

**FARKLI TASARIMLARDAKİ EMME  
MANİFOLDLARININ AKIŞ ANALİZLERİNİN  
YAPILARAK EN UYGUN TASARIMIN  
BELİRLENMESİ**

**2017  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Tevfik ATAMAN**

**FARKLI TASARIMLARDAKİ EMME MANİFOLDLARININ AKIŞ  
ANALİZLERİNİN YAPILARAK EN UYGUN TASARIMIN BELİRLENMESİ**

**Tevfik ATAMAN**

**Karabük Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalında**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Olarak Hazırlanmıştır**

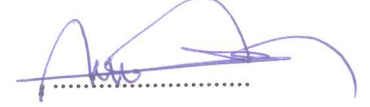
**KARABÜK**

**Mayıs 2017**

Tevfik ATAMAN tarafından hazırlanan “FARKLI TASARIMLARDAKİ EMME MANİFOLDLARININ AKIŞ ANALİZLERİNİN YAPILARAK EN UYGUN TASARIMIN BELİRLENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 25/05/2017

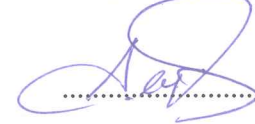
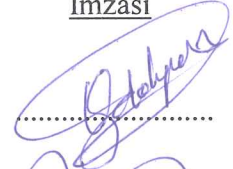
Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Bülent ÖZDALYAN (KBÜ)

Üye : Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK (KBÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. A. Osman EMİROĞLU (AİBÜ)



./ /2017

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü





*“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”*

Tevfik ATAMAN

## **ÖZET**

**Yüksek Lisans Tezi**

### **FARKLI TASARIMLARDAKİ EMME MANİFOLDLARININ AKIŞ ANALİZLERİNİN YAPILARAK EN UYGUN TASARIMIN BELİRLENMESİ**

**Tevfik ATAMAN**

**Karabük Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı:**

**Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK**

**Mayıs 2017, 61 sayfa**

Motorun değişken performans ihtiyacına bağlı olarak tüm yük ve hızlarda silindirlerin yeterli miktarda hava ile beslenmesine imkan sağlanmalıdır. Emme manifoldunun temel görevi, motor için gerekli olan taze yakıt-hava karışımını yanma odasına taşımaktır. Hava emme sisteminde hava akışına gösterilen direncin azaltılması performansın iyileştirilmesi bakımından önemli olmaktadır. Her bir silindirin emme işlemi süresince hacminin değişmesinden dolayı emme manifoldu içerisinde basınç sürekli değişir. Ayrıca supap açılırken alan değişmesi, gaz akışının düzensiz olmasına neden olur. Belirtilen bu etkiler dikkate alınarak yapılan bu çalışmada; beş farklı emme manifoldu tasarlanarak, bu manifoldların hız parametreleri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizi ile sayısal olarak incelenmiştir.

Çalışmadan elde edilen sonuçlar, temel akış parametresi olan hız değişimleri cinsinden detaylı bir şekilde tartışılmış ve grafikler halinde sunulmuştur.

**Anahtar Sözcükler :** Emme manifoldu, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), manifold akış analizi.

**Bilim Kodu** : 914.3.026



## **ABSTRACT**

**M. Sc. Thesis**

### **DETERMINATION OF THE MOST APPROPRIATE DESIGN BY MAKING FLOW ANALYZES OF INTAKE MANIFOLDS IN DIFFERENT DESIGNS**

**Tevfik ATAMAN**

**Karabük University**

**Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor:**

**Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK**

**May 2017, 61 pages**

Depending on the changing performance requirements at all loads and speeds conditions should allow a sufficient quantity of cylinders to be fed with air. The main task of which is necessary for the engine intake manifold, to move equally fresh air-fuel mixture in the combustion chamber. In air intake system, decreasing of air flow resistance is very important in terms of performance improvement. Due to the change in volume during the suction process in each cylinder, intake manifold pressure changes constantly. Also change of the valve opening area causes an irregular gas flow.

In this study, by considering the effects mentioned; five different intake manifolds were designed and velocity parameters of these the manifolds were investigated numerically by Computational Fluid Dynamics method. The results obtained from

this study were discussed and graphed in detail in terms of velocity changes which is the basic flow parameters.

**Key Word** : Intake manifold, computational fluid dynamics (CFD), manifold flow analysis.

**Science Code** : 914.3.026





## TEŞEKKÜR

Bu alıőmanın ilk aőamasından son aşamasına kadar bütün süreç boyunca beni sabırla dinleyen, yönlendiren ve destekleyen, paylaőımcı tutumu, güven aőılayıcı tavrı, babacan kiőilięi ve üst düzey bilgi birikimiyle bu tezin oluőmasında büyük rolü ve katkısı olan saygıdeğer hocam Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK'e sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Akış analizlerinin ve hesaplamaların yapılmasında yardımlarını esirgemeyen, ankırı Karatekin Üniversitesi Yapraklı Meslek Yüksekokulu Öğr. Gör. Mehmet Ali BİBERCİ'ye teşekkür ederim.

Sevgili aileme maddi ve manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	xv
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
BÖLÜM 2 .....	3
LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	3
BÖLÜM 3 .....	8
EMME MANİFOLDLARI .....	8
3.1. EMME MANİFOLD ÇEŞİTLERİ.....	11
3.1.1. Kuru Akışlı Manifoldlar .....	11
3.1.2. Islak Akışlı Manifoldlar.....	11
3.1.3. Tek Bölgele Manifoldlar .....	12
3.1.4. Değişken Yollu Emme Manifoldu.....	12
3.2. EMME MANİFOLD MALZEMELERİ .....	13
3.2.1. Alüminyum .....	13
3.2.2. Dökme Demir .....	13
3.2.3. Magnezyum .....	14
3.2.4. Polyamid .....	16
3.3. EMME MANİFOLDUNDA BULUNMASI GEREKEN ÖZELLİKLER ....	17

	<b><u>Sayfa</u></b>
3.3.1. Dayanıklılık .....	17
3.3.2. Hava Akışı .....	17
3.3.3. Ağırlık.....	17
3.3.4. Yanmaya Direnç .....	17
3.3.5. Yüksek Sıcaklık Performansı .....	18
3.3.6. Tasarım Esnekliği .....	18
<b>BÖLÜM 4 .....</b>	<b>19</b>
<b>MOTOR PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELER .....</b>	<b>19</b>
4.1. KURS HACMİ .....	19
4.2. SIKIŞTIRMA ORANI .....	19
4.3. HAVA-YAKIT ORANI .....	20
4.4. ATEŞLEME AVANSI.....	21
4.5. EMME BASINCI.....	22
<b>BÖLÜM 5 .....</b>	<b>24</b>
<b>VOLUMETRİK VERİM .....</b>	<b>24</b>
5.1. VOLUMETRİK VERİME ETKİ EDEN FAKTÖRLER.....	25
5.1.1. Sıkıştırma Oranının Etkisi .....	25
5.1.2. Motor Devir Sayısının Etkisi .....	26
5.1.3. Emme Sonundaki Taze Dolgu Basıncının Etkisi.....	27
5.1.4. Egzoz Gaz Basıncının Etkisi.....	28
5.1.5. Art Gaz Sıcaklığının Etkisi .....	28
5.1.6. Art Gaz Katsayısının Etkisi .....	28
5.1.7. Taze Dolgunun Isınması .....	28
5.1.8. Motor Yükünün Etkisi .....	28
5.1.9. Hava Fazlalık Katsayısının Etkisi.....	29
5.1.10. Emme Supabı Kesitinin Etkisi.....	29
5.1.11. Egzoz Supabı Kesitinin Etkisi .....	29
5.2. EMME BASINÇ DALGALARI .....	29
5.3. EMME BASINÇ DALGALARI NEDENLERİ.....	30

	<b><u>Sayfa</u></b>
BÖLÜM 6 .....	31
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ .....	31
BÖLÜM 7 .....	34
DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....	34
7.1. MANİFOLD TASARIMI.....	34
7.2. AKIŞ ANALİZLERİ .....	36
7.3. YÖNTEM.....	38
BÖLÜM 8 .....	42
ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMA .....	42
BÖLÜM 9 .....	56
SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	56
KAYNAKLAR .....	58
ÖZGEÇMİŞ .....	61

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 3.1. Emme manifoldu. ....	8
Şekil 3.2. Alüminyum emme manifoldu.....	9
Şekil 3.3. Altı silindirli bir motorun manifoldu. ....	10
Şekil 3.4. Çeşitli emme manifoldları. ....	11
Şekil 3.5. Dökme demir emme manifoldu. ....	14
Şekil 3.6. On iki silindirli bir motorun emme manifoldu. ....	15
Şekil 3.7. Polyamid PA66 VW emme manifoldu. ....	16
Şekil 4.1. HFK' nın yanma odası sıcaklığına etkisi. ....	20
Şekil 4.2. Ateşleme avansı ile motor momentinin değişim grafiği.....	21
Şekil 5.1. Motor devrinin faydalı güce etkisi.....	25
Şekil 5.2. Sıkıştırma oranının volumetrik verime etkisi. ....	26
Şekil 5.3. Motor devir sayısının volumetrik verime etkisi.....	27
Şekil 6.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz örneği.....	32
Şekil 6.2. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği işlem şeması.....	33
Şekil 7.1. Model alınan emme manifoldu.....	34
Şekil 7.2. Tasarlanan emme manifoldunun genel görünümü. ....	35
Şekil 7.3. ANSYS akış analizi örneği. ....	37
Şekil 7.4. Silindir girişi akış analizi. ....	38
Şekil 7.5. İlk geometri.....	39
Şekil 8.1. İlk tasarımın giriş ve çıkış kısımları. ....	42
Şekil 8.2. İlk tasarımın akış analizi ve akış yolları. ....	43
Şekil 8.3. İkinci tasarım. ....	44
Şekil 8.4. İkinci tasarımın akış analizi ve akış yolları. ....	45
Şekil 8.5. Üçüncü tasarım.....	46
Şekil 8.6. Üçüncü tasarımın kesit görünümü.....	48
Şekil 8.7. Üçüncü tasarımın akışı ve çıkış hızları.....	48
Şekil 8.8. Dördüncü tasarım.....	49
Şekil 8.9. Dördüncü tasarımın akış analizi. ....	50
Şekil 8.10. Dördüncü tasarımın akış yolu.....	51

	<b><u>Sayfa</u></b>
Şekil 8.11. Beşinci tasarım.....	52
Şekil 8.12. Beşinci tasarımın akış analizi.....	53
Şekil 8.13. Beşinci tasarımın akış yolu .....	54
Şekil 8.14. Tasarımların karşılaştırılması. ....	55



## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b><u>Sayfa</u></b>
Çizelge 7.1. Çalışmanın sınır şartları. ....	40
Çizelge 8.1. İlk tasarım çıkış hızları.....	43
Çizelge 8.2. İkinci tasarımın çıkış hızları.....	45
Çizelge 8.3. Üçüncü tasarımın çıkış hızları. ....	47
Çizelge 8.4. Dördüncü tasarımın çıkış hızları.....	50
Çizelge 8.5. Beşinci tasarımın çıkış hızları.....	53

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

$P_c$	: silindir basıncı
$k$	: hava sabiti
$P_m$	: manifold çevresindeki basınç
$P_o$	: hava manifolda giriş basıncı
$T_a$	: hava sıcaklığı
$P_1$	: emme basıncı
$V_m$	: manifold hacmi
$B$	: silindir çapı
$H$	: silindir yüksekliği
$\epsilon$	: dissipasyon oranı
$\eta_v$	: volumetrik verim
$P_r$	: egzoz (yanmış) gaz basıncı
$z$	: silindir sayısı

### KISALTMALAR

SI	: Spark Ignition (Buji Ateşlemeli)
CI	: Compression Ignition (Sıkıştırma İle Ateşlemeli)
AÖN	: Alt Ölü Nokta
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HEM	: Hava Emme Manifoldu
CFD	: Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
MAP	: Manifold Absolute Pressure (Manifold Mutlak Basıncı)
ECU	: Electronic Control Unit (Elektronik Kontrol Ünitesi)
HFK	: Hava Fazlalık Katsayısı



## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Emme manifoldunun temel görevi, gerekli ve eşit taze hava-yakıt karışımını yanma odasına taşımaktır. Emme manifoldları bütün silindirlere üniform hava yakıt karışımını sağlayabilecek şekilde tasarlanırlar. Üniform dağıtım, motor verimi ve üstün performans için çok önemlidir. Eğer yanlış ölçülendirilir veya tasarlanırsa motor silindirleri iyi bir yanma için ihtiyaç duyulan gerekli hava miktarını (silindir içi dolgunu) alamayacaktır. Düzenli bir çalışma için silindirlere alınan dolgunun hepsi birbirine yakın miktar ve kalitede olmalıdır. Bu nedenle yakıt hava karışımı dağılımı mümkün olduğu kadar iyi yapılmalıdır. Bu tamamen emme manifoldu tasarımına bağlıdır. Yakıtın bir miktar buharlaşması yakıt dolgusu için mükemmel bir karışım sağlar, buna rağmen dolgunun çok yüksek sıcaklıklarda olmaması için bundan kaçınılır. Eğer yakıt dolgusu aşırı derece ısıtılmış ise motorun gücü düşer. Bunun nedeni ise dolgunun sıcaklıktan dolayı genişlemesidir. Yeni modern emme manifoldu tasarımlarında emme manifoldu çeperlerinde yoğunlaşan yakıt miktarı minimuma indirilmiştir.

Motorun değişken performans ihtiyacına bağlı olarak emme manifoldu üzerinde değişiklikler yapılabilir. Ancak bu şekilde tüm yük ve hızlarda silindirlerin yeterli miktarda hava ile beslenmesine imkân sağlanabilir. Bu da çok yollu emme manifoldu sistemi ile mümkündür. Emme manifoldu temelde iki parçadan oluşmaktadır. Birincisi menfez (plenum) olup kelebek gövdesinin veya karbüratörün altındaki manifoldun giriş kısmıdır. İkincisi ise menfezi silindirlere bağlayan dağıtıcı (runner) kanallarıdır. Manifold dağıtıcıları, taze dolgunun ayrı ayrı her bir silindire ulaşmasını sağlar.

Bir içten yanmalı motorda yanma işlemi için ihtiyaç duyulan hava silindirlere emme manifoldu tarafından sağlanır. Bu nedenle Hava Emme Manifoldu (HEM) önemli bir

role sahiptir. Otomobil motorunun içine havanın istenilen miktarda iletilmesi yanma verimliliğini artırır dolayısıyla hava kirliliğinin azalmasında da etkili olur [1]. Emme havası, manifold menfezinden geçerek menfeze bağlı çıkışlara dağılır ve yanma odasına geçiş yapar. Emme sistemi içindeki hava akışını optimize etmek için, sistem üzerinden hava akışlarının, giriş hızının ve basınç düşümünün iyi bir şekilde anlaşılması gerekir [2].

Bu çalışmada, HEM sayısal modeli simülasyonu için 4-silindirli bir aracın manifold modeli kullanılmıştır. Analizlerde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sayısal çözümlemede Sonlu Hacimler metoduna dayalı çözüm yapan ANSYS Fluent 15.0 yazılımı hava emme manifoldu iç akışını analiz etmek için kullanılmıştır. Analiz sonuçları doğrultusunda bu çalışma ile emme manifoldu için en iyi iç akış koşullarının belirlenmesi ve en uygun tasarımın elde edilmesi amaçlanmıştır.

## BÖLÜM 2

### LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Phaneendra vd. 4 zamanlı, hava soğutmalı dizel bir motorun emme manifoldunun yönünü ve tasarımını değiştirmek suretiyle deneysel olarak incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Motorun performans karakteristikleri iyileşmiş ve emisyon değerleri azalmıştır. Deneyler; 10 mm, 15 mm, 20 mm ve 25 mm olmak üzere farklı vida adımlarına sahip çeşitli dişli manifoldlar kullanılarak yapılmıştır. Normal manifold ile karşılaştırıldığında, 10 mm vida adımı dişli manifold ile daha iyi performans ve emisyon değerlerinin sağlandığı görülmüş ve ispatlanmıştır [3].

Prasad ve Pandurangadu, emme manifoldundaki hava akışını yönlendirerek oluşan hava girdabının motor performansı üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyde tek silindirli, 4 zamanlı, su soğutmalı bir motor sabit 1500 d/d ile kullanılmıştır. Hava akışını yönlendirmek için; emme manifoldunda 1 mm genişliğinde ve 2 mm derinliğinde ve farklı eğimlerde helisel kanallar açıldığında emme manifoldunda türbülans elde edilmiştir. Emme manifoldundaki helisel kanalın eğimleri, 2 mm'den 10 mm'ye kadar ikişer mm aralıklarla değiştirilerek farklı durumlarda testler tekrarlanmıştır. Sonuçlar 8 mm'lik kanalın türbülansı arttırdığını göstermiştir, dolayısıyla tüm durumlardaki en iyi hava-yakıt karışımı sağlanmış ve is emisyonları azalmıştır [4].

Ramakrishna Reddy vd. helisel, spiral ve helisel-spiral şekillerde farklı emme manifoldları ile hava akımını sevk ederek, emme manifoldundaki girdap etkisinin motorun performans ve emisyonlarına etkisini bulmak için çeşitli deneyler yapmışlardır. Deneyler dört zamanlı su soğutmalı bir dizel motorda yapılmıştır. İlk önce üç manifoldun 3 boyutlu modelini yapmışlar ve daha sonra gözlemlerini gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar göstermiştir ki; normal manifold ile

karşılaştırıldığında, üç emme manifoldu da daha iyi performans ve daha düşük emisyon değerleri sağlamıştır [5].

Martins vd. küçük bir benzinli motorda, girdap etkisi ile türbülansın daha iyi olması için emme portunu yeniden tasarlamışlardır. Bu çalışmada; supap kılavuzu, supap, supap oturma yüzeyi ve silindirden oluşan emme manifoldunun en uygun tasarımı ile Solidworks, Gambit ve Fluent programlarını kullanmışlardır. Manifold montajının tasarımını; 1.5 mm, 2 mm ve 2.5 mm olmak üzere üç farklı supap kalkma yüksekliği ile yapmışlardır. Sonuç olarak bu modeli FLUENT modülünde simülasyon için kullanmışlardır. Simülasyon, buji ateşlemeli motorda türbülansı ölçmek için yapılmıştır. Bunun sonucunda gerekli türbülans miktarının 1.5 mm ile 2 mm arasındaki değer için uygun olduğu yorumu yapılmıştır [6].

Paul ve Ganesan; tek silindirli, 4 zamanlı bir motorda 3000 d/d'da helisel, spiral ve helisel-spiral birleşimli üç farklı şekilde volumetrik verim karşılaştırması üzerinde çalışmışlardır. Silindirin ve manifoldun üç boyutlu modeli GAMBIT kullanılarak oluşturulmuş ve ağ örme işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu manifoldun akış karakteristikleri sürekli olmayan şartlar altında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak incelenmiştir. Türbülans k-ε modeli kullanarak modellenmiştir. Katı model; süpaplarla birlikte silindir geometrisi ve emme manifoldundan oluşturulmuştur. Analizler sonucunda; manifoldun helisel-spiral bütünleşik olması durumunda, spiral manifolda göre daha fazla girdap olduğu bulunmuş ve daha yüksek motor performansı ile daha düşük emisyon değerleri için önerilmiştir [7].

Aadepu vd.; 870 cc, doğal emişli, çift silindirli bir dizel motorda daha yüksek volumetrik verime ulaşmak için bir emme manifoldu tasarlamışlardır. Yukarıdaki amaca ulaşmak için iki tane çevreci model yapmışlar ve daha sonra HAD analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca sınır şartlarını ve k-ε türbülans modelini kararlı hal şartlarında kullanmışlardır. Bu yöntem kullanılarak; daha iyi bir manifold tasarımı ile volumetrik verimde % 7 artışa ulaşılabilmektedir [8].

Sulaiman vd. 4 zamanlı 200 cc bir Go-Kart motorunun emme manifoldunun çeşitli tasarımlardaki hava akışlarının akış analizleri üzerine bir çalışma yapmışlardır.

Çalışma; yanma odası içerisinde emme manifoldunun 6 tasarımının hava akışının üç boyutlu simülasyonları ile HAD yazılımı FLUENT kullanılarak yapılmıştır. Simülasyon sonuçları akış makinesi ile yapılan bir deneysel çalışma ile doğrulanmıştır. Aynı zamanda bu çalışma; emme manifoldu geometrisindeki değişikliklerin, yanma odasına giren havanın kütle akış oranında %20 artış olabileceğini ortaya koymuştur. İki manifold ile yapılan deneysel çalışma ve simülasyon arasındaki karşılaştırmalar mantıklı bir biçimde birbiriyle örtüşmektedir. Bu durum; simülasyonun güvenilirliğini göstermiş, ayrıca emme manifoldu biçimlerinin ve supap kalkma yüksekliğinin etkisini ispatlamıştır [9].

Krishna ve Mallikarjuna, düz yüzeyli pistonlu içten yanmalı bir motorda, emme ve sıkıştırma zamanlarında farklı motor hızlarında, parçacık görüntü cihazı kullanarak silindir içi akışların görüntülenmesinin deneysel çalışmasını yapmışlardır. İki boyutlu silindir içi akış ölçümleri ve akışların analizleri yanma odası içerisinde silindir eksenine dik düzlemde yapılmıştır. Akış analizlerini yapmak için ortalama hız vektörleri kullanılmıştır. Dönüş akışını tanımlamak için dönüş hızı tahmin edilmiştir. Sonuçlardan, dönüş hızının esas olarak krank açısı ile değiştiği bulunmuştur. Sıkıştırma zamanının sonunda; daha yüksek motor hızlarında maksimum türbülans kinetik enerjinin daha fazla olduğu görülmüştür [10].

Dal ve Deniz, çalışmalarında bilgisayar destekli tasarım programı ile manifold geometrisi oluşturup, GAMBIT ve FLUENT programlarını kullanarak akış analizleri yapmışlardır. Oluşturdukları manifold geometrisini fluent programına gönderdikten sonra, silindir hacmine bağlı olarak her bir silindir için gerekli hava miktarını hesaplayarak toplam hava miktarını manifold girişine sıcaklık ve basıncıyla birlikte data olarak girmişlerdir. Toplam üç adet emme manifoldu geometrisi ve bir adet emme kanalları dahil manifold analizi yapılarak homojen bir akışın sağlanması amaçlanmıştır. İlk olarak incelenen birinci tasarımda hava dağılımının çok düzensiz olduğu görülmüş ve nedeninin hava emme kanalının konumundan kaynaklandığı tespit edilmiştir. İkinci emme manifoldu tasarımında yapılan analizlerde akışın daha düzenli olduğu görülmüş fakat havanın köşedeki dağıtıcı kanallara düzgün bir şekilde dağılmadığı ve havanın kanal içerisine girişinde türbülans olduğu gözlenmiştir. Üçüncü emme manifoldu tasarımında ise daha düzenli akış için eğim

artırılmış ve köşeler türbülansı önleyecek şekilde kavisli yapılmıştır. Bu tasarım kullanılarak yapılan analizlerde en homojen akış dağılımı sağlanmıştır [11].

Khan ve Salim, emme manifoldu içerisindeki akış rejiminin araştırılmasının hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinin kullanılarak mümkün olduğunu belirtmişlerdir. Fakat, doğru parametrelerin uygulanması ve ekonomikliği sağlayabilen simülasyon sonuçlarının bulunacağı CFD modellerinin kullanılması çok önemlidir. Bu çalışma; emme manifoldu içerisindeki akışı başarılı bir şekilde öngörebilmek için, farklı CFD türbülans modellerini ve gerçek parametrelerin önemini değerlendirmektedir. Her bir modelin deneysel sonuçlarının farklılık gösterdiği görülmüştür [12].

Devender vd. çalışmalarında; emme manifoldu çıkışlarındaki düzensiz hız dağılımının verim kaybına sebep olmasından yola çıkarak, emme manifoldu tasarımında büyük bir değişiklik yapmadan, çıkışlardaki hızı arttırarak bu düzensiz hız dağılımını yaklaşık olarak eşit duruma getirmeyi amaçlamışlardır. 4 çıkıştaki hava akış hızının farklılıklarını incelemek için yapılan deneysel testte benzinli bir motorun emme manifoldu kullanılmıştır. Emme manifoldu üzerinde değişiklik yapmak için öncelikle mevcut emme manifoldunun tasarımı bir tasarım programında yapılmış ve daha sonra tasarlanan modelin tanımlanması HAD yazılımı FLUENT ile yapılmıştır. İstenilen sonuçları elde etmek için aynı emme manifoldunun iki farklı tasarımı bir tasarım programı ile yapılmış ve daha sonra bu iki modelin orijinal tasarıma göre basınç ve hız kayıpları incelenmiştir. Emme manifoldunun plenyum kısmının yeniden tasarlanmasıyla, tüm runnerlarda (dağıtıcı) yaklaşık olarak eşit hızlar elde edilmiştir. Sonuçlar şunu göstermektedir ki; hava akışındaki hızın birinci çıkışta % 14 ve diğer çıkışlarda yaklaşık olarak % 5-% 7 arttırılmasıyla, 4 dağıtıcıda da yaklaşık olarak eşit dağıtım gerçekleşmektedir [13].

Loong ve Salim; orijinal emme manifoldu ile yeni tasarlanacak bir emme manifoldunun karşılaştırmasını ve benzetimini yapmak için, k-ε modelini kullanarak HAD çalışması yapmışlardır. Geometrisi ve yüzeyi değiştirilerek orijinal emme manifoldunun % 79 dan daha fazla geliştirilebileceğini bulmuşlardır. Sonuçlara göre;

hesaplmalı akışkanlar dinamiği analizinden, yeni tasarlanan emme manifoldunun daha yüksek akış oranı kapasitesinin olduğu gözlemlenmiştir [14].

Shinde araştırmasında; emme manifoldu içerisinde konumlandırılmış olan bir kısıtlayıcının (venturi) optimizasyonunu hedeflemiştir. Emme manifoldundaki 20 mm' lik kısıtlayıcının esas amacı; motora kütle akışı geçişini kısıtlamak ve böylece maksimum gücü azaltmaktır. Bu araştırmanın amacı; mümkün olan maksimum kütle akış oranını sağlayacak bir venturi tasarımı yapmaktır. Maksimum kütle akış oranı elde etmek için analitik hesaplamalar standart sonuçlara göre yapılmıştır. Venturinin değişen açısı değerleri ile minimum basınç düşüşünü hesaplamak için HAD yöntemi kullanılmıştır. HAD sonuçlarından 12 derece ve 6 derecenin birbirine yaklaşıp uzaklaşması ile minimum basınç düşmesine ulaşıldığı gözlemlenmiştir [15].

## BÖLÜM 3

### EMME MANİFOLDLARI

Emme manifoldunun esas görevi, karbüratörlü motorlarda veya tek noktalı yakıt püskürtme sistemlerinde hazırlanan karışımı, çok noktalı yakıt püskürtme sistemlerinde ve dizel motorlarda havayı silindirlere ulaştırmaktır. Dağıtım motor verimi ve performansı için son derece önemlidir. Şekil 3.1’de bir emme manifoldu görülmektedir.



Şekil 3.1. Emme manifoldu.

Motorun düzenli çalışması için silindirlere alınan dolgunun tamamı birbirine yakın miktar ve kalitede olmalıdır. Bu nedenle yakıt ile hava karışımı dağılımı en iyi şekilde yapılmalıdır. Bu tamamen emme manifoldu tasarımına bağlıdır. Yakıtın bir miktar buharlaşması yakıt dolgusu için en iyi karışımı sağlar, buna rağmen dolgunun çok yüksek sıcaklıklarda olmaması için bundan kaçınılır. Eğer yakıt dolgusu aşırı derece ısıtılmış ise motorun gücü düşer. Bunun nedeni ise dolgunun sıcaklıktan dolayı genişlemesidir. Yeni modern emme manifoldu tasarımlarında emme manifoldu çeperlerinde yoğuşan yakıt miktarı an aza indirilmiştir.



Motorlar uzun yıllar kullanıldıktan sonra performanslarında düşüş görülebilmektedir. Bu performans düşüşünün nedenlerinden biri de emme manifoldu kaçaklarıdır. Emme manifoldu kaçakları, motorda performans düşüşüne ve motorun aşırı ısınmasına sebep olup motora hasar verir. Bunun için düzenli kontroller yapılmalıdır. Pistonların AÖN' ya doğru hareketinden dolayı, subaplarda oluşan koşullara bağlı olarak, buji ateşlemeli motorlarda, emme manifoldunda bir vakum oluşur.

Bu manifold vakumu çok güçlü olabilir ve bu otomobilin diğer sistemleri için bir güç kaynağı olarak kullanılabilir (tutuşma gelişimi, elektrik destekli frenler, hız sabitleme, silecekler elektrikli pencereler ve havalandırma sistemi valfleri vs.) Ayrıca bu vakum karter içerisindeki piston havalandırma gazlarının atılması için kullanılır. Bu işlem pozitif karter havalandırması PVC olarak adlandırılmaktadır. Bu yolla gazlar hava-yakıt karışımı ile yakılır. Emme manifoldu geleneksel olarak alüminyum ve dökme demirden yapılmakta olup son zamanlarda magnezyum, polyamid ve kompozit plastik malzemelerde yaygınlık kazanmaktadır. Şekil 3.2'de alüminyum emme manifolduna bir örnek görülmektedir.

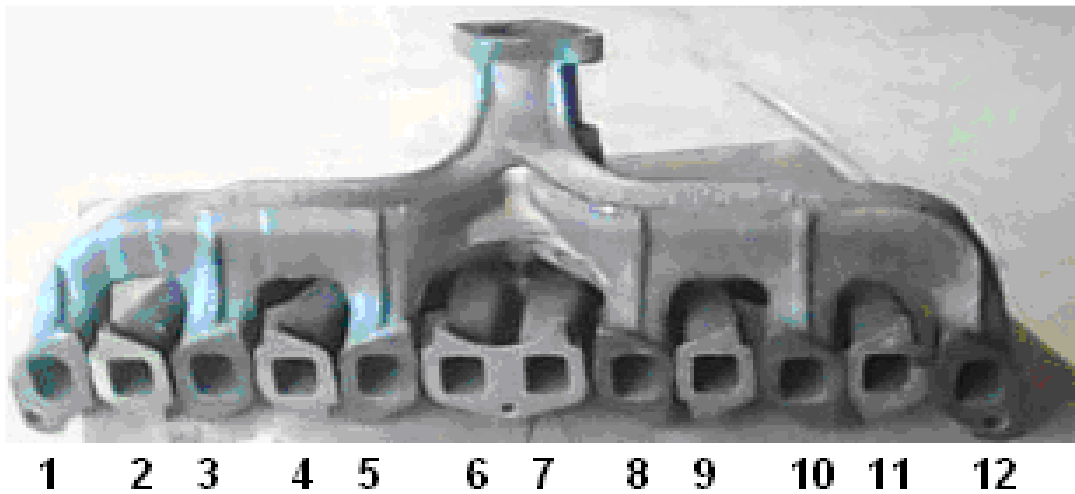


Şekil 3.2. Alüminyum emme manifoldu.

Emme manifoldu hava-yakıt sistemi ile motor arasında bir tampon görevini üstlenmektedir. Emme manifold tasarımları, performans ile birlikte, motordaki konumu da göz önünde bulundurularak yapılır. Bu da önemli bir parametredir. Bunun sonucunda bazı seri üretim motorlarda düşük performanslı manifoldlar ile karşılaşabilmekteyiz. Bundan dolayı motorun tasarımı da önemlidir [15].

Emme manifoldları her silindire eşit miktarda, eşit oranda ve eşit sıcaklıkta karışım veya hava gönderebilmelidir. Emme manifold boruları, silindirlere karışım ve hava akışını engellemeyecek şekilde, iç yüzeyleri düzgün ve köşeleri tatlı kavisli olarak yapılmıştır; farklı silindirlere aynı karışım veya hava gönderecek şekilde biçimlendirilmiştir. Emme manifoldları genellikle dökme demir veya alüminyum alaşımlarından yapılır. Çelik veya alüminyum borulardan yapılanları da vardır.

Manifoldların biçimlerinin motordaki supap dizilişi ile yakından ilgisi vardır. Özel durumdaki araçlar hariç genellikle manifoldların dizilişleri her silindir için ayrı ayrı bir emme bir egzoz şeklinde sıralanır. Şekil 3.3'te altı silindirli bir motorun manifoldu görülmektedir. Yan yana iki silindirin emme manifoldları içerde, egzoz manifoldları ise (motorun iyi soğutulabilmesi için) dış kısımdadır. Buna göre altı silindirli bir motorda manifold sıralaması şöyle olmalıdır: İki en dışta birer tane egzoz (1-12), onun içindekiler ikişer tane emme (2-3 ve 10-11), ikişer tane egzoz (4-5 ve 8-9) ve ortada ise bir çift emme (6-7) manifoldu [16].



Şekil 3.3. Altı silindirli bir motorun manifoldu.



Şekil 3.4. Çeşitli emme manifoldları.

### 3.1. EMME MANİFOLD ÇEŞİTLERİ

#### 3.1.1. Kuru Akışlı Manifoldlar

Hava ve yakıt emme sırasında hareket ederken, sert kenarlar dönüş esnasında hız artmasına neden olurlar. Hava yakıttan daha hafiftir ve daha keskin dönüşler yapar. Bir hava yakıt karışımı sert bir dönüşe geldiği zaman, yakıt ayrılır ve dönülen kenarın dış kısmına doğru savrulur. Emme kanallarının yeterince uzun olması düşük ve yüksek tork değerlerini sağlamak için yeterlidir. Çok noktadan yakıt enjeksiyonu bize yakıtın direkt olarak emme portuna enjeksiyonunu sağlar, bu da emme manifoldundan sadece havanın geçmesi demektir. Bundan dolayı emme manifoldunda daha keskin eğimler yapabiliriz. Hava düz bir yolda daha iyi akar fakat eğimli durumda da yakıttan ayrışma problemi ortadan kaldırılabilmektedir [17].

#### 3.1.2. Islak Akışlı Manifoldlar

Bu tür manifoldlarda hava ve yakıt beraber akmaktadır. Karbüratör ve emme manifolduna direkt enjeksiyon sistemleri buna örnektir. Emme kanalı şekli çok önemlidir, hava yakıt karışım oranı bozulmamalıdır. Bundan dolayı ıslak akışlı manifold dizaynı daha karmaşıktır. Eğer dört silindirli bir motorun emme manifoldunu incelersek karbüratörün altındaki, manifold bağlantısı eğimi çok fazladır. Karbüratörün alt kısmından geçen hava silindirlere gelmeden önce yaklaşık 90° dönüş yapar. Yüksek devirlerde yakıtla havanın karışım durumunda kalması zorlaşır. Çok düşük hızlarda karışımın ayrılmasına sebep olur. Bu durum özellikle geniş kanallarda ve düşük devirlerde oluşur. Düşük hız demek yakıtın daha yavaş

olarak akışı anlamına gelir. Yakıt havadan daha ağırdır ve yavaş hareket uzadıkça daha çok ayrılma gerçekleşir. Yüksek akış hızı elde etmek kolaydır fakat belirli sınırlara bağlı olarak bunun gerçekleştirilmesi gereklidir. Yüksek devirlerde akışın daha iyi olması için geniş kanallar gereklidir, fakat bu durumda ise geniş kanallar hızı düşürür ve gücü azaltır [17].

### **3.1.3. Tek Bölgele Manifoldlar**

Bütün emme kanalları genel bir dolgu hacmine doğru birleşirler. Açık dolgulu manifoldlar, çift bölgele manifoldlara göre daha yüksek güç sağlarlar. Yüksek devirli araçlarda tek bölgele emme manifoldları performansı daha çok artırmaktadır. Tek bölgele emme manifoldlarında, manifold içerisine hava girişi farklı şekillerde olabilmektedir [17].

### **3.1.4. Değişken Yollu Emme Manifoldu**

İçten yanmalı motora ihtiyacı olan havanın doğru miktarda ve doğru zamanda verilmesi çok önemlidir. Klasik motorlarda emme manifoldunun tasarımı sabittir ve hava direkt olarak silindirlere yönlendirilir. Çift yollu değişken emme manifoldu sistemindeyse, havanın geçiş yolu "uzun yol" ve "kısa yol" olmak üzere değiştirilir. Havanın emme manifoldunda yanma odasına alınması sırasındaki basınç değişimleri, supapların açılıp kapanmasıyla oluşan dalgalar, havanın yanma odasına alınmasını etkiler. Düşük ve orta motor devirlerinde, havanın uzun boya sahip emme manifoldu kanalından geçmesi daha verimliken; yüksek motor devirlerinde, havanın daha kısa bir manifoldtan alınması daha verimli olmaktadır.

İşte motorun farklı devirlerde farklı boylardaki hava emiş kanalına gereksinim duyması, emme manifoldunu değişken tip çift yollu yapma zorunluluğunu getirmiştir. Bu sistem elektronik kontrol ünitesi tarafından otomatik olarak kumanda edilir ve her motor devrinde yeterli havanın alınması sağlanarak volumetrik verim artırılır.

Düşük motor devirlerinde klape kapalı konumdadır ve hava uzun yoldan geçerek yanma odasına girer. Yüksek motor devirlerinde, bir selenoid valf ve bir pnömatik valf yardımıyla, ECU'nün sinyaliyle manifold içerisindeki kapaklar açılarak havanın daha kısa yoldan geçerek yanma odasına girmesi sağlanır. Emme manifoldundaki hava yönlendirme kapaklarının pozisyonu, bir potansiyometre tipi sensörle ECU'ye bildirilir.

## **3.2. EMME MANİFOLD MALZEMELERİ**

### **3.2.1. Alüminyum**

Alüminyum, yumuşak ve hafif bir metaldir. Soluk gümüşümsü renktedir. Bu renk, havaya maruz kaldığında üzerinde oluşan oksit tabakasından gelir. Alüminyum, zehirleyici değildir. Kıvılcım çıkarmaz. Saf alüminyumun çekme dayanımı yaklaşık olarak 49 MPa iken alaşımlandırıldığında bu değer 700 MPa'a kadar çıkar. Yoğunluğu, çeliğin veya bakırın üçte biri kadardır. Kolaylıkla dövülebilir, makinede işlenebilir ve aynı zamanda dökülebilir. Çok üstün aşınma özelliklerine sahip olması, üzerinde oluşan oksit tabakasının koruyuculuğundandır.

Emme manifoldunda alüminyum tercih edilmesinin nedeni; hem iyi bir ısı transferi sağlaması, hem kolay şekil verilebilir olması, hem de hafif olmasıdır. Etkin ısı transferi emme manifoldunda önemlidir. Çünkü emişteki havanın ısısı çıktıyı doğrudan etkiler. Isının etkin bir şekilde yayılması alüminyum manifold ile kolaylıkla sağlanır [18].

### **3.2.2. Dökme Demir**

Dökme demirler, % 2'den daha fazla karbon içeren demir-karbon alaşımlarıdır. İçindeki karbonun grafit şeklinde olanları gri dökme demir, sementit şeklinde olanları ise beyaz dökme demir olarak adlandırılır. 1150 °C erime sıcaklığına sahiptir.

Zehirli madde içermez ve yüksek derecelerdeki ısılara dayanıklıdır. Isıyı çok iyi bir şekilde iletme ve dağıtma özelliğine sahiptir. Kolay şekillendirilebilir. Manifold üretiminde tercih edilmesinin en önemli sebebi ise; kolay şekillendirilebilir olması ve hava ile ısıyı en iyi şekilde dağıtmasıdır. Dökme demirden yapılmış emme manifoldları havayı en iyi şekilde dağıtarak silindirlerde homojen bir karışımın oluşabilmesini sağladıklarından, emme manifoldu tasarımında sıklıkla kullanılırlar. Koruyucu bir tabaka ile kaplanarak ayrıca paslanmaya karşı da önlem alınabilir. Bunun yanı sıra; karbon eşdeğeri de dökme demirin sınıflandırmasında önemlidir. Şekil 3.5'te dökme demir emme manifoldu görülmektedir.



Şekil 3.5. Dökme demir emme manifoldu.

### 3.2.3. Magnezyum

Magnezyum, gümüş beyazlığında bir metal olmakla birlikte genellikle alaşım maddesi olarak, başka metallerle karıştırılarak kullanılır. Kimyasal simgesi Mg, atom

numarası 12, atom ağırlığı 24 olan bu element en hafif metallere biridir ve bu özelliğiyle önem kazanmıştır. Toz halindeki magnezyum kolayca tutuşur ve parlak bir alevle yanar.

Günümüzde özellikle otomotiv ve havacılık sektöründe ağırlık azaltma dolayısı ile yakıt tüketimini düşürme yoluna gidilmektedir. Bu amaçla düşük ağırlıklı ve yüksek dayanımlı malzeme üretimi için yapılan çalışmalar artış göstermekte ve magnezyum üzerine yoğunlaşmaktadır. Şekil 3.6'da on iki silindirli bir motorun emme manifoldu görülmektedir.

Magnezyum  $1,7 \text{ g/cm}^3$ 'lük yoğunluğu ile konstrüksiyon malzemesi olarak kullanılan diğer metallere çok daha düşük yoğunluktadır. Magnezyum alüminyumdan % 35, çelikten ise % 78 daha hafif bir metaldir. Bunun sonucunda magnezyum ve alaşımları hafifliğin önem arz ettiği kara ve hava taşıtlarında kullanılmaktadır [18].



Şekil 3.6. On iki silindirli bir motorun emme manifoldu [19].

Emme manifoldları, dişli kutuları, karterler, silindir üst kapağı, yağ pompası gövdesi, vites kutusu gibi motor parçalarının üretimi için Mg alaşımları tercih



edilebilmektedir. Bu parçalar yüksek sıcaklıklarda çalışabildiği için sürünme dayanımları, dökülebilirlikleri, korozyon dirençleri önemli hale gelmektedir [19].

#### 3.2.4. Polyamid

Polyamid, mekanik dayanım değerleri iyi, sert ve rijit bir malzemedir. Dişli uygulamalarından tekerlek yapımına kadar geniş kullanım alanı olan, özellikle makine endüstrisinde kullanılan polyamid malzemelerin; yüksek mekanik dayanımı, sertlik ve darbe emme özelliği, elektriksel yalıtkanlığı, kaydırıcılık ve yüksek aşınma direnci, kimyasallara karşı direnç gösterme kabiliyeti vardır. Bununla beraber polyamid; döküm polyamid kadar sert ve aşınmaya dayanıklı, delrin kadar da kaygan bir malzeme değildir. Bünyesinde su toplama özelliğine sahiptir. Bu özellik malzemenin titreşim ve ani darbelere karşı dayanımını artırır. Böylece parça kullanım esnasında oluşacak dinamik gerilmenin bünyede yok edilmesine olanak sağlar. Buna karşın ise su toplama özelliği sebebiyle malzemenin ölçü stabilitesine ulaşmak zorlaşır. Malzeme havadaki nemden bile etkilenerek ölçü değişikliklerine uğrayabilir. Bu nedenle parçaya son işlem yapılmadan önce toleranslara dikkat edilmelidir. Şekil 3.7’de polyamid bir emme manifoldu görülmektedir.



Şekil 3.7. Polyamid PA66 VW emme manifoldu.



### **3.3. EMME MANİFOLDUNDA BULUNMASI GEREKEN ÖZELLİKLER**

#### **3.3.1. Dayanıklılık**

Emme manifoldları, çalışma sıcaklığı ve çalışma basıncı durumları göz önünde bulundurularak, bu etkileri karşılayabilecek uygun malzemelerden üretilmelidirler. Üretilecek manifoldun kalitesi ve uzun ömürlü olması bu parametre ile doğrudan ilişkilidir.

#### **3.3.2. Hava Akışı**

Emme manifoldunun performansını ve verimliliğini arttırmak için tasarım sürecinde keskin köşe ve kenarlardan olabildiğince kaçınmak ve yeterli hava hacmini belirlemek gerekir. Bunun yanı sıra; emme manifoldu içerisindeki pürüzlülüğü de en aza indirmek manifold performansına katkı sağlar. Manifolddaki pürüzlülüğün fazla olması sürtünmeyi artırır ve manifold cidarlarına temas halinde bulunan havanın hızını düşürür. Buna bağlı olarak döküm emme manifoldlarının üretiminde pürüzlülüğe dikkat edilmesi elzemdir.

#### **3.3.3. Ağırlık**

Araçların tüm parçalarında olduğu üzere; manifold için de ağırlığı mümkün olabildiği kadar düşük tutmak aracın genel performansını arttıracaktır. Bu yüzden manifold üretiminde kompozit malzemeler kullanılır.

#### **3.3.4. Yanmaya Direnç**

Bazı motorlar egzoz gazlarını kullanarak hava/yakıt karışımlarını ısıtan sıcaklık kontrollerine sahiplerdir. Emme manifoldu her ne kadar doğrudan bir ısıya maruz kalmıyor olsa da, manifoldda kullanılan malzemenin motordan yayılan yüksek ısıya ve yanmaya karşı dayanıklı olması gerekir.

### **3.3.5. Yüksek Sıcaklık Performansı**

Emme manifoldunun geometrisinde deformasyon oluşumunu engellemek için yüksek sıcaklıklarda belirli bir oranda genişmesine ihtiyaç duyulur. Bu gereksinim, emme manifoldunun uzun ömürlü olması açısından önemlidir.

### **3.3.6. Tasarım Esnekliği**

Üretim aşamasının ilk süreci olan prototip sürecindeki bir emme manifoldunun esnek bir tasarıma sahip olması, farklı manifold tasarımlarının kalıpta çok sayıda değer değişikliklere gerek duyulmadan kontrol edilebilmesini sağlar.

## BÖLÜM 4

### MOTOR PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELER

Motorların güç hesabı yapılırken, tüm etkilerin normal şartlarda vuku bulunduğu düşünülerek hesaplama yapılır. Ancak bazı sebeplerden dolayı, motor gücüne olumlu veya olumsuz etkileri bulunabilecek noktaları da hesaba katmak gerekir. Bu bölümde, bu etmenlerin motor performansına etkileri incelenecektir.

#### 4.1. KURS HACMİ

Silindir içerisindeki iki ölü nokta arasında kalan hacim kurs hacmi olarak tanımlanır. Kurs hacmi olarak tanımlanan bu hacim ne kadar büyük olursa, silindirlere alınabilecek karışım miktarı da bu oranda fazla olacaktır. Buna bağlı olarak sıkıştırma sonu basıncı ve yanma sonu basıncı artar. Bunların bir sonucu olarak; pistonlarda elde edilen iç basınç, yani ortalama indike basınç büyük olacağından motorun gücü de artar. Ancak kurs hacminin büyük olması ile motorun gücü kesin olarak artmaz. Çünkü, kurs hacminin gerektiği gibi karışımla doldurulabilmesi de ayrı bir önem arz etmektedir. Motordan maksimum performansı alabilmek için bu hacmin en iyi şekilde doldurulması gerekir [20].

#### 4.2. SIKIŞTIRMA ORANI

Sıkıştırma oranı motorun ürettiği güce etki eden parametrelerin en başında gelir. Bu oran benzinli ve dizel motorlara göre değişiklik göstermektedir. Sıkıştırma oranı makul değerlere bağlı kalmak şartıyla arttıkça motorun sıkıştırma sonu basıncı ve dolayısıyla yanma sonu basıncı artmakta ve bunun sonucu olarak da motorun gücü artmaktadır. Sıkıştırma oranı arttıkça yakıt-hava karışımının yanması daha da iyileşmektedir. Yanmanın iyi olmasına bağlı olarak yakıt sarfiyatı da azalmakta, verim artmaktadır. Ancak az önce bahsettiğimiz makul değerlere bağlı kalmak

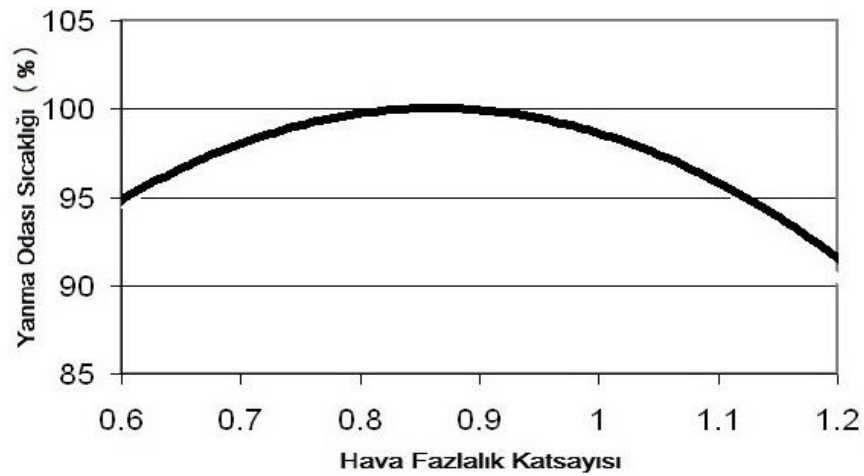
konusuna istinaden, sıkıştırma oranını istediğimiz kadar arttıramayız. Buna engel olan sebep ise; aşırı sıkıştırma sonucu yükselen ısı ile karışımın kendi kendine tutuşması ve düzensiz yanmaya yani detenasyona neden oluşudur [20].

### 4.3. HAVA-YAKIT ORANI

Piston Ü.Ö.N. dan A.Ö.N. ya gelirken silindir içinde bir alçak basınç yani vakum meydana gelir. Meydana gelen vakum nedeni ile atmosfer basıncı havayı silindirlere doğru iter. Hava karbüratörden geçerken belirli oranda yakıt ile karışarak silindirlere girer. Silindirlere dolacak olan karışım miktarı; silindirlerdeki alçak basınca bağlı olduğu gibi manifold dirseklerinde karışımın hızı yavaşlar ve kesitler daralırsa karışımın geçişi zorlaşır. Motorun devri yükseldikçe emme için gereken zaman kısalır. Buna bağlı olarak silindire giren karışım miktarı da azalır.

Bu bilgiler ışığında şunu söylemek mümkündür; motorun maksimum gücü verebileceği belli bir devir vardır. Bu devirin üstüne çıkılır ya da altına düşülürse bunun sonucu olarak motor gücü de düşer.

Karışım oranı benzin motorlarında normal olarak 14,8/1 dir. Benzinli motorlarda en fazla güç 12/1, 13/1 oranlarındaki karışım ile (HFK=0,8-0,9) elde edilir. Bu karışım oranında yanma sonu basınç ve sıcaklığı artmaktadır. Şekil 4.1’de HFK’nın yanma odası sıcaklığına etkisi görülmektedir [20].



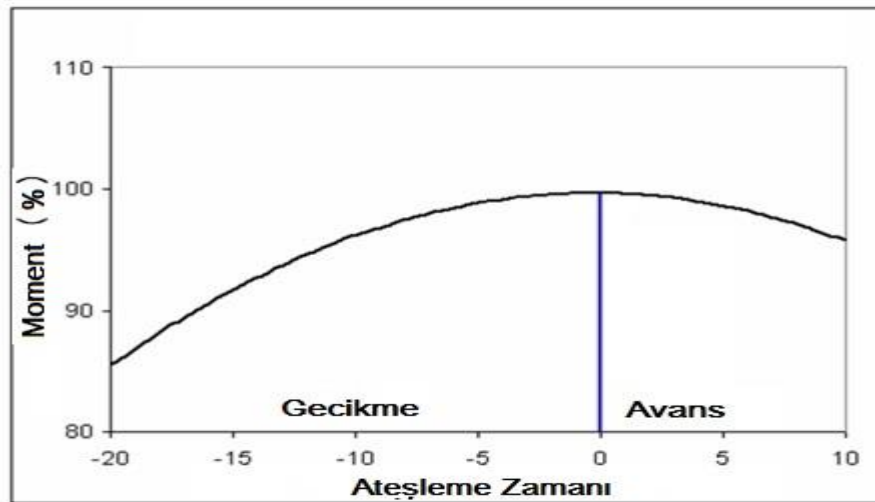
Şekil 4.1. HFK'nın yanma odası sıcaklığına etkisi.

#### 4.4. ATEŞLEME AVANSI

Otto motorları olarak da tabir edilen benzinli motorlarda ateşleme zamanı motor performansını, emisyonları ve bunun yanısıra verimi etkilemektedir. Herhangi bir motor yükünde ve devrinde ateşleme zamanı; yakıt/hava oranı, motor yükü, motor devri vb. parametrelerle değişmektedir.

Benzinli motorlarda alevin meydana gelebilmesi için dışarıdan bir enerji vermek gerekir. Bu enerji bir buji yardımıyla sağlanır. Buji tırnakları arasında yüksek gerilim farkı meydana getirilerek elektrik arki oluşturulur ve buji tırnağı civarındaki yakıt nüve halinde yakılır. Daha sonra alev cephesi oluşturarak ilerleyen yanma olayı alev cephesinin piston tablası, silindir cidarı gibi engellere çarparak sönmesiyle son bulur. Yanma olayının başlayıp bitmesi belirli bir süre alır. Bu yanma süresi “zaman kayıpları” olarak tanımlanır. Zaman kayıplarının sifira indirilmesi yanma için en uygun durumdur [21].

Motorlarda maksimum verimin elde edilebilmesi için yanmada meydana gelen maksimum basıncın piston üst ölü noktayı (ÜÖN) 5-10 derece geçtikten sonra meydana gelmesi gerekir. Buna optimum ateşleme avansı adı verilir. Şekil 4.2’de ateşleme avansının momente etkisi görülmektedir. Ateşleme avansı, krank mili dirseğinin ÜÖN’ya kaç derece kala ateşleme yapıldığını ifade eder [21].



Şekil 4.2. Ateşleme avansı ile motor momentinin değişim grafiği [21].

#### 4.5. EMME BASINCI

Motorun performansını etkileyen parametrelerden bir diğeri ise emme basıncıdır. Emme zamanında karışımın silindirlerin içerisine alınması atmosfer basıncı ile gerçekleşmektedir. En fazla atmosfer basıncı deniz seviyesindedir. Motorlarda ise en yüksek güç 1 atm basınç ve 15-20 °C’de elde edilir. Deniz seviyesinden yükseldikçe atmosferik basınç azalır [21].

Emme manifoldu basıncı, indirekt olarak boşta çalışma miktarı için emme havası oranının hesaplanması amacıyla kullanılır. Eski ateşleme sistemleri ateşleme zamanlaması açısının ölçümü için gaz kelebeği valfi çevresindeki vakum basıncını kullanıyorlardı. Bununla birlikte daha iyi bir motor emisyon kontrolü, yakıt tüketimi ve çıkış performansı gereksiniminden ötürü motor kontrolü için kullanılacak birçok giriş değişkeni ölçülmektedir. Motor çalışmıyor iken hava akışı olmaz ve emme manifoldu basıncı atmosfer basıncı ile aynı olur. Motor çalıştığında emme manifoldundaki gaz kelebeği valfi kısmi olarak hava akışını keser. Ardından emme manifoldundaki basınç emme manifoldunda kısmi vakum oluşturmak için atmosfer basıncının altına iner. Motor mükemmel bir hava pompası olmuş olsa ve gaz kelebeği valfi kapalı olmuş olsa, ardından emme manifoldundaki basınç mutlak sıfır basınç olurdu. Diğer bir ifadeyle mükemmel vakum durumu oluşurdu. Gerçek bir motor mükemmel bir pompa olamayacağından mükemmel vakum durumu yoktur. Emme manifoldu mutlak basıncı az miktarda sıfırın üzerindedir. Diğer taraftan gaz kelebeği valfi tam açıldığında emme manifoldu basıncı yaklaşık atmosfer basıncı olur. Emme manifoldu mutlak basıncı motor çalışması esnasında göreceli olarak atmosferik basınçtan biraz daha küçük bir değer alır.

Gaz kelebeği konumu sabit iken emme manifoldundaki basınç değişimine bir göz atalım. Havanın silindirler tarafından sırasıyla emilmesi emme manifoldu basıncını hızlı bir şekilde dalgalandırır. Emme supapları açık ve piston ÜÖN'dan aşağı inerken silindirler havayı emer ve emme manifoldu basıncı azalır. Emme supabının kapanmasından önce silindirin hava emişi tamamlanır ve bir sonraki silindir havayı içine almaya başlayana dek emme manifoldu basıncı artmaya devam eder. Her silindir çevrimi arasında emme manifoldu basıncını dalgalandırmak için bu süreç

tekrarlanır ve pompalama bir silindirden bir diğere doğru yapılır. Her silindirin emme hareketi krank eksenini çevresindeki her iki dönüşte bir kez oluşur. Gerçek motor kontrol sistemi emme manifoldunda ortalama bir basınca ihtiyaç duyar ve sabit motor devrinde üretilen tork yaklaşık olarak emme manifoldu basıncı ortalama değeri ile orantılıdır. Yani emme manifoldundaki değişken basınç motor kontrolü için kullanılmaz ve filtreleme parçalarından sonraki ortalama basınç kullanılır. Motor kontrol sistemi MAP sensörüne sahiptir. Bu sensör emme manifoldundaki basıncı ölçer [22].

Emme zamanında silindirlere giren havanın yoğunluğunun herhangi bir nedenle azalması volumetrik verimi önemli ölçüde azaltır. Motor gücüne ve torkuna etki eden nedenlerin başında gelir. Bu verim artarsa, motor gücü ve torku da artar. Volumetrik verim emme supabı düzenleniş şekline, havanın ve motorun sıcaklığına, atmosferik basınca, motor devrine ve gaz keleşi açıklık miktarına bağlıdır [22].

## BÖLÜM 5

### VOLUMETRİK VERİM

Emme zamanında, normal sıcaklık ve basınç altında silindirlere girmiş olan dolgu (karışım) hacminin kurs hacmine oranına volumetrik verim denir. Aynı zamanda volumetrik verim olarak da tanımlanır. Motor performansına etki eden parametrelerin en önemlilerindendir. Volumetrik verimin artması ile doğru orantılı olarak motor performansı da artar. Volumetrik verim; manifold tasarımı, sıkıştırma oranı, yanma odası biçimi, motorun emme supap düzeni, yanma odasında kalan egzoz gazlarının miktarı, motorun sıcaklığı, atmosfer basıncı, gaz keleşi açıklık miktarı ve motor hızı gibi birçok değişkene bağlı bir parametredir. Bu verime etki eden birçok etmen bulunmaktadır. Volumetrik verim en doğru şekilde motor üzerinde yapılan deneylerle bulunabilir. Bunun yanısıra, bazı değerler bilindiği takdirde de volumetrik verimi hesaplamak mümkündür [20].

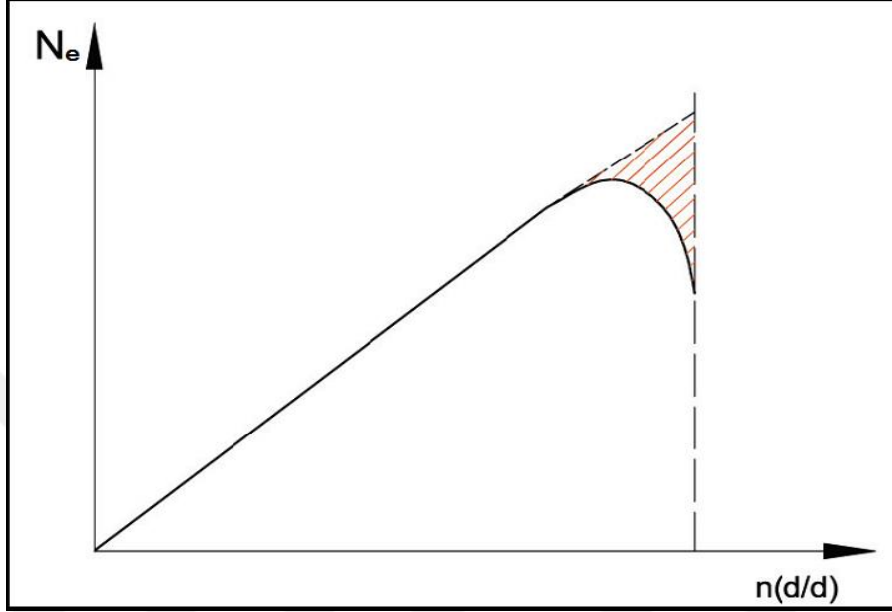
$$\eta_v = \frac{\text{Silindire girmiş olan dolgu hacmi}}{\text{Moturun kurs hacmi}}$$

Emme supabı kapandığında silindirler içerisine alınmış olan dolgu hacmi ( $V_H \times z$ ) formülü ile ifade edilir. Bu durumda silindirler içerisindeki basınç  $1 \text{ kg/cm}^2$  ve dolgu sıcaklığı  $288 \text{ K}$ 'dir. Fakat karışım silindir cidarlarından bir miktar ısı alışverişı yapacağından sıcaklık biraz yükselir.

Egzoz işleminin bitiminde, yanma odasında arta kalan gazların sıcaklığı, silindire taze giren karışım ile bir miktar soğur. Bunun sonucu olarak, emme zamanı sonunda silindirlerde kalmış olan egzoz gazlarının sıcaklığı azalır ve hacmi küçölür. Emme zamanının sonundaki sıcaklık arttıkça volumetrik verim ve buna bağlı olarak da motorun gücü azalır. Otto motorlarının volumetrik verimi % 75 ile % 85 arasında değişiklik gösterir.



Efektif motor basıncı ve strok hacmi sabitse, faydalı motor gücü devir sayısı ile orantılı olarak artar. Buna karşın, devir arttıkça, emme kayıpları dolayısıyla volumetrik verim düşeceğinden güç eğrisinde yüksek devirlerde bir düşüş görülür. Şekil 5.1’de motor devrinin faydalı güce etkisi görülmektedir.



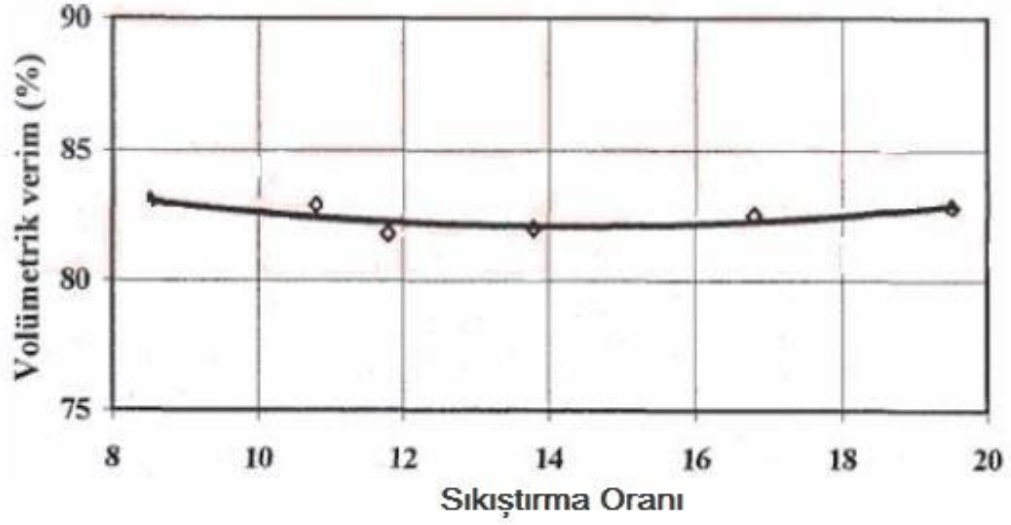
Şekil 5.1. Motor devrinin faydalı güce etkisi [23].

## 5.1. VOLUMETRİK VERİME ETKİ EDEN FAKTÖRLER

### 5.1.1. Sıkıştırma Oranının Etkisi

Sıkıştırma oranının artırılması bir yandan sıcaklık seviyelerini artırdığından volumetrik verime olumsuz yönde etki ederken, diğer yandan da artık gazların miktarını azalttığı için volumetrik verimi artırıcı yönde etki etmektedir.

Tam yükte, 2000 d/d motor hızında yapılan deneylerde sıkıştırma oranının artışı ile volumetrik verimde dikkate değer bir değişiklik olmamıştır. Şekil 5.2’de bu durum gösterilmiştir [24].



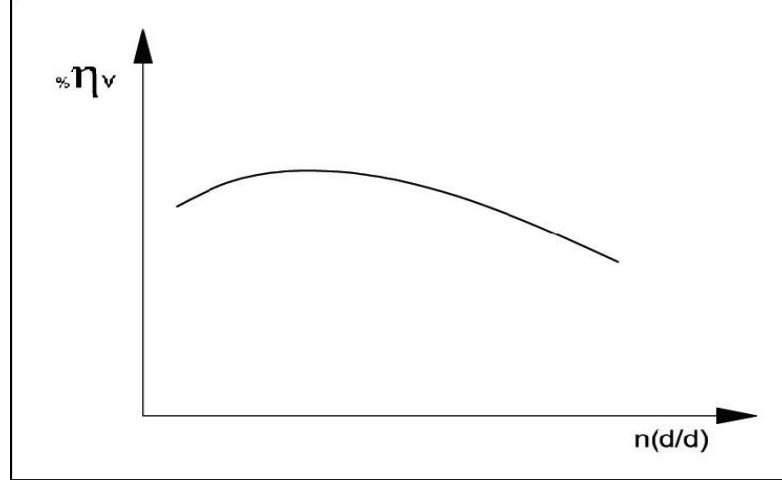
Şekil 5.2. Sıkıştırma oranının volumetrik verime etkisi.

### 5.1.2. Motor Devir Sayısının Etkisi

Motor devir sayısının emme sistemindeki hidrolik kayba direkt etkisi vardır. Bunun sonucunda doğal olarak volumetrik verim de etkilenmektedir.

Motor devir sayısı arttıkça, emme zamanı sonundaki silindir içi basıncı düşmektedir. Devir sayısı arttıkça; egzoz sisteminin hidrolik kayıplarının da artmasının sonucunda  $P_r$  artar, taze karışımın ısınması ile sıcaklıkta önemli bir değişim gerçekleşmez. Bu etmenlerin etkisi ile; devir sayısı yükseldikçe, karışımın silindirler içerisine alınması için yeterli zamana sahip olunamayacağından motorun volumetrik verimi düşer.

Dolgu değişimi, emme ve egzoz manifoldlarındaki dolgu olaylarının volumetrik verim üzerinde büyük etkisi vardır. Emme ve egzoz olaylarının etkisi ile, devir sayısının belirli aralıklardaki artışı için volumetrik verimde belirli bir artış meydana gelebilir. Şekil 5.3'te motor devir sayısının volumetrik verime etkisi görülmektedir [24].



Şekil 5.3. Motor devir sayısının volumetrik verime etkisi [23].

Şekil 5.2’de de görüldüğü üzere; motor devir sayısı belirli bir düzeye kadar arttıkça volumetrik verim de onunla doğru orantılı olarak artmaktadır. Ancak o düzey geçildikten sonra, karışımın sağlıklı bir şekilde içeriye alınması için gerekli süre olmayacağından volumetrik verim düşmeye başlar. Bunun sonucu olarak motor verimi de düşer. Motordan alınacak güç optimum düzeye ulaşamaz. Bunun içindir ki; araçlar belirli devir aralıklarında kullanıldığı takdirde yakıt sarfiyatı minimum olmakta ve motordan elde edilen güç maksimum düzeylere ulaşabilmektedir. Her motorda dolgu değişimine bağlı olarak volumetrik verimin en üst düzeyine farklı devir sayılarında ulaşılır. Belirli devir sayılarında ise volumetrik verimi en yüksek düzeye ulaştıran belirli bir karışım değişimi olayı söz konusudur. Bu nedenle motorun en karakteristik devir sayısı için optimal bir karışım değişimi seçilir ve motor buna göre tasarlanır.

### 5.1.3. Emme Sonundaki Taze Dolgu Basıncının Etkisi

$P_1$ 'in volumetrik verim üzerindeki etkisi çok büyüktür.  $P_1$  azaldıkça volumetrik verim de azalır. Bunun yanısıra  $P_1$ ; emme manifoldunun boyu, şekli, iç yüzey kalitesi gibi özelliklerine bağlıdır. Bunlardan ayrı olarak; kelebek konumu, emme supabı açılma avansı ve emme supabı kapanma gecikmesi gibi etkenlere de bağlıdır. Eğer manifold boyu uygun seçilirse taze karışımın hızı, manifolddaki dalgalanma etkisi ve taze karışımın ataleti ile silindire ek doldurma yapılabilir [24].

#### **5.1.4. Egzoz Gaz Basıncının Etkisi**

$P_r$  yükseldikçe, sıcaklık sabit olduğundan dolayı art gazların miktarı da artar. Bu art gazların genişlemesi için kurs hacminin daha büyük bölümü kullanılacağından taze dolgunun silindirlere girişi daha geç gerçekleşir ve buna bağlı olarak da volumetrik verim düşme eğilimi gösterir.

#### **5.1.5. Art Gaz Sıcaklığının Etkisi**

Art gaz sıcaklığının volumetrik verim üzerinde çok büyük bir etkisi olmamaktadır. Bunun sebebi; taze karışımın art gazları ısıtması ile hacim artışı, art gazların hacminin küçülme oranına hemen hemen eşittir. Buna bağlı olarak hacim dengelendiğinden teorik olarak çok belirgin etkileri görülmemektedir [24].

#### **5.1.6. Art Gaz Katsayısının Etkisi**

Volumetrik verim ifadesinde, art gaz katsayısı ile volumetrik verim ters orantılıdır. Bu katsayının artması ile volumetrik verim düşmektedir [24].

#### **5.1.7. Taze Dolgunun Isınması**

Sıcaklıktaki değişim  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye çıktığında volumetrik verim  $0,8$ 'den  $0,7$ 'ye düşmektedir. Sıcaklıktaki değişim yani  $\Delta T$  ise, yükün ve sıcaklığın fonksiyonudur. Buji ateşlemeli motorlarda, yakıtın daha iyi buharlaşması için manifold üzerinde ısıtma yapılır. Bu ısıtma, volumetrik verimin düşmesine sebebiyet verir [24].

#### **5.1.8. Motor Yükünün Etkisi**

Sabit devirli dizel motorlarda motorun emme sisteminin hidrolik kayıpları değişmemekte ve volumetrik verim üzerinde ciddi bir etkisi bulunmamaktadır. Fakat yükün artması ile silindir çeperlerinin de sıcaklıkları yükselir. Bununla birlikte art gaz sıcaklığı da yükselir, buna karşın art gaz katsayısı düşer. Bu etmenler hesaba katılarak bir değerlendirme yapılacak olursa; dizel motorlarda motor yükü artınca

volumetrik verimde önemsiz de olsa bir azalma görülür. Buji ateşlemeli motorlarda ise yükün düşmesi ile gaz keleşi kapanır. Buna bağlı olarak;  $P_1$  ve sıcaklık değişimi düşer, art gaz katsayısı artar. Bunların etkisi ile ise, volumetrik verim azalır [24].

#### **5.1.9. Hava Fazlalık Katsayısının Etkisi**

Dizel motorlarda volumetrik verim HFK'na bağlıdır. HFK'nın azalması, motor gücünün artmasına yol açar. Karışımın içeriye girerken ısınması ve özgül ağırlığının azalması ile silindire giren hava miktarı da azalır. Buna bağlı olarak volumetrik verim düşer. Buji ateşlemeli motorlarda ise HFK sabittir.

#### **5.1.10. Emme Supabı Kesitinin Etkisi**

Emme zamanındaki sürtünmeden kaynaklı kayıpların azaltılması için emme supabının kesiti büyük yapılarak volumetrik verim arttırılır. Supabın açık kalma süresini uzatmak için beklemeli kam profili kullanılır [24].

#### **5.1.11. Egzoz Supabı Kesitinin Etkisi**

Egzoz supabı kesitinin olabildiğince büyük olması; egzoz sistemindeki direnci azaltır. Buna bağlı olarak da, egzoz gaz basıncı düşer ve volumetrik verim artar.

### **5.2. EMME BASINÇ DALGALARI**

İçten yanmalı bir motor çalıştığında emme manifoldunun içerisinden alçak ve yüksek basınç dalgaları geçer ve bu havaya hareket kazandırarak emme supabının açılıp kapanması sağlanır. Burada emme kanalının ayarlanması amacı; yüksek basınç dalgasının emme manifolduna gelmesiyle içeriye daha fazla karışım girişı sağlamaktır [25].

### 5.3. EMME BASINÇ DALGALARI NEDENLERİ

Bilinen en iyi basınç oluşumu, piston aşağıya doğru hareket ederken ortaya çıkan çekme kuvvetidir. Emme esnasında piston negatif bir basınç oluşturur ve karışımın silindirlere içerisine alınması sağlanır. Negatif basınç karışım alanına geldiği durumda ise pozitif basınç tepkisi verir. Pozitif basıncın silindirlere doğru hareketiyle oluşan basınç dalgalanması bu noktada önemlidir. Pozitif basıncın supap kapanmadan o noktaya ulaşması ile bir miktar hava daha içeri girebilir.

İkinci basınç dalgalanmasının nedeni ise şu şekilde açıklanabilir:

1. Emme supabı kapandığında, supap arkasında kalan hava basınç yapar.
2. Bu basıncı yüksek olan havanın karışım alanına doğru hareketiyle, yüksek basınç alçak hava basıncına dönüşür.
3. Daha sonra emme supabına tekrar ulaştığı anda emme supabı kapanır ve bu basınç dalgaları buradan tekrar yansır.
4. Tekrar yansıdıktan sonra yeniden karışım alanına gider ve harekete aynı şekilde devam eder.
5. Belirli bir süre sonra ise, ortaya çıkan dalgalanmalar yüksek basınç dalgalarının desteğiyle kararlı hale gelir.

## BÖLÜM 6

### HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

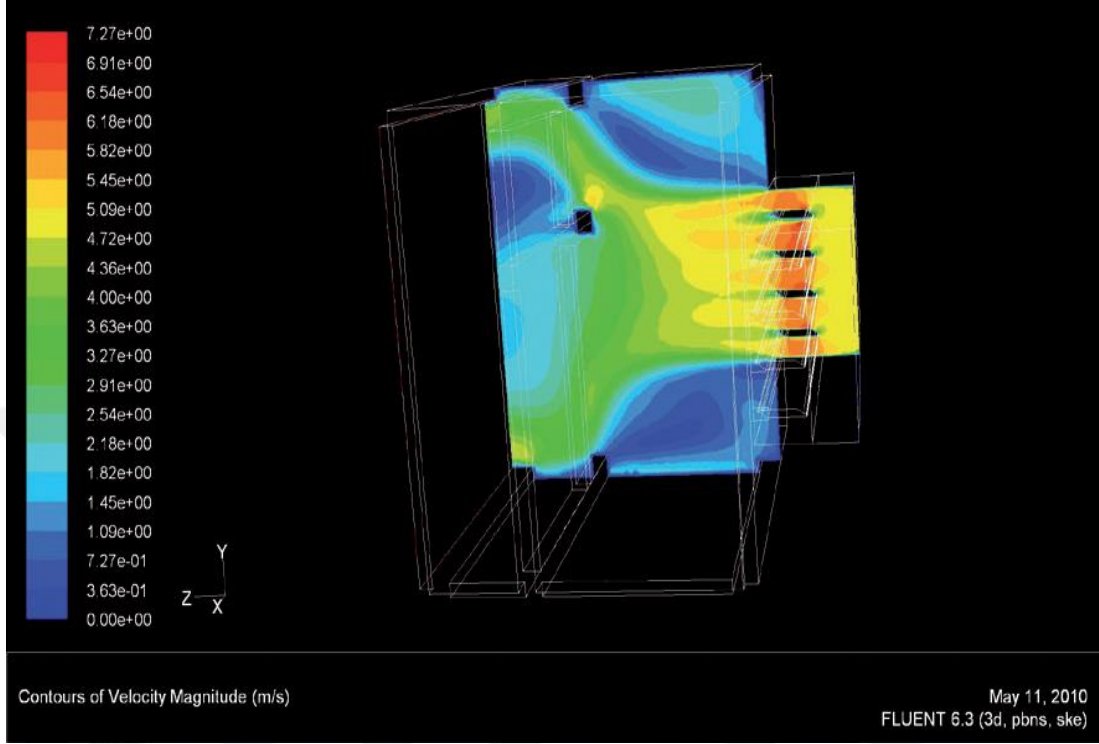
HAD, ilgili alanda detaylı hesaplamaların yapılabildiği, akış alanı ve diğer fiziksel detayların gösterilebildiği, bilgisayar tabanlı bir mühendislik yöntemidir. HAD analizlerinin sonuçları, benzetim tabanlı ürün tasarım sürecinde ürünün çalışmasına, varsa sorunlarının bilgisayar ortamında görüntülenebilmesine ve ürünün performansının en uygun düzeye getirilebilmesine olanak sağlar.

Mühendislik hesaplamalarında, akışkanın davranışının doğru olarak tespit edilmesi son derece önemlidir. Analitik yöntemlerle doğrudan hesaplanamayan kompleks modellerde, ısı transferi, basınç kayıpları, akış hızları gibi verilerin sayısal yöntemlerle, ürünün tasarım aşamasında iken belirlenmesi, zaman ve maliyet açısından önemli avantajlar sağlamaktadır.

Çok fazla akışın olduğu durumlar, katı-sıvı maddelerin etkileşim analizleri, ileri türbülans modelleri, dönen parçaların analizleri gibi bir çok uygulamada HAD, doğru ve hızlı sonuç elde edebilmeyi sağlar. Bu analizler genel olarak deneysel çalışmalarla da örtüşmektedir.

Akışkanlar mekaniği ile ilgili hesaplamalar, uzay ve havacılık, otomotiv, kimyasal süreçler, ısıtma, soğutma, havalandırma, biyomedikal ve gemicilik gibi bir çok endüstriyel alanda karışımıza çıkmaktadır. Bunun yanısıra; medikal cihazlar, motor soğutma sistemleri, jet motorları ve turbo makineler, aerodinamik ve hidrodinamik gövde tasarımı, emme ve egzoz sistemleri, yakıt sistemleri, transmisyon sistemleri, frenler ve kavramalar, termostatlar, valfler, pompalar, kompresörler, fanlar, eşanjörler, fırınlar, dondurucular, tesisat sistemleri, sulama ve yağmurlama sistemleri, atık işleme ve arıtma sistemleri, malzeme prosesleri, jeneratör sistemleri,

yakıt hücreleri ve askeri savunma sistemleri gibi bir çok mekanik uygulamalarda da HAD kullanılmaktadır. Şekil 6.1’de HAD analiz örneği görülmektedir [26].



Şekil 6.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz örneği [26].

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz işlemleri süresince bir takım adımlar uygulanmaktadır. Analizin sağlıklı gerçekleşebilmesi, doğru sonuçlara en hızlı şekilde ulaşılabilmesi için bu adımlar önemlidir. Bu adımlar birincil adımlar ve ikincil adımlar olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır.

Birincil adımlar;

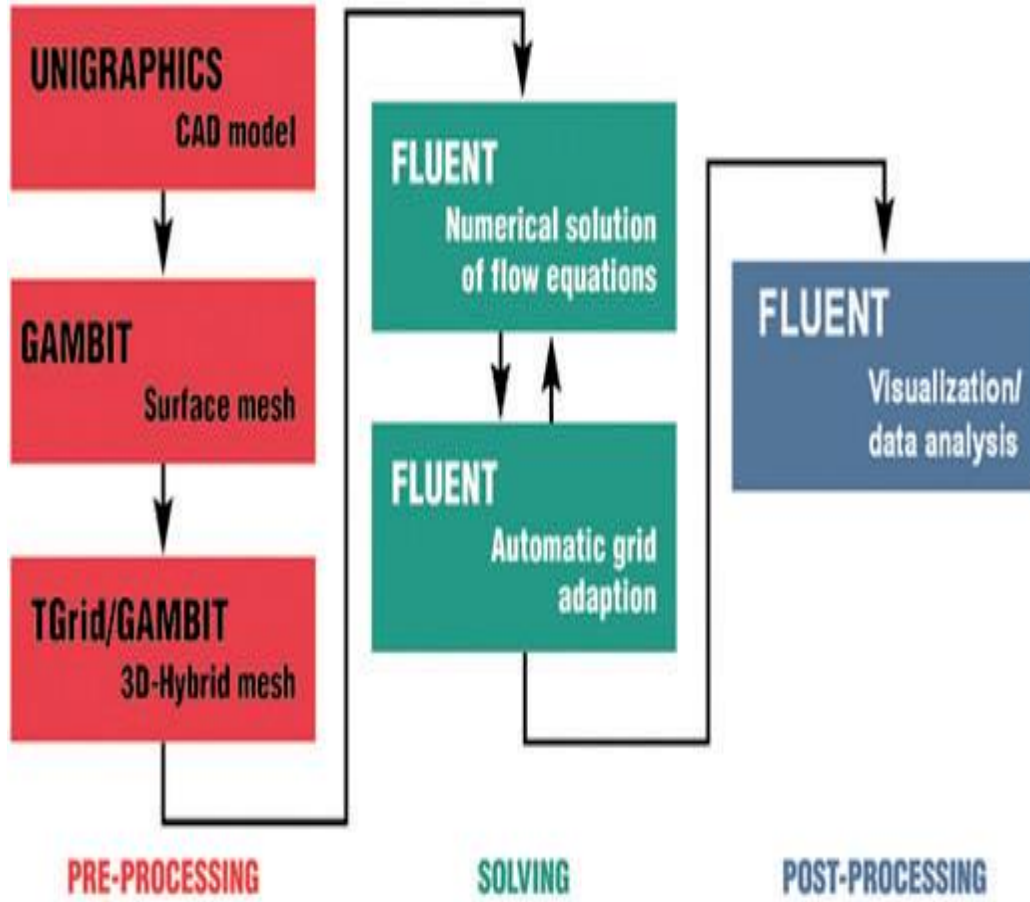
1. Çözüm ağları (Grids)
2. Türbülans
3. Bilgisayar donanımı
4. Çözüm yöntemleri



İkincil adımlar ise;

1. Çözüm ağları (Complex Geometry Definitions)
2. Önceki ve sonraki işleme (Pre and Pos Processing)
3. Algoritmalar

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, hesaplama ve tasarım çalışmalarında olduğu gibi benzetim tabanlı tasarımlarda da kullanılır. HAD deneysel akışkan dinamiğine göre daha düşük maliyetlidir ve sonuca daha çabuk ulaşılabilir. HAD ilgilenilen akış bölgesi içinde deneysel akışkan dinamiğine göre daha ayrıntılı incelenebilir ve değerlendirilebilir veriler sunar. Bununla birlikte deney esnasında ölçülemeyen, gözlemlenemeyen pek çok veriye hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile ulaşılabilir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, deney yapılması güç olan, ya da deney yapılmasının imkansız olduğu durumlar için de çok önemli bir alternatiftir. Şekil 6.2'de HAD işlem şeması görülmektedir.



Şekil 6.2. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği işlem şeması [26].

## BÖLÜM 7

### DENEYSEL ÇALIŞMALAR

#### 7.1. MANİFOLD TASARIMI

Bilgisayar destekli manifold tasarımı, kullanılacağı motorun özellikleri ve tasarımı gibi bir takım parametrelere bağlı kalınarak yapılır. Tasarım programlarının gelişmesi ile bir çok ürün gibi emme manifoldunun da tasarlanabiliyor olması üretim ve taşıma açısından büyük kazançlar elde edilmesini sağlamıştır. Bilgisayar destekli modellemenin hayatımızda olmadığı dönemlerde, bir manifolddan beklenen özelliklerin yerine getirilip getirilmediğini belirlemek için uzun sürelere ihtiyaç duyulmaktaydı. Şimdilerde ise, tasarım, üretim ve testler de dahil olmak üzere tüm işlemler kısa süre içerisinde tamamlanabilmektedir.

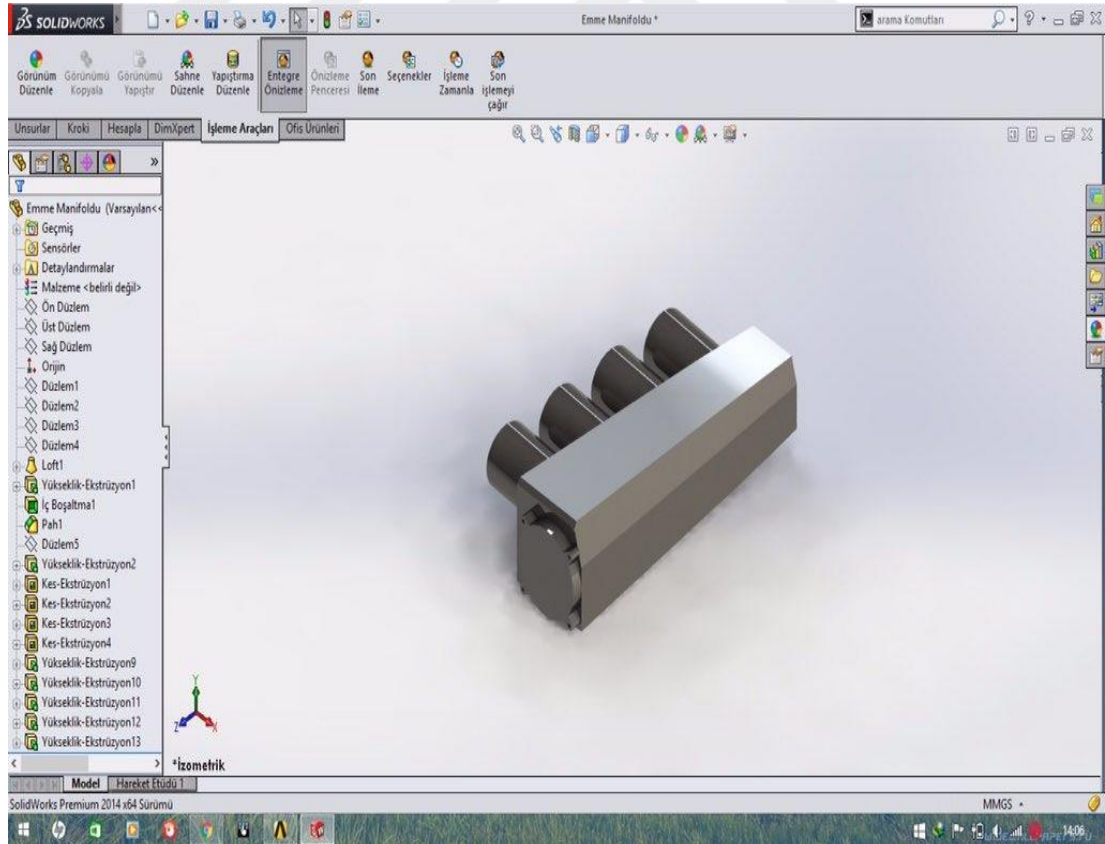
Bu çalışmamızda emme manifoldunu tasarlamak için SolidWorks 2014 programı kullanılmıştır. Emme manifoldu tasarlanırken Hyundai marka, Getz model aracın emme manifoldundan esinlenilmiştir. Model alınan emme manifoldunun orijinali Şekil 7.1’de görülmektedir.



Şekil 7.1. Model alınan emme manifoldu.

Şekil 7.1'deki emme manifolduna benzer bir tasarım SolidWorks 2014 programında yapılmıştır. Tasarım yapılırken orijinal tasarıma birebir benzetilmemekle birlikte genel görünüm olarak aynı tasarım hedeflenmiştir. Bu tasarım ise Şekil 7.2'de gösterilmiştir. Bu tasarım ilk tasarım olmakla birlikte, daha sonra bu tasarım üzerinde değişiklikler yapılarak dört farklı tasarım daha yapılmış ve bu tasarımların akış analizleri incelenerek sonuçları yorumlanmıştır. Buna göre en uygun tasarım elde edilmeye çalışılmıştır.

Diğer emme manifoldlarının tasarımı aşamasında, ilk tasarımın genel hatlarına bağlı olarak bazı küçük değişiklikler yapılmıştır. Bu değişiklikler giriş kısmının değişikliği, keskin kenarların yumuşatılması, çıkış kısımlarının yeniden tasarlanması gibi değişikliklerdir. Bu değişikliklerden sonra da analizler tekrarlanmıştır. Bunlardan ayrıntılı olarak bir sonraki bölümde söz edilmiş ve şekilleriyle birlikte daha açık gösterilmiştir.



Şekil 7.2. Tasarlanan emme manifoldunun genel görünümü.

## 7.2. AKIŞ ANALİZLERİ

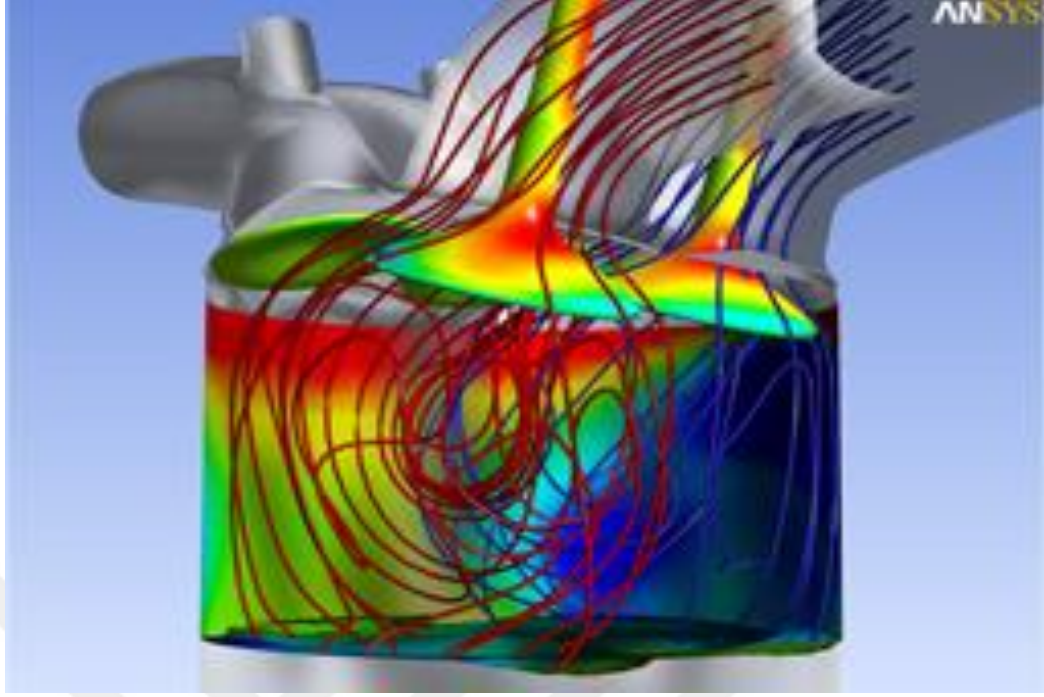
İç akış analizleri, belirli bir sistem içinde oluşan akış durumlarını incelememizi sağlayan akış analiz tipidir. Buna örnek olarak pompa akışı analizleri, boru içi akış analizleri, egzoz analizleri, manifold ve diğer belirli bir akışkanı kapatan sistemlerin analizleri verilebilir. Hesaplamalar ile basınç düşüş değerleri, kütle ve volumetrik debi değerleri ve sıcaklık değerleri görsel ve sayısal olarak elde edilebilir.

Sayısal yöntemler istenilen hassasiyette yaklaşık çözüm üretirler. Hassasiyet artırıldıkça işlem adımları artmakta, incelenen problem tipine göre güçlü ve daha hızlı bilgisayarlara ihtiyaç duyulabilmektedir. Günümüzde sürekli gelişme gösteren bilgisayar teknolojisi ile birlikte sayısal analiz yöntemleri de gelişerek karmaşık problemlerin bile modellenip çözülmesinde etkili bir çözüm yöntemi haline gelmiştir.

HEM sayısal modeli simülasyonu için dört silindirik bir aracın manifold modeli kullanılmıştır. Analizlerde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sayısal çözümlemede Sonlu Hacimler metoduna dayalı çözüm yapan ANSYS Fluent 15.0 yazılımı hava emme manifoldu iç akışını analiz etmek için kullanılmıştır. Analiz sonuçları doğrultusunda bu çalışma ile emme manifoldu için en iyi iç akış koşullarının belirlenmesi ve en uygun tasarımın elde edilmesi amaçlanmıştır.

Manifold tasarımı gerçekleştirildikten sonra, gerekli olan ağ örme işlemleri yapıp akış analizleri aşamasına geçilmiştir. Yapılan bu çalışmanın temel amacı basınç, hız gibi akış parametreleri dikkate alınıp, standart  $k-\epsilon$  türbülans modeli kullanılarak emme manifoldu içerisindeki en iyi akış koşullarını tahmin etmektir.

Akış analizleri her bir tasarıma ayrı ayrı uygulanmış ve farklı sonuçların ortaya çıktığı görülmüştür. Akış analizleri sonucunda, emme manifoldu içerisindeki hız değerleri elde edilmiştir. Bu değerlerin sayısal olarak ifade edilmesinin yanısıra grafikler ile de görsel olarak desteklenmiştir. Çıkışlardaki hızların daha anlaşılabilir olması amacıyla her bir çıkış ayrı ayrı numaralandırılmıştır. Şekil 7.3'te akış analizi örneği verilmiştir.



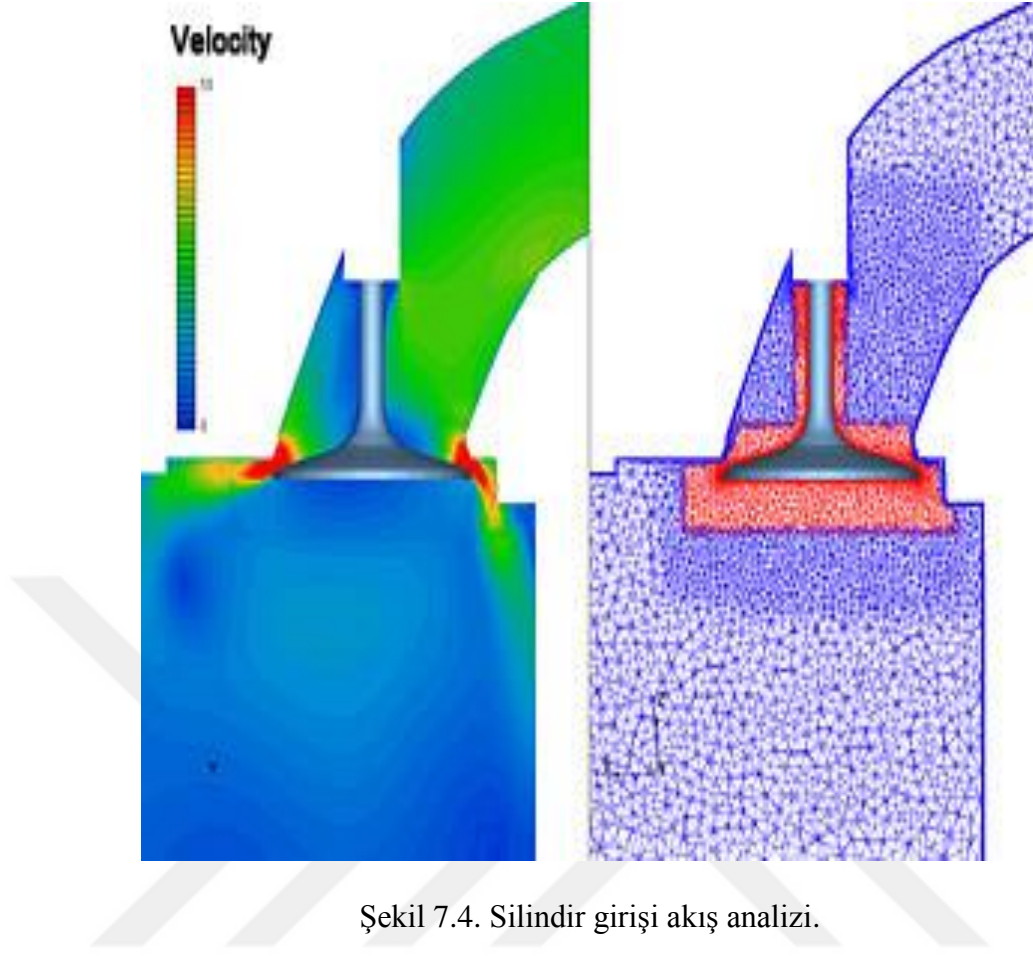
Şekil 7.3. ANSYS akış analizi örneği.

Akış analizleri, ürün tasarlanmadan önce, tasarımsal olarak en iyi ürünü ortaya çıkarma açısından çok önemli bir çalışmadır. Bu analizler yapılarak; ürünün hangi kısımlarında eksiklikler olduğu, hangi bölümünde hatalar meydana geldiği, ne gibi sorunlarla karşılaşılacağı gibi bilgiler edinilebilir. Bu bilgiler ışığında yorumlamalar yapılarak daha iyi bir ürün tasarımı gerçekleştirilebilir.

Geliştirilen yeni üründe de aynı analizler yapılarak iyileşmeler görülebilir. En iyi ürün tasarımının yapıldığına karar verildikten sonra üretime geçilerek bir çok maliyet ortadan kaldırılmış olur.

Şekil 7.4'te içten yanmalı bir motorun silindirine emme manifoldu ve supaplardan giren havanın akışının analizi görülmektedir.





Şekil 7.4. Silindir girişi akış analizi.

### 7.3. YÖNTEM

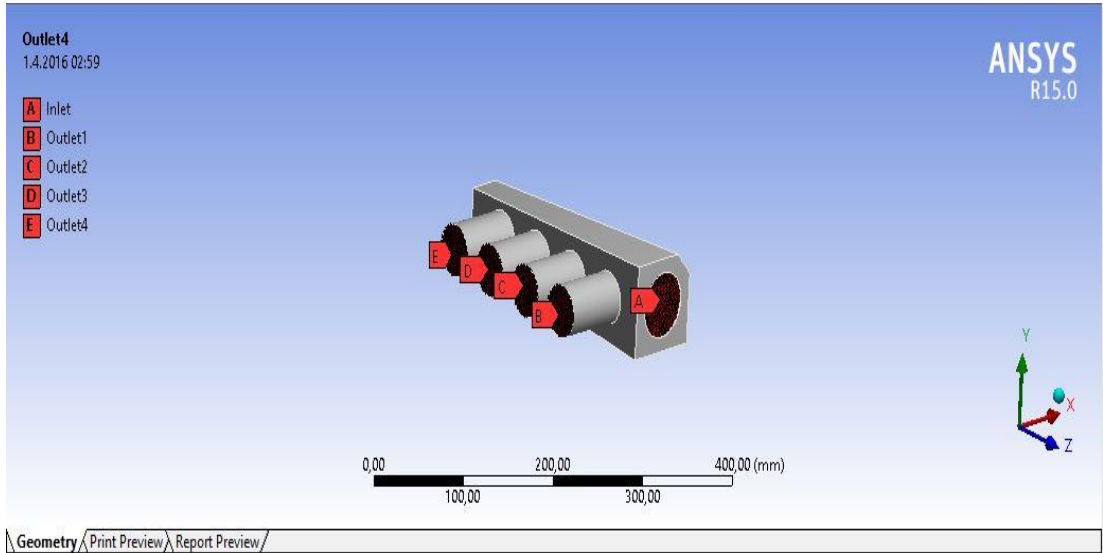
Bilgisayar teknolojisinin giderek gelişmesi ve kapasitelerinin artması, deney ve test düzeneklerinin yüksek maliyetli oluşu ve deney sürecinin uzun zaman alması HAD analizlerini çekici kılmakta olup mevcut tüm ticari HAD yazılımları genel olarak üç temel araç içermektedir [27].

Fiziksel modele ait geometrinin ve ağ (mesh) yapısının oluşturulması, sınır şartlarının tanımlanması ön işlemci kısmında, sonlu fark, sonlu hacimler, sonlu elemanlar ve spektral metot gibi çözüm tekniklerinin belirlenmesi çözümleyici kısmında, çözüm sonuçlarının alınması ve değerlendirilmesi son işlemci kısmında yapılan başlıca işlemlerdir.

Fiziksel problemin önemli özellikleri belirlendikten sonra HAD analizi için temel olarak yapılacak işlemler sırasıyla aşağıda maddeler halinde verilmiştir. Bunlar;

1. İlgili fiziksel problemin modellenmesi ve geometrinin oluşturulması,
2. Uygun sayısal ağ (mesh) yapısının oluşturulması,
3. Sayısal ağın kontrolü,
4. Çözümleyicinin belirlenmesi,
5. Malzeme özelliklerinin tanımlanması,
6. Başlangıç ve sınır şartlarının belirlenmesi,
7. Çözüm kontrollerinin ayarlanması,
8. Çözümlemenin yapılması,
9. Sonuçların alınması ve değerlendirilmesi.

Sayısal çalışmada; 4 silindirik, doğal emişli ve buji ateşlemeli bir motorun emme manifoldu geometrisi Şekil 7.5’de görüldüğü gibi Solidworks tasarım programında ilk geometri olarak oluşturulmuş ve ANSYS Workbench’te uygun sayısal ağ yapısının belirlenmesi için mesh atma işlemi gerçekleştirilmiştir. İlk geometri üzerinde gerekli akış analizleri yapılarak, alınan sonuçlar doğrultusunda yeni tasarımlar gerçekleştirilmiş ve akış hızı daha iyi olan tasarım elde edilmeye çalışılmıştır. Çalışmadaki sınır şartları ise Çizelge 7.1’de verilmiştir.



Şekil 7.5. İlk geometri.

Çizelge 7.1. Çalışmanın sınır şartları.

Parametre	Değer
Giriş Hızı	50 m/s
Giriş Basıncı	101,3 kPa
Çıkış Basıncı	9,5 kPa
Sıcaklık	313 K

Üç boyutlu, kararlı akış durumu için gerçekleştirilen sayısal simülasyonda türbülans modeli olarak standart k-ε modeli kullanılmıştır. Yapılan analizler sonucunda elde edilen veriler temel akış parametresi olan hız değişimleri cinsinden grafikler halinde sunularak aşağıda detaylı bir şekilde irdelenmiştir. Farklı tasarımlardaki akış analizleri ile elde edilen farklı değerler, tasarımın verimliliği konusunda açıkça bilgi vermektedir.

Standart k-ε modeli, iki denklemlili türbülans modelleri arasında ekonomikliği ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukta sonuç vermesi açısından yaygın olarak kullanılan yarı ampirik bir modeldir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve dissipasyon oranı (ε) için yazılan iki adet transport denkleminin çözümünü ve türbülans viskozitesinin hesabını içerir. Kaldırma kuvvetleri etkisi ihmal edildiğinde, bu transport denklemleri k ve ε için sırası ile;

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (7.1)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (7.2)$$

şeklinde yazılabilir. Bu modelde difüzyon terimleri;

$$\Gamma_k = \mu + \mu_t / \sigma_k \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \mu_t / \sigma_\varepsilon \quad (7.3)$$



Hız gradiyentinden kaynaklanan türbülans kinetik enerjisi üretimini ifade eden terim;

$$G_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (7.4)$$

olup burada türbülans viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi ve dissipasyon oranı cinsinden,

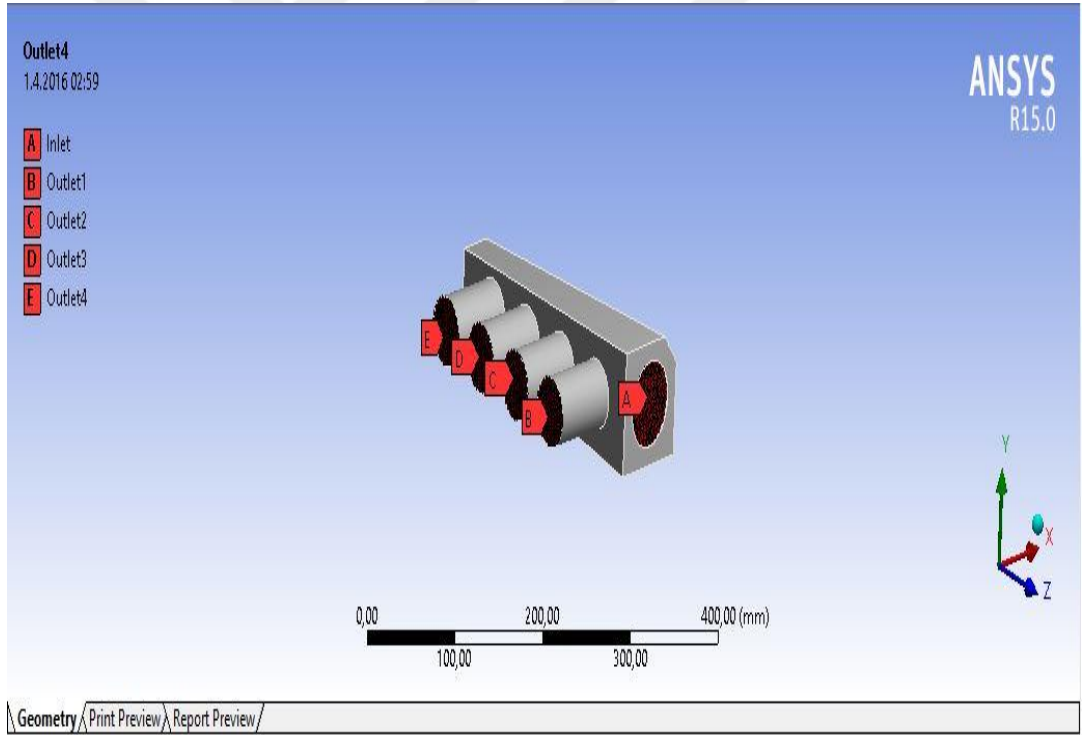
$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7.5)$$

yazılabilir. Bu modelde  $R=0$  olup diğer deneysel sabitleri:  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $k$  ve  $\varepsilon$  için tanımlanan türbülans Prandtl sayıları  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$  dir.

## BÖLÜM 8

### ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMA

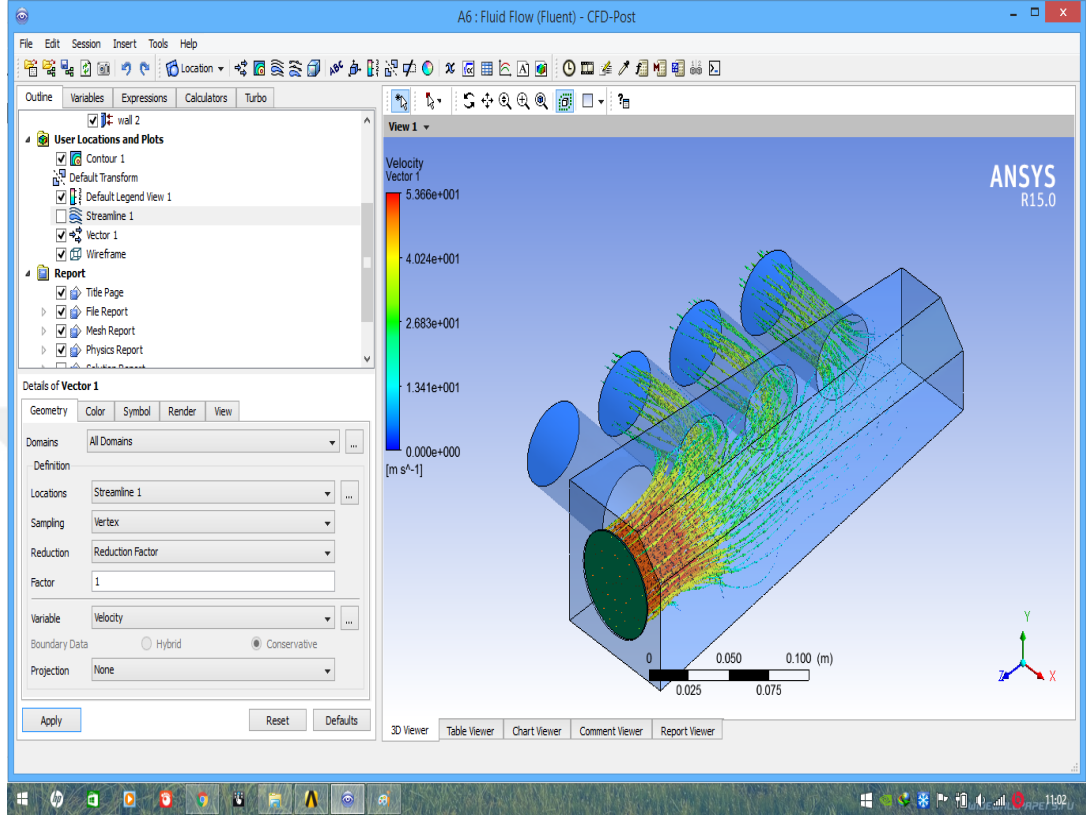
Yapılan bu çalışmada; 4 silindirik, doğal emişli ve buji ateşlemeli bir motorun emme manifoldu için HAD yazılımı kullanılarak sayısal sonuçlar elde edilmiş, ele alınan HEM için akışa ait hız değişimleri incelenmiştir. Şekil 8.1’de ilk tasarım ve Şekil 8.2’de bu tasarım üzerinde yapılan analizler sonucunda elde edilen akış yolu görülmektedir.



Şekil 8.1. İlk tasarımın giriş ve çıkış kısımları.

Şekil 8.2’den de anlaşılacağı üzere; ilk tasarımda giriş kısmına çok yakın ve dik konumda olan 1. Çıkış kısmının verimli kullanılmadığı görülmektedir. Bunun sebebi, belli bir giriş hızı ile içeriye giren havanın direkt olarak ileriye hücum etmesi

ve 1. çıkış kısmına uğramadan diğer runnerlara yönelmesidir. Çizelge 8.1’de verilen çıkış hızı değerleri de bunu açıkça göstermektedir.



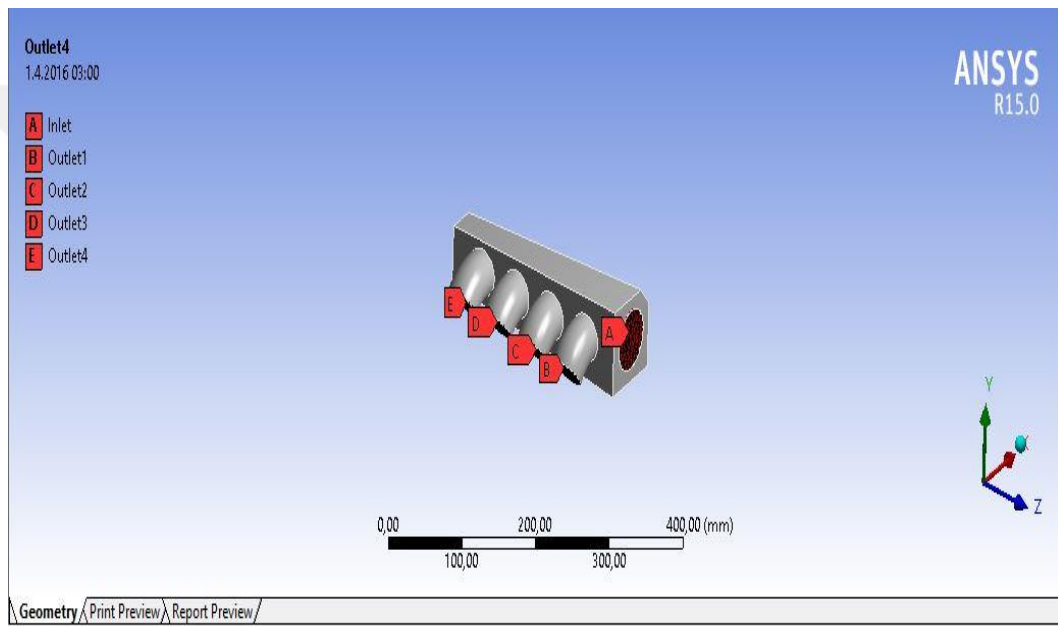
Şekil 8.2. İlk tasarımın akış analizi ve akış yolları.

Çizelge 8.1. İlk tasarım çıkış hızları.

Çıkışlar	Hız (m/s)
Çıkış 1	5,44
Çıkış 2	21,45
Çıkış 3	24,15
Çıkış 4	30,85

Şekil 8.3’te ikinci tasarım görülmektedir. Bu tasarımda giriş kısmı aynı kalmak kaydıyla, çıkış kısımları (runnerlar) aşağıya doğru kıvrımlı hale getirilmiştir.

Tasarımın bu hale getirilmesiyle çıkış hızları biraz daha iyileşmiş olup, birinci çıkış daha verimli kullanılmıştır. Bu tasarımdaki çıkış hızları Çizelge 8.2’de verilmiştir. Çıkış hızlarının artmasındaki en önemli sebep, akışın keskin kenarlarla karşılaşmadan, yumuşatılmış kenarlardan daha verimli bir şekilde sağlanmasıdır. Bu durum, tasarımdaki bu iyileştirmeler ile açıkça görülebilmektedir. Ayrıca çıkışlar menfez merkezine mümkün olduğunca yakın olmalıdır ki eşit havayla beslenebilsin. Bundan sonraki tasarımlarda bu durum da göz önünde bulundurularak gerekli işlemler yapılmış ve en uygun tasarım elde edilmeye çalışılmıştır.

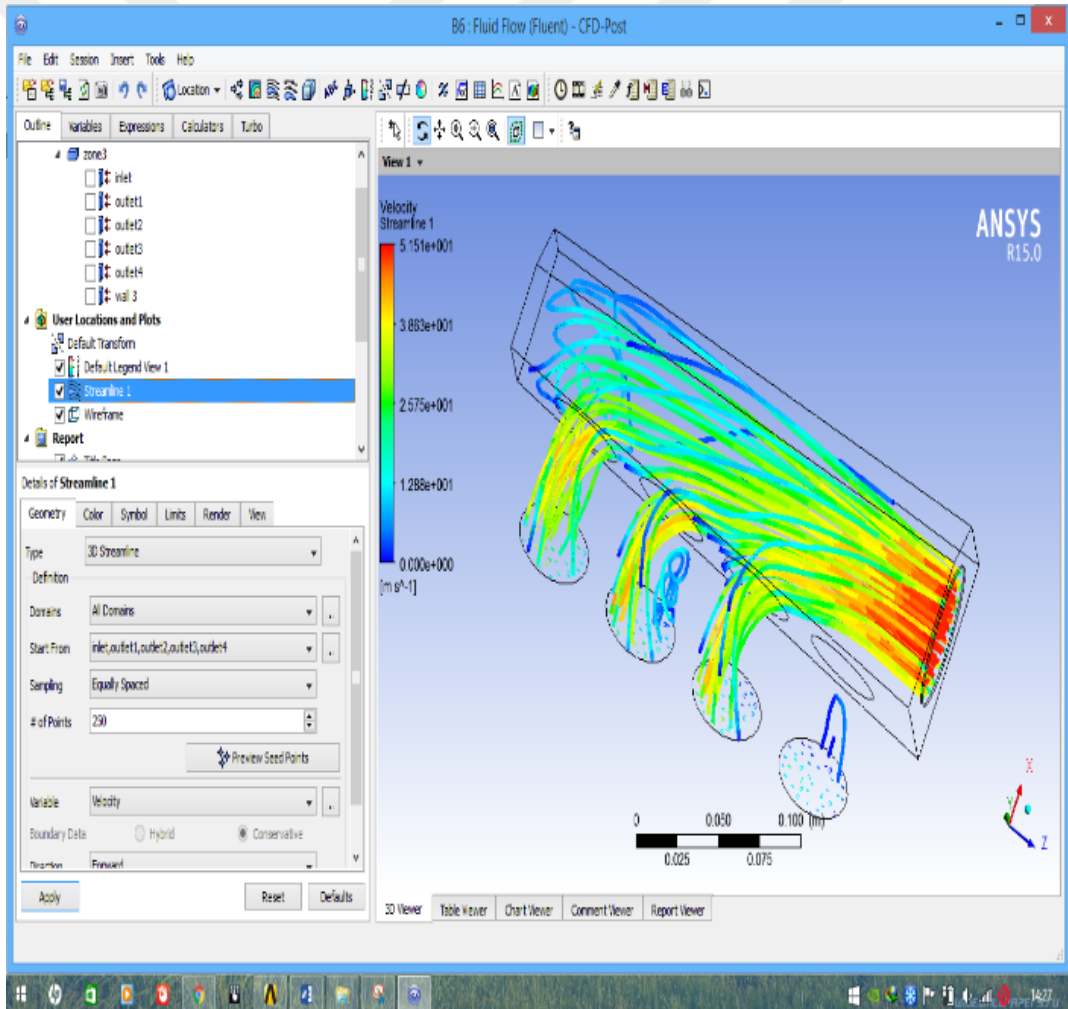


Şekil 8.3. İkinci tasarım.

Çizelge 8.2’deki çıkış hızları dikkate alınarak runnerların daha verimli kullanıldığı söylenebilir. Bu tasarımın akış yolu ise Şekil 8.4’te görüldüğü gibidir. Buradan da anlaşılacağı üzere sonraki tasarımlarda da bu iyileştirmeler dikkate alınarak manifold tasarımı daha verimli hale getirilmeye çalışılmıştır.

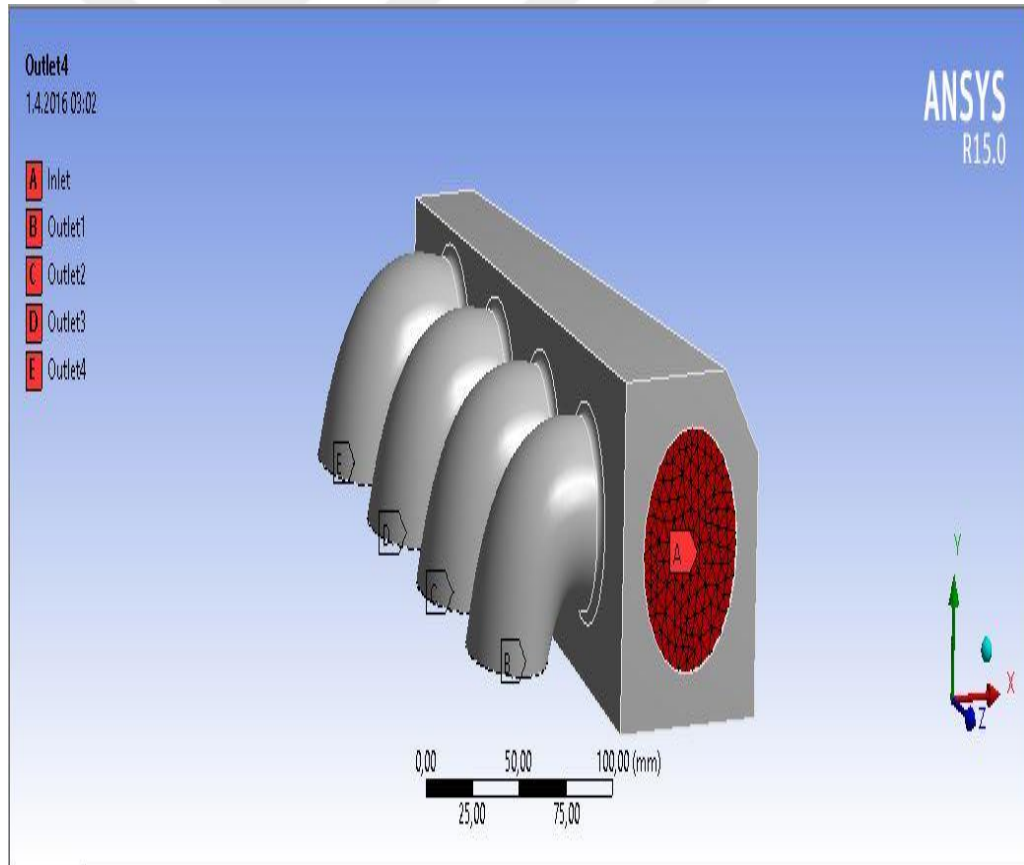
Çizelge 8.2. İkinci tasarımın çıkış hızları.

Çıkışlar	Hız (m/s)
Çıkış 1	11,44
Çıkış 2	25,64
Çıkış 3	27,67
Çıkış 4	31,95



Şekil 8.4. İkinci tasarımın akış analizi ve akış yolları.

Şekil 8.5'te manifold çıkış kısımlarının biraz daha uzatılması ve keskin kenarlarının yumuşatılması ile ortaya çıkan üçüncü tasarım görülmektedir. Bu tasarım üzerinde yapılan akış analizleri de göstermektedir ki, manifold içerisindeki keskin kenarların azaltılması ile akış hızı da artmaktadır. Manifold içerisindeki akışın yansımalar ve çıkış (runner) duvarlarına çarpması ile basınç ve hız kaybı meydana gelmektedir. Bu kayıpların önüne geçmek ise keskin kenarları yumuşatarak ve tasarımı daha estetik bir hale getirmekle mümkündür. Eğer bu kayıplar engellenirse akışkan basınçlı bir şekilde yanma odasına kadar ilerleyeceğinden silindirler içerisine alınan hava miktarı artacak olup, homojen hava-yakıt karışımı sağlanacak ve daha iyi bir yanma meydana gelecektir. Şekil 8.5'te görülen tasarımın giriş kısmı ve çıkış kısımları açıkça gösterilmiştir. Bu tasarım üzerinde yapılan akış analizleri sonucunda ortaya çıkan hız değerleri ise Çizelge 8.3'te gösterilmektedir.



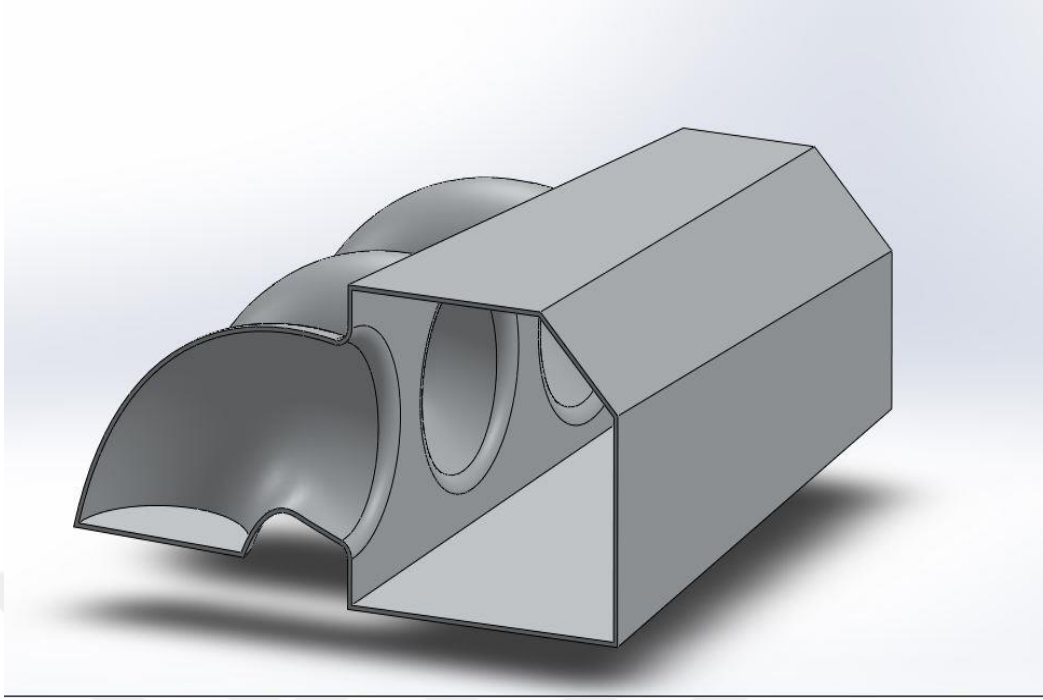
Şekil 8.5. Üçüncü tasarım.

Çizelge 8.3. Üçüncü tasarımın çıkış hızları.

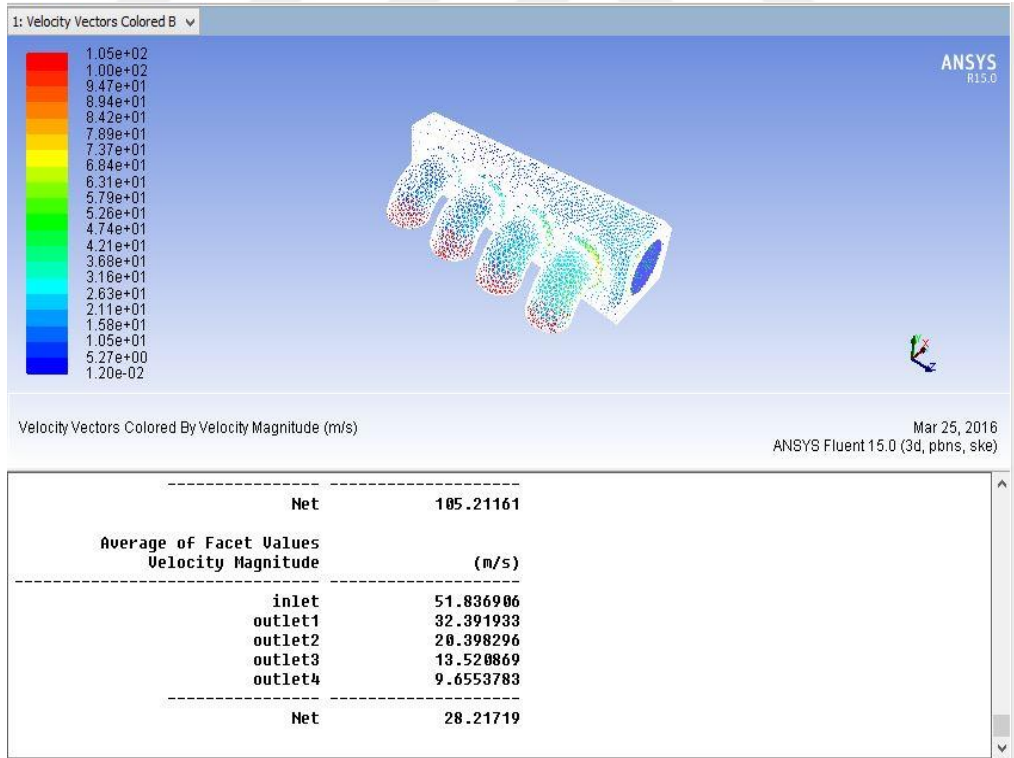
Çıkışlar	Hız (m/s)
Çıkış 1	32,39
Çıkış 2	20,39
Çıkış 3	13,52
Çıkış 4	9,65

Bu tasarımdaki hız değerlerinde bariz bir fark ortaya çıkmaktadır. Diğer tasarımlarda ilk çıkıştan faydalanılamazken, bu tasarımda ilk çıkışın hızı diğer çıkışlara göre fazladır. Bunun en önemli sebebi ise, runnerların menfez ile kesiştiği yerdeki keskin kenarların yuvarlatılmasıdır. Kenarlara yapılan radüs işlemi ile akış daha yumuşak bir şekilde sağlanarak birinci çıkışa yönelmesi kolaylaşmıştır. Akışın kolaylaşmasına bağlı olarak hız en yüksek burada gerçekleşmiştir. 4. çıkıştaki hız düşmesinin sebebi; giriş kısmından giren havanın söz konusu çıkışa ulaşana kadar yaşadığı kayıplardır. Bu durumda ilk çıkışlar havadan daha iyi beslenmekte, ileriye doğru bu etki azalmaktadır. Tasarımdaki küçük değişikliklerin, akış hızını ne ölçüde etkilediği buradan da açıkça görülmektedir. Şekil 8.6'da çıkışlardaki keskin kenarların yumuşatıldığı kesit görünüm ile çok açık bir şekilde gösterilmiştir.

Daha önceki tasarımlarda, keskin kenarları olan çıkış kısımlarının verimli şekilde kullanılmadığı, bu tasarımda ise giriş kısmından giren havanın daha verimli bir şekilde silindirlere ulaştığı görülmektedir. Bu durum Şekil 8.7'de de daha ayrıntılı şekilde görülmektedir.



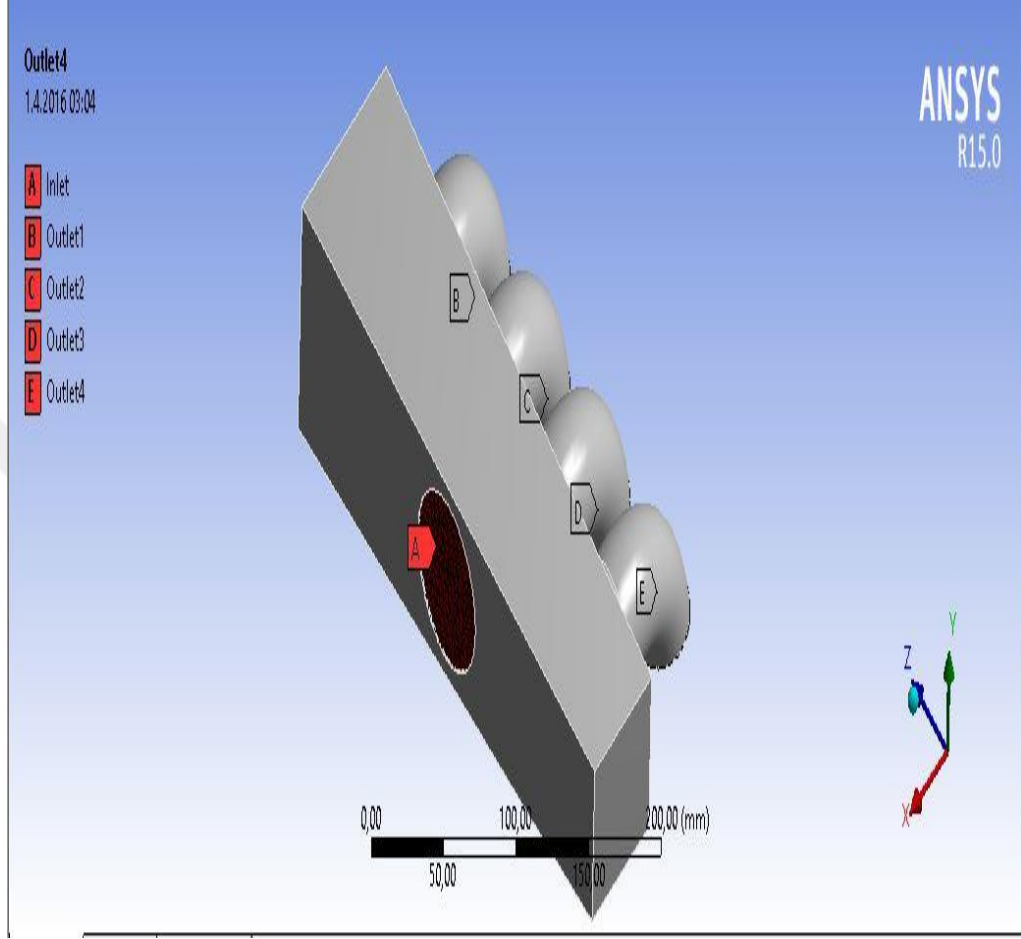
Şekil 8.6. Üçüncü tasarımın kesit görünümü.



Şekil 8.7. Üçüncü tasarımın akışı ve çıkış hızları.

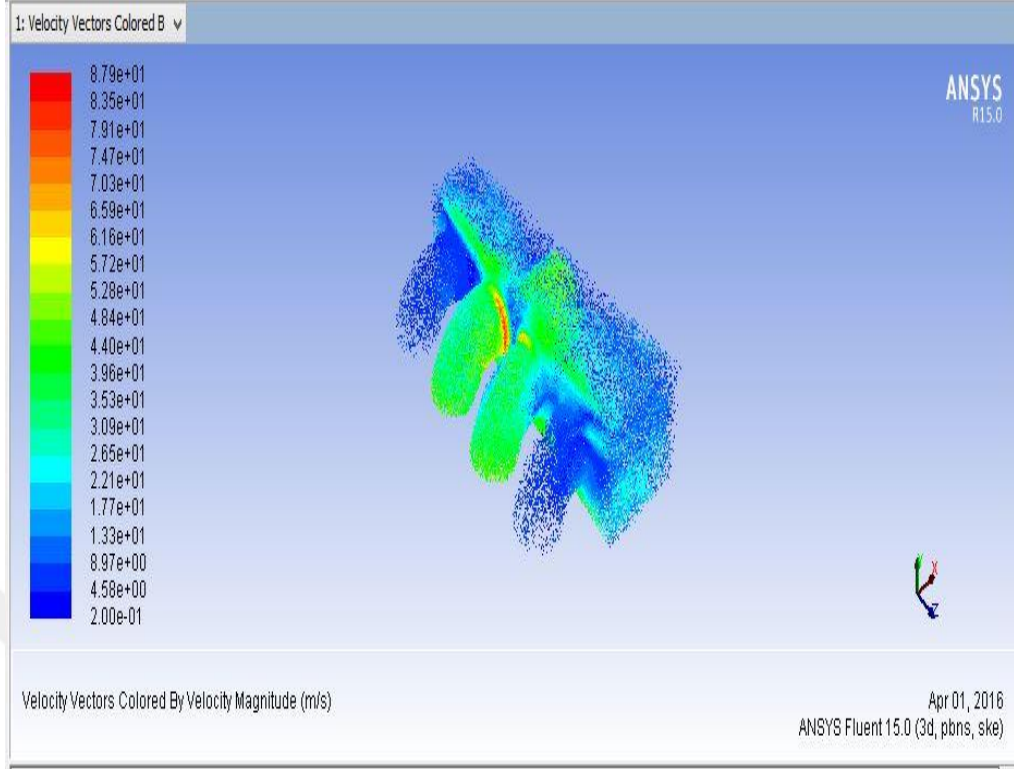


Bir sonraki tasarımda ise manifold giriş kısmı değiştirilerek, hava akışının runnerlara direkt olarak gönderilmesi amaçlanmıştır. Bu tasarım Şekil 8.8’de gösterilmiştir.



Şekil 8.8. Dördüncü tasarım.

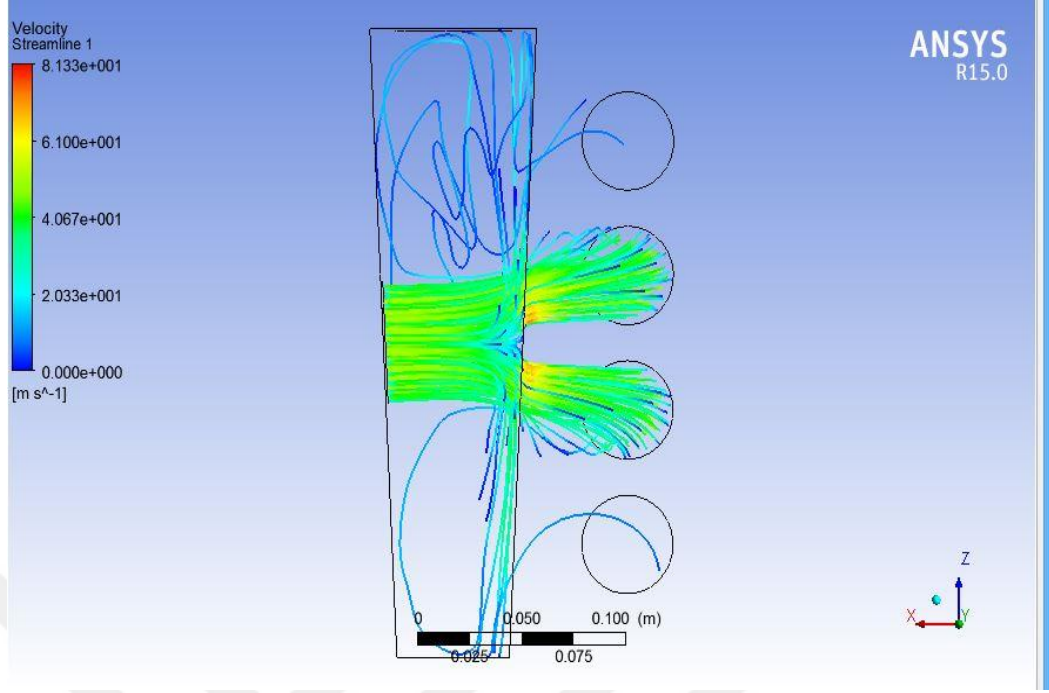
Dördüncü tasarımda hava girişinin yeri değiştirilmiştir. Bu değişiklik ile hava, çıkış kanallarına direkt olarak ulaşacak, hiç bir direnç ile karşılaşmayacağından hız kaybına uğramadan çıkışlardan silindirlere iletilecektir. Bu durumun ayrıntılı akış analizi yapılmış olup beklenen sonuç kısmen de olsa alınmıştır. Ayrıntılı akış analizi Şekil 8.9’da, analiz sonucu elde edilen akış yolu ise Şekil 8.10’da gösterilmiştir. Bu tasarımın çıkış hızları Çizelge 8.4’te verilmiştir.



Şekil 8.9. Dördüncü tasarımın akış analizi.

Çizelge 8.4. Dördüncü tasarımın çıkış hızları.

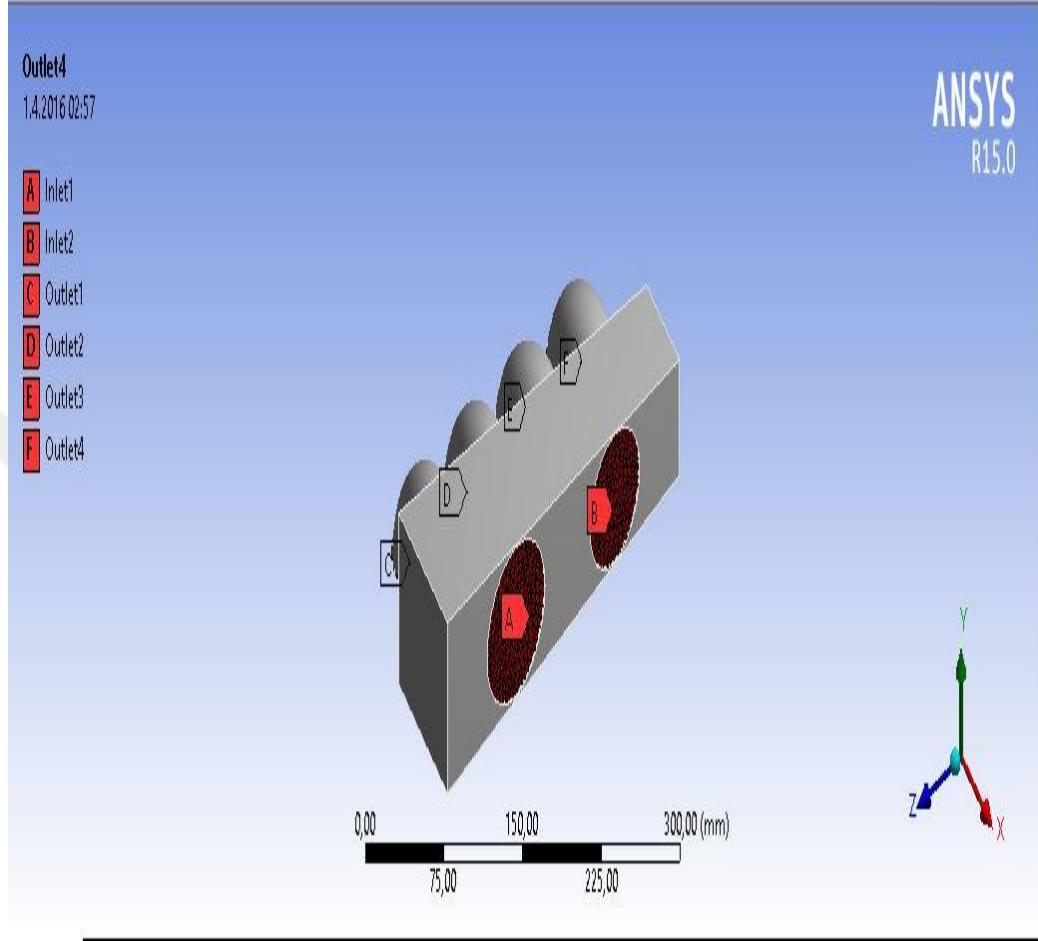
Çıkışlar	Hız (m/s)
Çıkış 1	9,10
Çıkış 2	52,99
Çıkış 3	51,71
Çıkış 4	9,81



Şekil 8.10. Dördüncü tasarımın akış yolu.

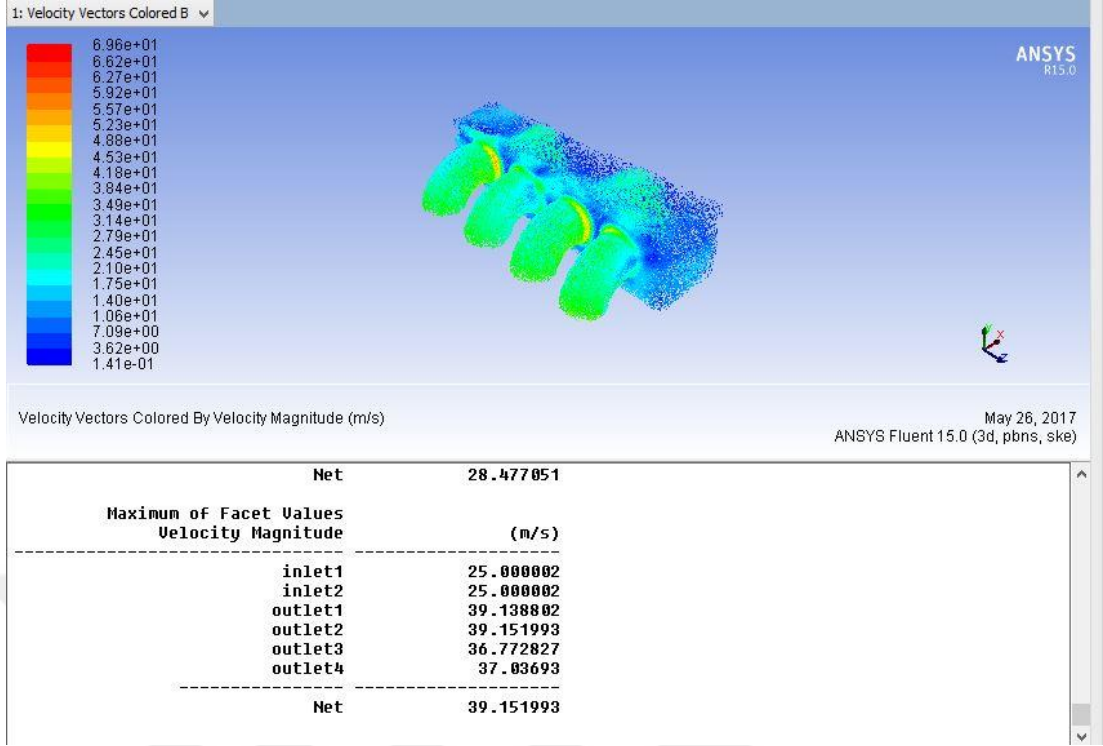
Emme manifold çıkışlarındaki hızlara bakıldığında tüm silindirlere ulaşan hava miktarı eşit olmamıştır. Akış esnasında girişten ilk olarak menfez merkezi beslenmiş ve türbülanslı bir akış oluşmuştur. Akış hızı önemli ölçüde 2. ve 3. çıkışlarda giriş kısmına yakın olmaları nedeniyle artarken diğer çıkışlarda azalmıştır. En az akış hızı ise 1. ve 4. çıkışlarda meydana gelmiştir. İkinci ve üçüncü çıkışlardaki çıkış hızlarının giriş hızından daha yüksek olmasının sebebi; akışın hiçbir engel ile karşılaşmadan doğrudan çıkışa yönelmesi ve çıkıştaki alçak basınç ile hızının daha da artmasıdır. Vakum etkisiyle bu durumun gerçekleşmesi söz konusudur. Manifold içerisinde bazı alanlarda yüksek basınçlar oluşurken bazı alanlarda ise basınç düşmektedir. Menfez içerisinde akışın çarptığı ve yoğun olduğu diğer alanlarda basınç değerleri artış göstermektedir. Oluşan basınç kayıplarının nedeni ise; akışın manifold içerisinden ayrılarak çıkışlara iletilmesi esnasında meydana gelmektedir. Kayıplara dikkat edildiğinde çıkış boğumları (viraj) ve giriş kısımları dışında basıncın azaldığı görülmektedir. Manifold içerisindeki akışın yansımalar ve dağıtıcı duvarlarına çarpması ile akışta meydana gelen hız kaybı ile bu noktalarda meydana gelen basınç ters orantılıdır.

Şekil 8.11'de beşinci tasarım verilmiştir. Bu tasarımda; daha önceki tasarımlar göz önünde bulundurularak en uygun tasarımın yapılması amaçlanmıştır.



Şekil 8.11. Beşinci tasarım.

Bu tasarımda, bir önceki tasarımın çıkış hızları dikkate alınarak, her iki çıkışın tam merkezine giriş kısımları yerleştirilmiştir. Diğer tasarımlarla aynı şartlarda karşılaştırma yapmak amacıyla her iki giriş kısmına da 25 m/s giriş hızı tanımlanmıştır. Bununla tüm çıkışlardan en verimli şekilde faydalanmak amaçlanmıştır. Bu sayede silindirler içerisine alınan dolgu en verimli ve en hızlı şekilde alınacaktır. Bunun sonucunda da yanma işlemi en iyi şekilde gerçekleşecek ve motor performansında da iyileşmeler olacaktır. Şekil 8.12'de bu tasarımın akış analizi verilmiştir.



Şekil 8.12. Beşinci tasarımın akış analizi.

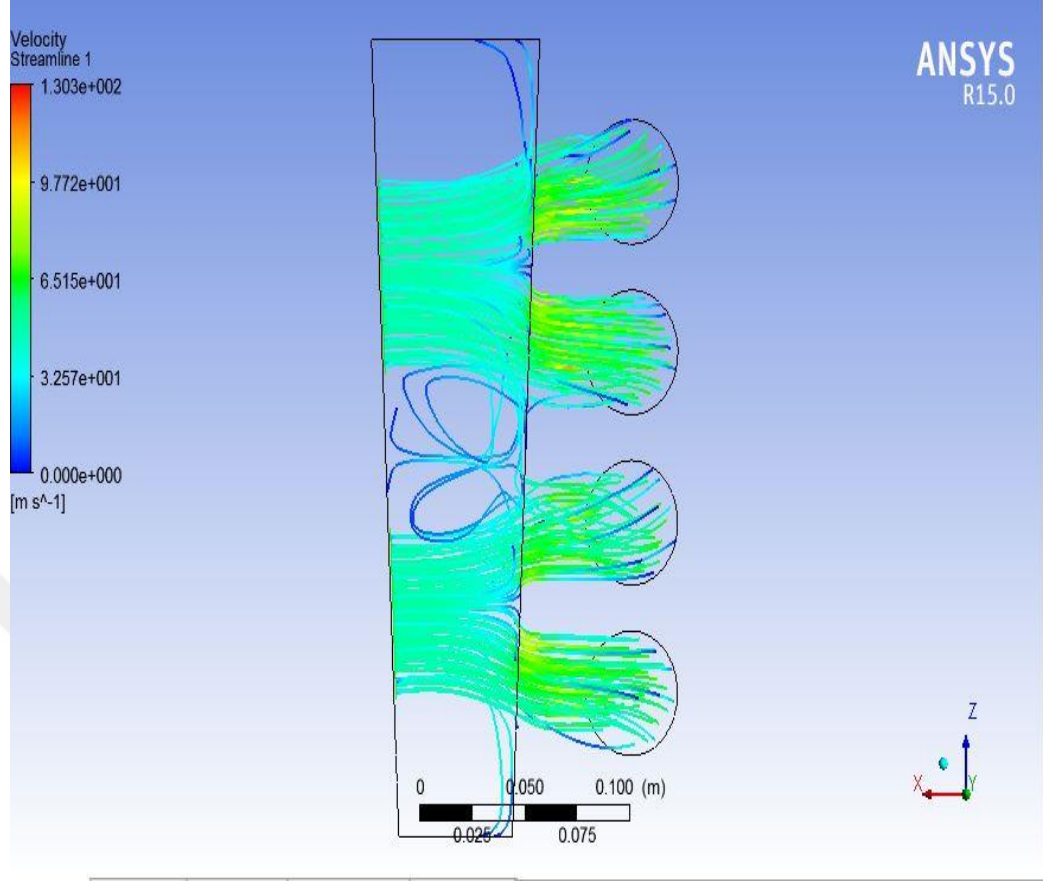
Şekil 8.12’de de görüldüğü gibi; yapılan analizde, çıkış kısımlarındaki tüm hızlar birbirine yakın ve gayet idealdir.

Yapılan analiz sonucu elde edilen hızların sayısal olarak gösterimi Çizelge 8.5’te verilmiştir.

Çizelge 8.5. Beşinci tasarımın çıkış hızları.

Çıkışlar	Hız (m/s)
Çıkış 1	39,13
Çıkış 2	39,15
Çıkış 3	36,77
Çıkış 4	37,03

Şekil 8.13’te ise; beşinci tasarımda yapılan analizler sonucunda elde edilen akış yolu görülmektedir.

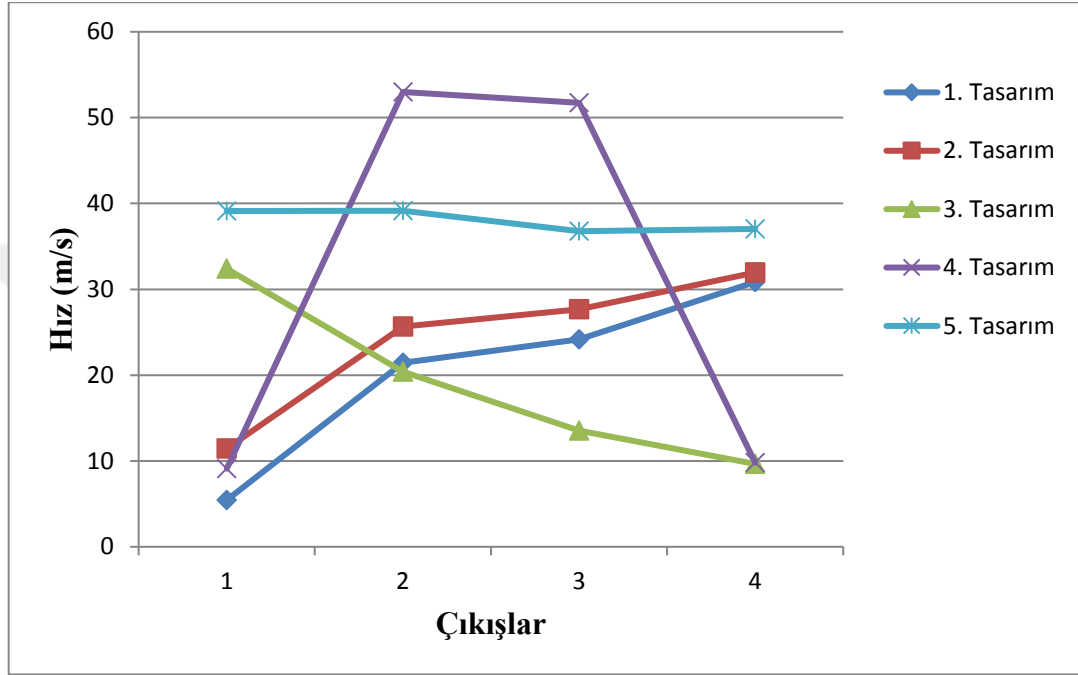


Şekil 8.13. Beşinci tasarımın akış yolu.

Şekil 8.13'te de görüldüğü gibi; iki giriş kısmının kullanılması ile akış çok daha net ve daha düzgün bir şekilde çıkışlara yönelmektedir. Çıkışlardaki düşük basıncın da etkisiyle akış hızları, giriş hızından daha yüksek düzeylere çıkmaktadır. Akışın bu kadar net ve düzgün sağlanması, menfez içerisindeki keskin kenarların da yumuşatılmasıyla mümkün olmuştur. Havanın herhangi bir keskin kenar ile karşılaşmadan yumuşatılmış kenarlardan rahatça geçişler yapması sağlanmıştır. Bununla ayrıca menfez içerisindeki geri dönüşler de azaltılmıştır. Tasarımın çıkış hızları Çizelge 8.5'te verilmiştir.

Şekil 8.12 ve Şekil 8.13 ile Çizelge 8.5'te görüldüğü üzere; akış yolu ve çıkış hızlarına bakıldığında, beşinci tasarımın gayet ideal bir tasarım olduğu görülmektedir.

Tasarlanan son emme manifoldunda yapılan analizlerde, elde edilen sonuçların önceki tasarımlara göre çok daha iyi olduğu açık bir şekilde anlaşılmaktadır. Şekil 8.14'te tüm tasarımların karşılaştırılması grafiksel olarak gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde hız ve uniform dağılım olarak en uygun tasarımın beşinci tasarımla elde edildiği görülmektedir.



Şekil 8.14. Tasarımların karşılaştırılması.

## BÖLÜM 9

### SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada; 4 silindirli, doğal emişli ve buji ateşlemeli bir motor için beş adet emme manifoldu tasarlanmıştır. Bu emme manifoldları için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı kullanılarak sayısal sonuçlar elde edilmiş, akışa ait hız değişimleri incelenmiştir. Analizler sonucunda aşağıdaki sonuçlara varılmıştır;

1. Manifold giriş kısmının yeri akış için çok önemlidir. Giriş kısmının çıkış kısımlarına dik olarak konumlandırılması ile akışın ulaşamadığı çıkışlar olabilmektedir. İlk tasarımda olduğu gibi; giriş kısmından giren havanın birinci çıkış kısmına yönelmeden doğrudan diğer çıkışlara yöneldiği gözlenmiştir.
2. Manifold içerisindeki keskin kenarlar, akış yolunu ve akış hızını olumsuz etkilemektedir. Bu keskin kenarların yumuşatılması ile akış daha düzgün ve daha net olmakta, buna bağlı olarak da akış hızı artmaktadır. Birinci tasarımda manifold içi keskin kenarların olması dolayısıyla çıkış hızları en düşük seviyelerdedir.
3. Bu çalışmada en uygun tasarımın beşinci tasarım olduğu belirlenmiştir. Bu tasarımda iki adet hava girişi bulunmaktadır. Her iki çıkış için bir adet giriş menfezi ile hava akışı kolaylaştırılmıştır. Bu tasarımın enjeksiyonlu motorlar için uygun olduğu söylenebilir.
4. Standart k-ε modeli; oluşan girdapları, tüm bağlantı noktaları ve menfez (basınç odası) içerisindeki akışın dağılımını en iyi şekilde göstermektedir. Dolayısıyla emme manifoldu içindeki akışı analiz etmek için bu model iyi bir seçim olarak karşımıza çıkmaktadır.



5. Emme manifoldunun tasarımında, basınç kayıpları olabildiğince en aza indirilmelidir.
6. Basınç kayıplarındaki çok küçük farklılıkların, motorun volumetrik verimine çok ciddi etkileri olmaktadır.
7. Dizel ve Otto motorlarında optimum manifold tasarımının yapılan teorik analizlerle belirlenmesi ve aynı tasarımın imal edilerek motorlarda denenmesi önem arz etmektedir.
8. Emme manifolduna giren hava sıcaklığı değiştirilerek akış üzerindeki etkisi incelenebilir.
9. Bilgisayar destekli tasarım ve akış analizlerinin kullanılması sayesinde haftalarca süren işlemlerin birkaç gün içerisinde gerçekleştirilmesi mümkün olabilmektedir.

## KAYNAKLAR

1. Rajput, R., "Internal Combustion Engine", *Laxmi Publications*, 228, 238-240, New Delhi (2007).
2. Safwan, M., "Pressure drop analysis of 1.6l car air intake system", *Faculty of Mechanical Engineering University Malaysia, Pahang* (2009).
3. Phaneendra, V., Pandurangadu, V and Chandramouli, M., "Performance evaluation of a four stroke compression ignition engine with various helical threaded intake manifolds" *International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering (IJARME)*, 2 (1): 53-60 (2012).
4. Prasad, S.L.V., and Pandurangadu, V., "Reduction of emissions by intensifying air swirl in a single cylinder diesel engine with modified inlet manifold", *International Journal of Applied Engineering and Technology*, 1 (1), 18-23 (2011)
5. Reddy, R. P., Rajulu, G. K. and Naidu, V. S., "Experimental investigation on diesel engines by swirl induction with different manifolds", *International Journal of Current Engineering and Technology*, Special Issue (2), 488-492 (2014)
6. Martins, J., Teixeira, S. and Coene, S., "Design of an inlet track of a small I.C. engine for swirl enhancement", *20th International Congress of Mechanical Engineering*, Brazil, 15-20 (2009).
7. Paul, B. and Ganesan, V., "Flow field development in a direct injection diesel engine with different manifold", *International Journal of Engineering Science and Technology*, 81-90 (2010).
8. Aadepe, S., Prasanth, I. S. N. V. R. and Naik, M. J., "Design of intake manifold of IC engines with improved volumetric efficiency", *International Journal & Magazine of Engineering Technology Management and Research*, 26-33 (2014).
9. Sulaiman, S. A., Murad, S. H. M. and Karim, Z. A., "Study of flow in air intake system for a single cylinder go-kart engine", *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, (1): 91-104 (2010).
10. Murali, B. and Mallikarjuna, J. M., "Effect of engine speed on in cylinder tumble flows in a motored internal combustion engine an experimental investigation using particle image velocimetry", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 4 (1): 1-14 (2011).

11. Dal, M., “Emme manifoldu dizaynının motor performansına etkisi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2009).
12. Khan, M., Salim, S. M., “Evaluation of CFD sub-models for the intake manifold port flow analysis”, *EURECA 2013*, 93-94 (2013).
13. Kumar, D., Sharma, S. and Gangacharyulu, D., “Studies on improvement of intake manifold for compressed natural gas automobile internal combustion engine”, *Thapar University Department of Mechanical Engineering*, India (2004).
14. Loong, Y. K. and Salim, S. M., “Experimentation and simulation on the design of intake manifold port on engine performance”, *EURECA 2013*, 51-52 (2013).
15. Shinde, P. A., “Research and optimization of intake restrictor for Formula SAE car engine”, *International Journal of Scientific and Research Publications*, 4 (4): 1-5, Pune (2014).
16. Özdamar, İ. ve Yelken, B., “Benzin Motorları”, *MEB Yayınları*, İstanbul (2004).
17. Binczewski, G. J., “The point of a monument: A history of the aluminum cap of the Washington Monument”, *Journal of The Minerals, Metals & Materials Society*, 47 (11): 20-25 (1995).
18. Kandemir, K. ve Can, A. Ç., “Otomotiv endüstrisi için magnezyum alaşımlarının kullanım potansiyeli”, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 9 (1): 37-45 (2003).
19. Eratıcı, E., “Magnezyum alaşımlarının TIG kaynak özellikleri”, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2011).
20. Özdamar, İ. ve Yelken, B., “Benzin Motorları”, *MEB Yayınları*, İstanbul (2004).
21. Deniz, O., “İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları”, *Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi*, İstanbul (2008).
22. Demir, A., “Emme Manifoldu Basıncı”, <http://www.otoguncel.com/teknik-bilgiler/emme-manifoldu-basinci/> (2016).
23. Borat, O., Sürmen, A. ve Balcı, M., “İçten Yanmalı Motorlar Cilt 1”, *Teknik Eğitim Vakfı Yayınları*, Ankara (1994).
24. Ergenç, A. T., “Volumetrik Verim Ders Notları”, *Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği*, İstanbul (2009).

25. GrapeAperacing, “Induction Systems in Spark Ignition Engines”, [grapeaperacing.weebly.com/uploads/4/1/2/0/41206275/inductionsystems.pdf](http://grapeaperacing.weebly.com/uploads/4/1/2/0/41206275/inductionsystems.pdf) (2016).
26. Bulut, S. ve Ünveren M., “Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği”, *HSK ar-ge Teknik Bülten No: 5*, Mart (2011).
27. Gedik, E., “Silindirik borularda manyeto hidrodinamik akışın deneysel olarak incelenmesi ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile sayısal analizi”, Doktora Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük (2012).



## ÖZGEÇMİŞ

Tevfik ATAMAN 1991 yılında İstanbul'da doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. Küçükçekmece İsmet Aktar Anadolu Teknik Lisesi Makine Bölümü'nden mezun oldu. 2009 yılında Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği Bölümü'nde yüksek öğrenime başlayıp 2013 yılında bölüm birinciliği ile mezun oldu. 2014 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başlamış olduğu yüksek lisans programına devam etmektedir.

### **ADRES BİLGİLERİ**

Adres : İstasyon mah. Yeni Cami Sokak. No:13/2

Küçükçekmece/İSTANBUL

Tel : (542) 375 08 91

E-posta : [tevfik.ataman@windowslive.com](mailto:tevfik.ataman@windowslive.com)