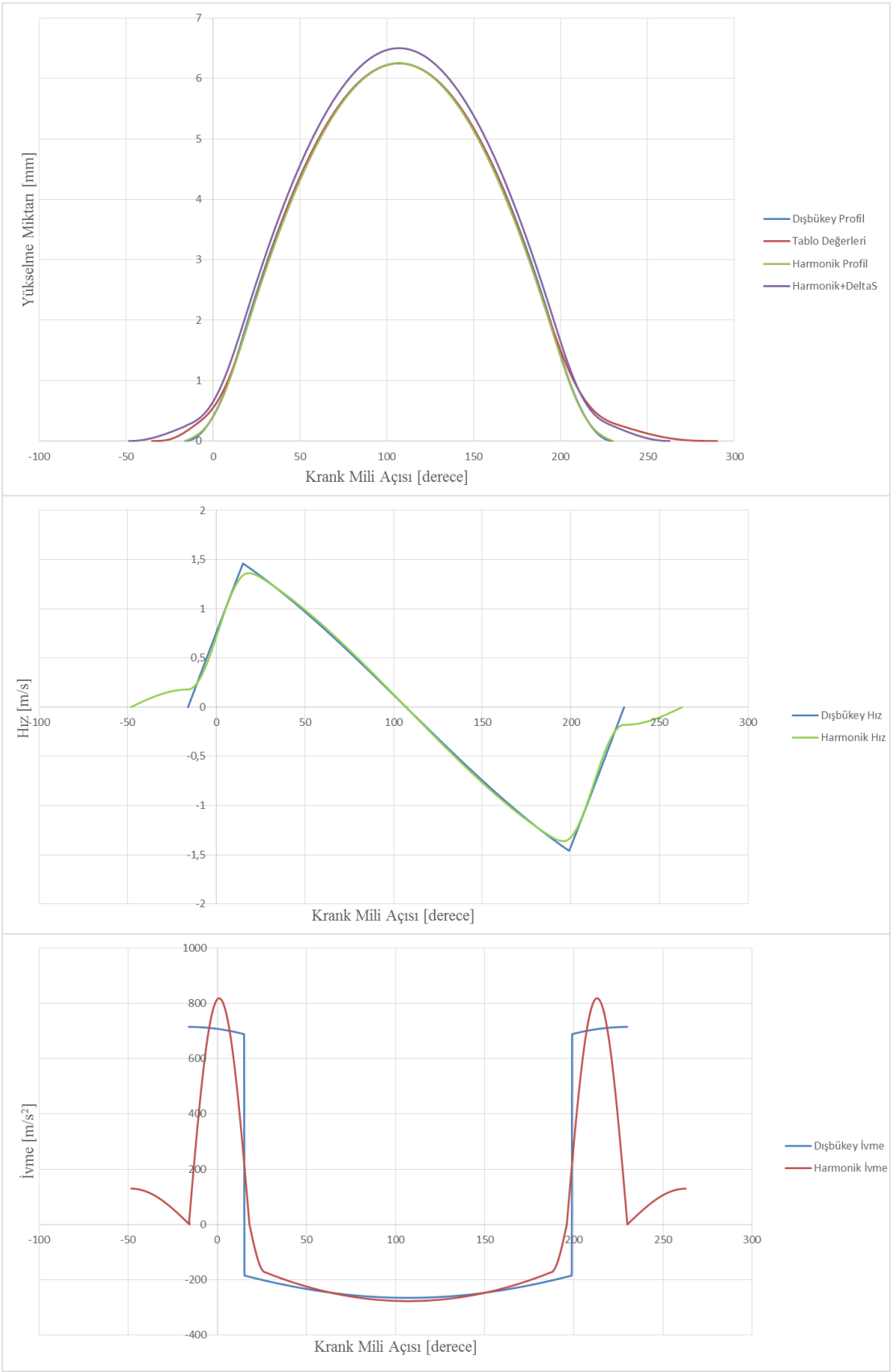
$$\omega_{f3} = -0{,}5435(0{,}6984 - \varphi_{c3})^3 + 2{,}1210(0{,}6984 - \varphi_{c3})]; \varphi_{c3} = 0^\circ \cdots 40^\circ \tag{4.166}$$

$$i_{f3} = \omega_c^2[12c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^2 - 2c_{32}] \tag{4.167}$$

$$i_{f3} = 131^2x10^{-3}[12x1{,}0373(0{,}6984 - \varphi_{c3})^2 - 2x8{,}0955]$$

$$i_{f3} = 213{,}6132(0{,}6984 - \varphi_{c3})^2 - 277{,}8537\ ;\ \varphi_{c3} = 0^\circ \cdots 40^\circ \tag{4.168}$$

Yukarıdaki formüllerde değişken olan φ_{c3} trigonometrik ifade içerisinde olmadığından radyan cinsinden alınacaktır. Dışbükey kam profili hesaplarına benzer şekilde harmonik kam profili hesaplarında da yükselme miktarı, hız ve ivme sonuçları kam milinin her 0,1 derecesi için bulunmuştur. Aynı zamanda kam mili açısına göre grafikleri de çizdirilerek, dışbükey kam profili hesaplarıyla karşılaştırılmıştır. Şekil 4.21'de çizdirilmiş karşılaştırma grafikleri görülmektedir. Bu grafiklere göre dışbükey ve harmonik hesapların yükselme miktarı sonuçları tamamen örtüşmektedir. Hız ve ivme sonuçlarında harmonik ve dışbükey profilin karakteristik farklılığından dolayı değişiklik olsa da belli bir miktarda örtüşme görülmektedir. Özellikle hız değerlerinde bu örtüşme daha belirgindir. Yükselme miktarı grafiğinden çizdirilen "*Harmonik+DeltaS*" eğrisi ise kadeh yükselme değerlerine Δs=0,25mm boşluk miktarı eklenmiş değerlerin eğrisidir. Ayrıca bu eğri kam profilinin etek (tapering) denen bölümünü de kapsamaktadır. Tablo değerleri ile karşılaştırıldığında hesap sonuçlarının kam profilinin etek (tapering) kısmında tablo değerleriyle neredeyse aynı olduğu görülmektedir. Buradan kam profili oluşturulurken etek kısmının "*Harmonik+DeltaS*" eğrisine göre diğer kısımların ise harmonik veya dışbükey kam profiline göre şekillendirildiği söylenebilir.



Şekil 4.21: Egzoz profilinin dışbükey ve harmonik hesaplarının karşılaştırılması

4.2 Supap Mekanizması Yay Hesapları

Supap mekanizmalarında yayın iki görevi vardır. Bunlardan ilki itici çubuk kadehi kam yumurtasının temel dairesi üzerinde hareket ederken, yani supapların kapalı olduğu durumda supap ve supap oturma yüzeyi arasında sızdırmazlığı sağlamaktır. Bu durumda yay emme manifoldundaki basınçla motorun egzoz zamanında silindir içi basıncı arasındaki farka direnç göstermektedir. Bu sızdırmazlığı sağlamak üzere yaylar yüksüz hallerinden bir miktar sıkıştırılarak takılırlar. Ancak yayların hesabında kritik olan durum bu değildir.

Yayların diğer bir görevi supap mekanizmasının hareketi sırasında, supaplar, külbütörler, itici çubuklar, kadehler ve kam yumurtaları arasındaki sürekli teması sağlamaktır. İvmelenmenin pozitif olduğu kısımlarda, kadeh hızı sürekli arttığı için bu teması sağlamak zor değildir. Ancak ivmelenmenin pozitiften negatife geçtiği yer supap mekanizmasının sürekli teması açısından en kritik yerdir. Bu noktada supap atalet kuvvetleri etkisiyle aynı ivmelenme ile açılma yönünde hareketine devam etmek ister ancak kadehin hızı yavaşladığı için supap ile külbütör arasında temas ortadan kalkarak ayrılmalar meydana gelebilir. Kısa bir süre için supap ile külbütör arasında oluşan bu küçük ayrılma, supapın yavaşlaması ve külbütörün yetişerek supapa tekrar temas etmesiyle ortadan kalkar. Ancak bu ayrılma ve tekrar birleşme çok kısa sürede olduğu için çok yüksek ivmelere neden olmaktadır. Oluşan yüksek ivmeler sonucunda atalet kuvvetleri artmakta, mekanizmanın dayanımı üzerinde negatif etkileri olmaktadır. Bunun yanı sıra sürekli olarak supap ve külbütörün çarpışması sonucu gürültüde artış da meydana gelir. Ayrıca hareketi devamlı olarak devam etmeyen supap, portlardan silindire gaz alışverişini olumsuz etkileyerek motorun performansında düşüşe neden olur. Bu sebeplerden dolayı yay katsayısını doğru belirlemek çok önemlidir.

Yay katsayısını belirlerken yukarıda bahsedilen en kritik durum göz önüne alınır. Yay katsayısı ivmenin pozitiften negatife geçtiği noktada oluşan atalet kuvvetini karşılayacak bir tepki kuvveti sağlayacak şekilde belirlenir. Yay katsayısını hesaplamak için öncelikle supap tahrik mekanizmasının elemanlarının kütlelerini supapa indirgemek gerekir. Kam mili motor bloğuna yerleştirilmiş, itici çubuk ve külbütöre sahip mekanizmalarda supaplara indirgenmiş toplam kütle aşağıdaki formülle bulunur.

$$M_v = m_v + m_s/3 + \left(m_f + m_{pr}\right)\left(l_f/l_v\right)^2 + m_r' \quad \textbf{(4.169)}$$

Yukarıdaki formülde m_v supap setinin (supap, yay tablası, tırnak) kütlesini, m_s yay kütlesini, m_f kadeh kütlesini, m_{pr} itici çubuk kütlesini, m_r' ise külbütör kütlesinin indirgenmiş büyüklüğünü belirtmektedir ve $m_r' \approx m_r\,(l_v + l_f)^2/12l_v^2$ denklemi ile hesaplanır. Bu denklemde m_r külbütör kütlesi, l_v ve l_f sırası ile külbütörün supap ve kadeh kollarının uzunluklarıdır. Silindir başına iki supap olduğunda veya bir başka deyişle kam yumurtası başına tek supap olduğunda yukarıdaki formülü kullanmak uygundur. Ancak bizim tasarımımızda olduğu gibi silindir başına supap sayısı 4'e çıkınca supap mekanizmasında tek yay yerine iki yay kullanılır. Bu durumda supap başına etkiyen toplam kütle formülü aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$M_v = m_v + m_s/3 + \left[\left(m_f + m_{pr}\right)\left(l_f/l_v\right)^2 + m_r'\right]/2 \quad \textbf{(4.170)}$$

Supap ve yay kütlelerinin etkilerinde bir değişiklik yapılmaz ancak iki yaya da ortak etkiyen külbütör, itici çubuk ve kadeh kütleleri ikiye bölünür. Supaplara indirgenmiş toplam kütle bulunduktan sonra kam profilinin ivme eğrisindeki pozitif değerlerden negatif değerlere geçiş noktasındaki ivme ile çarpılarak yayın karşılaması gereken kuvvet bulunmuş olur. Yay katsayısını elde etmek içinse bulunan kuvvet o noktadaki yay sıkışma miktarına bölünür.

4.2.1 Emme yayı hesapları

Emme supap tahrik mekanizması elemanlarının kütleleri şu şekildedir: Supap seti 140 gram, yay 40 gram, kadeh 128 gram, itici çubuk 106 gram, külbütör 472 gram. Emme külbütörünün supap kolu 66,686 mm, kadeh kolu ise 37,43mm'dir. Bu ölçümlere göre supaplara indirgenmiş toplam kütle aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$m_r' \approx m_r\,(l_v + l_f)^2/12l_v^2 \quad \textbf{(4.171)}$$

$$m_r' \approx 472\,(66{,}686 + 37{,}43)^2/12x66{,}686^2 = 95{,}8796\ gr$$

$$M_v = m_v + m_s/3 + \left[\left(m_f + m_{pr}\right)\left(l_f/l_v\right)^2 + m_r'\right]/2 \quad \textbf{(4.172)}$$

$$M_v = 140 + 40/3 + [(128 + 106)(37{,}43/68{,}686)^2 + 95{,}8796]/2$$

$$M_v = 238{,}1332\ gr \cong 0{,}2381\ kg$$

Supaplara indirgenmiş kütle bulunduktan sonra supap hareketinin kritik noktası ivme eğrisinden bulunur. Dışbükey profil hesaplarından elde ettiğimiz sonuçlara göre ivmenin yön değiştirdiği kritik nokta supapın yaklaşık olarak 2,52mm açıldığı noktadır. Bu noktada itici çubuk kadehinin ivmesi $i_f = 827{,}74\ m/s^2$ olarak hesaplanmıştır. İvme ve kütle hesaplandıktan sonra yayın karşılaması gereken kuvvet aşağıdaki formülle elde edilir.

$$F_y = kM_v a_k (l_v/l_f) \quad \textbf{(4.173)}$$

$$F_y = 1{,}5x0{,}2381x827{,}74x(66{,}686/37{,}43)$$

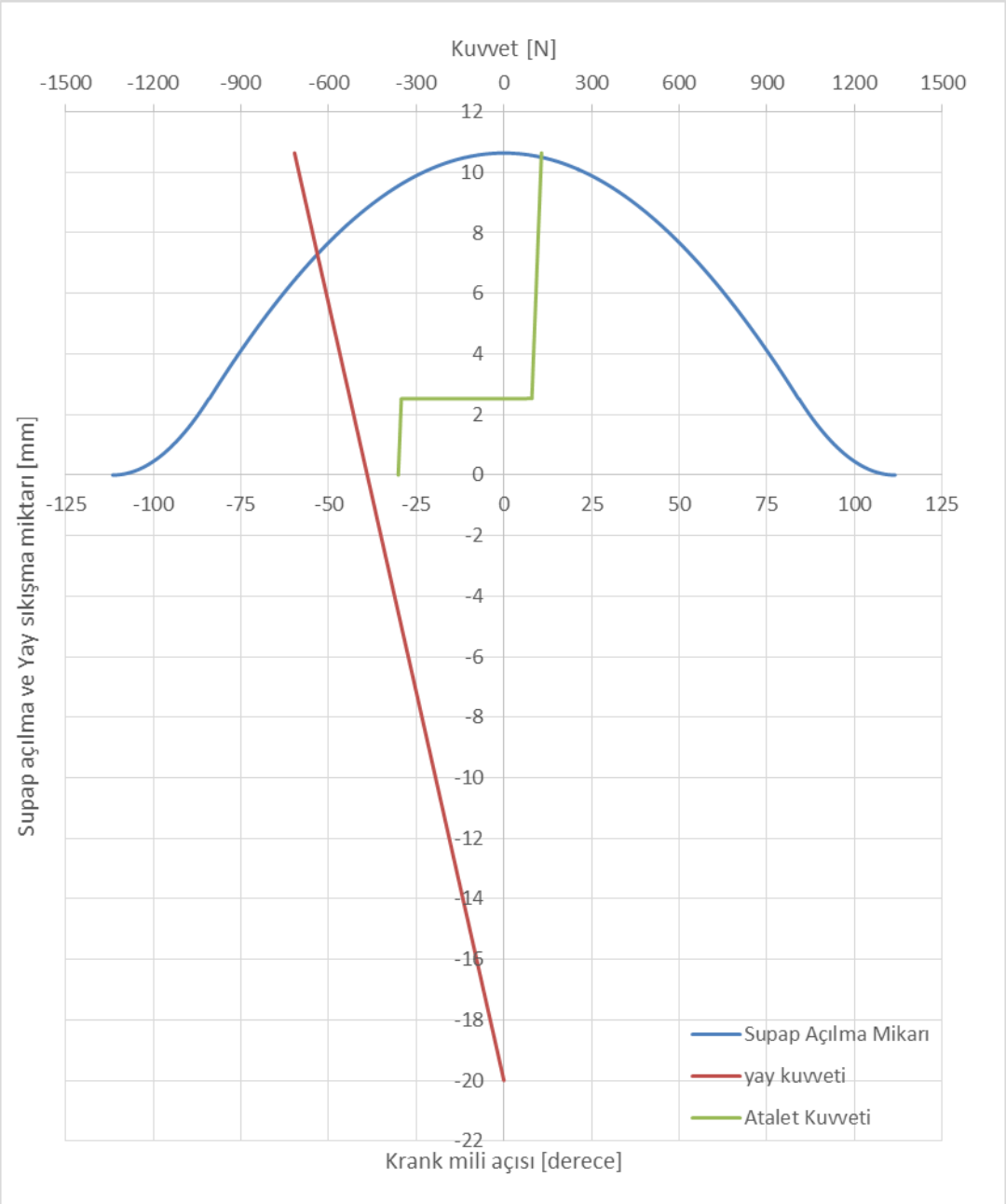
$$F_y \cong 527\ N$$

Yukarıdaki formülde kadeh ivmesi külbütör oranıyla supap ivmesine dönüştürülüp, supapa indirgenmiş kütle ve güvenlik katsayısı ile çarpılmış, atalet kuvveti elde edilmiştir. Yay katsayısı sabit kabul edilerek yay kuvveti sıkışma miktarı ile bölünüp yay katsayısı elde edilir. Sıkışma miktarının iki kısmı vardır. İlk kısmı yayı yerine sıkıştırarak taktığımız için meydana gelir. Bu sıkıştırmanın nedeni yukarı belirtilen manifold basıncı ile silindir içi basıncı arasında farktan doğan kuvveti karşılamaktır. Sıkışma miktarının ikinci kısmı ise supap açıldığı için meydana gelir. Bu miktar sabit olup yukarıda belirtildiği gibi yaklaşık olarak 2,52mm'dir. Yay katsayısının yüksek olması, supap açılma miktarı arttıkça mekanizması üzerinde yüklerin daha fazla artmasına neden olacaktır. Bu bakımdan yay katsayısı olabildiğince düşük tutulmalıdır. Yay katsayısının çok düşük olması ise ivme geçişlerinde yayın, supap ve külbütör arasındaki teması koruyamamasına neden olur. Yay katsayısını istediğimiz mertebelerde tutmak için ön sıkıştırma miktarını değiştirebiliriz. Ön sıkıştırma miktarı ile yay katsayısı arasında ters bir orantı mevcuttur. Bir değer artarsa diğer değer düşer. Tasarımımızda takma sıkıştırmasını 20mm alırsak, yay katsayısı aşağıdaki gibi bulunur.

$$k_y = F_y/x_y \quad \textbf{(4.174)}$$

$$k_y = \frac{572}{20 + 2{,}52} \cong 25{,}4\ N/mm$$

Hesaplanan bu yay katsayısı değeri bu tip dizel motorlar için kabul edilebilir bir değerdir. Yay katsayısı hesaplandıktan sonra, krank mili açısına göre supap açılma miktarı, supap açılma miktarına göre yay ve atalet kuvvetleri şekil 4.22'de gösterilmiştir.



Şekil 4.22: Emme supap mekanizmasının supap açılma miktarı, yay ve atalet kuvvetleri

4.2.2 Egzoz yayı hesapları

Egzoz supap tahrik mekanizması elemanlarının kütleleri şu şekildedir: Supap seti 117,8 gram, yay 40 gram, kadeh 96 gram, itici çubuk 106 gram, külbütör 109 gram, supap köprüsü 35 gram. Egzoz külbütörünün kadeh kolu 21,508 mm, supap kolu ise 37,575 mm'dir. Bu ölçümlere göre supaplara indirgenmiş toplam kütle aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$m_r' \approx m_r\,(l_v + l_f)^2/12l_v^2 \tag{4.175}$$

$$m_r' \approx 109\,(37{,}575 + 21{,}508)^2/12x37{,}575^2 = 22{,}4580\ gr$$

$$M_v = m_v + m_s/3 + m_b/2 + \left[\left(m_f + m_{pr}\right)\left(l_f/l_v\right)^2 + m_r'\right]/2 \tag{4.176}$$

$$M_v = 117{,}8 + 40/3 + 35/2 + [(96 + 106)(21{,}508/37{,}575)^2 + 22{,}4580]/2$$

$$M_v = 192{,}9544\ gr \cong 0{,}1929\ kg$$

Supaplara indirgenmiş kütle bulunduktan sonra supap hareketinin kritik noktası ivme eğrisinden bulunur. Dışbükey profil hesaplarından elde ettiğimiz sonuçlara göre ivmenin yön değiştirdiği kritik nokta supapın yaklaşık olarak 2,65mm açıldığı noktadır. Bu noktada itici çubuk kadehinin ivmesi $i_f = 689{,}19\ m/s^2$ olarak hesaplanmıştır. İvme ve kütle hesaplandıktan sonra yayın karşılaması gereken kuvvet aşağıdaki formülle elde edilir.

$$F_y = kM_v a_k(l_v/l_f) \tag{4.177}$$

$$F_y = 1{,}5x0{,}1929x689{,}19x(37{,}575/21{,}508)$$

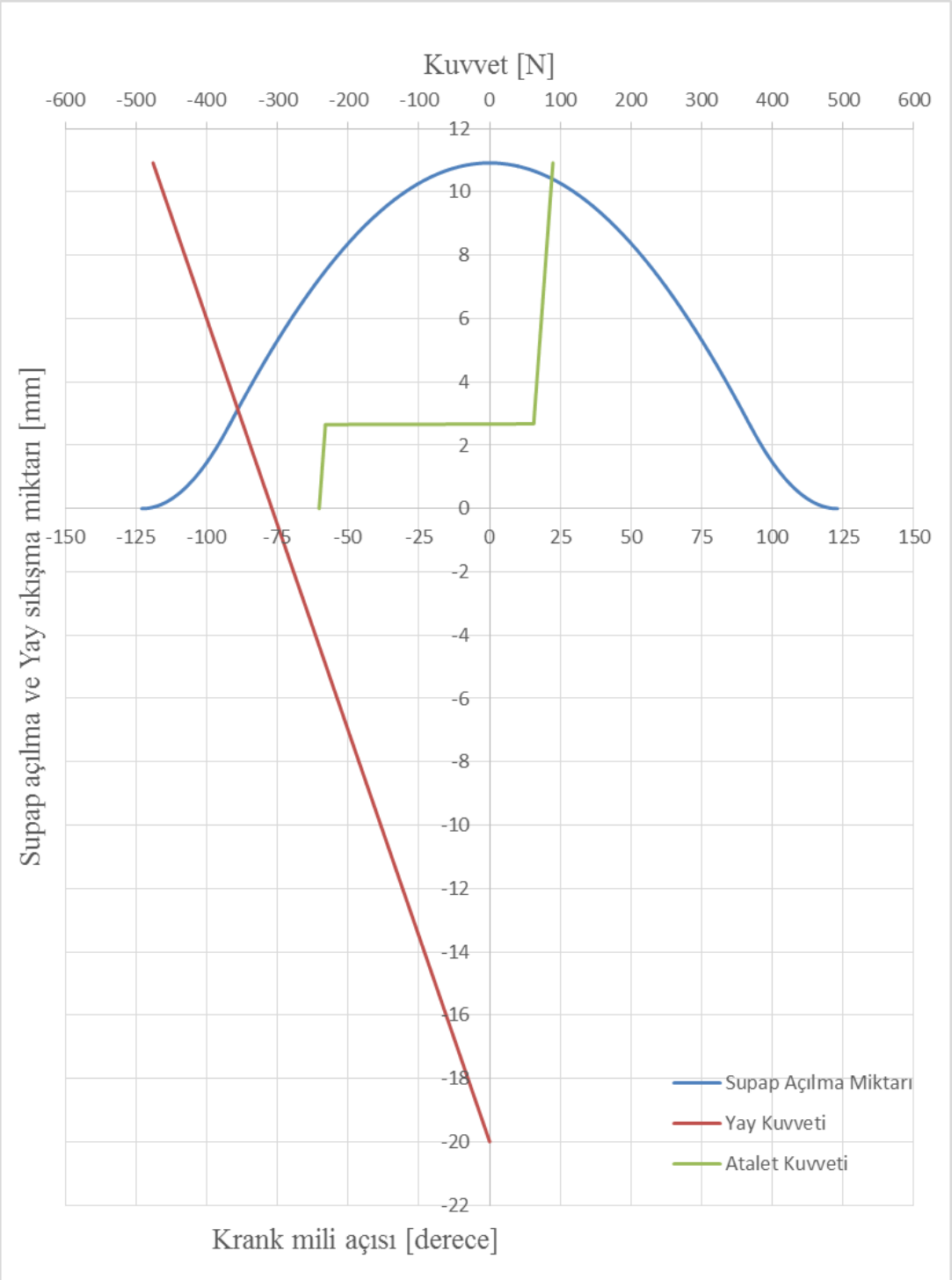
$$F_y \cong 348\ N$$

Emmedekine benzer şekilde takma sıkıştırmasını 20 mm olarak alırsak, yay katsayısı aşağıdaki gibi bulunur.

$$k_y = F_y/x_y \tag{4.178}$$

$$k_y = \frac{348}{20 + 2{,}65} \cong 15{,}4\ N/mm$$

Hesaplanan bu yay katsayısı değeri bu tip dizel motorlar için kabul edilebilir bir değerdir. Yay katsayısı hesaplandıktan sonra, krank mili açısına göre supap açılma miktarı, supap açılma miktarına göre yay ve atalet kuvvetleri şekil 4.23'te gösterilmiştir.



Şekil 4.23: Egzoz supap mekanizmasının supap açılma miktarı, yay ve atalet kuvvetleri

5. TESTLER VE SONUÇLARI

Supap yay katsayıları belirlendikten sonra, yaylar ORMETAL firması istenen boyutlarda ve yay katsayısında ürettirilerek, tasarlanan diğer supap tahrik mekanizması ve silindir kafası ile birlikte, silindir başına 4 supaplı 4 silindirli bir motor montaj edilmiştir. Montaj edilen bu motor TÜMOSAN Konya fabrikasındaki test bremzesinde teste tabi tutulmuştur. Öncelikle yaptığımız tasarımın işlevselliğini görmek ve amaçladığımız sonuçlara ulaşıp ulaşmadığımızı belirlemek amacıyla performans testi yapılmıştır.

5.1 Performans Testi ve Sonuçları

Hazırlanan 16 supaplı motorun performans testleri bu çalışmadan önceki ar-ge çalışmalarında da kullanılmış olan ve işlevselliği kanıtlanmış test bremzesinde yapılmıştır. Test yöntemi olarak Stage IIIA emisyon sertifikasyonu testi olan 8 mod olarak da adlandırılan yöntem tercih edilmiştir. 8 mod testinde motor 8 noktada test edilmektedir. Bu noktalar, motordan maksimum gücün alındığı devirde motorun %100, %75, %50 yüklü ve yüksüz durumları, motordan maksimum torkun alındığı devirde motorun %100, %75 ve %50 yüklü durumları ve rölanti olarak belirlenmiştir. Bu yöntemin tercih edilme nedeni, belirtildiği gibi sertifikasyon testlerinde kullanılan yöntem olması ve ayrıca seri üretimdeki motorlarımız da bu yöntemle test edildiği için performans ve emisyon karşılaştırmasının daha kolay olacak olmasıdır.

Performans testleri sırasında motorun torku ve devri ölçülerek gücü bu iki değerden hesaplanmıştır. Yakıt tüketimi g/s cinsinden terazi bir kaptan yakıtın azalma miktarı ölçülerek süreye bölünmesiyle elektronik ortamda hesaplanıp sonuç dosyasına girilmiştir. Yakıt tüketimini yol dışı araçlarda daha bilinen anlamda ifade eden g/BGh (g/kWh) değeri ise girilen g/s değerinden hesaplanarak elde edilir. Bunun yanısıra turboşarj çıkışında hava basıncı ve sıcaklığı, ara soğutucu çıkışında hava sıcaklığı ölçülmüştür. Hava tüketimi ise basit ancak doğru ölçüm yapma olanağı veren doğalgaz şebekelerinde de kullanılan gaz saati ile yapılmıştır. Gaz saatinden 2 metreküp havanın

kaç saniyede geçtiği kaydedilerek motorun hava tüketimi kg/h cinsinden bu değerle hesaplanmıştır. Ayrıca su giriş çıkış ve egzoz sıcaklıkları, motor yağı ve test odasının ise sıcaklık ve basınçları ölçülmüştür. Emisyon ölçümleri ise garaj tipi emisyon ölçüm cihazı ile yapılmıştır. Nitrojen oksitler ve yanmamış hidrokarbonlar ppm olarak, karbon monoksit ve karbondioksit yüzde olarak ölçülmüştür. Şekil 5.1'de yapılan performans testinin yukarıda anlatılan ölçüm değerleri görülmektedir. Bu test dosyası şablonu Yük. Müh. Enishan ÖZCAN ve Prof. Rafig MEHDİYEV tarafından oluşturulmuştur. Şablonun ilk sayfası şekil 5.1'de görülen ölçümlerin girildiği ve bazı

8 MOD YÜK KARAKTERİSTİĞİ_TURBO_28.10.2010_No:018

MOTOR TİPİ:	4DT 39T		YAK.POM. TİPİ:	BOSCH L 1073		DENEYİ YAPAN:	HÜSEYİN TEKER		
MOTOR SERİ NO:	YOK		POMPA SERİ NO:	34231		YER:	TÜMOSAN		
PİSTON TİPİ:	MR1 V3 LALE KES		YAK.POM. ŞEKLİ:	LDA' li	*	DENEY TARİHİ:	20.04.2013		
SİL. ÇAPI / STROK:	104 / 115	mm	ENJEKTÖR TİPİ:	701	*	VANTİLATÖR:	*	*	
SİLİNDİR SAYISI:	4	adet	PÜSK. BASINCI:	*	BAR	TURBO KOMP:	CZ	C 13 149 01	
SİLİNDİR HACMİ:	3908	cm^3	YÜKSÜZ MAX. DEVRİ:	2550	d/d	İNTER COOLER:	VAR	*	
YAKIT YOĞ.	845	kg/m^3	YAKIT ÖL. HACMİ:	200	cm^3	HAVA ÖL. HACMİ:	2	m^3	

DEVİR		PERFORMANS			YAKIT TÜK			HAVA TÜKETİMİ				SU		YAĞ		EGZOZ		ODA ŞARTLARI		
%	d/d	BG	KP	NM	g/s	g/BGh	200 cc	P (bar)	T int gir.	T int çık.	S / 2m3	Tsu gir.	Tsu çık	P (bar)	T °C	T °C	nm H_2	T °C	P mbar	nem %
100	2500	118,1	47,3	332,0	6,14	187,11	27	1,35	138,1	37,7	12	23	95	5,20	80	417	0	25,0	920,0	0
75	2500	88,6	35,4	249,0	4,50	182,85	37	1,02	123,8	35,8	14	26	97	4,60	82	361	0	27,0	920,0	0
50	2500	59,1	23,6	166,0	3,19	194,43	53	0,71	103,2	37,1	17	25	96	4,00	81	320	0	27,0	920,0	0
10	2500	11,4	4,6	32,0	1,34	423,67	125	0,31	79,6	36,4	23	25	95	5,10	77	238	0	27,0	920,0	0
100	1500	89,7	59,8	420,0	4,58	183,88	37	0,92	106,1	36,5	22	24	94	3,33	96	479	0	27,0	920,0	0
75	1500	67,3	44,8	315,0	3,33	178,26	50	0,61	79,4	35,6	27	24	94	4,45	94	424	0	27,0	920,0	0
50	1500	44,8	29,9	210,0	2,21	177,46	76	0,30	62	34,4	33	23	93	4,60	94	338	0	27,0	920,0	0
0	650	0,6	0,6	4,3	0,42	2470,54	400	0,0	48,5	35,6	100	25	94	2,10	84	174	0	27,0	920,0	0

DEVİR		HFK	AFR	İS		NO_x	CO	CO_2	HC	O_2	AV.	
%	d/d	l	H/Y	k	SZ	ppm	%	%	ppm	%	°KMA	NOTLAR
100	2500	2,000	29,0	1,000	0	381	0,014	6,36	22	9,40	*	
75	2500	2,830	41,0	0,848	0	267	0,011	4,79	8	12,30		
50	2500	3,260	48,0	0,643	0	281	0,014	4,14	8	13,40		
10	2500	5,790	85,0	0,135	0	111	0,031	2,35	2	17,00		
100	1500	2,630	38,0	2,623	0	368	0,018	5,12	12	11,20	*	
75	1500	2,270	33,0	1,917	0	470	0,019	5,87	0	11,60		
50	1500	2,780	40,0	0,578	0	445	0,019	4,86	0	11,80		
0	650	2,820	41	0,066	0	270	0,012	4,78	8	12,40	15,0	

Şekil 5.1: Performans testi ölçüm sonuçları

basit büyüklüklerin hesaplandığı sayfadır. İkinci sayfada ise ilk sayfadaki değerler kullanılarak motorun efektif ve indike parametreleri ve verim değerleri hesaplanır. Bunun yanısıra emisyon ölçümleri, Stage emisyon sınırlamalarının birimi olan g/kWh birimine dönüştürülür. Konya'da rakım yüksek olduğundan (1000 metre) hava basıncı deniz seviyesine oranla neredeyse %10 oranında düşük olduğu için düzeltme katsayısı uygulanmaktadır. Şekil 5.2'de düzeltme katsayısı uygulanmış sonuçlar gösterilmiştir. Motordan alınan güçe baktığımızda seri üretimdeki motorlardan elde edilen 100 beygire karşın yaklaşık olarak 125 beygire bir artış olduğu görülmektedir. Bu artışın nedenlerinden biri basınç oranı daha yüksek turboşarj kullanılmış olmasıdır. Diğer nedeni ise silindir başına 4 supaplı mekanizmanın yol açmasının beklendiği volümetrik verimdeki artıştır. Seri üretimdeki 2 supaplı motorlarda maksimum yük ölçümlerinde 2500 devirde 0,8 olan volümetrik verim 4 supaplı motorda 0,87'ye, 1500

devirde 0,85 olan volümetrik verim ise 0,96'ya yükselmiştir. Şekil 5.2'de ayrıca emisyon sınırlamaları ve motorun emisyon değerleri de görülmektedir. Silindir başına

DEVİR	YÜK	kg	N	D.Kat s	kW	BG	N·m	kgf·m	mm^3/çev	sn	kg/h	g/kWh	g/BGh
2500	100	47,3	463,6	1,053	91,4	124,4	349,4	35,6	87,7	27,36	22,24	243	179
2500	75	35,4	347,7	1,063	69,3	94,2	264,7	27,0	64,3	37,33	16,30	235	173
2500	50	23,6	231,8	1,063	46,2	62,8	176,5	18,0	45,6	52,66	11,55	250	184
2500	10	4,6	44,7	1,063	8,9	12,1	34,0	3,5	19,1	125,37	4,85	545	401
1500	100	59,8	586,4	1,063	70,1	95,3	446,5	45,5	109,0	36,68	16,59	237	174
1500	75	44,8	439,8	1,063	52,6	71,5	334,9	34,1	79,3	50,45	12,06	229	169
1500	50	29,9	293,2	1,063	35,1	47,7	223,3	22,8	52,6	76,02	8,00	228	168
650	0	0,6	6,0	1,063	0,3	0,4	4,6	0,5	23,1	400,00	1,52	4890	3596

DEVİR	YÜK	$p_{k\ kpa}$	$T_{int\ Gir.}$	$T_{int.\ Çık.}$	$\rho_{k\ kg/m3}$	G_h kg/h	$\eta_{v(norm.)}$	$\eta_{v(turb.)}$	$G_{hava\ ısm}$	p_k/p_o	$v_{egz\ m3/h}$	λ_{olhaz}	hfk λ
2500	100	227	138	38	2,5	644,6	2,05	0,87	642,61	2,47	1435,40	2,00	2,00
2500	75	194	124	36	2,2	548,8	1,75	0,86	666,42	2,11	1117,74	2,83	2,32
2500	50	163	103	37	1,8	452,0	1,44	0,84	544,20	1,77	857,51	3,26	2,70
2500	10	123	80	36	1,4	334,1	1,07	0,82	406,00	1,34	540,29	5,79	4,75
1500	100	184	106	37	2,1	349,3	1,86	0,96	630,33	2,00	858,26	2,63	1,45
1500	75	153	79	36	1,7	284,6	1,52	0,94	395,57	1,66	645,01	2,27	1,63
1500	50	122	62	34	1,4	232,8	1,24	0,96	321,50	1,33	459,07	2,78	2,01
650	0	95	49	36	1,1	76,8	0,94	0,94	61,98	1,03	109,27	2,82	3,49

DEVİR	YÜK	k[m^{-1}]	FSN	PMg/m^3	Avans	Noxppm	COppm	CO2%	CO2%	HCppm	O2%	Gegz kg/saat	NOXg/h
2500	100	1,00	3,07	0,159	*	381	140	6,36	7,03	22	9,4	666,9	403,2
2500	75	0,85	2,77	0,131	0,0	267	110	4,79	6,07	8	12,3	565,1	239,5
2500	50	0,64	2,30	0,096	0,0	281	140	4,14	5,25	8	13,4	463,5	206,7
2500	10	0,14	0,75	0,030	0,0	111	310	2,35	3,01	2	17	338,9	59,7
1500	100	2,62	4,77	0,431	*	368	180	5,12	9,56	12	11,2	365,9	213,7
1500	75	1,92	4,25	0,325	0,0	470	190	5,87	8,57	0	11,6	296,6	221,3
1500	50	0,58	2,14	0,086	0,0	445	190	4,86	7,00	0	11,8	240,8	170,1
650	0	0,07	0,49	0,022	15,0	270	120	4,78	4,09	8	12,4	78,4	33,6

	CO g/kWh	HC g/kWh	NO_x g/kWh	İS g/kWh	Standartlar
SONUÇ	1,25	0,04	4,17	0,21	
Stage II	5,0	1,3	7,0	0,4	97/68/EEC (8 mod)
Stage IIIA	5,0	4,7		0,4	
Stage IIIB	5,0	0,19	3,3	0,4	

- Veriler'den okunanlar
- Kullanılmayan
- Hesaplanan

Şekil 5.2: Performans testi hesaplanan sonuçları

4 supaplı motorun Stage IIIA emisyon sınırlaması gereksinimlerini rahatlıkla sağladığı ve hatta püskürtme avansında yapılabilecek optimizasyonlarla Stage IIIB emisyon sınırlaması gereksinimlerini sağlayabileceği görülmektedir.

Performans testi sonucunda 4 supaplı mekanizmaya geçiş sonucunda amaçladığımız performanstaki gelişmeler elde edilmiştir. Performans testinde alınan bu tatmin edici sonuçlardan sonra supap mekanizmasının işlevselliği kanıtlanmıştır. Bundan sonraki adım ise işlevselliği kanıtlanan bu sistemin dayanımını test etmektir. Bu nedenle performans testinden sonra aynı motora ömür testi uygulanmıştır.

5.2 Ömür Testi ve Sonuçları

Motora ömür testi uygulamak üzere Prof. Rafig MEHDİYEV tarafından bir ömür testi programı hazırlanmıştır. Günde 5 saat olmak üzere 20 gün tekrar edilecek bu test

sonucunda motora toplamda 100 saatlik ömür testi uygulanmış olacaktır. Çizelge 5.1'de 20 gün boyunca yapılacak 5 saatlik ömür testi adımları süreleri ile birlikte gösterilmiştir. Çizelgeden görüldüğü gibi motoru ve supap mekanizmasını sürekli yük

Çizelge 5.1: 5 saatlik ömür testi adımları

Tarih	Süre, *dak*	Test prosedürleri
	30	Boşta çalışma (n=650-700 *d/dak*)
	60	%25 Yükte çalışma (1700-2000 *d/dak*)
	30	Boşta çalışma (n=650-700 *d/dak*)
	60	%50 Yükte çalışma (2000-2200 *d/dak*)
	30	Boşta çalışma (n=650-700 *d/dak*)
	30	%75 Yükte çalışma (2100-2300 *d/dak*)
	30	Boşta çalışma (n=650-700 *d/dak*)
	30	%100 Yükte çalışma (2300-2500 *d/dak*)
Toplam 5 saat Notlar ve Arızalar:		

altında çalıştırmak yerine daha gerçekçi bir program oluşturulmuştur. Bu program TÜMOSAN Konya fabrikasında 20 gün boyunca tekrar edilmiştir. Testler bittikten sonra motor bremzeden alınarak, revizyon bölümünde demontaj edilip, silindir kafası ve supap mekanizmasının tüm parçaları incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda hiçbir parçada herhangi bir deformasyon görülmemiştir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, seri üretimdeki silindir başına 2 supaplı TÜMOSAN dizel motorlarını silindir başına 4 supaplı hale dönüştürmek için yapılan tasarım ve hesaplamalardan bahsedilmiştir. Tasarımı yapılan mekanizma testlere tabi tutulup işlevselliği ve dayanımı onaylanmıştır. Testler sonucunda, çalışmanın başında belirtilen performans ve dayanım hedeflerine ulaşılmıştır. Bundan sonraki adım ise motoru, kullanılacağı traktörlere entegre etmek üzere yapılması gereken işler olacaktır. Bu motor ile prototip bir traktör üretilerek, motorun çevre sistemlerle bağlantıları için gerekli olan parçaların tasarımı yapılmalıdır. Böylece motorun traktör üzerinde tarlada testleri yapılabilecek ve bu testlerden de sorunsuz olarak geçmesi halinde test aşaması tamamlanmış olacaktır. Bu noktadan sonra yeni tasarımın seri üretime alınmasıyla ilgili çalışmalara başlanması planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] **Miran, B.** (2005). Tarımsal Yapı ve Üretim. Yavuz, F. Türkiye'de Tarım, Tarım ve Köyişleri Bakanlığı.

[2] **Türkiye Cumhuriyeti Başbakanlık Yatırım ve Destek Ajansı** (2010). Türkiye Tarım Sektörü Raporu

[3] **Hoag, K. L.** (2006). Vehicular Engine Design, Springer Verlag, Wien

[4] **AVL** (2012). Stream Line Port Design, Graz.

[5] **FEV** (2013). Tümosan Port, Swirl, Combustion Lesson, Aachen.

[6] **Özcan, E.** (2009). Faz III-B Emisyon Standartlarına Cevap Veren Turbo Dizel Traktör Motorunun 4 Supaplı Silindir Kafasının Tasarımı İle İlgili Teorik İncelemeler ve Uygulamalar, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[7] **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.

[8] **Wang, Y.** (2007). Introduction to Valvetrains, SAE International, Warrendale, PA., USA

[9] **Kolchin, A. ve Demidov, V.** (1984). Design of Automotive Engines, MIR Publishers, Moscow.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Hüseyin TEKER

Doğum Yeri ve Tarihi: Lüleburgaz 16/07/1987

Adres: Osmaniye mah. Fabrikalar sok. Konak Apt. no:8 B-Blok D:10
Bakırköy/İSTANBUL

E-Posta: tekerhuseyin@gmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği